

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi della risposta forzata dovuta ad effetti di non stazionarietà del flusso nella turbina di bassa pressione

Avio Aero
A GE Aviation Business



Tutor Accademico:
Prof. Daniele Botto

Tutor Aziendale:
Ing. Enrico Ampellio

Candidato:
Donato Santoruvo

Luglio 2019

Analisi della risposta forzata dovuta ad
effetti di non stazionarietà del flusso
nella turbina di bassa pressione

Donato Santoruvo

Alla mia famiglia

Nonostante l'infinita distanza che ci separa,
ai miei nonni per essermi stati accanto,
a mio zio per avermi ispirato.

Ringraziamenti

Giunto alla fine di questo lavoro di tesi colgo l'occasione per ringraziare le persone che sono state fondamentali per il raggiungimento di questo traguardo.

Un grazie, il più grande, va alla mia famiglia. A mio padre per aver creduto sempre in me, per ricordarmi prima di ogni esame *“che le capacità le hai”*, anche quando ero convinto di non averle. Per avermi insegnato il significato del sacrificio, della dedizione e della passione nelle cose che si fanno, per avermi insegnato a diventare uomo.

A mia madre, per l'affetto e la premura che la contraddistingue, per le lasagne preparate prima di ogni partenza, perché si sa *“quelle fatte in casa non saranno mai buone come quelle comprate”*, ed infine, per avermi trasmesso l'innata passione per la cucina.

Ai mie due fratelli, Giovanni e Francesco. È vero, anche se secondo la mia teoria, io dovrei essere il migliore dei tre, non possono negare il fatto che senza Giovanni non avrei scoperto, seppur indirettamente, la mia passione per la scienza, e non avrei avuto una guida che mi indirizzasse verso la giusta strada, e senza Francesco, *“il piccolo, che ormai tanto piccolo non lo è più”* non avrei scoperto quella leggerezza nell'affrontare la vita che solo chi si affaccia *“al mondo dei grandi”* può insegnarti.

Un grazie va anche alla mia amica Silvia. Un'amicizia nata per caso, in un momento difficile della mia vita, ma forse la più vera, destinata a durare per tanto altro tempo. Grazie per avermi sopportato, per avermi ascoltato e riascoltato quando ti ripetevo le stesse cose, senza mai perdere la pazienza. Per aver alleggerito le mie giornate con le tue pessime battute, per essermi stato accanto in quei giorni dove vedere uno spiraglio di luce era davvero difficile. Grazie per avermi aiutato ad andare avanti e a non mollare mai, a credere di più in me stesso e a ricordarmi ogni giorno che ci sarà sempre qualcuno che ti vuole bene e pronto ad aiutarti.

Grazie a Valeria, amica di collegio, amica di esami e amica di *“mai una gioia”*. Non dimenticherò mai tuoi messaggi *“Check giornaliero: sei ancora vivo?”* durante le sessioni d'esame, quando ormai di me si era persa ogni traccia. Per le iniezioni di caffeina condivisi per essere sempre più performanti nello studio, per le piacevoli chiacchierate scambiate tra i corridoi. Grazie anche a te per essermi stata vicina nei momenti di difficoltà.

Un grazie a Marianna, vicina di stanza, che grazie al suo carisma è sempre pronta a strapparti un sorriso anche nelle giornate meno belle. È vero, mi tratti sempre male, ma ti voglio bene lo stesso.

Grazie ad Annibale, l'amico della vita, un'amicizia nata tra i banchi della scuola elementare e tutt'ora ancora viva. Grazie per essere stato sempre disponibile, per farmi ridere ogni volta che ci sentiamo con le tue idee rivoluzionarie, per le cose assurde che racconti e per il tuo modo di fare.

Ringrazio il Collegio Einaudi per avermi regalato una seconda famiglia, delle amicizie speciali, dei ricordi bellissimi che rimarranno per sempre impressi nella mia mente.

Ringrazio l'Ing. Marco Moletta, l'Ing. Paride Mesaglio Chittaro, l'Ing. Enrico Ampellio e l'Ing. Witold Szwed per avermi guidato durante l'attività di tesi con i loro numerosi aiuti e consigli durante l'esperienza in GE Avio Aero.

Un grazie a tutti i ragazzi del Greatlab, soprattutto ad Andrea, mio compagno di scrivania e di pause caffè, che ha reso più piacevoli le intense giornate lavorative durante il periodo di tesi.

Infine, un profondo grazie va anche al Politecnico di Torino, per l'elevata esperienza formativa, al Prof. Daniele Botto e il Prof. Christian Firrone per avermi affiancato in questo lavoro di tesi, e a tutti i colleghi universitari incontrati durante il corso di questi anni.

Sommario

Lo scopo di questa tesi si pone all'interno di un progetto ben più ampio e ambizioso denominato GREAT2020 con l'obiettivo di rendere l'aviazione civile sempre più sostenibile ed ecompotabile. Questi obiettivi sono raggiungibili soltanto attraverso un'accurata ed efficiente progettazione delle componenti che costituiscono il motore aeronautico al fine di aumentarne il rendimento, ridurre il dispendio di carburante e quindi abbattere le emissioni degli agenti inquinanti.

Avio Aero leader nella progettazione delle turbomacchine ha sviluppato, in collaborazione con il Politecnico di Torino, un software in grado di effettuare un'analisi aeromeccanica preliminare della turbina di bassa pressione con l'obiettivo di ridurre i tempi e i costi di progettazione, permettendo quindi la ricerca di nuove soluzioni ingegneristiche che consentano di soddisfare gli obiettivi preposti.

Il software, denominato PRIME (Preliminary Integrated Multidisciplinary Environment), integra al suo interno la possibilità di realizzare il CAD, partendo da una geometria ottimizzata a garantire la massima efficienza aerodinamica, per poi effettuare tutta una serie di analisi strutturali e aerodinamiche che consentano di definire completamente il comportamento della pala.

Questa dissertazione punta l'attenzione sull'analisi della risposta forzata della turbina di bassa pressione prodotta dalla non stazionarietà del flusso. Si cerca di investigare su quelle che sono le interazioni tra le forzanti armoniche, prodotte appunto dal flusso, ed i modi di vibrare propri della struttura, quindi del complesso disco-pala, con l'obiettivo di individuare la presenza di eventuali criticità che possano compromettere il corretto funzionamento del motore all'interno del range operativo.

Il campo non stazionario richiede un'analisi CFD dall'elevato costo computazionale, soprattutto se la si estende a tutto il complesso turbina. La soluzione che è stata adottata sfrutta i modelli *mixing plane*, con il quale è possibile determinare la soluzione media, *steady state*, sull'intera macchina, in modo tale da estrarre le condizioni al contorno ed i campi di inizializzazione per le successive analisi nel dominio del tempo sulla schiera di interesse. La riduzione dei tempi di calcolo è stata ottenuta sfruttando la natura armonica dei fenomeni non stazionari mediante l'ausilio di opportuni modelli di periodicità.

I risultati ottenuti dall'analisi non stazionaria sono stati poi impiegati per valutare la risposta forzata mediante un tool sviluppato all'interno di Avio: @Forced. Dopo aver eseguito alcune analisi di validazione dei codici utilizzati, si è provveduto ad integrare tali funzioni all'interno di PRIME in modo tale da rendere l'intero processo automatico.

Sviluppi futuri, sempre nell'ottica di progettazione preliminare, mirano a ridurre drasticamente i tempi di calcolo computazionali per un'analisi non stazionaria, con un opportuno margine di errore.

Abstract

The purpose of this thesis is within a much broader and more ambitious project called GREAT2020 which aims at making civil aviation more sustainable and environmentally friendly. These objectives can only be achieved through a careful and efficient design of the components that make up the aircraft engine in order to increase its performance, reduce fuel consumption and therefore reduce pollutant emissions.

Avio Aero, leader in turbomachinery design, in collaboration with the Polytechnic University of Turin, has developed a software capable of performing a preliminary aeromechanical analysis of the low pressure turbine with the aim of reducing design time and costs, and thus enabling the search for new engineering solutions to meet the objectives.

The software, called PRIME (Preliminary Integrated Multidisciplinary Environment), integrates within it the possibility of generating the CAD, starting from an optimized geometry that ensure the maximum aerodynamic efficiency, to the execution of a series of structural and aerodynamic analysis which permits a complete definition of the blade behavior.

This dissertation focuses on the analysis of the forced response of a low pressure turbine produced by the non-stationarity flow. We try to investigate what are the interactions between the harmonic forcing, produced precisely by the flow, and the modes of vibration of the structure, that is the system bladed disc, with the aim of identifying the presence of critical issues that may compromise the correct functioning of the engine within its operating range.

The non-stationary field requires a CFD analysis with a high computational cost, especially if it is extended to the whole turbine system. The adopted solution exploits the mixing plane models, through which it is possible to determine the average solution, steady state, on the entire machine, in order to extract the boundary conditions and the initialization fields for subsequent analysis in the time domain on the array of interest. The reduction of the computation times has been achieved by exploiting the harmonic nature of the non-stationary phenomena with the aid of appropriate periodicity models.

The results obtained from the non-stationary analysis were then used to evaluate the forced response using a tool developed within Avio: @Forced. After having performed some validating analysis of the codes used, these functions were integrated into PRIME to make the entire process automated.

Future developments, always within preliminary design, aims to drastically reduce computational cost for a non-stationary analysis, with an appropriate margin of error.

INDICE

1	INTRODUZIONE	1
1.1	IL PROGETTO GREAT 2020.....	1
1.1.1	<i>Verso un'aviazione commerciale più sostenibile</i>	<i>1</i>
1.1.2	<i>Greatlab e TAL</i>	<i>2</i>
1.2	CONTESTO, MOTIVAZIONI E OBIETTIVI DELLA TESI.....	2
2	PROPULSORI AERONAUTICI	5
2.1	ARCHITETTURA DEI PROPULSORI AERONAUTICI	5
2.2	TURBOFAN	8
3	TURBINA DI BASSA PRESSIONE	11
3.1	SOLLECITAZIONI SULLO STADIO DI TURBINA.....	13
3.2	PALETTATURA DELLA TURBINA	14
4	AEROELASTICITÀ.....	19
4.1	CENNI SULL'AEROELASTICITÀ	19
4.2	FLUTTER.....	20
4.2.1	<i>Analisi classica a flutter</i>	<i>22</i>
4.2.2	<i>Metodo -k</i>	<i>23</i>
4.2.3	<i>Metodo p-k</i>	<i>25</i>
4.2.4	<i>Il flutter nelle turbomacchine</i>	<i>25</i>
5	DINAMICA DEI ROTORI	27
5.1	SIMMETRIA CICLICA	27
5.2	ANALISI MODALE.....	35
5.3	FAMIGLIE MODALI	37
6	RISPOSTA FORZATA	41
6.1	DIAGRAMMA DI CAMPBELL.....	43
6.2	CONDIZIONE DI RISONANZA.....	44
7	FLUSSI NELLE TURBINE ASSIALI	47
7.1	EQUAZIONI DI CONSERVAZIONE DELLA FLUIDODINAMICA	47
7.1.1	<i>Conservazione della massa</i>	<i>47</i>
7.1.2	<i>Conservazione della quantità di moto</i>	<i>48</i>
7.1.3	<i>Conservazione dell'energia</i>	<i>49</i>
7.1.4	<i>Equazioni di Navier Stokes in forma integrale</i>	<i>50</i>
7.2	PROPRIETÀ DEL FLUSSO NELLE TURBINE ASSIALI	51
7.3	RISOLUZIONE NUMERICA DELLE EQUAZIONI DI GOVERNO	54
7.3.1	<i>Modello RANS</i>	<i>54</i>
7.3.2	<i>Discretizzazione nel tempo</i>	<i>56</i>
7.3.3	<i>Metodo delle differenze finite all'indietro</i>	<i>57</i>
8	ANALISI CFD DI UNA SCHIERA DI TURBINA	59
8.1	IL CODICE TRAF.....	59
8.2	MODELLI DI TURBOLENZA	60

8.2.1	Modello Baldwin Lomax	60
8.2.2	Modello Wilcox $k - \omega$	61
8.3	TOOL FTL.....	61
8.3.1	Premessa	62
8.3.2	Architettura di FTL	63
8.4	ANALISI STAZIONARIA.....	63
8.4.1	Test Case 1	63
8.4.2	Test Case 2	66
8.5	ANALISI NON STAZIONARIA.....	69
9	ANALISI DELLA RISPOSTA FORZATA	71
9.1	PREMESSA	71
9.2	INTEGRAZIONE DI @FORCED IN PRIME	72
9.3	ARCHITETTURA DI @FORCED IN PRIME.....	72
10	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	77
10.1	CONCLUSIONI.....	77
10.2	SVILUPPI FUTURI	78
11	BIBLIOGRAFIA.....	79
12	INDICE ANALITICO	81

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: ARCHITETTURA DI PRIME	4
FIGURA 2: PROFILO AERODINAMICO DELL'ALA	5
FIGURA 3: CLASSIFICAZIONE DEI PROPULSORI AEROSPAZIALI.....	7
FIGURA 4: SCHEMA DI UN TURBOELICA [1]	7
FIGURA 5: TURBOFAN A FLUSSI SEPARATI (GE90).....	8
FIGURA 6: CONFRONTO TRA TURBOGETTO (SINISTRA) E TURBOFAN (DESTRA).....	10
FIGURA 7: SEZIONE TRASVERSALE DELLO STADIO DI TURBINA.....	12
FIGURA 8: COMPENSAZIONE DEL MOMENTO AERODINAMICO, AGENTE ALLA RADICE DELLA PALA, CON QUELLO CENTRIFUGO. 13	
FIGURA 9: SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO TURBINA DI ALTA PRESSIONE. SI NOTI LA STRUTTURA INTERNA DELLA PALA (DESTRA), LA VELOCITÀ DEL FLUIDO CHE LAMBISCE IL PROFILO (CENTRO), ED INFINE LA DISTRIBUZIONE DI TEMPERATURA (SINISTRA)	14
FIGURA 10: SETTORE DISCO-PALA.....	15
FIGURA 11: PALA ROTORICA DI UNA TURBINA DI BASSA PRESSIONE.....	16
FIGURA 12: TRIANGOLO DI COLLAR	19
FIGURA 13: SEZIONE TIPICA MODELLIZZATA CON DUE GRADI DI LIBERTÀ: H E θ	21
FIGURA 14: RISPOSTA DINAMICA PERIODICA CONVERGENTE (A), STABILE (B), DIVERGENTE (C).....	23
FIGURA 15: RISPOSTA DINAMICA APERIODICA CONVERGENTE (A), STABILE (B), DIVERGENTE (C).....	23
FIGURA 16: ESEMPIO DI DIAGRAMMA U-G.....	24
FIGURA 17: INTERAZIONE DEL FLUSSO TRA PALE E SCHIERE [2]	25
FIGURA 18: DIVERSE TIPOLOGIE DI FLUTTER CHE INTERESSANO LO STADIO DEL COMPRESSORE.	26
FIGURA 19: MODO STAZIONARIO DI UN DISCO PALETTATO.	29
FIGURA 20: MODO STAZIONARIO IN ANTIFASE DI UN DISCO PALETTATO.....	30
FIGURA 21: MODO ROTANTE DI UN DISCO PALETTATO.....	30
FIGURA 22: ONDA STAZIONARIA PER UNA STRUTTURA IN SIMMETRIA CICLICA.....	32
FIGURA 23: ONDA ROTANTE PER UNA STRUTTURA IN SIMMETRIA CICLICA	33
FIGURA 24: MODI DI VIBRARE DI UN DISCO-PALA AL VARIARE DEL DIAMETRO NODALE E CERCHIO NODALE [3]	34
FIGURA 25: SUDDIVISIONE DEI GRADI DI LIBERTÀ DELL'N-ESIMO SETTORE.	35
FIGURA 26: DIAGRAMMA FREND [4]	37
FIGURA 27: MODO EDGEWISE (EW) [5].....	38
FIGURA 28: MODO FLAPWISE (FW) [5].....	38
FIGURA 29: MODO FLESSIONALE (F) [5]	39
FIGURA 30: MODO TORSIONALE (T) [5].....	39
FIGURA 31: SISTEMA DISCO-PALA SOLLECITATO DA UNA FORZANTE ARMONICA $f\theta$ *.....	42
FIGURA 32: LEGAME TRA SISTEMA DI RIFERIMENTO FISSO E ROTANTE	42
FIGURA 33: FORWARD ROTATING FORCE (SINISTRA) E BACKWARD ROTATING FORCE (DESTRA) RIFERITI ALL'ARMONICA $N=3$. 43	
FIGURA 34: DIAGRAMMA DI CAMPBELL.....	44
FIGURA 35: FENOMENO DELL'ALIASING	45
FIGURA 36: VOLUME DI CONTROLLO	47
FIGURA 37: MOTO DEL FLUIDO NEL CANALE INTERPALARE	51
FIGURA 38: ITERAZIONE TRA SCHIERE ADIACENTI	52
FIGURA 39: MODELLO RANS APPLICATO ALLA VELOCITÀ	55
FIGURA 40: SOLUZIONE DI UN FLUSSO TURBOLENTO APPLICANDO GLI APPROCCI DNS, LES, RANS [6].....	56
FIGURA 41: ARCHITETTURA DI FTL	63
FIGURA 42: CONFRONTO DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO A MONTE TRA MULTISCHIERA E TRAF	64
FIGURA 43: CONFRONTO DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO A MONTE TRA MULTISCHIERA E TRAF	64

FIGURA 44: DISTRIBUZIONE DI PRESSIONE IN DIVERSE SEZIONI DELLA PALA	65
FIGURA 45: DISTRIBUZIONE DEL MACH ISENTROPICO IN DIVERSE SEZIONI DELLA PALA.....	65
FIGURA 46: ANALISI DI CONVERGENZA DELLA SOLUZIONE	66
FIGURA 47: CONDIZIONI AL CONTORNO IN USCITA DALLA PALA.....	67
FIGURA 48: ANALISI DI CONVERGENZA DEL TRAF	67
FIGURA 49: MODIFICA DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO DELLA PRESSIONE IN USCITA DALLA PALA	68
FIGURA 50: CONDIZIONI AL CONTORNO DI VALLE DELLA PALA MODIFICATE	69
FIGURA 51: ANALISI DI CONVERGENZA DEL TRAF	69
FIGURA 52: DISTRIBUZIONE DI PRESSIONE IN DIVERSE SEZIONI DELLA PALA	70
FIGURA 53: CONFRONTO DISTRIBUZIONE DI PRESSIONE TRA CASO STAZIONARIO E NON STAZIONARIO.....	70
FIGURA 54: ARCHITETTURA DI @FORCED	72
FIGURA 55: ALLINEAMENTO DELLA GRIGLIA CFD CON QUELLA FEM	73
FIGURA 56: DIAGRAMMA FRF.....	74
FIGURA 57: FORZA MODALE AGENTE SU OGNI ELEMENTO DELLA MESH.....	74
FIGURA 58: LAVORO COMPIUTO DALLA FORZA AERODINAMICA SU OGNI ELEMENTO DI MESH	75

Capitolo 1

“To most people, the sky is the limit. To those who love aviation, the sky is home.” – Jerry Crawford

1 INTRODUZIONE

Il capitolo ha lo scopo di introdurre il lettore all'interno del contesto nel quale è stata sviluppata questa tesi, ponendo particolare attenzione alle motivazioni e agli obiettivi che si intendono raggiungere. Vengono inoltre fornite alcune indicazioni sul luogo fisico nel quale è stata eseguita l'attività di ricerca e i partner che hanno contribuito allo sviluppo di questo progetto.

1.1 IL PROGETTO GREAT 2020

1.1.1 Verso un'aviazione commerciale più sostenibile

Il GREAT2020 (Green Engine for Air Traffic 2020) è un programma di ricerca finanziato dalla Regione Piemonte che si pone l'obiettivo di offrire soluzioni tecnologiche ed innovative destinate al mondo della mobilità aerea sostenibile. Nato nel 2009, rappresenta il punto di contatto tra GE Avio Aero, il Politecnico di Torino ed il network di piccole e grandi imprese del Piemonte impegnate nella filiera aerospaziale.

Esso si inserisce all'interno di un progetto elaborato dalla Commissione Europea e dall'ACARE (Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe) che prende il nome di "Vision2020", finalizzato al raggiungimento di una serie di traguardi strategici per il settore entro l'anno 2020.

Efficienza ed ecocompatibilità sono le parole chiave che accomunano i diversi punti in cui è articolato il programma, sostanzialmente orientato all'abbattimento dei costi operativi ed alla drastica diminuzione dell'impatto ambientale del trasporto aereo sull'ambiente in termini di inquinamento ed emissioni acustiche. Al fine del raggiungimento di tali obiettivi, l'ACARE ha richiesto agli operatori del settore ed in particolare al mondo della ricerca di ridurre entro il 2020, l'impatto ambientale degli aeromobili perseguendo le seguenti indicazioni:

- *Riduzione del 50% delle emissioni di CO_2*
- *Riduzione dell'80% delle emissioni di NO_x*
- *Riduzione di 10 dB delle emissioni acustiche del motore*

Il contributo principale al progetto è stato ricoperto da Avio Aero, appartenente al gruppo GE Aviation Business, che ha svolto un ruolo cruciale nello sviluppo di tecnologie all'avanguardia nel mercato dell'aviazione negli ultimi decenni. Il raggiungimento di questi obiettivi ambiziosi è possibile solo tramite un'analisi approfondita di ogni componente del motore, dalla dinamica

meccanica alla termofluidodinamica, con lo scopo di ridurre o addirittura eliminare ogni fonte di dissipazione di energia o instabilità.

1.1.2 Greatlab e TAL

Avio Aero ha investito numerose risorse umane e finanziarie nel progetto. Attraverso la creazione di diversi poli di ricerca, si sta aprendo la strada per la definizione dei nuovi standard dei futuri motori aeronautici. I due esempi principali di questa campagna di investimenti sono riconducibili a due laboratori creati congiuntamente con il Politecnico di Torino: Greatlab e TAL.

Il GreatLab (Green Engine for Air Traffic control LABORatory) è un laboratorio di ricerca dove vengono analizzate e testate nuove architetture e tecnologie delle varie componentistiche di un motore aeronautico, prima che queste vengano effettivamente poste in essere. Esso è localizzato nei pressi del Politecnico di Torino proprio per garantire una continua interazione tra il modo della ricerca universitaria e quello aziendale.

Il TAL (Turin Additive Lab), i cui uffici sono adiacenti al Greatlab, è l'esempio perfetto di come l'industria aeronautica stia cercando sempre più di reimmaginare il modo in cui i componenti del motore debbano essere fabbricati, permettendo l'espansione delle tecnologie basate sull'Additive Manufacturing nel mondo dell'aviazione. All'interno del TAL sono state individuate in questo modo nuove soluzioni che consentono ad Avio Aero di essere un leader nelle aziende che investono in questo settore, grazie anche alla stretta collaborazione nata con GE Additive.

Il progetto presentato in questa relazione è stato svolto nell'ottica del GREAT2020, la maggior parte delle attività di ricerca è stata effettuata all'interno dell'ambiente GreatLab.

1.2 CONTESTO, MOTIVAZIONI E OBIETTIVI DELLA TESI

Ogni motore aeronautico implementa al suo interno una turbomacchina in grado di convertire l'energia contenuta all'interno del flusso d'aria, accumulata durante i processi di compressione e combustione, in energia meccanica utilizzata principalmente per alimentare lo stadio di compressione oltre alle varie utenze utili alla gestione ed al corretto funzionamento di tutti gli apparati dell'aeromobile.

Tuttavia, le palettature delle turbomacchine sono soggette a forze aerodinamiche non stazionarie prodotte dalla reciproca interazione tra flusso, schiere rotoriche e statoriche.

Attraverso lo studio della risposta forzata si cerca di investigare su quelle che sono le interazioni tra le forzanti armoniche, prodotte appunto dal flusso, ed i modi di vibrare propri della struttura, quindi del complesso disco-paletta, con l'obiettivo di individuare la presenza di eventuali criticità che possono compromettere il corretto funzionamento del motore all'interno del range operativo. A tal proposito si menzionano i limiti di fatica dei componenti o le condizioni di risonanza.

L'analisi di un campo non stazionario richiede un'analisi CFD dall'elevato costo computazionale, soprattutto se la si estende a tutto il complesso turbina.

Una delle soluzioni maggiormente impiegate per le simulazioni aerodinamiche di questo genere consistono in modelli *mixing plane* con il quale è possibile determinare la soluzione media,

steady state, sull'intera macchina, ed estrarre quindi le condizioni al contorno ed i campi di inizializzazione per le successive analisi nel dominio del tempo sulla schiera di interesse.

I tempi di calcolo possono essere ridotti sfruttando la natura armonica dei fenomeni non stazionari mediante l'ausilio di opportuni modelli di periodicità. Utilizzando tradizionali condizioni al contorno periodiche il dominio computazionale deve coprire un settore periodico della turbomacchina. Di conseguenza è possibile diminuire il numero di canali analizzati di un fattore pari al massimo comun divisore esistente tra le pale delle schiere di interesse. L'utilizzo invece di condizioni di natura *chorocronica* permette di focalizzare l'analisi ad un singolo canale per schiera, pur mantenendo i medesimi vincoli di discretizzazione temporale riconducibili alla periodicità geometrica del motore in esame.

Le attuali architetture multistadio presentano, tuttavia, canali per schiera che sono primi tra loro, rendendo quindi impossibile l'attuazione di significative riduzioni del dominio di calcolo.

Per ovviare a questo inconveniente, la soluzione impiegata è stata quella di utilizzare *modelli scalati senza ripristino della solidità*, che permettono di fatto di alterare il numero originale di canali della schiera al fine di ottenere rapporti di combinazione più favorevoli alla riduzione periodica del dominio, riducendo in questo modo il costo computazionale seppur ottenendo soluzioni meno accurate.

Gli obiettivi perseguiti in questa attività si possono riassumere come segue:

1. Analisi CFD non stazionaria di uno stadio di turbina con relativa risposta forzata.
2. Perfezionamento ed integrazione del codice @Forced in PRIME

Per quanto concerne il primo obiettivo, l'analisi è stata effettuata mediante l'utilizzo di un codice di fluidodinamica computazione denominato TRAF. L'utilizzo di questo risolutore è stato reso più agevole attraverso l'impiego di FTL (Fast TRAF Launcher), un codice sviluppato in ambiente MatLab® che permette in maniera del tutto automatica di eseguire un'analisi CFD di uno o più stadi di turbina.

A seguire, è stata effettuato per il medesimo stadio un'analisi di risposta forzata con @Forced, un codice sviluppato all'interno di Avio che permette di valutare la forza modale, il diagramma FRF (Frequency Response Function), più un'altra serie di informazioni che saranno analizzate di seguito.

Il secondo obiettivo, strettamente legato al primo, consiste nel migliorare ed implementare l'analisi di risposta forzata, quindi @Forced, all'interno di PRIME.

L'attività descritta in questo report converge, insieme ad altre svolte all'interno del Greatlab, ad un obiettivo ben più generale e ambizioso, che prevede lo sviluppo di un tool unificato che permetta di eseguire analisi aerodinamica ed aeromeccanica in modo semplice e rapido, al fine di ottimizzare i tempi di design. Per questo motivo, è stato creato PRIME (Preliminary Integrated Multidisciplinary Environment).

Fino ad ora la progettazione di uno stadio di turbina prevedeva la realizzazione di una geometria ottimale della palettatura che permettesse una efficiente conversione dell'energia posseduta dal fluido in energia meccanica. Il passo successivo consisteva nella valutazione delle

sollecitazioni tra fluido e struttura in modo tale da valutare la bontà e la fattibilità del progetto. Il fallimento di un solo test comportava il ritorno del progetto al team aerodinamico che doveva riprogettare la geometria per poi ripetere le varie analisi. È evidente come questo ciclo iterativo comporti un forte dispendio di tempo e risorse. PRIME sopperisce a questo problema attraverso un nuovo approccio alla progettazione: l'Aero-Mech design.

PRIME è in grado di fornire una prima valutazione preliminare delle proprietà meccaniche e aeroelastiche prima che il profilo sia congelato, integrando quindi un processo iterativo che permetta automaticamente di trovare il miglior design per soddisfare i requisiti di progetto.

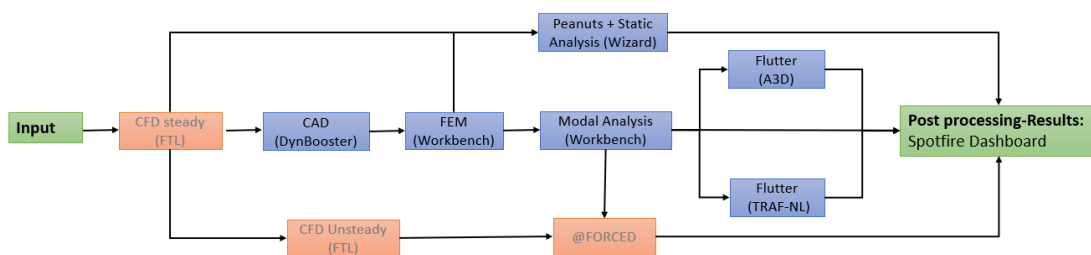


Figura 1: Architettura di PRIME

Con riferimento alla Figura 1 nel quale viene mostrata la struttura principale di PRIME, oltre ai codici oggetti di questa tesi, FTL e @Forced, è possibile distinguere:

- DynBooster: tool atto alla generazione del CAD, partendo dalla geometria ottimale basata sugli studi aerodinamici;
- Wizard: ambiente di sviluppo che crea un modello agli elementi finiti (FEM), impone le corrette condizioni al contorno, effettua analisi modali e statiche, genera il diagramma di Campbell, più un'altra serie di input per le analisi successive;
- Autflutter: codice sviluppato per l'analisi a flutter per lo studio del comportamento vibratorio della palettatura.

Data la complessità del codice ulteriori dettagli saranno forniti successivamente, in capitoli dediti alla descrizione del software.

Capitolo 2

“Dynamics of compressible fluids, like other subjects in which the nonlinear character of the basic equations plays a decisive role, is far from the perfection envisaged by Laplace as the goal of a mathematical theory” – Richard Courant e K.O Friedrichs, 1948

2 PROPULSORI AERONAUTICI

L'obiettivo di questo capitolo è quello di introdurre il lettore alla comprensione di quelle che sono le principali caratteristiche dei motori aeronautici, la componentistica e le leggi fisiche che ne regolano il funzionamento. La complessità del problema richiederebbe una trattazione molto più dettagliata che esula dall'obiettivo di questo elaborato, pertanto verranno forniti brevi nozioni fondamentali che possano permettere anche ai lettori meno competenti in materia di avere un quadro generale per poter affrontare e comprendere quanto trattato in questo lavoro di tesi.

2.1 ARCHITETTURA DEI PROPULSORI AERONAUTICI

Un velivolo è di per sé una macchina molto complessa, la sua nascita risale al 1903 con il primo volo controllato dei fratelli Wright al bordo del *Flyer*. Da allora si è assistito a una rapida evoluzione che ha portato l'aereo ad essere una macchina altamente versatile atta ad eseguire diversi compiti in vari ambiti, dal civile al militare, dal trasporto di passeggeri e merci a mezzi di soccorso. Qualunque sia il punto di vista in cui è possibile classificarli, essi sono basati tutti sul medesimo principio di funzionamento.

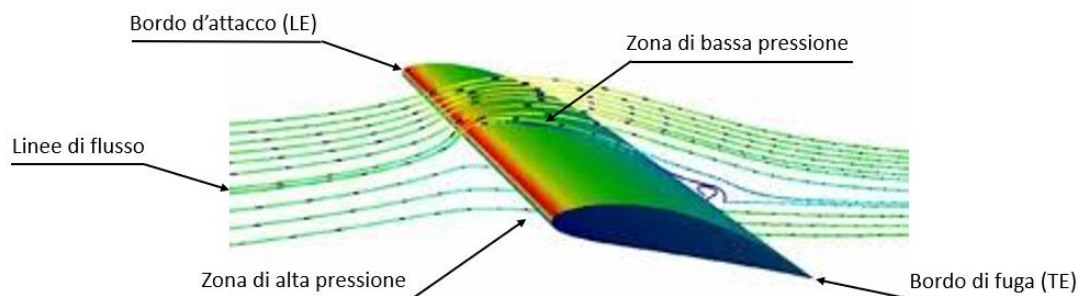


Figura 2: Profilo aerodinamico dell'ala

In Figura 2 viene mostrato cosa accade quando un fluido, in questo caso l'aria, investe un profilo alare ad una certa velocità (V). Le linee di flusso, che per definizione sono costituite dai punti in cui la velocità è tangente alla traiettoria, nel momento in cui incontrano il profilo si separano generando una zona di bassa pressione nella parte superiore ed una di alta nella parte inferiore. Questo è dovuto al fatto che le particelle di fluido, dovendo compiere la stessa distanza tra bordo d'attacco e bordo di fuga seguendo percorsi differenti, devono modulare la loro velocità affinché coprano la stessa distanza nel medesimo tempo. Per tal motivo la zona sottostante, essendo più corta sarà soggetta a una velocità inferiore e quindi secondo Bernoulli ad una pressione maggiore, viceversa accade sulla parte superiore dove la lunghezza da ricoprire è più lunga. Questo gradiente di pressione, tra ventre e dorso del profilo, genera sulla superficie una forza verso l'alto, perpendicolare alla velocità all'infinito a monte del flusso, chiamata *portanza*, ed una forza nella direzione concorde alla velocità a monte denominata *resistenza*.

È possibile dimostrare come la generazione di questa portanza, che deve uguagliare il peso del velivolo, sia strettamente legata alla velocità del flusso e quindi del velivolo. Questo implica che il motore deve essere in grado di fornire una spinta sufficiente a generare una elevata velocità, soprattutto nella fase di decollo, dove è richiesto il maggior contributo di portanza (a tal proposito viene in aiuto anche l'incidenza che incrementa ulteriormente la velocità delle particelle lungo il profilo).

La generazione della spinta da parte del propulsore si basa sulla terza legge di Newton che afferma: *ad ogni forza applicata ad un corpo corrisponde una forza uguale ed opposta*. Applicando tale principio al flusso d'aria in ingresso al motore, è facile intuire come la spinta non è altro che la forza di reazione all'aria che viene accelerata dalla parte opposta.

$$F = \dot{m}_E v_E - \dot{m}_0 v_0 + (p_e - p_0) A_e \quad (2.1)$$

Secondo l'Eq. 2.1, dove con E sono indicate le condizioni di uscita e con O quelle d'ingresso, si nota come la spinta è strettamente correlata alla portata d'aria e alla velocità dei gas in uscita dal motore stesso.

La costante ricerca ha permesso di sviluppare diverse tipologie di motori che oggi vengono utilizzati in maniera differente a seconda dei requisiti e della missione che il velivolo deve compiere.

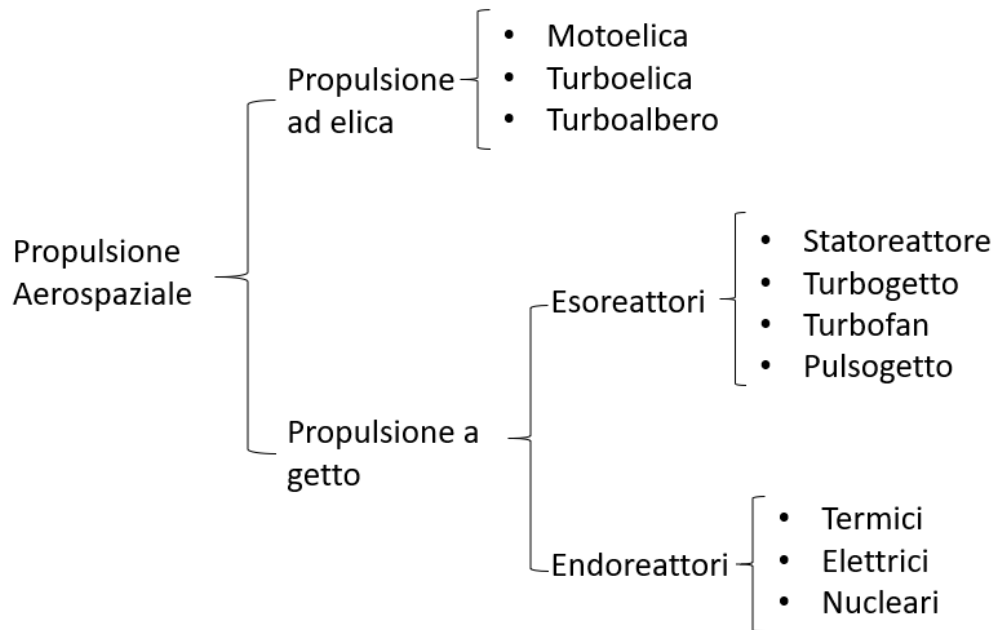


Figura 3: Classificazione dei propulsori aerospaziali.

In Figura 3 è mostrata una possibile classificazione dei propulsori aeronautici basata principalmente sul modo in cui viene generata la spinta. Pertanto, una prima distinzione viene fatta tra motori ad elica e quelli a getto. Nei primi la spinta viene generata da un'elica posta in rotazione in grado di accelerare una elevata quantità d'aria. Nel caso di *turboelica*, il loro campo di utilizzo è limitato per lo più a piccoli velivoli, dove non è richiesto una elevata velocità di crociera, sicuramente inferiore ai 500 km/h.

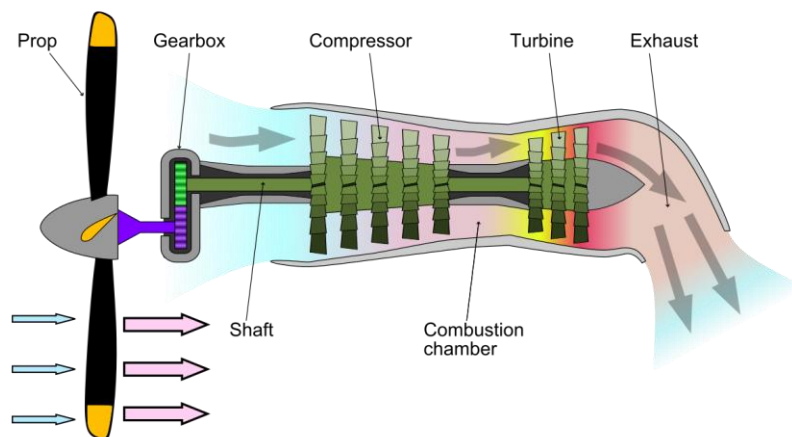


Figura 4: Schema di un turboalbero [1]

Il turboalbero ha una struttura del tutto simile al turboelica, tuttavia, su di essi viene calettato un rotore attraverso una gearbox, ed ovviamente trova applicazione nel campo elicotteristico. In entrambi i motori si possono avere due configurazioni: monoalbero e bialbero. Nel primo caso

l'utilizzatore è collegato direttamente alla turbina, nel secondo invece il gruppo compressore-combustore-turbina di alta pressione agisce come gas generator per la turbina libera di bassa pressione. Quest'ultima configurazione garantisce una notevole flessibilità di impiego, poiché la turbina libera è meccanicamente indipendente.

Per quanto concerne la propulsione a getto si distinguono gli esoreattori e gli endoreattori. I primi possono essere utilizzati solo all'interno dell'atmosfera in quanto la spinta è ottenuta accelerando l'aria, mentre i secondi possono essere utilizzati sia all'interno che all'esterno dell'atmosfera in quanto stivano al loro interno il combustibile e il comburente, generando spinta attraverso i gas di scarico prodotti dal processo di combustione.

In questo contesto, di particolare interesse è il *turbogetto* e il *turbofan*. Il primo viene ampiamente utilizzato nei velivoli militari. Essi sono infatti in grado di far raggiungere al velivolo una velocità supersonica a scapito di un elevato consumo di combustibile, che li rende inadatti per l'aviazione civile.

2.2 TURBOFAN

Al turbofan si vuole dedicare maggiore attenzione in quanto oltre ad essere la tipologia di motore maggiormente utilizzata sia in campo civile che militare, rappresenta il motore di riferimento di questo elaborato.

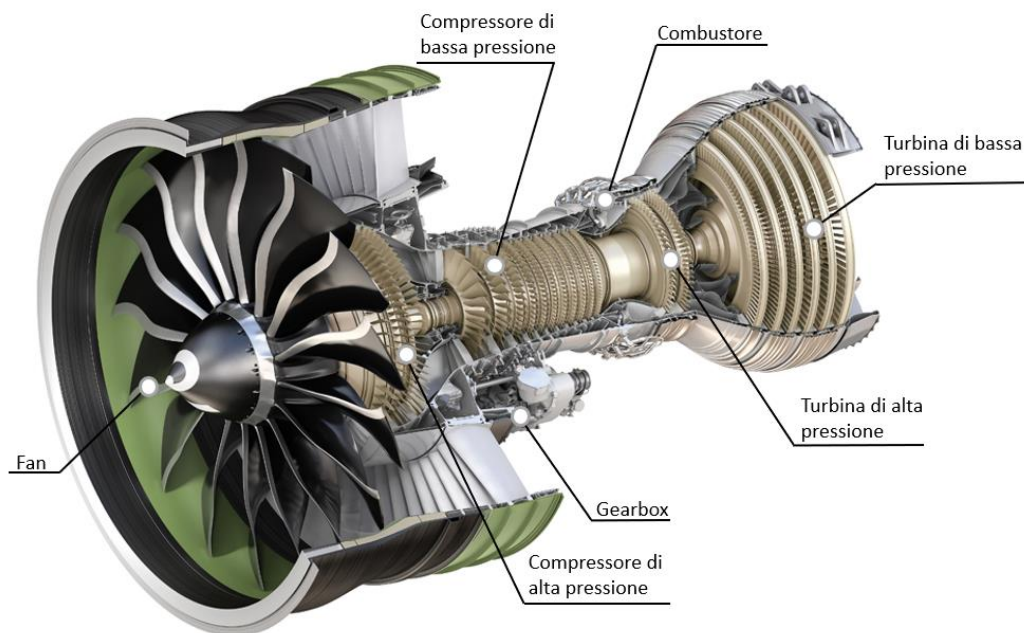


Figura 5: Turbofan a flussi separati (GE90)

In Figura 5 è mostrata la struttura del GE90, un turbofan bi-albero di ultima generazione prodotto da *General Electric*. Esso si compone di:

- *Preso d'aria*: costituita da un condotto divergente posto all'ingresso del compressore per decelerare il flusso d'aria e avviare in questo modo una prima fase di compressione.

- *Compressore*: generalmente suddiviso in LPC (*Low Pressure Compressor*) e HPC (*High Pressure Compressor*) per la compressione dell'aria. LPC è formato da uno o due stadi ed è costituito da una fila di palette rotanti montate su un disco e seguite dallo statore. Quest'ultimo ha la funzione di reindirizzare il flusso lungo la direzione assiale, oltre a garantire una ulteriore compressione con un opportuno design della palettatura. L'HPC invece è costituito da 10-12 stadi o più, che permettono la compressione del fluido, con un rapporto fino a 30, tra uscita e ingresso, riscaldandolo fino a circa 900 K. Un numero di stadi così elevato è giustificato dal fatto che, al contrario di quanto avviene nella turbina, il flusso incontra un gradiente di pressione avverso che ne può causare la separazione con generazione di turbolenza e tutta una serie di conseguenze a cascata che ne comprometterebbero il funzionamento del motore. Pertanto, la compressione viene ripartita in più stadi alimentati dallo stadio di turbina.
- *Combustore*: Camera all'interno della quale l'aria compressa ad elevata temperatura e pressione si miscela e brucia con il combustibile in rapporto di circa 50:1. Particolare attenzione viene prestata alla temperatura raggiunta dal gas che non deve raggiungere quella di fusione della camera. Per tal motivo, esse vengono realizzate in nichel-cobalto permettendo così di raggiungere temperature fino a 1900 K.
- *Turbina*: come per il compressore, è possibile distinguere generalmente una HPT (*High Pressure Turbine*) subito dopo la camera di combustione ed una LPT (*Low Pressure Turbine*). In una configurazione bialbero, generalmente la prima fornisce energia all' HPC mentre la seconda alimenta il LPC e il fan. In genere gli stadi di turbina sono in numero inferiore in quanto effettuando una espansione, si ottiene un gradiente di pressione favorevole che attenua i problemi di separazione riscontrati nel compressore.
- *Ugello*: Componente che completa l'espansione del gas permettendo a quest'ultimo di acquisire ancora più velocità. È possibile dimostrare che la spinta è massima in condizioni di *ugello adattato*, ovvero quando la pressione di uscita dei gas combusti è uguale a quella ambiente, tuttavia, tranne per geometrie a configurazione variabile, questo è possibile ottenerlo solo per una determinata quota. Oltre ad espellere i gas di scarico, modulandone la direzione di efflusso, è possibile variare la direzione della spinta. In questo caso si parla di *thrust vectoring* (TVC) e viene utilizzato per lo più in campo militare per i V/STOL (Vertical or Short Take-Off and Landing)

Il turbofan separa il flusso in ingresso alla presa d'aria in flusso caldo \dot{m}_c e freddo \dot{m}_f . Il primo attraversa tutto lo stadio di compressione-combustione-espansione in turbina e ugello, mentre il secondo attraversa solo il fan. Questa tecnica è utilizzata per diversi motivi, primo fra tutti, sempre secondo l'Eq 2.1, il flusso freddo aiuta ad incrementare la spinta aumentando notevolmente la portata a parità di consumo di combustibile. Inoltre, essendo la velocità di uscita del flusso caldo di gran lunga superiore a quella del flusso freddo, quest'ultimo attenua la generazione e propagazione del rumore dei gas combusti, fondamentale in campo civile per l'inquinamento acustico e in campo militare per motivi strategici. Il parametro che regola questo rapporto di aria viene denominato BPR (*By Pass Ratio*) ed è così definito:

$$BPR = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} \quad (2.2)$$

Pertanto, alla luce di quanto detto, è possibile definire il turbogetto un caso particolare del turbofan, dove nel primo, a causa dell'assenza del fan, si ha BPR nullo.

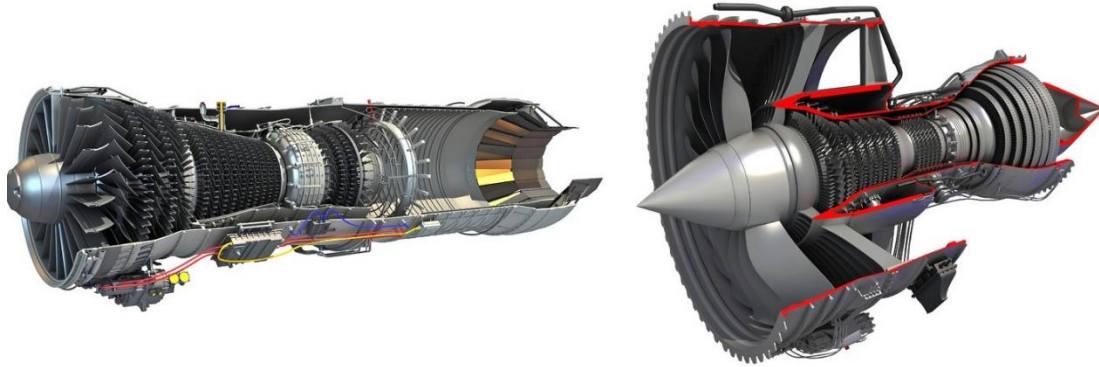


Figura 6: Confronto tra turbogetto (sinistra) e turbofan (destra).

In Figura 6 è ben visibile la differenza tra turbogetto e turbofan. Si noti come il turbogetto, in questo caso equipaggiato anche con postbruciatore, si presti meglio a velivoli militari grazie al suo minor ingombro e spinte maggiori. Tuttavia, requisiti sempre più stringenti riguardo l'autonomia, proiettano la scelta verso il turbofan anche in campo militare, riducendone le dimensioni del fan, quindi del BPR, in configurazione di flussi associati. Al contrario del flusso separato, descritto in precedenza, questo presenta una camera di miscelazione dove avviene l'incontro tra il flusso caldo e il flusso freddo prima che fuoriesca dall'ugello. Rappresenta una soluzione più complessa ma che tuttavia ne incrementa i valori di spinta.

Capitolo 3

“It required an unhesitating boldness to undertake a venture so few thought could succeed, an almost exuberant enthusiasm to carry across the many obstacles and unknowns, but most of all a completely unprejudiced imagination in departing so drastically from the known way” – J.van Lonkhuyzen, 1951

3 TURBINA DI BASSA PRESSIONE

GE Avio rappresenta un punto di riferimento nel mondo per il know-how acquisito nella progettazione di alcuni componenti fondamentali del motore: la gearbox, il combustore e la turbina di bassa pressione. Quest’ultimo rappresenta l’oggetto di analisi in questo lavoro di tesi.

Nonostante abbia una struttura e geometria simile al compressore, la turbina presenta delle differenze sostanziali:

- Posizionandosi dopo il combustore, i gas ad elevata temperatura agiscono con un elevato carico termico con relativa dilatazione della palettatura;
- La turbina lavora con un gradiente di pressione favorevoli, questo previene i fenomeni di separazione del flusso permettendo quindi una maggiore accelerazione dello stesso attraverso profili maggiormente curvati.

La funzione principale della turbina è quella di convertire l’energia potenziale dei gas in ingresso, in energia meccanica utilizzata dal compressore e dagli impianti accessori del velivolo.

L’architettura è composta da pale statoriche seguite da pale rotoriche, mentre il diametro, numero di stadi e velocità di rotazione sono funzione della quantità di energia che si vuole estrarre dal gas. In generale, motori ad alto rapporto di compressione, richiedono una configurazione bi-albero costituita quindi da una turbina di alta pressione (HPT) e una di bassa (LTP). Nella prima le pale si presentano basse e tozze mentre nella seconda alte e snelle, questa struttura è dovuta a ragioni fisiche: essendo la velocità di rotazione dell’HPT molto elevate in termini di giri al minuto (rpm), è necessaria una maggiore robustezza da parte della palettatura per resistere alle tensioni dovute principalmente al carico centrifugo.

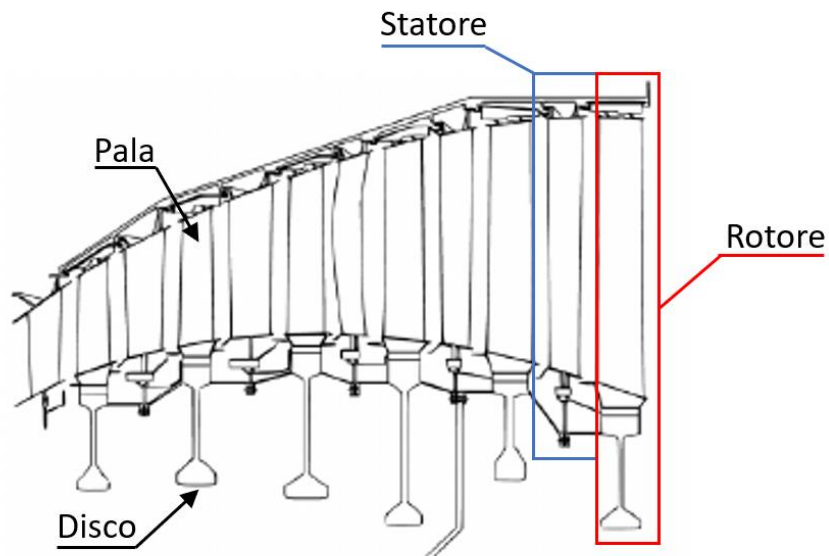


Figura 7: Sezione trasversale dello stadio di turbina

Tutto il complesso turbina mostra un aumento progressivo della sezione, come mostrato in Figura 7, per la legge di conservazione della portata espressa dell'Eq. 3.1, dove a parità di velocità assiale, a causa del decremento di pressione, e quindi della riduzione di densità dell'aria, lungo l'asse turbomacchina, è necessario un'area superiore per mantenere costante la portata.

$$Q = \rho u A \quad (3.1)$$

La progettazione della turbina è un processo iterativo che ha lo scopo di migliorare il compromesso tra i vincoli aerodinamici e strutturali, fortemente influenzato dai risultati dell'analisi del ciclo termodinamico e dal design del compressore. In genere quest'ultimo determina la velocità di rotazione Ω dell'albero ed il massimo diametro della turbina. Si potrebbe pensare di svincolare le due componenti di turbina e compressore attraverso una trasmissione meccanica, tuttavia questa rappresenta una soluzione che comporta un elevato aumento di peso e difficoltà progettuale, non efficiente in campo aeronautico.

Lo studio del ciclo termodinamico permette in prima approssimazione di ricavare la portata d'aria, la pressione totale e la temperatura in ingresso. Dal punto di vista geometrico, la turbina è progettata in modo tale che il diametro massimo non ecceda quello del compressore.

Gli aspetti principali da definire durante la fase preliminare di design sono la sezione massima, il rapporto tra lo span all'hub e al tip, i triangoli di velocità al variare del raggio e la velocità periferica delle pale. L'obiettivo finale è quello di massimizzare il rapporto di espansione mantenendo allo stesso tempo un'alta efficienza. Inoltre, si cerca di avere il massimo stress alla radice della pala, compatibilmente con la resistenza dei materiali disponibili e della possibilità di raffreddamento.

Dal punto di vista aerodinamico occorre innanzitutto definire il *flowpath*, ossia il percorso che il fluido segue attraverso il canale interpale durante l'espansione alla condizione operativa di

design. Una volta stabilito il flowpath si procede con il design delle pale nelle condizioni di lavoro (hot condition). Si determinano in un primo momento i profili aerodinamici bidimensionali che garantiscono l'ottimizzazione dei triangoli di velocità ad ogni raggio. Dalla loro interpolazione in direzione radiale si ottiene la geometria tridimensionale dell'*airfoil*. Con opportuni criteri di svergolamento si garantisce la conservazione del lavoro al variare del raggio.

Un aspetto di notevole importanza nel design di una turbina è costituito dal cosiddetto *hot to cold scaling*: poiché il flowpath è definito in condizioni di lavoro, ma i componenti sono assemblati a freddo, è necessario posizionare correttamente i profili della palettatura al fine di garantire il corretto funzionamento a regime. A questo scopo si adottano tecniche di *scaling*, *twisting* e *positioning*.

3.1 SOLLECITAZIONI SULLO STADIO DI TURBINA

Le sollecitazioni che agiscono sullo statore e sul rotore della turbina hanno principalmente origine meccanica, aerodinamica, inerziale e termica:

- **Carichi meccanici:** Sono prodotti generalmente da uno sbilanciamento dell'albero dovuto essenzialmente alla presenza di una lieve eccentricità di quest'ultimo che non è possibile rimuovere.
- **Carichi aerodinamici:** Considerando solo la parte stazionaria del fluido, questa genera delle forze aerodinamiche sulla pala dando origine ad una flessione dovuta alle forze tangenziali prodotte dal fluido e una flessione prodotta dalla riduzione di pressione lungo l'asse del motore.

Poiché il momento flettente prodotto dalle forze aerodinamiche è massimo alla radice della pala, è possibile ridurre questo stato di stress attraverso una tecnica *camber*. Essa, infatti, prevede l'inclinazione della pala di qualche grado, circa $1^\circ \div 2^\circ$, rispetto al suo centro di gravità. In questo modo si genera un momento flettente prodotto dalla forza centrifuga che si oppone a quello generato dalle forze aerodinamiche, come schematizzato in Figura 8. Tuttavia, questo bilanciamento risulta essere ottimale soltanto per una specifica velocità di rotazione, in tutti gli altri regimi l'azione di bilanciamento sarà ridotta.

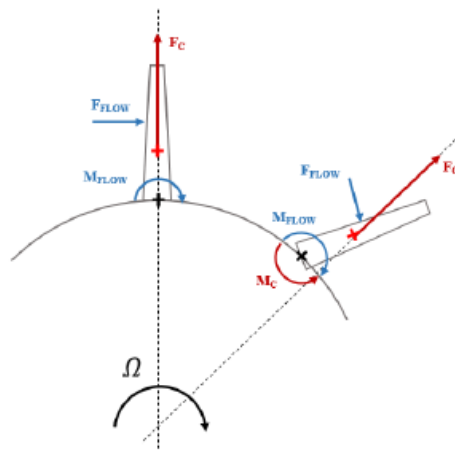


Figura 8: Compensazione del momento aerodinamico, agente alla radice della pala, con quello centrifugo

- Carichi termici:** La turbina, soprattutto quella di alta pressione, è soggetta ad un carico termico essendo posizionata subito dopo la camera di combustione. È proprio la temperatura massima raggiungibile in questo stadio a rappresentare il vincolo fondamentale nella progettazione del motore e che ne determina le prestazioni. Per tal motivo è preferibile che questa temperatura sia la più alta possibile compatibilmente con i limiti imposti dal materiale utilizzato. Miglioramenti possono essere ottenuti attraverso rivestimenti ceramici oppure attraverso opportune tecniche di raffreddamento che prelevano aria fredda dai primi stadi del compressore per essere iniettata attraverso dei canali all'interno della pala, come mostrato nell'esempio di Figura 9. Essendo le pale vincolate, alla base del disco e all'estremità dalla tenuta di pressione, la dilatazione termica comporta uno stato di tensione che potrebbe risultare critico. Inoltre, i materiali odierni utilizzati nella realizzazione delle pale di turbine, hanno la possibilità di avere un'espansione termica non uniforme che possono generare picchi di stress in alcune zone localizzate della pala.

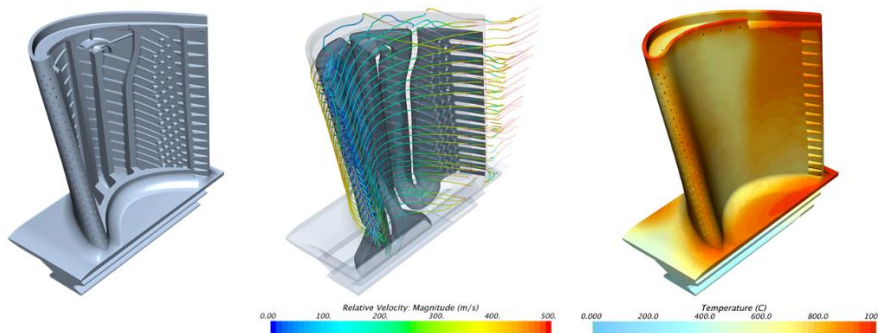


Figura 9: Sistema di raffreddamento turbina di alta pressione. Si noti la struttura interna della pala (destra), la velocità del fluido che lambisce il profilo (centro), ed infine la distribuzione di temperatura (sinistra)

Carico inerziale: Esso è prodotto dall'elevata velocità di rotazione della turbina. Questi carichi producono un irrigidimento delle palette, noto con il nome di *stress-stiffening*, che causa un aumento delle frequenze proprie del sistema. È possibile valutare la forza centrifuga attraverso l'Eq. 3.2

$$F_c = \int_r^R dF_c = \rho \omega^2 \int_r^R r dV = \rho \omega^2 \int_r^R r A(r) dr \quad (3.2)$$

Nel quale si distingue la coordinata radiale (r), il raggio massimo (R), la densità ρ e la sezione della pala funzione del raggio (r).

3.2 PALETTATURA DELLA TURBINA

Ogni sezione della turbina può essere suddivisa in settori, ciascuno dei quali composto dal disco e dalla rispettiva pala come è possibile osservare in Figura 10:

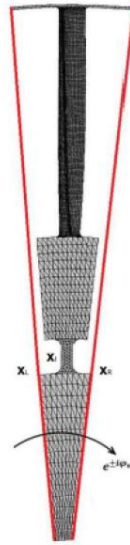


Figura 10: Settore disco-pala

Come detto precedenza lo stadio di turbina si compone di una parte statorica e una rotorica, la prima dedita ad accelerare il flusso d'aria, mentre la seconda converte l'energia del flusso in energia meccanica mediante le pale rotoriche che, collegate all'albero attraverso il disco, mettono in rotazione il compressore.

Tuttavia, ci sono degli aspetti cruciali da tenere in conto nella progettazione del disco e delle pale. Il disco deve avere una forma tale da concentrare la maggior parte della sua massa per lo più al centro, a basso raggio, per evitare eccessive forze centrifughe che comporterebbero la distruzione del disco a causa dell'alta velocità di rotazione. Inoltre, questo permette di estendere l'area su cui agisce la forza, diminuendo in questo modo lo stato di tensione. Al contrario della pala, sul disco è possibile trascurare l'effetto del carico termico, ma diventano di importante rilevanza i fenomeni legati alla fatica e alla generazione di cricche.

Per quanto concerne la pala, come analizzato in precedenza, essa è soggetta a numerosi carichi e il profilo aerodinamico, sottile e curvilineo, non aiuta a migliorare lo stato di tensione a cui sono sottoposte le palettature. Per tal motivo è necessario eseguire su di esse, dapprima un'analisi statica considerando il flusso per lo più stazionario, facendo seguire dopo un'analisi dinamica, in cui intervengono tutte quelle forze variabili nel tempo prodotte da fenomeni aerodinamici instazionari del flusso come la scia, e meccanici, come le vibrazioni.

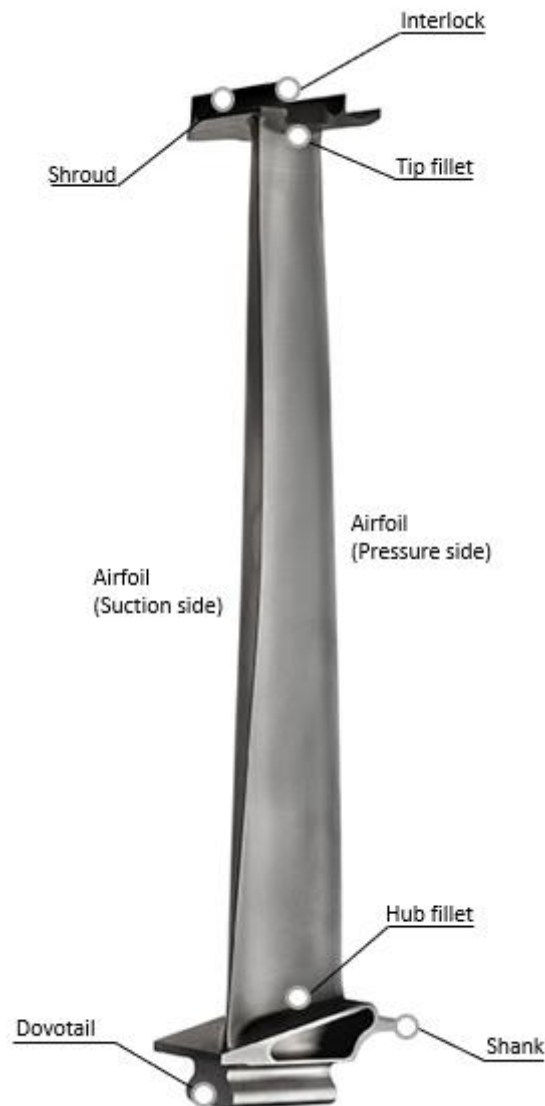


Figura 11: Pala rotoria di una turbina di bassa pressione

Osservando una pala di turbina, Figura 11, è possibile distinguere:

- **Dovetail:** rappresenta l'elemento che permette di collegare la pala allo slot del disco;
- **Shank:** la struttura posta alla base della pala per sostenerla;
- **Shroud:** Rappresenta il tettuccio posto all'estremità della pala atto a garantire la tenuta di pressione e ad aumentare la rigidità complessiva della pala. Il contatto tra pale adiacenti avviene attraverso una superficie posta sullo *shroud* chiamata *interlock*. In questo modo, attraverso un contatto di strisciamento, è possibile smorzare le oscillazioni a cui è sottoposta la pala. Per garantire l'efficienza dello smorzamento, lo shroud presenta in genere una forma a "Z";

- **Airfoil:** rappresenta la geometria aerodinamica della pala. Essa è ottenuta attraverso un'analisi aerodinamica che permetta di soddisfare i requisiti imposti dal ciclo termodinamico. Il profilo 3D è ottenuto mediante una interpolazione lungo la radiale dei profili bidimensionali.

Capitolo 4

“I believe we have now arrived at the stage where knowledge of supersonic aerodynamics should be considered by the aeronautical engineer as a necessary pre-requisite to his art” – Theodore von Karman, 1947

4 AEROELASTICITÀ

In questo capitolo vengono fornite alcune nozioni base per quanto concerne il comportamento aeroelastico della pala. È nota la complessità dell'argomento, in quanto essa ingloba al suo interno la concatenazione degli effetti strutturali e aerodinamici di una struttura sottoposta a forze aerodinamiche. L'obiettivo principale è quello di comprendere quelle che sono le criticità e i fenomeni che possono compromettere il funzionamento della turbomacchina, come la risonanza e il flutter.

4.1 CENNI SULL'AEROELASTICITÀ

Con il termine “Aeroelasticità” si intende il campo di studi che si occupa dell'interazione tra la deformazione elastica delle strutture immerse in un fluido in movimento e la risultante delle forze aerodinamiche. La natura interdisciplinare di questa fenomenologia è sintetizzata nel triangolo di Collar, Figura 12, che mostra come essa sia frutto dell'iterazione tra l'aerodinamica, la dinamica e l'elasticità della struttura.

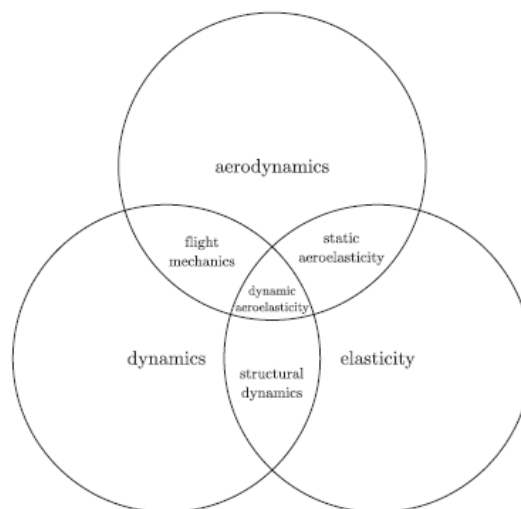


Figura 12: Triangolo di Collar

L'aerodinamica classica permette di prevedere le forze aerodinamiche dato un corpo di una determinata geometria, così come l'elasticità fornisce una previsione della forma di un corpo soggetta ad un carico, mentre la dinamica introduce gli effetti prodotti dalle forze d'inerzia.

È facile intuire come questi tre campi siano fortemente intrecciati tra di loro, basti pensare, ad esempio, alla portanza agente su un profilo alare. Essa rappresenta un carico per l'ala che a sua volta è una struttura elastica, pertanto tenderà a deformarsi, modificando la geometria e di conseguenza la forza aerodinamica. È inevitabile affermare che il problema è fortemente accoppiato.

Si denomina pertanto con il termine aeroelasticità statica, l'iterazione tra le forze aerodinamiche e le strutture elastiche. È noto che le prime crescono con il quadrato della velocità mentre lo stato di tensione della struttura è proporzionale alla deformazione, pertanto è necessario prestare attenzione al fatto che la struttura elastica sia in grado di resistere ai carichi aerodinamici senza incorrere in fenomeni distruttivi come la divergenza statica, o riduzione della qualità di volo con l'inversione dei comandi.

L'iterazione tra fenomeni elastici e dinamici prende il nome di meccanica vibrazionale (*structural dynamics*) e permette di valutare la risposta libera del sistema attraverso le deformate modali e le relative frequenze naturali.

Infine, la meccanica del volo studia l'iterazione tra le forze aerodinamiche e quelle inerziali al fine di garantire la stabilità e il controllo del volo, nonché la qualità e la risposta ai comandi del velivolo.

L'iterazione di tutti questi campi viene denominata aeroelasticità dinamica, nel quale intervengono tutti i fenomeni non stazionari tra cui le vibrazioni indotte dal fluido, quindi si parla di risposta forzata, e quelle autoeccitate, ovvero il flutter. Entrambe le fenomenologie risultano essere cruciali dal punto di vista della progettazione del motore e rappresentano il maggior fattore limitante delle odierne macchine. Infatti, per ridurre le emissioni e i consumi è necessario costruire macchine sempre più leggere, soluzione ottenibile riducendo il numero di stadi attraverso l'aumento dell'efficienza della turbomacchina. Tuttavia, questo è ottenibile aumentando l'aspect ratio, che permette di massimizzare la porta d'aria elaborata dal motore. Senonché, questa scelta progettuale, comporta una riduzione delle frequenze naturali con conseguente aumento dell'ampiezza delle vibrazioni che causano una riduzione della vita a fatica della macchina.

In questo report sarà posta maggiormente attenzione sulla risposta forzata, quindi la vibrazione prodotta dal fluido sulla palettatura della turbina di bassa pressione. Tuttavia, di seguito saranno forniti anche brevi cenni per quanto concerne il flutter.

4.2 FLUTTER

Con il termine flutter si intende un'oscillazione autoeccitata prodotta dall'iterazione tra forze aerodinamiche, elastiche ed inerziali. In particolare, esso si verifica quando le forze aerodinamiche agenti su un corpo elastico si accoppiano con i modi propri di vibrare della

L'aspetto centrale consiste nel capire se la dipendenza dalle incognite x, \dot{x}, \ddot{x} è sufficiente a descrivere le forze che agiscono sul profilo. Molto spesso ciò non è possibile a causa dell'influenza dei moti propri del fluido. Essi devono essere descritti tramite incognite aggiuntive dette stati addizionali: x_{sa} . Saranno allora necessarie ulteriori equazioni per risolvere il problema aeroelastico. Se è possibile esplicitare gli stati addizionali, è possibile studiare la stabilità di un problema aeroelastico allo stesso modo di un qualsiasi problema dinamico.

La distribuzione di portanza si modella con una serie di pozzi e sorgenti che creano vorticità. Anche nella scia si creano dei vortici. Per il *teorema di Kelvin* la vorticità dell'ala deve essere uguale e contraria a quella della scia. Dato che quest'ultima non è legata ai gradi di libertà del profilo, occorre introdurre gli stati addizionali. La doppia vorticità genera uno sfasamento del flusso e può provocare il flutter. Il problema si risolve con metodi aerodinamici in grado di determinare gli stati addizionali di profili oscillanti, oppure attraverso il metodo di Theodorsen, nel quale si ipotizza che il profilo oscilli con una legge armonica includendo nel profilo stesso gli effetti della scia, senza dover ricorrere agli stati addizionali.

Le metodologie adoperate per la soluzione del problema sono diverse ed analizzano il problema da diversi punti di vista. Tuttavia, essendo la discussione di tali metodologie molto elaborata, non essendo il tema principale di questo elaborato, si forniscono solo alcuni cenni.

4.2.1 Analisi classica a flutter

Il metodo classico per la determinazione del flutter consiste nell'esprimere le forze aerodinamiche noto il moto del profilo. Poiché il flutter si realizza quando la parte reale dell'autovalore si annulla, allora si assume il moto puramente armonico, quindi:

$$\Gamma = 0$$

$$\Omega \neq 0$$

Dove con Γ e Ω sono indicate rispettivamente la parte reale e immaginaria degli autovalori determinati annullando il determinante dell'equazione matriciale:

$$(M - M_a)\ddot{x} + (C - C_a)\dot{x} + (K - K_a)x = 0 \quad (4.3)$$

La soluzione determinata in modo iterativo conduce ad un risultato appartenente ad uno dei seguenti casi riassunti in tabella:

Γ	Ω	Tipo di moto	Caratteristica di stabilità
<0	\neq	Periodico convergente	Stabile
=0	\neq	Armonico	Stabilità limite
>0	\neq	Periodico divergente	Instabile
<0	=0	Aperiodico convergente	Stabile
=0	=0	Indipendente dal tempo	Stabilità limite
>0	=0	Aperiodico divergente	Instabile

In Figura 14 e Figura 15 viene mostrato il tipo di moto relativo al grado di stabilità:

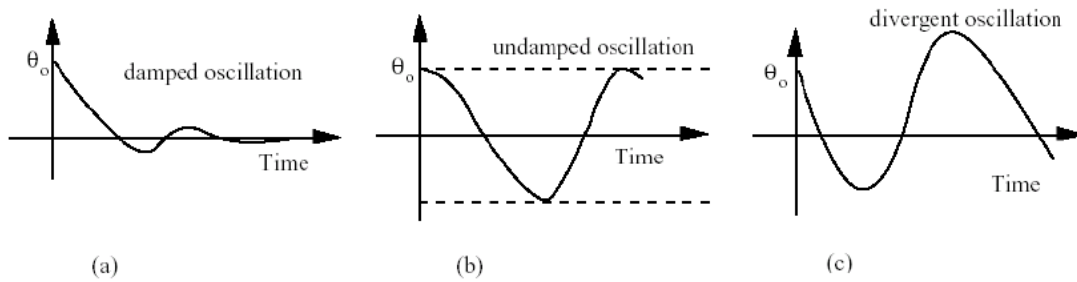


Figura 14: Risposta dinamica periodica convergente (a), stabile (b), divergente (c)

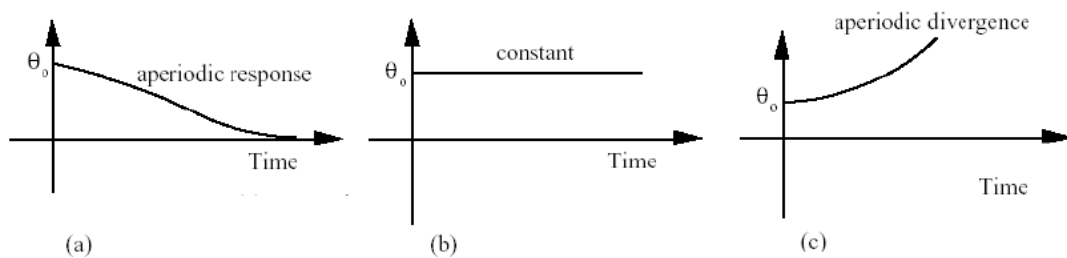


Figura 15: Risposta dinamica aperiodica convergente (a), stabile (b), divergente (c)

Pur essendo l'analisi classica a flutter un metodo di facile attuazione, esso presenta alcune limitazioni che ne pregiudicano l'utilizzo e che sono fondamentali per prevenire il fenomeno. In particolare, il metodo non permette di stabilire un margine di stabilità alle condizioni di volo nell'intorno del limite a flutter ed inoltre non è possibile determinare il meccanismo fisico responsabile del flutter.

4.2.2 Metodo -k

Si tratta di un metodo semi-empirico che utilizza la frequenza ridotta k (parte immaginaria dell'autovalore p), definita come:

$$k = \frac{b\omega}{U} \quad (4.4)$$

Dove il numeratore individua la componente instazionaria del moto, mentre il denominatore la velocità stazionaria del flusso. Il rapporto fornisce un'indicazione sul grado di instazionarietà del moto del profilo.

Con il metodo -k viene introdotto un parametro D che simula lo smorzamento strutturale. Con riferimento alla sezione tipica mostrata in Figura 13, le equazioni del moto diventano:

$$\begin{cases} m(\ddot{h} + bx_\theta\ddot{\theta}) + k_h h = -L + D_h \\ I_p\ddot{\theta} + mbx_\theta\dot{h} + k_\theta\theta = M + D_\theta \end{cases} \quad (4.5)$$

Dove D_h e D_θ rappresentano proprio gli smorzamenti strutturali associati ai gradi di libertà. Si assume che anche lo smorzamento abbia un andamento armonico, ovvero:

$$\begin{aligned} D_h &= \overline{D}_h e^{i\omega t} = -ig_h m\omega_h^2 \overline{h} e^{i\omega t} \\ D_\theta &= \overline{D}_\theta e^{i\omega t} = -ig_\theta m\omega_\theta^2 \overline{\theta} e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (4.6)$$

D è proporzionale al quadrato della frequenza e rappresenta la frazione di energia che viene dissipata attraverso g_h e g_θ , che rappresentano i coefficienti di smorzamento. Essi vengono assegnati in modo empirico, in genere si assumono valori compresi tra 0.1e 0.15 e figurano come smorzamento strutturale nella matrice $[C]$ nell'equazione 4.3. Il determinante del nuovo sistema contiene in questo modo anche le incognite g_h e g_θ . Il valore ipotizzato di questi coefficienti influenza lo smorzamento. È possibile imporre la condizione:

$$g_h = g_\theta = g$$

In questo modo, assumendo diversi valori di g , imponendo il determinante nullo, ed utilizzando un processo iterativo, è possibile costruire il diagramma $U - g$. Così facendo si ottiene un'indicazione dello smorzamento anche prima della condizione di flutter.

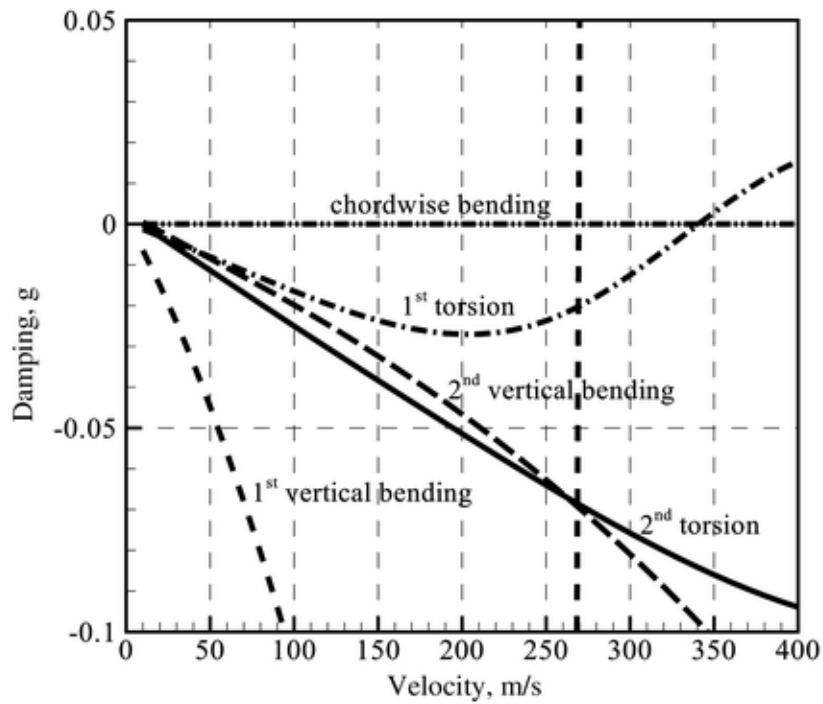


Figura 16: Esempio di diagramma U-g

4.2.3 Metodo p-k

Non essendo noto lo smorzamento, si ipotizza che l'autovalore p sia costituito da una parte reale e una immaginaria, ciascuno rappresentante rispettivamente lo smorzamento e la frequenza:

$$p = \gamma k \pm ik \quad (4.7)$$

Dove γ è il rateo di decadimento dell'oscillazione, calcolato considerando le ampiezze di due picchi consecutivi:

$$\gamma = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{a_{m+1}}{a_m} \right) \quad (4.8)$$

Mentre k rappresenta la frequenza ridotta introdotta precedentemente.

I metodi k e $p-k$ sono simili, rispondono entrambi alla necessità di introdurre una valutazione dello smorzamento prima del flutter. La valutazione esatta è comunque data dall'analisi classica a flutter, denominata anche metodo- p , per il quale, tuttavia, devono essere note le forze aerodinamiche. Siccome nel flutter classico tali forze sono date dal moto oscillatorio imposto, non è possibile applicare il metodo- p in condizioni di pre-flutter.

4.2.4 Il flutter nelle turbomacchine

Il caso presentato nella sezione precedente della sezione tipica rappresenta uno dei modelli più semplici per descrivere in maniera soddisfacente il fenomeno del Flutter. Pur essendo la fisica del fenomeno ancora valida, l'approccio utilizzato non è possibile attuarlo per le turbomacchine in quanto esse oltre ad avere un campo di moto molto più complesso di quello di una semplice struttura aerodinamica, presenta diversi fattori che rendono il problema fortemente non lineare. Uno dei principali da tenere in considerazione è che, nel caso della sezione tipica il flusso si sviluppa attorno ad un profilo isolato, nelle turbomacchine invece il flusso viene continuamente perturbato dalle pale adiacenti appartenenti alla stessa schiera, e ciascuna schiera è perturbata dagli stadi adiacenti della turbina come mostrato in un esempio di analisi CFD in Figura 17.

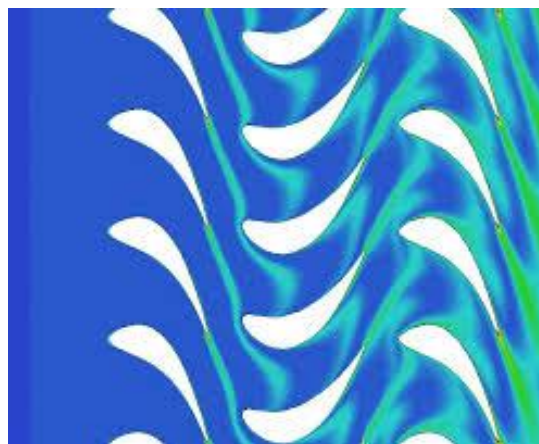


Figura 17: Interazione del flusso tra pale e schiere [2]

L'iterazione del flusso tra pale adiacenti e tra schiere adiacenti viene chiamato Aerodynamic Coupling. Questo aggiunto a problemi di accoppiamento dei modi, perdita di periodicità delle vibrazioni dovuto agli effetti aerodinamici e alle differenze costruttive intrinseche delle pale rendono il problema fortemente non lineare.

Le turbomacchine sono affette da diverse tipologie di flutter a seconda del punto di lavoro considerato.

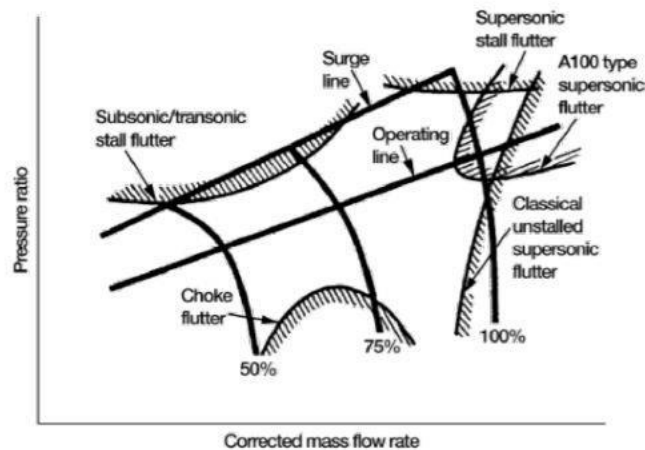


Figura 18: Diverse tipologie di flutter che interessano lo stadio del compressore.

Osservando la Figura 18 è possibile distinguere:

- **Flutter classico:** Si verifica quando si ha uno sfasamento tra le forze aerodinamiche e l'ampiezza delle oscillazioni. Nel momento in cui la struttura non introduce uno smorzamento le oscillazioni prodotte dal flusso si amplificano fino a rottura. Diversamente, se il flusso è in grado di assorbire energia dalla struttura smorzando le oscillazioni, si ha un comportamento stabile. Un'ultima condizione è quando l'energia introdotta dal flusso viene dissipata dal sistema, in questo caso vengono innescate delle oscillazioni di ciclo limite (LCO).
- **Coalescence Flutter:** è un tipo di flutter classico che si verifica quando due pulsazioni naturali coincidono.
- **One degree of freedom Flutter:** Flutter che coinvolge una sola forma modale la cui frequenza coincide con la frequenza naturale della pala.
- **Stall Flutter:** Flutter fortemente non lineare originato da una condizione di lavoro vicino lo stallo.
- **Choke Flutter:** Flutter che avviene vicino le condizioni di choke.
- **Supersonic Flutter:** Flutter determinato da un flusso supersonico.
- **Supersonic Bending Stall Flutter:** tipo di Flutter supersonico che si presenta con un modo flessionale
- **A 100 Type supersonic Flutter:** è una instabilità a flutter che si presenta con un modo torsionale per le pale "unshrouded".

Capitolo 5

“Mistakes are inevitable in aviation, especially when one is still learning new things. The trick is to not make the mistake that will kill you.” – Stephen Coonts

5 DINAMICA DEI ROTORI

La turbina di bassa pressione è costituita, come si è visto, da una parte statorica e una parte rotorica. Prestando attenzione su quest’ultima, essa si caratterizza per la presenza di un disco che gira a velocità Ω al quale sono collegate un numero n di pale mediante opportuni slot di alloggiamento. Si può ben notare come questa struttura presenti una simmetria, denominata appunto *simmetria ciclica*, che permette di suddividere il rotore in un numero di settori, in genere pari al numero di pale, al quale vengono associate particolari proprietà e forme modali che verranno sviluppate in questo capitolo.

5.1 SIMMETRIA CICLICA

È noto che ogni struttura fisica sia caratterizzata da una frequenza naturale e da forme modali che mostrano come si deforma la struttura quando questa viene posta in vibrazione alla pulsazione naturale.

L’analisi modale passa attraverso l’analisi FEM (Finite Element Method) con l’obiettivo di passare dal continuo al discreto, suddividendo il componente in tanti piccoli elementi con propria massa e rigidità. In questo modo è possibile scrivere l’equazione generale del moto attraverso le matrici M e K :

$$M\ddot{\mathbf{x}}(\mathbf{t}) + K\mathbf{x}(\mathbf{t}) = \mathbf{f}(\mathbf{t}) \quad (5.1)$$

Nell’ Eq. 5.1 figurano, oltre alle matrici M e K , il vettore dei gradi di libertà (GDL) che rappresentano gli spostamenti modali del problema $\mathbf{x}(\mathbf{t})$, e il vettore delle forze esterne $\mathbf{f}(\mathbf{t})$. Si definisce con n il numero dei gradi di libertà, pertanto matrici e vettori hanno le seguenti dimensioni:

$$M \in \mathbb{R}^{3n \times 3n}$$

$$K \in \mathbb{R}^{3n \times 3n}$$

$$\mathbf{x}(\mathbf{t}) \in \mathbb{R}^{3n \times 1}$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{t}) \in \mathbb{R}^{3n \times 1}$$

Data la natura circolare del componente è preferibile riferire l’Eq. 5.1 ad un sistema di riferimento cilindrico con l’asse z coincidente con l’asse di rotazione dell’albero e strutturare i

gradi di libertà n_s di un settore in modo tale che essi siano seguiti da quelli del settore successivo. Da queste ipotesi le matrici assumono la forma:

$$M = \begin{bmatrix} M_0 & M_1 & M_2 & \cdots & M_2 & M_1 \\ M_1 & M_0 & M_1 & \cdots & M_3 & M_2 \\ M_2 & M_1 & M_0 & \cdots & M_4 & M_3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ M_2 & M_3 & M_4 & \cdots & M_0 & M_1 \\ M_1 & M_2 & M_3 & \cdots & M_1 & M_0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_0 & K_1 & K_2 & \cdots & K_2 & K_1 \\ K_1 & K_0 & K_1 & \cdots & K_3 & K_2 \\ K_2 & K_1 & K_0 & \cdots & K_4 & K_3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ K_2 & K_3 & K_4 & \cdots & K_0 & K_1 \\ K_1 & K_2 & K_3 & \cdots & K_1 & K_0 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ x_{N-1} \\ x_N \end{pmatrix} \quad (5.4)$$

$$\mathbf{f} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_{N-1} \\ f_N \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

Nella quale si nota come le matrici M e K hanno una struttura simmetrica a blocchi M_h e K_h con:

$$\begin{cases} h = 0, 1, \dots, \text{int}(N/2) & N = \text{pari} \\ h = 0, 1, \dots, \text{int}((N-1)/2) & N = \text{dispari} \end{cases} \quad (5.6)$$

Ciascun blocco di matrice è simmetrico e pari al numero di GDL del settore n_s . La simmetria ciclica permette di suddividere il disco in settori che sono fisicamente vincolati l'un l'altro e che tale vincolo viene espresso dal punto di vista matematico attraverso elementi non nulli fuori dalla diagonale principale.

L'analisi agli autovalori permette di ricavare le frequenze e le forme modali risolvendo l'equazione matriciale:

$$(K - \omega_i^2 M)\mathbf{u}_i = 0 \quad i = 1, \dots, Nn_s \quad (5.7)$$

Con ω_i e \mathbf{u}_i che rappresentano rispettivamente i -esimo autovalore e autovettore.

Adottando la stessa procedura vista in precedenza è possibile organizzare l'autovettore con i GDL appartenenti al settore:

$$\mathbf{u}_i = [(\mathbf{u}_{1i})^T (\mathbf{u}_{2i})^T \dots (\mathbf{u}_{n_i})^T]^T \quad (5.8)$$

Nella quale figura u_{n_i} ($n = 1, \dots, N$) con le dimensioni n_s avente gli spostamenti modali dell' n -esima sottostruttura quando vi è l' i -esima forma modale.

I modi di vibrare di una struttura in simmetria ciclica sono per la maggior parte ortogonali a coppie, dipendono dal moto relativo tra i settori e si suddividono in tre classi:

Modo stazionario: [Figura 19] le vibrazioni dei settori sono in fase, ovvero si spostano nello stesso identico modo, e per ogni istante temporale assumeranno la stessa posizione lungo il disco. Pertanto:

$$\mathbf{u}_{n_i} = \mathbf{u}_{(n+1)_i} \quad \forall n \quad (5.9)$$

Poiché la forma modale della dell'intera struttura può essere espressa come la 5.8, è evidente che ruotare la forma modale di un numero arbitrario di settori lascia il modo inalterato permettendo di descriverlo attraverso un singolo autovalore e autovettore.

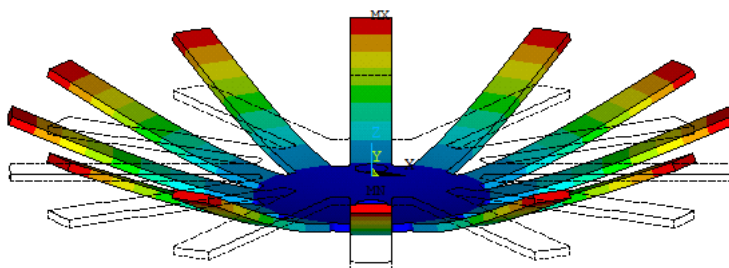


Figura 19: Modo stazionario di un disco palettato.

Modo stazionario in antifase: [Figura 20] Ogni settore del disco-pala vibra con la stessa forma modale, tuttavia quando lo spostamento di un settore è massimo, in quello adiacente è minimo, pertanto vibrano in opposizione di fase, ovvero:

$$\mathbf{u}_{n_i} = -\mathbf{u}_{(n+1)_i} \quad \forall n \quad (5.10)$$

La forma modale dell'intera struttura può essere scritta come:

$$\mathbf{u}_i = [(\mathbf{u}_{1i})^T - (\mathbf{u}_{2i})^T (\mathbf{u}_{3i})^T \dots (\mathbf{u}_{n_i})^T - (\mathbf{u}_{(n+1)_i})^T]^T \quad (5.11)$$

Da questo si deduce che ruotando la forma modale di un numero pari di settori il modo rimane inalterato, viceversa invece, ruotandola di un numero dispari si trova un modo in antifase.

Essendo comunque un modo stazionario è rappresentante anch'esso da un singolo autovalore e autovettore.

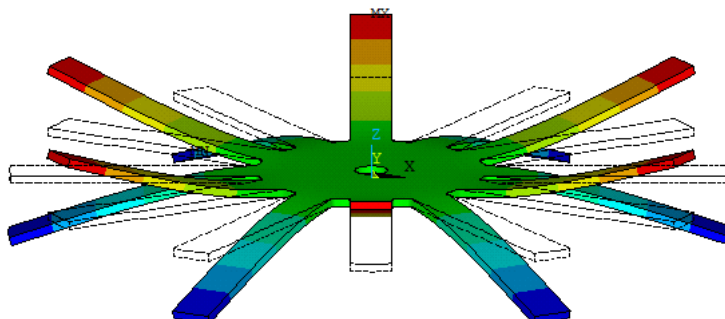


Figura 20: Modo stazionario in antifase di un disco palettato.

Modo rotante: [Figura 21] In questa forma modale ciascun settore si muove in modo sfasato rispetto a quello vicino. Ciascuna di queste forme modali viene descritta da una coppia di autovettori ortogonali corrispondenti al medesimo autovalore.

$$\mathbf{u}_{n_i} \neq \pm \mathbf{u}_{(n+1)_i} \quad \forall n \quad (5.12)$$

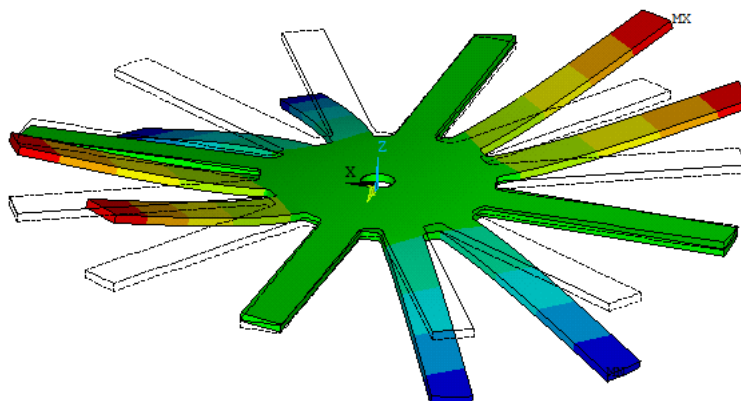


Figura 21: Modo rotante di un disco palettato

L'ultimo modo si presta ad ulteriori considerazioni riguardanti la fisica del problema. Infatti, essendo tutti i settori uguali, quando la forma modale u_i risulta ruotata di un angolo α_n , si ottiene un nuovo modo u'_i che tuttavia è caratterizzato dall'aver lo stesso autovalore. Pertanto, quest'ultimo può essere espresso come combinazione lineare di u_i e \bar{u}_i :

$$\mathbf{u}'_i = c\mathbf{u}_i + s\bar{\mathbf{u}}_i \quad c, s \in \mathbb{R} \quad (5.13)$$

Con \bar{u}_i autovettore ortogonale a u_i dello stesso autovalore ω_i^2 :

$$\mathbf{u}_i^T \bar{\mathbf{u}}_i = 0 \quad (5.14)$$

Normalizzando i vettori nel seguente modo:

$$\mathbf{u}_i^T \mathbf{u}_i = 1 \quad \bar{\mathbf{u}}_i^T \bar{\mathbf{u}}_i = 1 \quad (\mathbf{u}_i')^T \mathbf{u}_i' = 1 \quad (5.15)$$

Si dimostra che i coefficienti di combinazione lineare c e s possono essere riscritti come:

$$c = \cos(\varphi_h)$$

$$s = -\sin(\varphi_h)$$

Nella quale φ_h , rappresentante l'angolo di rotazione tale per cui l'autovalore u_i deve essere ruotato per ottenere u_i' , assume i valori:

$$\varphi = \pm \frac{2\pi}{N} h \quad (5.16)$$

Con h intero che misura la periodicità della forma modale della struttura.

Allo stesso modo, l'autovettore $\bar{\mathbf{u}}_i'$ ortogonale a \mathbf{u}_i' , ottenuto dalla rotazione di $\bar{\mathbf{u}}_i$ di un angolo α_n , può essere espresso come combinazione lineare di \mathbf{u}_i e $\bar{\mathbf{u}}_i$:

$$\bar{\mathbf{u}}_i' = -s\mathbf{u}_i + c\bar{\mathbf{u}}_i \quad c, s \in \mathbb{R} \quad (5.17)$$

Riscrivendo le rotazioni dei vettori espressi dall'Eq 5.13 e 5.17 in forma matriciale si ottiene:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{u}_i' \\ \bar{\mathbf{u}}_i' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} cI_{Nn_s} & sI_{Nn_s} \\ -sI_{Nn_s} & cI_{Nn_s} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_i \\ \bar{\mathbf{u}}_i \end{Bmatrix} = R \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_i \\ \bar{\mathbf{u}}_i \end{Bmatrix} \quad (5.18)$$

Con I_{Nn_s} matrice identità di ordine Nn_s . Pertanto, la matrice R è utilizzata per esprimere il modo di un settore rispetto ad un altro:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{u}_{(n-1)i}' \\ \bar{\mathbf{u}}_{(n-1)i}' \end{Bmatrix} = R \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_i \\ \bar{\mathbf{u}}_i \end{Bmatrix} \quad \forall n \quad (5.19)$$

Secondo quanto visto quindi, ogni combinazione lineare di modi è un autovettore che soddisfa nuovamente l'autoproblema. Pertanto, è possibile scrivere la soluzione del problema mediante autovettori complessi:

$$z_i = u_i + i\bar{u}_i \quad \bar{z}_i = u_i + i\bar{u}_i \quad (5.20)$$

La natura dell'autovettore, reale o complesso, è funzione dell'evoluzione temporale della struttura. Dei modi analizzati, quelli stazionari sono caratterizzate da autovettori reali. La deformata operativa ODS (*Operative Deflection Shape*) nello spazio di un'onda stazionaria u_i ad un certo istante di tempo t è data dalla parte reale della quantità complessa $u_i e^{i\omega t}$:

$$\Re[\mathbf{u}_i e^{i\omega t}] = \Re[\mathbf{u}_i \cos(\omega t) + i\mathbf{u}_i \sin(\omega t)] = \mathbf{u}_i \cos(\omega t) \quad (5.21)$$

Dove è possibile notare che tutti i gradi di libertà pulsano alla stessa frequenza senza ritardo di tempo l'uno rispetto all'altro. Di seguito viene data una rappresentazione schematica:

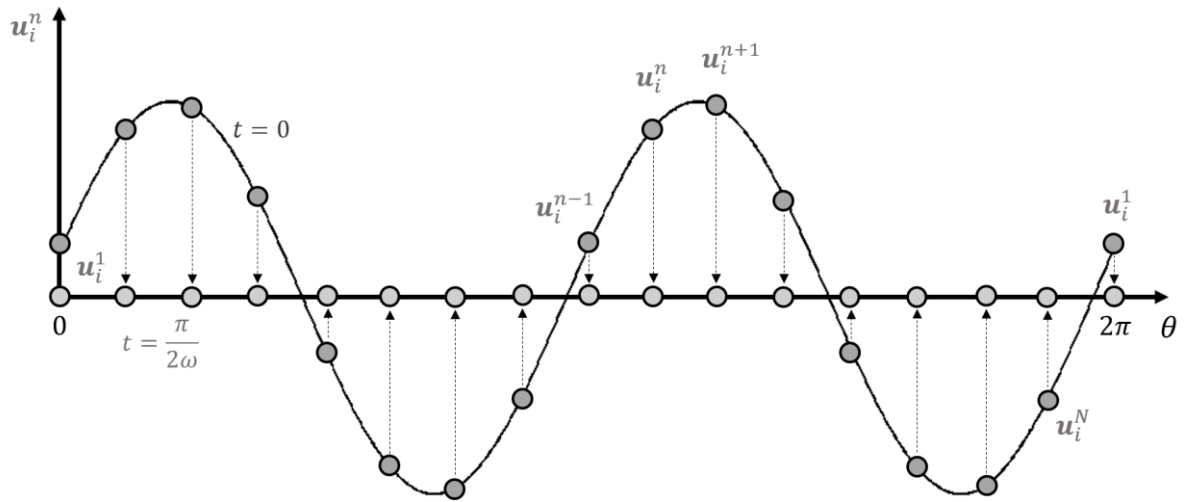


Figura 22: Onda stazionaria per una struttura in simmetria ciclica.

Nel caso invece di autovettori complessi, la deformazione istantanea è rappresentata dalla parte reale di $z_i e^{i\omega t}$:

$$\begin{aligned} \Re[z_i e^{i\omega t}] &= \Re[(u_i + i\bar{u}_i)[\cos(\omega t) + i \sin(\omega t)]] \\ &= u_i \cos(\omega t) - \bar{u}_i \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (5.22)$$

All'istante $t = 0$ fornisce esattamente u_i , mentre per $t = \varphi_h/\omega$:

$$\Re[z_i e^{i\omega t}] = u_i \cos(\varphi_h) - \bar{u}_i \sin(\varphi_h) \quad (5.23)$$

che è esattamente \bar{u}_i' . Pertanto, l'autovettore complesso z_i descrive un modo di vibrare rotante con la proprietà che, considerando un generico GDL di un qualsiasi settore, il corrispondente GDL del settore successivo o precedente (per quest'ultimo se si considera il vettore complesso coniugato \bar{z}_i) avrà la stessa ampiezza di un istante $t = \varphi_h/\omega$, come mostrato in Figura 23.

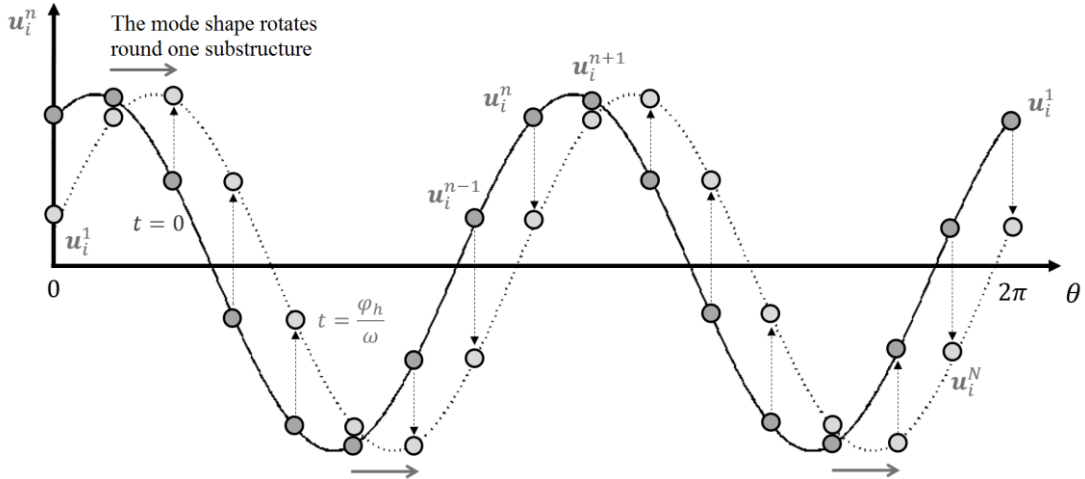


Figura 23: Onda rotante per una struttura in simmetria ciclica

L'autovettore complesso z_i contiene le informazioni di entrambi modi u_i e \bar{u}_i . L'Eq. 5.20 può essere riscritta come:

$$z'_i = z_i e^{i\varphi_h} \quad (5.24)$$

considerando i GDL dell' n -esima struttura si ottiene:

$$z_{(n-1)i} = z_{ni} e^{i\varphi_h} \quad (5.25)$$

Tale soluzione può essere estesa anche per i modi stazionari: infatti poiché non ci sono modi ortogonali, z_i coincide con u_i , pertanto:

$$u_{(n-1)i} = u_{ni} e^{i\varphi_h} \quad (5.26)$$

L'angolo φ_h prende il nome di *Inter-Blade Phase Angle* (IBPA) e rappresenta il ritardo di fase tra i settori adiacenti.

Fisicamente, il parametro h indica il numero di *diametri nodali* (ND) di una forma modale, ovvero il numero di linee nodali che attraversano il centro della struttura le cui quantità modali come spostamenti, deformazioni e tensioni, sono nulle. Analogamente vengono definiti *cerchi nodali* (NC), le circonferenze concentriche in cui il valore dello spostamento della deformata è nullo. Il parametro h è funzione del numero di settori N , ed è compreso tra 0 e \tilde{h} , dove quest'ultimo assume i seguenti valori:

$$\tilde{h} = \begin{cases} \frac{N}{2} & \text{se } N \text{ è pari} \\ \frac{N-1}{2} & \text{se } N \text{ è dispari} \end{cases} \quad (5.27)$$

Giunti a questo punto, è possibile identificare le tre classi di forme modali attraverso i parametri φ_h e h :

- Modo stazionario: è caratterizzato dall'aver i settori che vibrano in fase pertanto $\varphi_h = 0$ e autovettori reali unitari. I modi hanno pertanto un numero di diametri nodali nullo ($h = 0$)
- Modo stazionario in antifase: i settori vibrano in opposizione di fase tra loro, quindi $IBPA = \pm\pi$. Tale modo si verifica solo se N è pari, mentre non esiste se N è dispari. Quindi h è necessariamente pari a $\frac{N}{2}$ mentre gli autovettori sono ancora reali e assumono valore $e^{i\varphi_h} = -1$;
- Modo rotante: I parametri assumono i valori indicati in 5.27.

Vengono di seguito mostrati, a titolo di esempio, alcune deformazioni di un disco-pala schematizzato, caratterizzato da un certo ND e NC

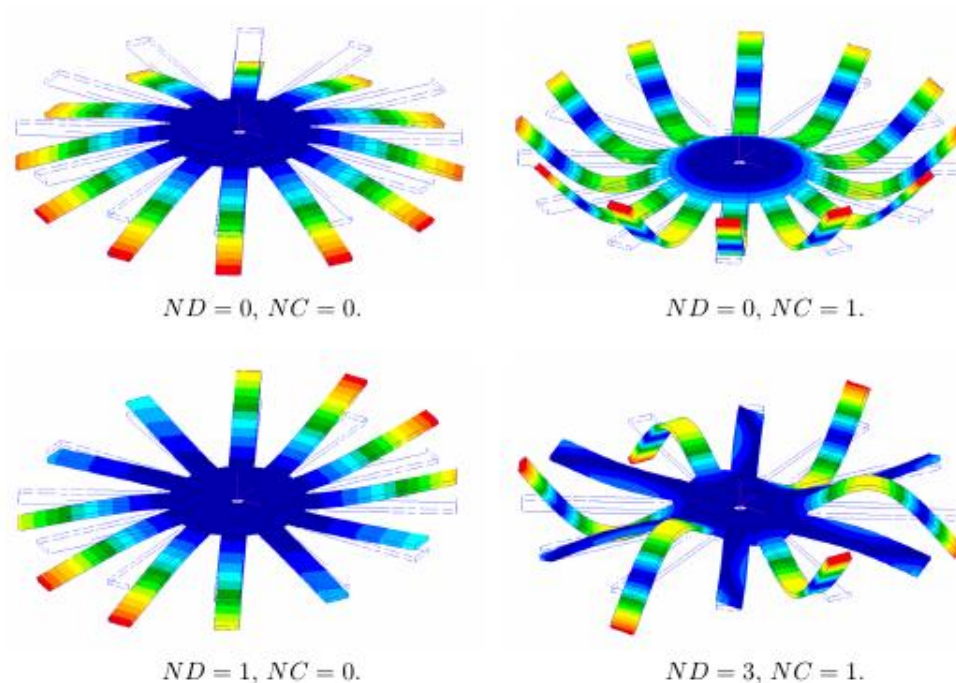


Figura 24: Modi di vibrare di un disco-pala al variare del diametro nodale e cerchio nodale [3]

5.2 ANALISI MODALE

Utilizzando le proprietà della simmetria ciclica e quindi della forma circolare del disco-pala è possibile ridurre drasticamente il numero di GDL mediante l'utilizzo di tecniche di riduzione che rendono meno oneroso, dal punto di vista computazionale, il calcolo della risposta forzata.

Per effettuare un'analisi di risposta forzata è necessario analizzare i modi di vibrare del disco che possono essere individuati effettuando una singola analisi per il settore e imponendo i vincoli di simmetria ciclica, in questo modo il singolo settore rappresenta il comportamento dinamico dell'intera struttura. Si denoti con x_c il vettore dei GDL di libertà del settore selezionato, pertanto:

$$x_c s = \begin{Bmatrix} x_L \\ x_I \\ x_R \end{Bmatrix} \quad (5.28)$$

Dove si indicato con:

x_L : i GDL dell'interfaccia di sinistra del settore fondamentale in numero pari a $3n_L$

x_R : i GDL dell'interfaccia destra del settore fondamentale tale che $3n_R = 3n_L$

x_I : i GDL interni al settore di pala pari a $3n_I$

In Figura 25 è fornita una schematizzazione di quanto detto.

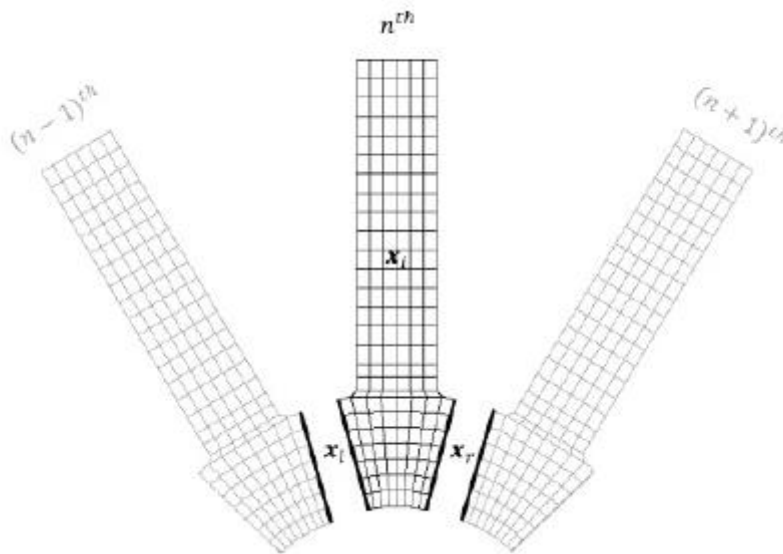


Figura 25: Suddivisione dei gradi di libertà dell'*n*-esimo settore.

Analogamente anche il vettore delle forzanti esterne può essere suddiviso allo stesso modo:

$$f_c s = \begin{Bmatrix} f_L \\ f_I \\ f \end{Bmatrix} \quad (5.29)$$

Secondo questo criterio, è possibile riscrivere le matrici $[M]$ e $[K]$ dell'equazione del moto 5.1 come segue:

$$M = \begin{bmatrix} M_{LL} & M_{LI} & M_{LR} \\ M_{IL} & M_{II} & M_{IR} \\ M_{RL} & M_{RI} & M_{RR} \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{LL} & K_{LI} & K_{LR} \\ K_{IL} & K_{II} & K_{IR} \\ K_{RL} & K_{RI} & K_{RR} \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

Al quale vanno aggiunte le condizioni al contorno di simmetria ciclica:

- Continuità:

$$\mathbf{x}_{R,k} = \mathbf{x}_{L,k+1} \quad (5.32)$$

- Equilibrio:

$$\mathbf{f}_{R,k} = -\mathbf{f}_{L,k+1} \quad (5.33)$$

Come visto in precedenza, la simmetria ciclica comporta un ritardo di fase IBPA tra due nodi analoghi all'interfaccia, pertanto essi sono legati dalla relazione:

$$\mathbf{x}_R = \mathbf{x}_L e^{i\varphi_h} \quad (5.34)$$

Dove si identificano i GDL di sinistra (x_L) indipendenti mentre quelli di destra dipendenti (x_R). Analogamente per le forzanti, si fa in modo che le forze sull'interfaccia di destra siano in opposizione di fase rispetto a quelle dell'interfaccia di sinistra ($k + 1$):

$$\mathbf{f}_R = -\mathbf{f}_L e^{i\varphi_h}$$

A questo punto è possibile riscrivere il vettore dei gradi di libertà 5.28 come segue:

$$\mathbf{x}_{cS} = \begin{Bmatrix} x_L \\ x_I \\ x_R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \\ I e^{i\varphi_h} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_L^h \\ x_I^h \\ x_I^h \end{Bmatrix} = T^h \begin{Bmatrix} x_L^h \\ x_I^h \end{Bmatrix} \quad (5.35)$$

Nella quale la matrice T^h è la matrice di trasformazione e $\left[(x_L^h)^T (x_I^h)^T \right]^T$ è il vettore dei gradi di libertà ridotto per la simmetria ciclica rispetto all'indice armonico h .

Il problema agli autovalori per un determinato φ_h assume pertanto la forma:

$$(K^h - \omega_i^2 M^h) \mathbf{z}_i^h = 0 \quad (5.36)$$

Dove le matrici $[K^h]$ e $[M^h]$ sono il risultato della trasformazione attraverso la matrice $[T^h]$:

$$K^h = (T^h) K T^h \quad M^h = (M^h)^T M T^h \quad (5.37)$$

In questo modo il problema passa da $3(2n_L + n_I)$ GDL a $3(n_L + n_I)$ riducendo il costo computazionale.

Variando φ_h è possibile ottenere tutte le forme modali che presentano quel determinato sfasamento tra settori, in quanto per ogni valore da esso assunto, dalla risoluzione del problema agli autovalori, si ottiene la frequenza propria e la forma modale di vibrazione.

5.3 FAMIGLIE MODALI

Un sistema disco-pala nel continuo presenterebbe infiniti gradi di libertà al quale vengono associati infiniti modi di vibrare, con una frequenza e diametro nodale proprio. Nel discreto invece, essendo il numero di GDL finito, si ottengono un numero ben determinato di frequenze e diametri nodali propri.

Il comportamento dinamico viene descritto attraverso un diagramma FreND (*Frequency vs. Nodal Diameter*) [Figura 26] che mostra come varia la frequenza in funzione dei diametri nodali per diversi modi.

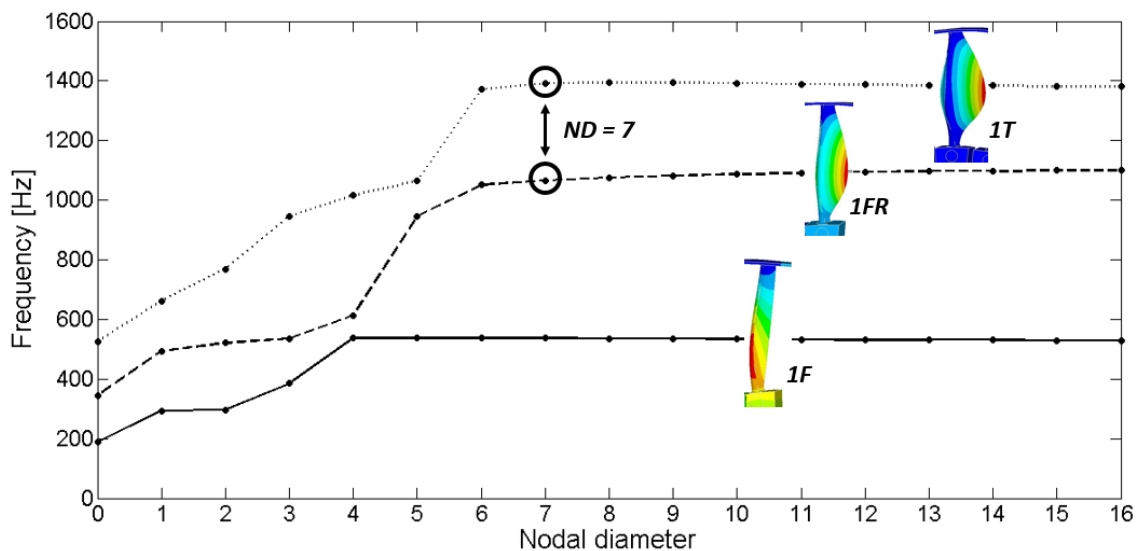


Figura 26: Diagramma FreND [4]

Dal grafico si nota come all'aumentare del numero di diametri nodali la frequenza aumenti in conseguenza del fatto che il sistema disco-pala si irrigidisce a causa dell'aumento del numero di zone a spostamento nullo. Per bassi numeri di diametri nodali è il disco a deformarsi maggiormente, trascinando con sé le pale perlopiù indeformate. Viceversa, per alti numeri di diametri nodali, è la pala a deformarsi mentre si assiste ad un irrigidimento del disco.

Ottenuto il diagramma FreND è possibile effettuare una classificazione dei risultati in base alla frequenza o alla forma modale. La classificazione modale associa la frequenza ad una determinata famiglia modale in base alla deformazione della struttura. All'interno del

diagramma FreND possono esserci delle zone di *veering*, ossia delle zone dove le famiglie modali si scambiano mutuamente i modi, attraverso un incrocio delle frequenze proprie.

Tra modi di pala, i più comuni sono:

Edgewise (EW) [Figura 27]: il tip della pala si muove in direzione dell'asse del motore rispetto all'hub;

Flapwise (FW) [Figura 28]: il tip subisce uno spostamento in direzione tangenziale;

Flessionale (F) [Figura 29]: deformazione massima a circa metà della lunghezza della pala;

Torsionale (T) [Figura 30]: La pala tende a torcersi attorno all'asse radiale.

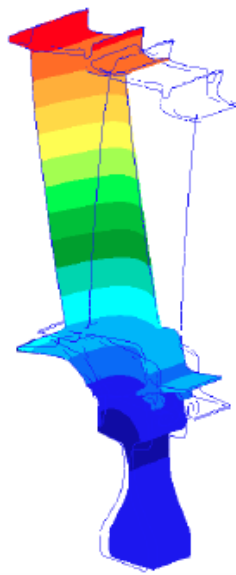


Figura 27: Modo Edgewise (EW) [5]

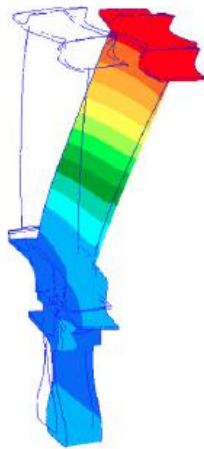


Figura 28: Modo Flapwise (FW) [5]

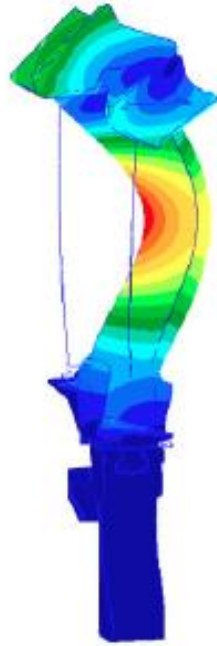


Figura 29: Modo Flessionale (F) [5]

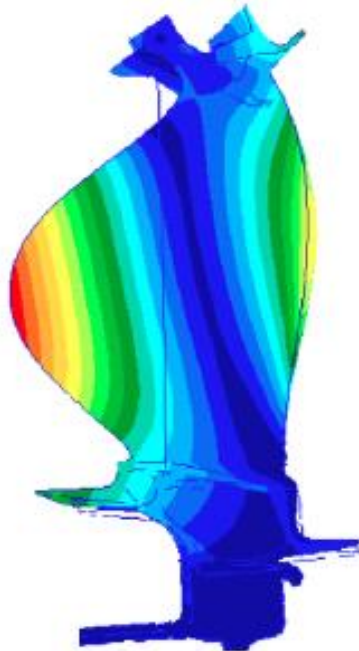


Figura 30: Modo Torsionale (T) [5]

Capitolo 6

“Science is eternal. It was started thousands of years ago and its progress is continuous. Principles that are deeply rooted are not likely to pass suddenly from the scene” – **Theodore von Karman, 1963**

6 RISPOSTA FORZATA

Durante la progettazione di uno stadio di turbina è necessario tenere in considerazione la risposta forzata del sistema disco-pala prodotta dall'interazione di quest'ultimo con il flusso di gas incidente. Infatti, è noto che ogni struttura presenta una frequenza naturale propria, se la forzante, ovvero una qualsiasi forza esterna variabile nel tempo, risulta avere la stessa frequenza di vibrazione della struttura, il sistema va in risonanza, ovvero le vibrazioni tendono ad amplificarsi in ampiezza fino a superare i livelli di resistenza del materiale causandone la rottura.

Nello stadio di turbina a causa delle non uniformità del flusso prodotte dalla schiera adiacente, si genera una distribuzione di pressione non uniforme sulla pala. Questi disturbi possono essere visti come disturbi periodici distribuiti circonferenzialmente con una frequenza che è un multiplo intero dell'*Engine Order* (EO), che rappresenta il rapporto tra la pulsazione della forzante (ω) e la velocità di rotazione del disco (Ω):

$$EO = \frac{\omega}{\Omega} \quad (6.1)$$

La risonanza si verifica quando la frequenza della forzante è multipla di Ω .

A titolo di esempio si suppone di avere un disco con quattro pale equispaziate lungo la circonferenza, al quale viene applicata una forzante armonica $f(t)$ del tipo:

$$f(t) = \begin{cases} f_{\theta^*} = F_0 \cos(\omega t) = F_0 \cos(N\Omega t) \\ f_{\theta \neq \theta^*} = 0 \end{cases} \quad (6.2)$$

Il problema è schematizzato nella figura seguente:

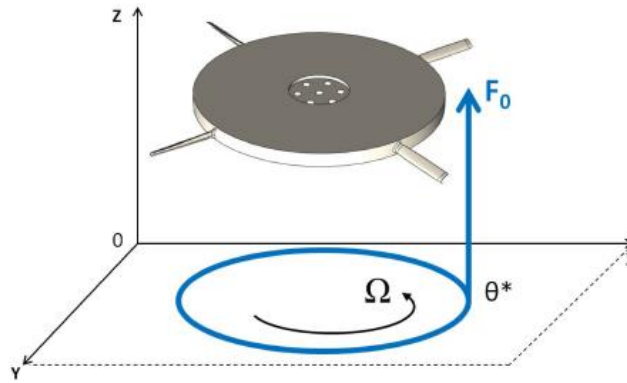


Figura 31: Sistema disco-pala sollecitato da una forzante armonica f_{θ^*}

Durante la sua rotazione, il sistema disco-pala incontra la forzante N volte, dove con N si intende il numero di pale.

La forzante armonica può essere decomposta, in un sistema di riferimento statico, nell'angolo giro, in serie di Fourier come infiniti contributi:

$$f_{\theta}(t) = \frac{F_0}{\pi} \sum_{h=0}^{\infty} \cos[h(\theta - \theta^*)] \cos(\omega t) \quad (6.3)$$

dove n è l'indice dell'armonica. Per trasformare l'Eq 6.3 riferita a un sistema di riferimento rotante, tenendo presente la Figura 32, è necessario eseguire un cambio di variabili assumendo che:

$$\theta = \theta_R + \Omega t \quad (6.4)$$

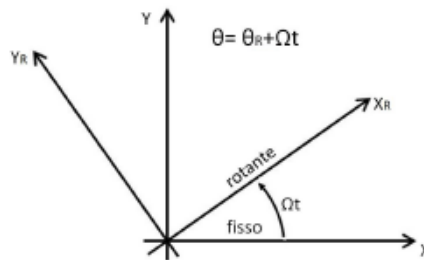


Figura 32: Legame tra sistema di riferimento fisso e rotante

Pertanto, l'Eq 6.3 diventa:

$$f_{\theta}(t) = \frac{F_0}{\pi} \sum_{h=0}^{\infty} \{ \cos[(\omega - h\Omega)t] \cos(h\theta_R) + \sin[(\omega - h\Omega)t] \sin(h\theta_R) + \cos[(\omega + h\Omega)t] \cos(h\theta_R) + \sin[(\omega + h\Omega)t] \sin(h\theta_R) \} \quad (6.5)$$

Con questa scrittura è possibile distinguere due forze rotanti, una alla pulsazione $\omega_f = \omega - n\Omega$ (*forward exciting force*) e l'altra alla pulsazione $\omega_b = \omega + n\Omega$ (*backward exciting force*). In viene fornita una rappresentazione.

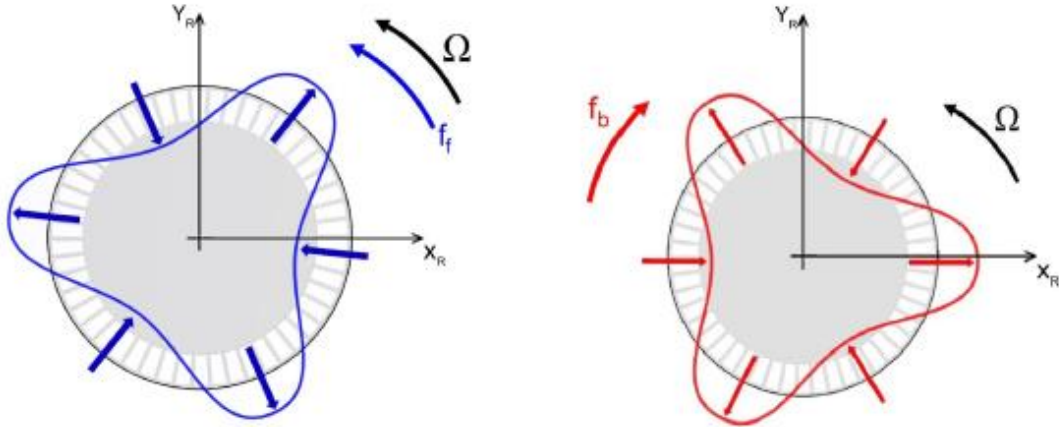


Figura 33: Forward rotating force (sinistra) e backward rotating force (destra) riferiti all'armonica $n=3$

6.1 DIAGRAMMA DI CAMPBELL

Il diagramma di Campbell risulta essere uno strumento molto utile nella verifica delle condizioni di risonanza. Esso riporta sull'asse delle ascisse la velocità di rotazione del disco, mentre sulle ordinate la frequenza. In questo modo è possibile diagrammare sia le frequenze naturali della struttura ma anche le frequenze delle forzanti. Queste ultime sono rappresentate da linee oblique che partono dall'origine degli assi e con pendenza uguale all'engine order, come è possibile vedere dalla relazione 6.1. L'incrocio tra le curve rappresentanti i modi e l'EO rappresentano delle potenziali condizioni di risonanza che possono portare alla rottura del disco-pala. La pericolosità di queste zone è determinata sia dal livello di amplificazione ma anche dalla quantità di tempo che il motore persiste a quella determinata velocità di rotazione che è determinata essenzialmente dal punto di funzionamento in cui si trova a lavorare. Pertanto, i punti maggiormente critici sono le intersezioni che avvengono all'interno del regime operativo del motore, e per tal motivo necessitano di opportuni approfondimenti per determinare se essi sono in grado di portare a rottura il motore.

In Figura 34 viene mostrato un esempio di diagramma di Campbell nel quale vengono messi in evidenza i punti di risonanza ed il regime di funzionamento del motore da cruise a take-off.

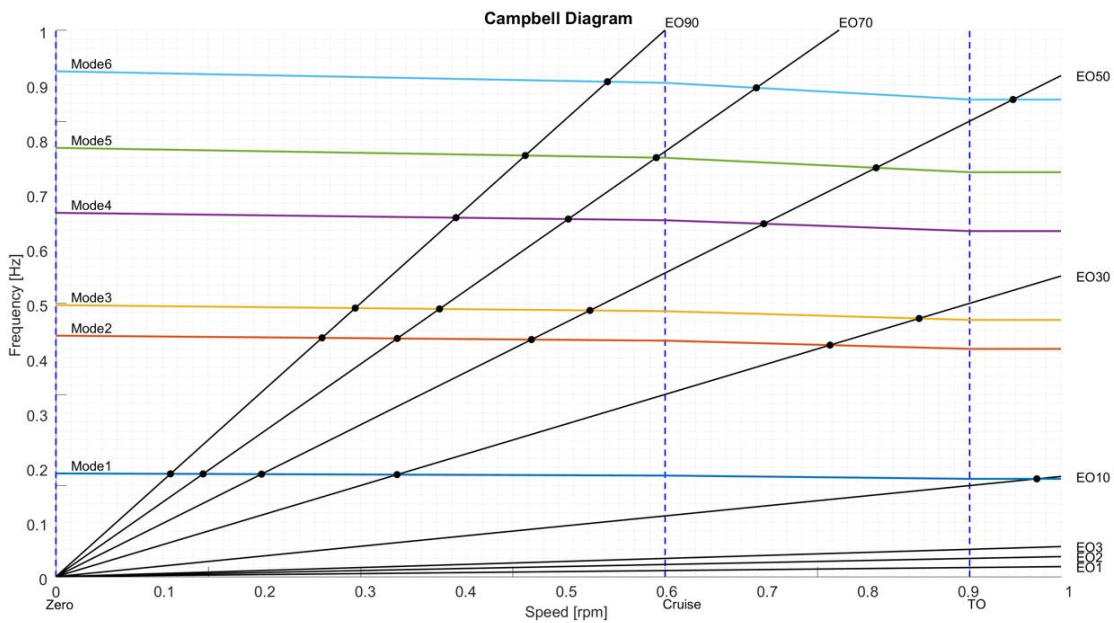


Figura 34: Diagramma di Campbell

Si noti inoltre come le frequenze naturali dei modi cambino in funzione della velocità di rotazione a causa di due effetti: l'aumento di rigidità dovuto alla forza centrifuga e il "softening" prodotto dalla distribuzione di temperatura che ne altera le proprietà del materiale. In generale prevale l'effetto di softening provocando una riduzione della frequenza del modo.

6.2 CONDIZIONE DI RISONANZA

Come detto in precedenza, la condizione di risonanza si verifica quando la frequenza della forzante risulta essere uguale alla frequenza propria della struttura. Tuttavia, non tutte le intersezioni nel diagramma di Campbell rappresentano una condizione di risonanza. Si supponga di avere un generico modo y con una propria pulsazione naturale ω_n e diametro nodale ND :

$$y(t, \theta) = -y_n \cos(\omega_n t + ND\theta) \quad (6.6)$$

dove θ è la coordinata angolare. Si ipotizzi l'assenza di ogni effetto di irrigidimento che porta alla modifica della frequenza del modo con la velocità di rotazione angolare del disco Ω .

Durante la rotazione, il sistema disco-pala è soggetto a una forza periodica che può essere decomposta in una sommatoria di armoniche secondo lo sviluppo in serie di Fourier:

$$f(t, \theta) = f_0 + \sum_{k=1}^{\infty} F_k \sin(k(\omega t + \theta)) \quad (6.7)$$

nella quale F_k rappresenta l'ampiezza della k -esima armonica e ω è la pulsazione della forzante, che è multipla della velocità di rotazione. Il lavoro compiuto dall'armonica eccitante in un periodo T è dato dalla seguente relazione:

$$\iint f dy d\theta = \iint f \frac{dy}{dt} dt d\theta = \int_0^{2\pi} \int_0^T f(\theta, t) \frac{dy(\theta, t)}{dt} \frac{\Omega}{2\pi} d\theta dt \quad (6.8)$$

Quando il lavoro risulta essere positivo, l'energia si accumula portando il sistema nella condizione di risonanza. Sostituendo nella 6.8 le funzioni $f(\theta, t)$ e $y(\theta, t)$ dichiarate rispettivamente nella 6.6 e 6.7 e risolvendola, si ottiene la seguente condizione di risonanza:

$$W = \begin{cases} \Omega \pi F_k y_n & \text{se } \omega_n = k\omega \text{ e } ND = n \\ 0 & \text{se } \omega_n \neq k\omega \text{ e } ND \neq n \end{cases} \quad (6.9)$$

Le condizioni per cui si manifesta il fenomeno della risonanza sono essenzialmente due. La prima prevede che la frequenza della forzante deve essere multipla della frequenza naturale del sistema. La seconda, che l'indice della forzante armonica sia uguale diametro nodale. Entrambe le condizioni devono essere soddisfatte per avere risonanza. La relazione che lega il numero di EO con il ND nella condizione di risonanza è data dall'Eq 6.10, dove N_b indica il numero di pale per stadio.

$$W = \begin{cases} EO = ND \\ EO = N_b \pm ND \end{cases} \quad (6.10)$$

Quando l'Engine Order è uguale al numero di diametri nodali, la forma della forza eccitante è la stessa del modo, per cui il punto in cui viene esercitata la massima forza corrisponde al punto di massima deflessione. Tuttavia, la stessa azione della forzante non sarà la stessa per gli altri modi, dal momento che la forma è ortogonale ad essa. La condizione espressa nel secondo caso della 6.10 descrive il fenomeno dell'aliasing. Le pale non rappresentano un sistema continuo lungo la coordinata angolare del disco-pala, pertanto essi campionano la forzante in un numero finito di punti.

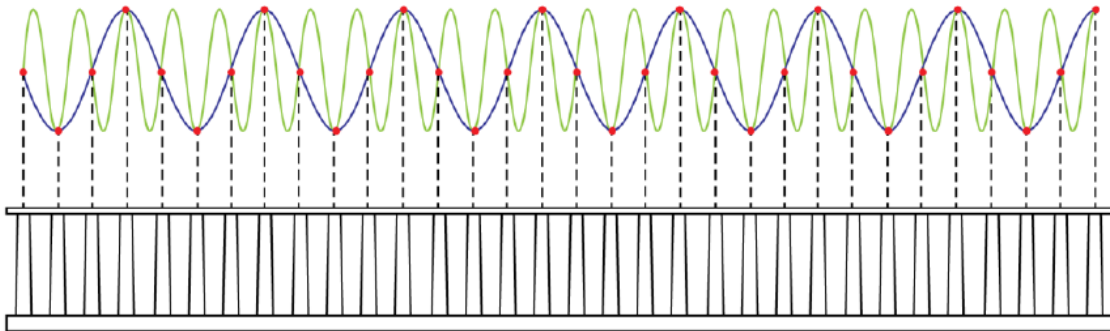


Figura 35: Fenomeno dell'aliasing

Con riferimento alla Figura 35, essa mostra il fenomeno dell'aliasing di un disco con 32 pale con una forzante di EO uguale a 24 (curva verde) dove, a causa dell'aliasing, la struttura percepisce invece un $EO = 8$.

Capitolo 7

“Aeronautics was neither an industry nor a science. It was a miracle”

Igor Sikorsky

7 FLUSSI NELLE TURBINE ASSIALI

Le turbine assiali sono caratterizzate da un moto del flusso fortemente tridimensionale e pertanto difficile da modellizzare e risolvere. In questo capitolo vengono forniti alcuni cenni sulle leggi fisiche che regolano il moto del flusso, quindi la conservazione della massa, della quantità di moto e di energia per poi giungere alle equazioni di Navier Stokes, prima in forma differenziale, e poi integrate sul volume di controllo. La non linearità di queste equazioni, che riescono a descrivere puntualmente lo stato del flusso, provoca non pochi problemi per quanto riguarda la risoluzione numerica. Per tal motivo vengono fornite alcune nozioni su quelle che sono le tecniche e i metodi che permettono di ridurre il costo computazionale in modo tale da ottenere una soluzione che sia compatibile con i tempi di progettazione ingegneristica utilizzando le attuali tecnologie

7.1 EQUAZIONI DI CONSERVAZIONE DELLA FLUIDODINAMICA

7.1.1 Conservazione della massa

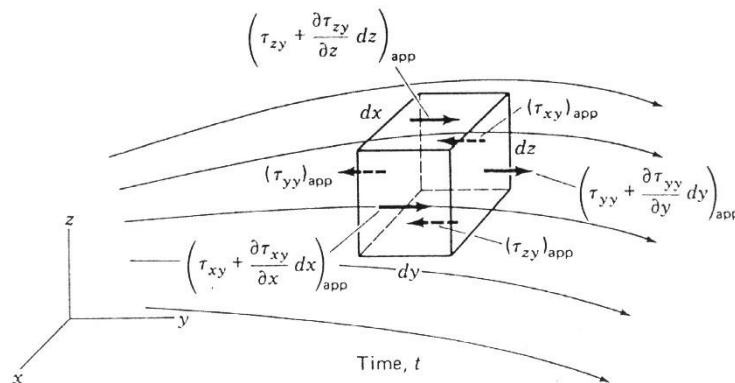


Figura 36: Volume di controllo

Si consideri il volume di controllo mostrato in Figura 36 con lati $\partial x, \partial y, \partial z$ attraversato da un fluido comprimibile con densità ρ . È possibile affermare che la variazione nel tempo di massa all'interno del volume di controllo è data dalla variazione netta del flusso che lo attraversa. Questo viene sintetizzato dalla seguente equazione di conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \partial x \partial y \partial z = - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \partial x \partial y \partial z - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \partial x \partial y \partial z - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \partial x \partial y \partial z \quad (7.1)$$

L'equazione 7.1 rappresenta l'equazione di conservazione della massa in cui i termini a destra dell'uguale sono un'espansione in serie di Taylor al primo ordine delle proprietà del flusso ρ, u, v, w . È possibile riscrivere l'equazione in forma compatta come segue:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (7.2)$$

Dove con \mathbf{u} si è indicato il vettore velocità:

$$\mathbf{u} = \{u, v, w\} \quad (7.3)$$

Il primo termine dell'equazione 7.2 indica la variazione di densità nel tempo mentre il secondo il flusso netto di massa transitante sul contorno del dominio e prende il nome di *termine convettivo*.

7.1.2 Conservazione della quantità di moto

La conservazione della quantità di moto è l'analoga della seconda legge di Newton, secondo cui la variazione della quantità di moto associato ad un elemento di fluido è dovuto alle forze agenti su di esso. Le forze possono essere classificate di superficie, quindi normali (pressione) e tangenziali (sforzi tangenziali τ_{ij}), e di volume come la forza gravitazionale, centrifuga, di Coriolis, elettromagnetica, etc. Poiché queste ultime risultano di lieve entità nel campo della fluidodinamica, esse vengono incluse nel bilancio come un termine di sorgente di quantità di moto Q_s .

Essendo la conservazione della quantità di moto una relazione vettoriale, essa si compone di tre componenti nelle direzioni x, y, z se si considera un sistema di riferimento cartesiano:

$$x) \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{u}) = \frac{\partial(\tau_{xx} - p)}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + Q_{sx} \quad (7.4)$$

$$y) \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{u}) = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yy} - p)}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Q_{sy} \quad (7.5)$$

$$z) \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{u}) = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zz} - p)}{\partial z} + Q_{sz} \quad (7.6)$$

Che scritte in forma compatta matriciale diventano:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} - p\mathbf{I}) + Q_s \quad (7.7)$$

Dove con il termine $\boldsymbol{\tau}$ è indicato il tensore degli sforzi:

$$\boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

Considerando i soli flussi Newtoniani è possibile esprimere lo stato di stress in funzione delle deformazioni lineari s_{ij} . La matrice delle deformazioni così come quella degli sforzi è simmetrica, pertanto consta di 6 componenti indipendenti, di cui tre descrivono la variazione volumetrica dell'elemento di fluido (s_{xx}, s_{yy}, s_{zz}) mentre le altre tre descrivono la variazione di forma (s_{xy}, s_{xz}, s_{yz}), altresì chiamati scorrimenti angolari. Le relazioni che legano le deformazioni alle velocità sono:

$$s_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad s_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad s_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (7.9)$$

Per quanto concerne le deformazioni volumetriche, mentre per gli scorrimenti angolari:

$$\begin{aligned} s_{xy} = s_{yz} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ s_{xz} = s_{zx} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ s_{yz} = s_{zy} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (7.10)$$

È possibile pertanto definire la variazione volumetrica come:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \quad (7.11)$$

Noto quindi lo stato di deformazione è necessario trovare il legame costitutivo che correla le deformazioni s_{ij} alle tensioni τ_{ij} . Questo significa individuare una matrice $[C]$ di 36 costanti che associ i due vettori. Tuttavia, sfruttando la simmetria della matrice, ipotesi di fluido Newtoniano ed isotropo, la matrice costitutiva si riduce a soli due costanti (μ, λ) e il legame tra tensioni e deformazioni assume la forma:

$$\begin{cases} \tau_{ii} = 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \lambda \nabla \cdot \mathbf{u} \\ \tau_{ij} = \tau_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \end{cases} \quad (7.12)$$

7.1.3 Conservazione dell'energia

Con riferimento alla prima legge della termodinamica:

$$\partial E = \partial Q + \partial L \quad (7.13)$$

La variazione di energia interna di un elemento di fluido è data dal flusso netto di lavoro e calore agente sulla particella fluida.

Il flusso di calore può essere determinato attraverso la legge di Fourier nel caso tridimensionale

$$\dot{q} = -k\nabla T \quad (7.14)$$

Per quanto concerne il lavoro, analogamente a quanto fatto per il calore, viene esplicitato in termini differenziali su tutto il volume infinitesimo. Anche in questo caso, come per la quantità di moto, si mostra particolare interesse nel lavoro compiuto dalle forze superficiali lasciando al termine sorgente di lavoro L_e il compito di inglobare al suo interno il lavoro compiuto dalle altre forze di volume che nel caso di fluido possono essere trascurate.

Da queste premesse si ricava che:

$$\partial L = -\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{u}) \quad (7.15)$$

Pertanto, l'equazione di conservazione dell'energia diventa:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{u}) = -\nabla \cdot (p \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{u}) + \nabla \cdot (k \nabla T) + L_e \quad (7.16)$$

Le equazioni 7.2, 7.7, 7.16 vengono chiamate equazioni di *Navier Stokes* in forma conservativa e differenziale.

7.1.4 Equazioni di Navier Stokes in forma integrale

Le equazioni di Navier Stokes viste nel paragrafo precedente presentano una certa costanza nella loro struttura. Introducendo una variabile φ , un termine diffusivo α ed includendo nel termine S_φ tutti gli altri termini che differiscono nella struttura, si ottiene la forma generalizzata:

$$\frac{\partial(\rho \varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varphi \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\alpha \nabla \varphi) + S_\varphi \quad (7.17)$$

Nel campo della CFD (*Computational Fluid Dynamics*) viene utilizzato il Metodo dei Volumi Finiti che consiste nel discretizzare il dominio in tanti volumi assimilabili al volume di controllo considerato in precedenza, ed integrando le equazioni di Navier Stokes sul volume. Pertanto, la 7.17 diventa:

$$\iiint \frac{\partial(\rho \varphi)}{\partial t} dV + \iiint \nabla \cdot (\rho \varphi \mathbf{u}) dV = \iiint \nabla \cdot (\alpha \nabla T) dV + \iiint S_\varphi dV \quad (7.18)$$

Dove, analogamente alle equazioni differenziali, il primo termine indica la variazione nel tempo della quantità φ , il secondo rappresenta il termine convettivo, mentre i termini a destra sono le cause che portano alla variazione di φ rappresentati da termini sorgente di volume e superficie.

7.2 PROPRIETÀ DEL FLUSSO NELLE TURBINE ASSIALI

Nel Capitolo 2 sono state fornite alcune informazioni riguardo il campo di moto attorno ad un profilo alare isolato. Esso risulta essere particolarmente semplice da analizzare, infatti molto spesso si utilizzano approssimazioni 2-D per una prima stima delle prestazioni del profilo. Tuttavia, così come nell'ala, ma ancor di più nelle turbomacchine, il fluido risulta essere fortemente tridimensionale a causa di diversi fattori. Nello specifico delle turbomacchine, la compresenza di forze centrifughe, effetti di parete di notevole intensità e la mutua interazione tra schiere in moto rotatorio relativo fanno sì che il flusso subisca notevoli variazioni di moto da rendere la sua analisi molto complessa.

Di seguito viene fornita una schematizzazione di quello che è il moto del fluido nel canale interpallare.

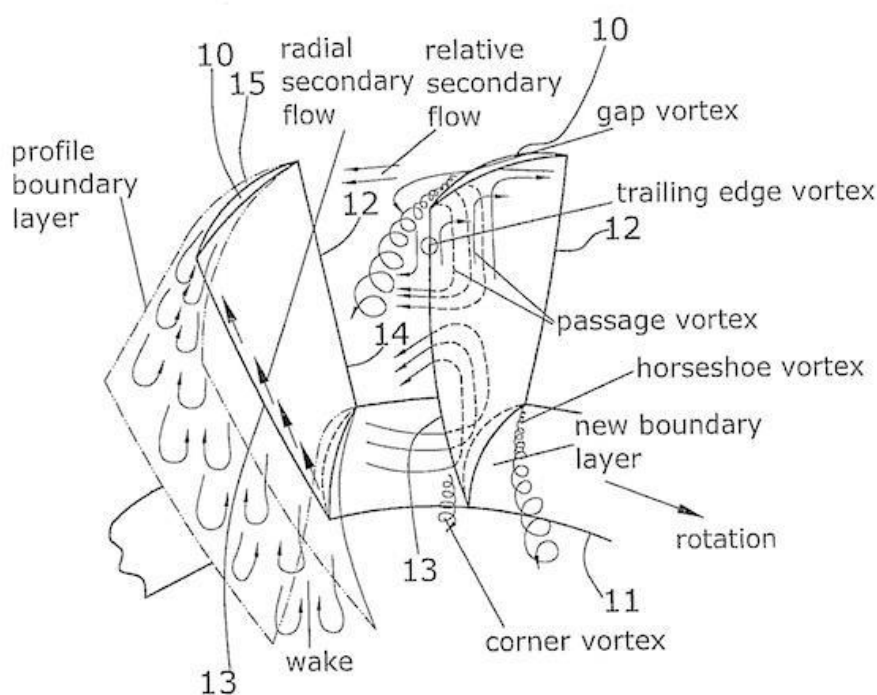


Figura 37: Moto del fluido nel canale interpallare

Con riferimento alla Figura 37 si noti come, in corrispondenza del tratto di decelerazione del flusso lungo il dorso del profilo, a causa di forti gradienti avversi di pressione tra monte e valle della schiera, si ha un ispessimento dello strato limite che porta ad un successivo distacco della vena fluida. Questo comporta la formazione di vortici di notevoli dimensioni nel quale le grandezze fluidodinamiche subiscono considerevoli variazioni.

La condizione di stallo si verifica oltre che sul dorso del profilo, anche sulla parte inferiore e superiore del canale interpallare provocando un'azione bloccante del flusso principale. In questo modo esso subisce un elevato aumento della velocità di attraversamento in corrispondenza del raggio medio.

La presenza di forti gradienti avversi di pressione è inoltre responsabile dell'instaurarsi di flussi secondari di trafileamento tra le pareti statoriche ed il tettuccio delle pale rotoriche. Il rapido passaggio in direzione circonferenziale dalla regione di alta pressione di un canale a quella di bassa pressione del canale adiacente genera vortici che vengono trasportati verso valle dal flusso principale.

Strutture vorticosi si generano anche dall'impatto dello strato limite delle regioni di parete con il bordo d'attacco dei profili in corrispondenza del punto di ristagno. Questo produce una coppia di vortici che si propagano assialmente lungo i due lati della paletta, con comportamenti differenti nella regione di alta e bassa pressione.

Il vortice formatosi lungo il dorso rimane attaccato al profilo a causa del moto circonferenziale della schiera, mentre quello generato nella zona di alta pressione è trascinato verso la regione centrale del canale e termina sull'estradosso della schiera adiacente. Strutture vorticosi con asse parallelo all'asse macchina si formano infine a causa dell'interazione viscosa tra questi vortici ed il flusso principale, coprendo fino al 70% della larghezza del canale ed il 20% dell'estensione radiale della schiera.

Gli effetti tridimensionali appena citati hanno un contributo significativo nelle perdite aerodinamiche della macchina e generano un flusso fortemente non uniforme all'uscita di ogni canale, contribuendo alla formazione di fenomeni non stazionari nelle schiere di valle. Esiste quindi una forte correlazione tra flussi secondari e le dinamiche di interazione fluido-struttura.

Dal punto di vista macroscopico, le interazioni tra schiera si manifestano a causa di fenomeni come le scie, effetti potenziali e onde d'urto [Figura 38].

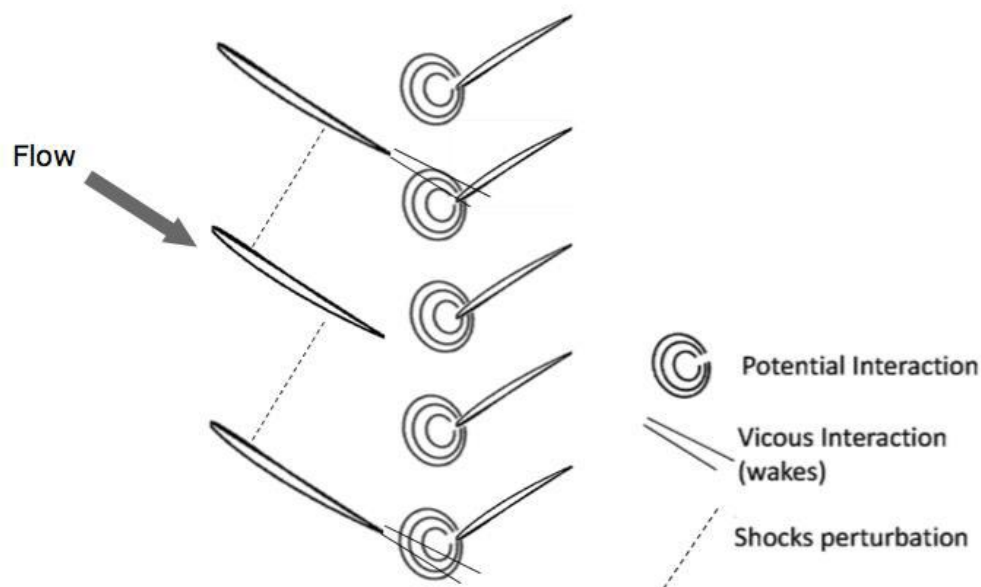


Figura 38: Interazione tra schiere adiacenti

- Effetti potenziali

La circolazione attorno alla pala crea un flusso potenziale ed una distribuzione di pressione non uniforme, in ingresso e in uscita, che provocano delle fluttuazioni del flusso nelle schiere adiacenti. L'onda di pressione propaga da monte a valle con un'attenuazione che dipende dalla sua lunghezza d'onda e dal numero di Mach, ed i suoi effetti, approssimando il flusso come puramente assiale, decadono nel caso subsonico, mentre nelle condizioni soniche propagano quasi non attenuate. È inoltre possibile affermare che le interazioni potenziali a valle siano molto più forti in flussi a numero di Mach elevati.

- Effetti di scia

Con il termine scia si intende una zona di ricircolazione del flusso, immediatamente a valle di un corpo in movimento o stazionario, a causa della viscosità, accompagnata dalla separazione del flusso e dalla turbolenza.

Quando la scia si sposta verso valle, provoca variazioni di incidenza e velocità, dando origine a forze fluttuanti di portanza e resistenza che contribuiscono alla non stazionarietà del flusso.

Esse possono essere assimilate come *getti negativi*, ovvero zone confinate con deficit di velocità che modificano i triangoli di velocità delle schiere investite introducendo componenti fluttuanti nelle forze di pressione che agiscono su di esse.

- Onde d'urto

Le onde d'urto rappresentano un ulteriore fenomeno di interazione tra schiere all'interno delle turbomacchine che funzionano in regime supersonico. Gli urti rappresentano una zona di discontinuità che si verifica quando il flusso raggiunge o supera la condizione sonica provocando una brusca variazione delle grandezze termodinamiche come pressione, densità, temperatura e velocità del flusso. I primi si generano prevalentemente all'interno dei canali interpalari e sono legati all'incipienza del choking nella schiera, con una fenomenologia in parte assimilabile a quella ben nota dei getti sottoespansi. Urti obliqui invece, si formano quando un flusso supersonico incontra variazioni di pendenza, come ad esempio deviazioni imposte dalle schiere palettate. In questo caso gli effetti differiscono sulla base del numero di Mach in ingresso o, in altri termini, sull'entità del salto di pressione tra monte e valle della schiera. Per bassi salti di pressione, un urto obliquo attaccato ed un urto normale si formano rispettivamente in corrispondenza del bordo d'attacco della pala e all'interno del canale. Abbassando la pressione di valle, l'urto normale si sposta progressivamente verso valle e perde di intensità, fino a raggiungere la frontiera dell'urto obliquo in prossimità del bordo di attacco. In questa condizione il choking della schiera è quasi assente e le condizioni di funzionamento corrispondono a quelle di massima efficienza. Per ulteriori aumenti di velocità, l'intensità dell'urto obliquo cresce e quest'ultimo si distacca dal profilo della pala, muovendosi verso monte. In maniera analoga, gli urti che si formano sul bordo d'uscita si muovono verso valle. Quando questi urti colpiscono le schiere di monte o di valle, esse si riflettono mediante complesse strutture a cascata, influenzandone in maniera sostanziale l'aerodinamica non stazionaria.

7.3 RISOLUZIONE NUMERICA DELLE EQUAZIONI DI GOVERNO

In questa sezione vengono forniti alcuni modelli di calcolo che permettono di valutare il flusso turbolento. La loro applicazione è fortemente legata alle dimensioni del problema e alla precisione del risultato che si vuole ottenere.

7.3.1 Modello RANS

Il flusso all'interno delle turbomacchine è fortemente turbolento, le grandezze variano puntualmente nel tempo e nello spazio, senza trascurare inoltre la natura tridimensionale del fenomeno. Le equazioni di Navier-Stokes se pur rappresentano un importante strumento per descrivere esattamente il moto del fluido risultano essere praticamente irrisolvibili attraverso metodi di simulazione diretta DNS (*Direct Numerical Simulation*) anche con le più moderne risorse computazionali, poiché i tempi di calcolo risultano di gran lunga superiori ai tempi caratteristici della progettazione ingegneristica.

La soluzione a questo problema passa attraverso due scelte: introdurre delle semplificazioni del problema, come ad esempio ridurre lo spazio a due dimensioni e trascurare alcune grandezze come gli scambi di calore ove possibile, o mediante modelli semplificativi come l'approccio LES (*Large Eddy Simulation*) o RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) che riducono il costo computazionale a scapito di una minor precisione dei risultati.

L'approccio LES riduce il costo computazione risolvendo le Navier Stokes mediandole nello spazio. In questo caso i vortici più grandi vengono risolti mentre, quelli più piccoli delle dimensioni degli elementi di mesh, vengono modellati. Nonostante questa procedura riduca il costo computazionale rimane comunque ancora proibitivo nelle applicazioni come le turbomacchine in quanto la mesh richiesta deve essere comunque molto fitta.

Le RANS rappresentano la soluzione maggiormente impiegata in quanto non implicano un elevato calo di informazioni che allo stato attuale sono indispensabili per portare le turbomacchine al massimo della loro efficienza.

La tecnica consiste nel mediare le equazioni di Navier-Stokes nel tempo applicando il principio della "decomposizione di Reynolds" che consiste nel scomporre la generica variabile φ in un valore medio stazionario nel tempo $\bar{\varphi}$ e una componente oscillante φ' :

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (7.19)$$

Tale ipotesi risulta veritiera soltanto nel caso in cui il flusso risulta essere statisticamente stazionario o al più la scala temporale delle non stazionarietà è molto maggiore della scala temporale della quantità oscillante che si desidera mediare.

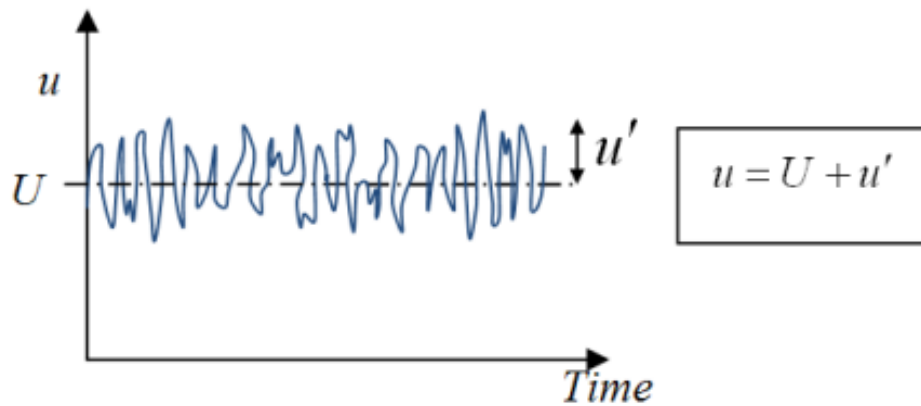


Figura 39: Modello RANS applicato alla velocità

Applicando tale principio alle equazioni di Navier Stokes, sostituendo quindi ogni grandezza come somma del valor medio temporale e la componente istantanea, si ottiene:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} \quad (7.20)$$

Dove R_{ij} prende il nome di tensore degli stress di Reynolds ed è uguale a:

$$R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{bmatrix} \quad (7.21)$$

Il tensore di Reynolds introduce sei incognite che possono essere ricavate in due modi:

- Reynolds-Stress Models (RSM)

Nella quale gli sforzi di Reynolds vengono valutati risolvendo sei equazioni aggiuntive di trasporto:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \bar{u}_k \overline{u'_i u'_j}) = P_{ij} + F_{ij} + D_{ij}^T + \Phi_{ij} - \epsilon_{ij} \quad (7.22)$$

Questo approccio risulta essere vantaggioso per flussi turbolenti tridimensionali molto complessi, essendo swirlati e con elevate deflessioni delle linee di flusso.

Tuttavia, richiede la modellazione di molti termini presenti nella 7.22., inoltre comporta un elevato costo computazionale e mostra una certa difficoltà nella convergenza del risultato.

- Eddy Viscosity Models (EVM)

Questi modelli risultano essere più performanti rispetto agli RMS e sono basati sulla ipotesi di Boussinesq secondo cui gli sforzi di Reynolds vengono modellati sfruttando la viscosità turbolenta μ_T :

$$R_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_T \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (7.23)$$

Nella Figura 40 è possibile notare come, a seconda degli scopi che si vogliono raggiungere, è possibile ottenere un certo grado di accuratezza della soluzione a scapito di un crescente costo computazionale.

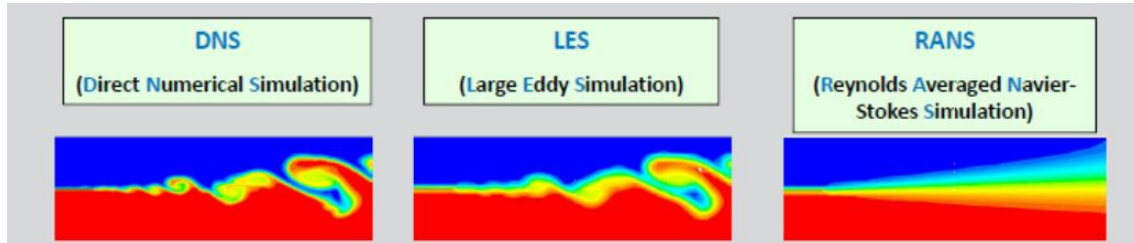


Figura 40: Soluzione di un flusso turbolento applicando gli approcci DNS, LES, RANS [6]

7.3.2 Discretizzazione nel tempo

Si consideri la generica equazione di governo:

$$V \frac{\partial \Theta}{\partial t} + R(\Theta) = 0 \quad (7.24)$$

Nel quale si è indicato con il termine $R(\Theta)$ la variazione della grandezza Θ nello spazio.

La discretizzazione nel tempo della 7.24 può essere effettuata attraverso l'utilizzo di metodi espliciti o impliciti, ciascuno delle quali presenta vantaggi e svantaggi, e vengono utilizzati a seconda del problema considerato dal quale dipendono alcuni fattori come la stabilità e convergenza della soluzione.

- Metodi espliciti

Essi risultano essere di facile implementazione tuttavia presentano l'inconveniente di non essere incondizionatamente stabili. Per tal motivo la massima dimensione del time steps è funzione della dimensione della cella computazione nella quale si calcola la soluzione e della velocità di con cui viaggia la perturbazione all'interno del flusso.

Questi metodi vengono largamente utilizzati per analisi di tipo stazionario con tecniche di time stepping locale, che consistono nell'utilizzo di passi temporali variabili nelle diverse regioni della griglia.

I problemi non stazionari necessitano la soluzione sull'intero dominio, pertanto non è possibile utilizzare questa metodologia ed inoltre la progressione temporale del calcolo risulta vincolata alle dimensioni delle celle computazionali più piccole che in genere vengono adoperate nella regione di *boundary layer*.

- Metodi impliciti

Al contrario dei metodi espliciti, essi non presentano vincoli di stabilità e in teoria potrebbero assumere dimensioni qualsiasi. Tuttavia, nella pratica, la dimensione del time step deve essere

compatibile con la scala di variazione temporale caratteristica del fenomeno che si sta analizzando.

Essi inoltre presentano un aumento del costo computazionale che viene giustificato dalla larga applicazione nell'ambito di problemi la cui risoluzione richiede mesh molto estese come nel caso di simulazioni ad alto numero di Reynolds.

7.3.3 Metodo delle differenze finite all'indietro

Un metodo che risulta essere incondizionatamente stabile e trova largo utilizzo nelle applicazioni di fluidodinamica delle turbomacchine è il metodo alle differenze finite all'indietro del secondo ordine.

Il vettore delle variabili Θ viene discretizzato nel tempo secondo la relazione:

$$\frac{\partial}{\partial t} \Theta^{(n)} \cong \frac{3\Theta^n - 4\Theta^{n-1} + \Theta^{(n-2)}}{2\Delta t} \quad (7.25)$$

Sostituendo la 7.25 nella 7.24 si ottiene:

$$V \frac{3\Theta^n - 4\Theta^{n-1} + \Theta^{(n-2)}}{2\Delta t} + R(\Theta^n) = 0 \quad (7.26)$$

Per risolvere il problema si può pensare di linearizzare il termine $R(\Theta^n)$ in modo tale da poter scrivere l'equazione in forma matriciale e invertirla per ottenere l'incognita in forma di

$$\Delta\Theta = \Theta^{(n)} - \Theta^{(n-1)} \quad (7.27)$$

Capitolo 8

“With the advent of jet propulsion it became necessary to broaden the field of aerodynamics to include problems which before were treated mostly by physical chemists” – Theodore von Karman, 1958

8 ANALISI CFD DI UNA SCHIERA DI TURBINA

Dopo aver fornito alcune nozioni teoriche di base riguardo lo studio del campo di moto del flusso all'interno di una turbomacchina, lo scopo di questo capitolo è quello di descrivere l'approccio ed i risultati ottenuti dalle analisi effettuate su particolari sezioni dello stadio di turbina di bassa pressione. I risultati ottenuti dalle analisi effettuate, comprendenti sia quella stazionaria che instazionaria, saranno la base di partenza per la risposta forzata che verrà descritta nel capitolo successivo.

8.1 IL CODICE TRAF

Il TRAF rappresenta il codice di analisi fluidodinamica computazionale sviluppato da Andrea Arnone, professore ordinario presso l'Università di Firenze, in grado di risolvere flussi tridimensionali viscosi.

Esso utilizza il modello di equazioni RANS espresse in coordinate curvilinee. La soluzione non stazionaria è ottenuta con un approccio dual-time step dove le derivate rispetto al tempo delle equazioni di Navier-Stokes sono discretizzate utilizzando un modello alle differenze finite all'indietro su tre punti con una accuratezza del secondo ordine nel tempo. Il codice TRAF risolve il sistema di equazioni di governo utilizzando il metodo esplicito di Rounge-Kutta del quarto ordine su un dominio discretizzato con volumi finiti a celle centrate.

Sono disponibili diversi modelli per la soluzione della turbolenza, dalla soluzione algebrica di Baldwin-Lomax ai due modelli di equazione come $k - \omega$ e SST

La convergenza del metodo è basata sul residuo, definito come:

$$R = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^n \left(\sum_{i=1}^5 R_i^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.1)$$

Dove $N = n_x \cdot n_y \cdot n_z$ rappresenta la dimensione della mesh.

La soluzione di un problema stazionario implica la ricerca di una soluzione istantanea che rispetti le condizioni al contorno e che annulli il residuo:

$$R \rightarrow 0 \quad (8.2)$$

Per raggiungere questo obiettivo, viene utilizzato l'algoritmo time-marching, attraverso l'introduzione di un pseudotempo (un tempo che non ha valore fisico ed è indipendente da quest'ultimo) sul quale vengono integrate le equazioni fino a quando il residuo non diventa trascurabile:

$$R < R^* \tag{8.3}$$

Dove con R^* si indica una tolleranza sul residuo che non potrà mai assumere valore nullo a causa dell'errore macchina.

È necessario notare tuttavia che il metodo di time-marching richiede un elevato costo computazionale che si traduce in un aumento dei tempi necessari per ottenere la soluzione. Per tal motivo sono state implementate delle tecniche di accelerazione come:

1. Local Time Stepping
2. Residual Smoothing
3. Multigrid
4. Grid Refinement

Approfondimenti su queste tecniche esulano dallo scopo di questo elaborato, pertanto si preferisce rimandare questo lavoro al lettore attraverso la documentazione [7] [8] [9] presente in bibliografia.

8.2 MODELLI DI TURBOLENZA

In questa sezione vengono forniti alcuni approfondimenti riguardo i modelli di turbolenza adottati dal codice necessari per la chiusura delle equazioni affinché il problema sia ben posto. Per quanto concerne la turbina di bassa pressione in genere vengono adoperati due modelli di turbolenza:

- Baldwin Lomax model
- Wilcox's $k - \omega$ model

Il modello Baldwin Lomax permette di ottenere risultati in tempi relativamente breve ad un costo computazionale inferiore rispetto al modello $k - \omega$ che tuttavia fornisce risultati più accurati.

8.2.1 Modello Baldwin Lomax

Il modello Baldwin Lomax (1978) utilizza un modello di turbolenza algebrico a due strati.

In questo modello, la viscosità turbolenta assume valore:

$$\mu_t = \begin{cases} \mu_i & \text{se } y \leq y_{crossover} \\ \mu_0 & \text{se } y \geq y_{crossover} \end{cases} \tag{8.4}$$

Dove y è la distanza in direzione normale rispetto alla parete e $y_{crossover}$ è il minimo valore di y dove si verifica la condizione:

$$\mu_i = \mu_0 \tag{8.5}$$

Nella regione interna $y \leq y_{crossover}$ viene utilizzata la formula di Prandtl-Van Driest per valutare la viscosità turbolenta:

$$\mu_i = \rho l^2 |\omega| \quad (8.6)$$

Dove $|\omega|$ rappresenta l'intensità del vortice:

$$|\omega| = \sqrt{(u_y - v_x)^2 + (v_z - w_y)^2 + (w_x - u_z)^2} \quad (8.7)$$

Nella regione esterna, invece, viene utilizzata la formula di Clauser:

$$\mu_0 = k C_{cp} \rho F_{wake} F_{kleb} \quad (8.8)$$

Dove k rappresenta la costante di Clauser, $C_{cp} = 1.6 F_{wake}$ e rappresenta il limite della viscosità turbolenta nello strato esterno in presenza di separazione e F_{kleb} è la funzione di Klebanoff.

8.2.2 Modello Wilcox $k - \omega$

In questo modello la viscosità turbolenta è data dalla relazione:

$$\mu_t = \frac{\alpha^* \rho k}{\omega} \quad (8.9)$$

Il modello prevede la soluzione di due equazioni per determinare l'energia cinetica turbolenta (k) e l'energia specifica dissipata (ω):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (8.10)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho \omega}{\partial x_j} = \frac{\alpha \omega}{k} P_k - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (8.11)$$

Le indicazioni riguardo i coefficienti $\beta, \beta^*, \alpha, \sigma, \sigma^*$ sono fornite nel manuale del TRAF

8.3 TOOL FTL

FTL (Fast TRAF Launcher) è un tool sviluppato in ambiente Matlab® per eseguire analisi CFD steady, unsteady, flutter e analisi non lineari di una sezione della turbina di bassa pressione in modo semplice e intuitivo per l'utente.

Per le analisi CFD d'interesse, il tool gestisce il pre e post-processing delegando la fase di processing, nel quale vengono risolte le equazioni di Navier Stokes, al TRAF che utilizza il Cluster per ridurre i tempi di esecuzione dei calcoli.

8.3.1 Premessa

Lungo lo stadio di turbina le grandezze aerodinamiche cambiano considerevolmente da monte a valle: le velocità e gli angoli caratteristici in ingresso allo stadio si modificano nei diversi stadi di espansione così come le interazioni legati alla presenza di schiere adiacenti con numero di pale differenti.

Da questo ne deriva che la risposta forzata, così come tutti gli altri parametri aeromeccanici utilizzati in fase di design, sono funzione non solo della palettatura impiegata e del salto di pressione ad essa associato in condizione di incidenza ideale, ma anche e soprattutto dell'aerodinamica locale, perturbata alla specifica condizione operativa di funzionamento del motore. Variazioni nella geometria o nelle caratteristiche tridimensionali del flusso anche di un singolo settore inducono modifiche sostanziali sul flowpath e di conseguenza anche sulle forzanti armoniche agenti sul sistema.

Le condizioni al contorno in ingresso ed in uscita per una particolare schiera di turbina sono stabilite dalle condizioni di monte e di valle dell'intero stadio di turbina.

Da questo si evince che utilizzare profili palari reali in condizioni di flusso non reali induce ad un errore nel valutare l'effettiva risposta forzata che non può essere contemplato in questa fase di progetto. A questo si contrappone, tuttavia, l'impossibilità di estendere l'analisi CFD a tutto il dominio della turbomacchina in quanto richiederebbe un costo computazionale insormontabile.

Per ovviare al problema è stato utilizzato un approccio differente, che consiste nell'utilizzare le condizioni al contorno provenienti da una simulazione mixing-plane dell'intera turbina, per l'analisi di non stazionarietà su un ridotto set di schiere.

In questo modo, l'informazione relativa all'influenza degli stadi di monte e di valle sulle condizioni medie dell'intervallo di motore analizzato è in larga parte conservata ed i contributi di non stazionarietà vengono approfonditi solo laddove richiesti.

I vantaggi di questa metodologia consistono in una riduzione considerevole del costo computazionale e del quantitativo di memoria necessario per il salvataggio dei dati. Per un'analisi di risposta forzata questo approccio risulta essere sufficientemente accettabile in quanto si è visto che i disturbi armonici di maggior rilevanza sono quelli associati all'interazione della palettatura in esame con quelle di monte e di valle. Le informazioni perse riguardano: le sollecitazioni periodiche ad alto EO relative alle scie delle schiere di monte e dei disturbi rotanti in bassa frequenza associati alla distorsione del flusso, fenomeni di instabilità aerodinamica o al getto del combustore. Ciononostante, questi disturbi risultano essere di debole intensità e pertanto trascurabili.

8.3.2 Architettura di FTL

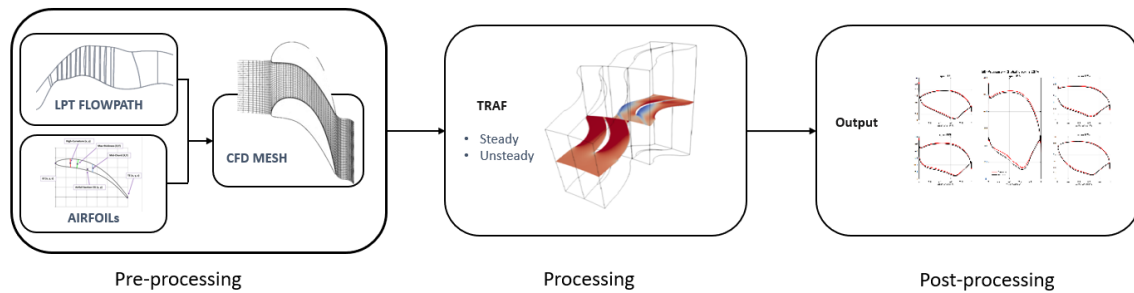


Figura 41: Architettura di FTL

Con riferimento alla Figura 41 nella fase di Pre-Processing FTL acquisisce tutte le informazioni relative al flowpath dello stadio di turbina, la geometria delle pale di ogni singola schiera, nonché la griglia utilizzata per la discretizzazione del dominio.

A queste informazioni vengono aggiunti i risultati ottenuti dall'analisi mixing-plane effettuata sull'intero stadio di turbina, ovvero di tutto il multischiera, per due motivi:

1. fornire le condizioni al contorno di monte e di valle della schiera considerata
2. Avere a disposizione una distribuzione di pressione sulla palettatura da poter confrontare con i risultati derivanti dall'analisi della singola schiera.

Una volta messi a disposizione tali file a FTL, esso procede sia alla loro lettura in modo tale da estrarre dal multischiera le informazioni necessarie all'analisi della singola schiera, ma anche alla generazione dei file di report che verranno letti dal codice TRAF per l'esecuzione dell'analisi CFD sul dominio di interesse.

Come detto in precedenza, la fase processing, essendo onerosa dal punto di vista computazionale, viene delegata al Cluster. I risultati ottenuti vengono letti dal codice FTL per essere post-processati ed ottenere in questo modo i file di output che forniscono informazioni riguardo la distribuzione di pressione sul profilo della pala in diverse sezioni, per l'analisi non stazionaria, viene fornita anche la variazione nel tempo della pressione, nonché l'analisi di convergenza dei calcoli effettuati. Queste ultime informazioni saranno viste con maggior dettaglio successivamente, in sezioni dedicate.

8.4 ANALISI STAZIONARIA

8.4.1 Test Case 1

L'analisi stazionaria prevede l'indipendenza delle proprietà fisiche del fluido dal tempo. Per la validazione del codice, è stato preso in considerazione un motore di fabbricazione GE nel quale è stata effettuata un'analisi stazionaria di una singola schiera di turbina che sarà indicata come *Test Case 1*.

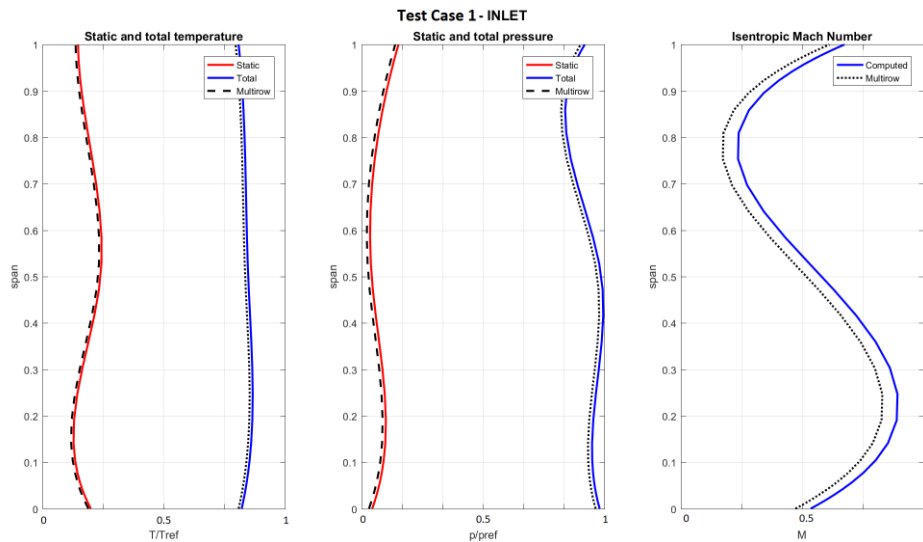


Figura 42: Confronto delle condizioni al contorno a monte tra multischiera e TRAF

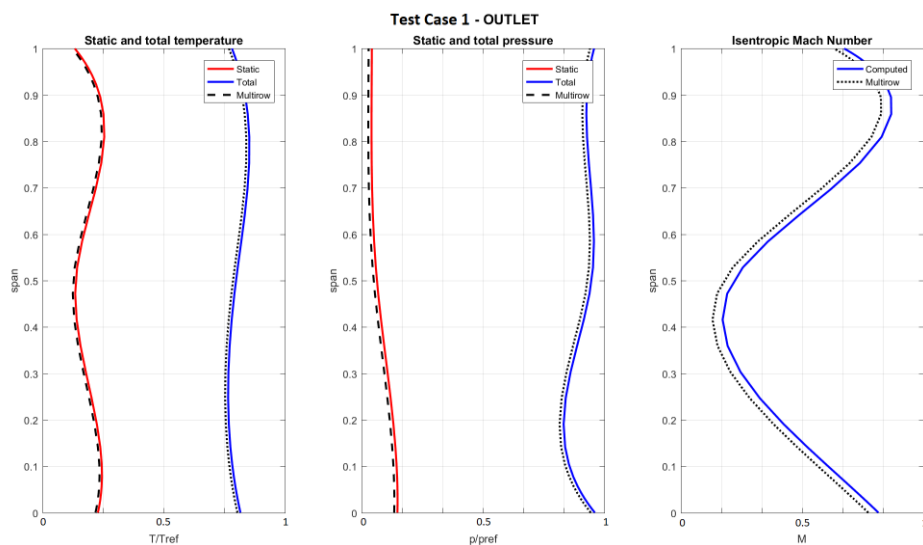


Figura 43: Confronto delle condizioni al contorno a valle tra multischiera e TRAF

In Figura 42 e Figura 43 è mostrato il confronto tra le condizioni a monte e a valle della schiera tra quelle provenienti dalla valutazione mixing plane della turbina e quelle performate dal codice TRAF. I risultati non mostrano particolari differenze, il codice riesce perfettamente a rimarcare le condizioni al contorno seppur con qualche difficoltà in presenza di variazioni di pressione o temperatura più accentuate come accade per la temperatura a valle della schiera [Figura 43], tuttavia questo non pregiudica la bontà dei risultati ottenuti.

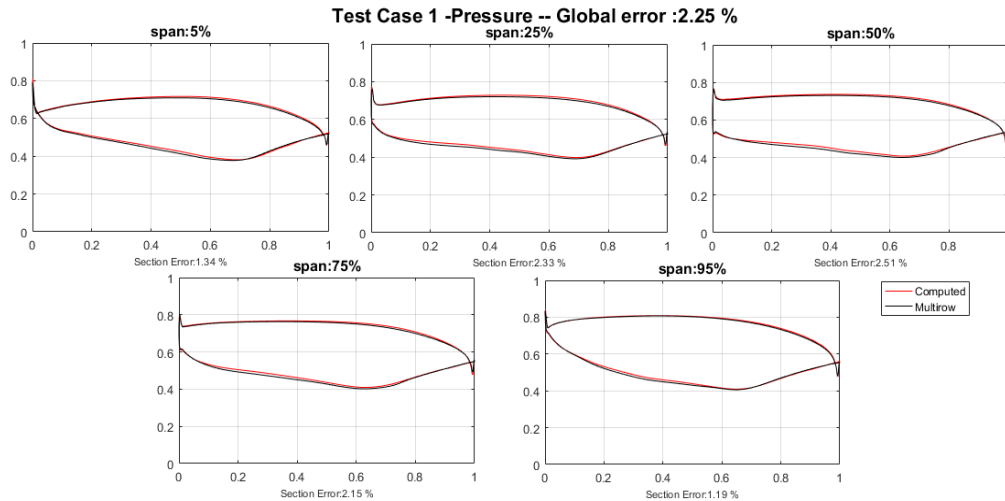


Figura 44: Distribuzione di pressione in diverse sezioni della pala

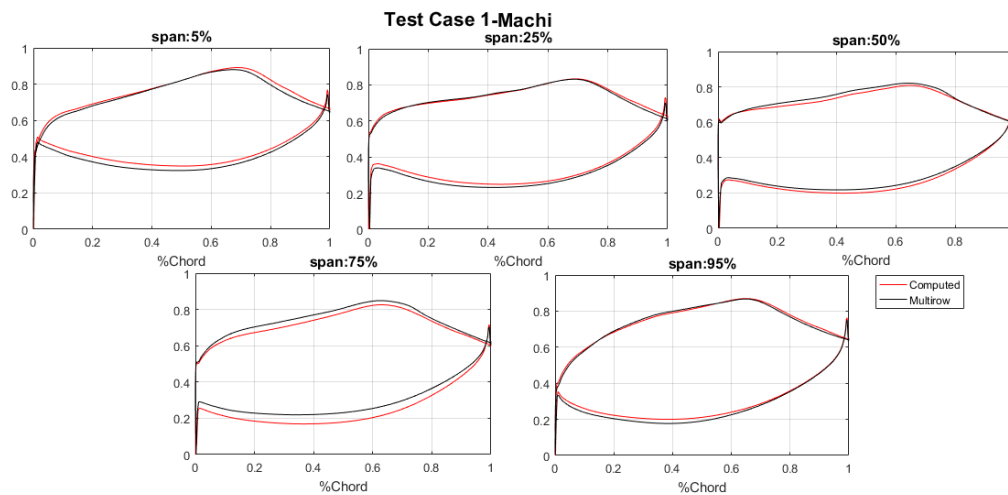


Figura 45: Distribuzione del mach isentropico in diverse sezioni della pala

In Figura 44 vengono mostrati i risultati derivanti dall'analisi CFD che individuano come varia la pressione lungo la corda in cinque diverse sezioni della pala. Essi presentano un andamento pressoché simile, con una discontinuità presente sul bordo d'attacco, quindi $\%corda = 0$, dovuta al salto di pressione tra *pressure* e *suction* side del profilo. Anche nel bordo di fuga, quindi per $\%corda = 1$, si ha una discontinuità dovuta al ricongiungimento del flusso proveniente dal dorso e dal ventre del profilo con una diversa pressione.

Analoghe considerazioni valgono per il mach isentropico, ovviamente i grafici hanno un comportamento opposto in quanto la velocità, e quindi il Mach, è funzione inversa della pressione.

Il mach isentropico rappresenta il numero di Mach che si avrebbe se non ci fosse nessuna sorgente di dispersione, come l'attrito a parete, quindi in condizioni ideali. Esso è definito dalla relazione:

$$M_{isentropico} = \sqrt{\left(\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \cdot \frac{2}{\gamma-1}} \quad (8.12)$$

Dove con P_0 è definita la pressione totale in ingresso e P è la pressione statica locale.

Si noti inoltre come l'errore ottenuto, confrontandolo con il multischiera, risulta essere sufficientemente basso da poter considerare il calcolo effettuato dal TRAF affidabile.

Per ultimo viene mostrata l'analisi di convergenza della soluzione in scala logaritmica. Come spiegato ad inizio capitolo, il calcolo effettuato per l'analisi stazionaria si basa sul principio di azzeramento del residuo, ma poiché esso non può essere mai nullo in aritmetica finita, deve assumere un valore molto vicino allo zero.

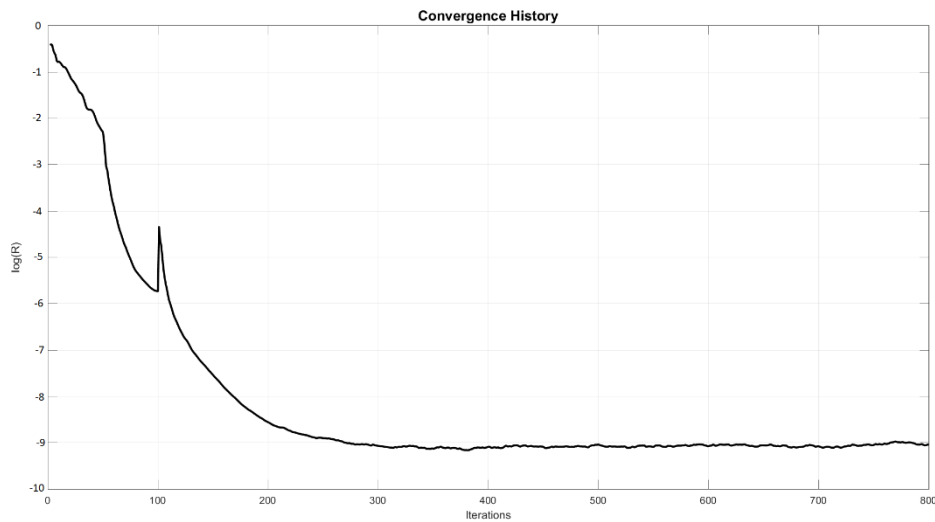


Figura 46: Analisi di convergenza della soluzione

8.4.2 Test Case 2

Durante le prove di validazione del codice è stata notata un'anomalia in una determinata sezione del multischiera appartenente al *Test Case 2*.

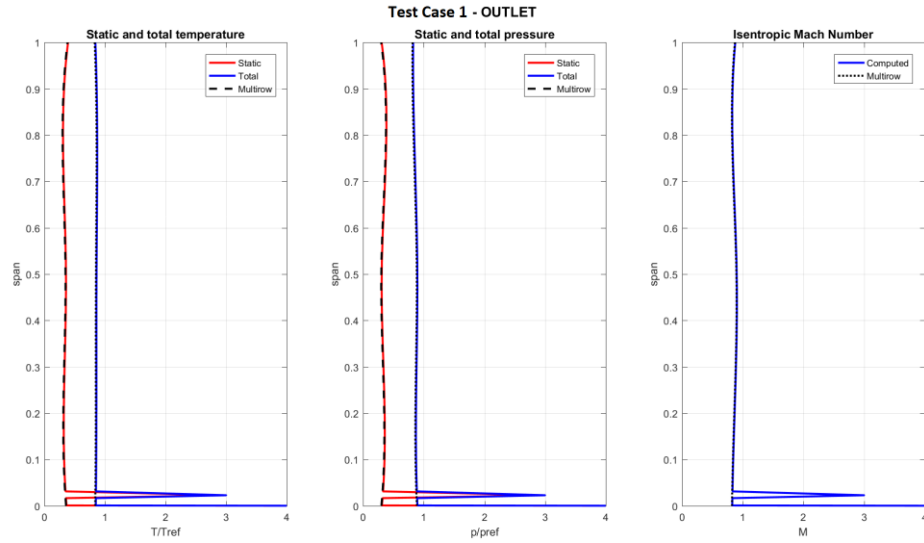


Figura 47: Condizioni al contorno in uscita dalla pala

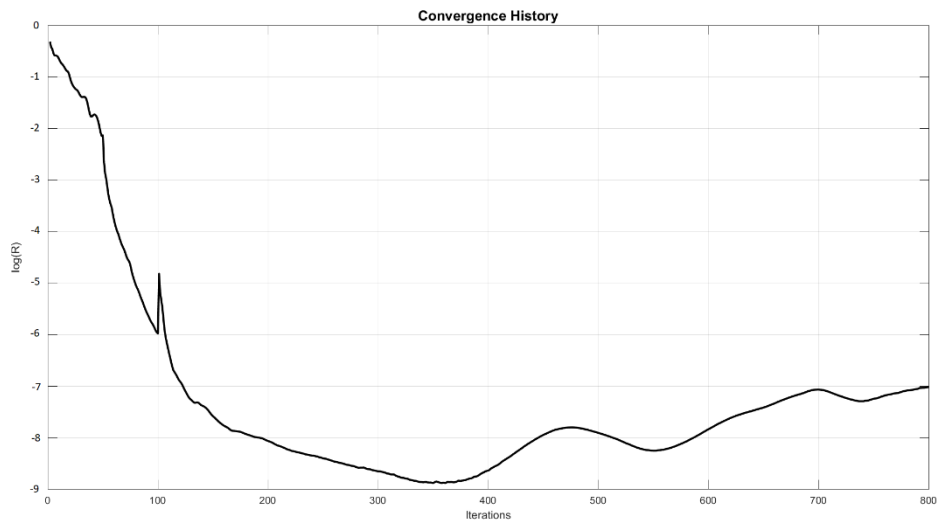


Figura 48: Analisi di convergenza del TRAF

Come si può notare in Figura 47 il codice TRAF non riesce a calcolare le condizioni al contorno. Questo è dovuto principalmente alla forte variazione della pressione alla base della pala portando la soluzione a non convergere come mostra il grafico in Figura 48.

La soluzione adottata è stata quella di introdurre una diffusività artificiale che permetta di ridurre la discontinuità affinché la soluzione converga.

L'idea è stata quella di utilizzare l'equazione di conduzione del calore parabolica del secondo ordine:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (8.13)$$

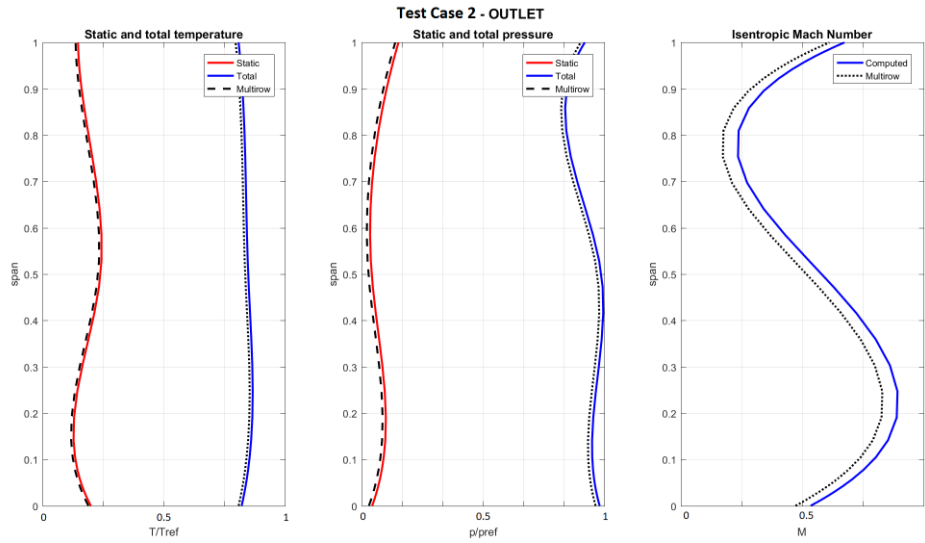


Figura 50: Condizioni al contorno di valle della pala modificate

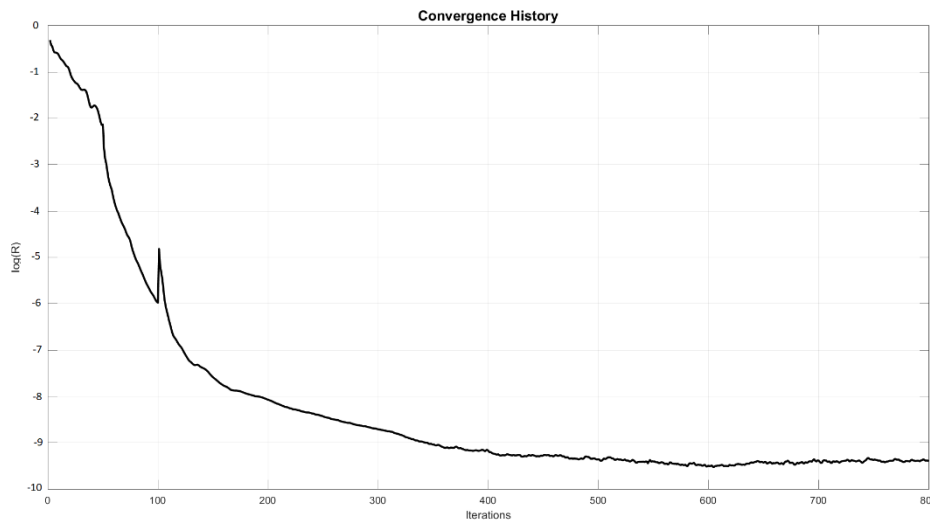


Figura 51: Analisi di convergenza del TRAF

In Figura 49 viene mostrato come l'applicazione del metodo adottato trasforma le condizioni al contorno modificandone i valori nei punti di maggior variazione della grandezza fisica, quindi all'hub della pala, rendendole meno accentuate. Il risultato di questa modifica è sufficiente a far convergere la soluzione elaborata dal TRAF come dimostra l'analisi di convergenza in Figura 51.

8.5 ANALISI NON STAZIONARIA

L'analisi non stazionaria è stata effettuata sul Test Case 1, con l'obiettivo di ottenere una distribuzione di pressione lungo la pala variabile nel tempo che permetta di valutare la risposta forzata.

I risultati mostrati di seguito adottano come modello di turbolenza Baldwin Lomax, e come condizione al contorno periodica *full annulus*.

L'influenza di un diverso modello di turbolenza o una diversa condizione al contorno periodica (*Phase Lag*) sui risultati sono state ampiamente studiate negli elaborati di Andrea Bray [10] ed Enrico Ignesti [11], pertanto, non costituendo l'obiettivo principale di questa tesi, si rimandano ulteriori dettagli alla lettura di quest'ultimi.

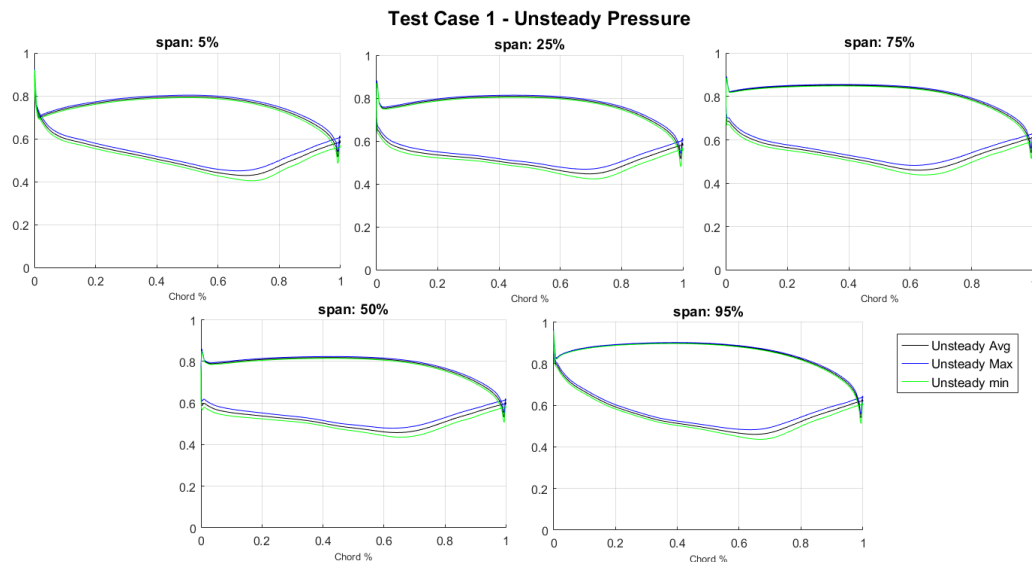


Figura 52: Distribuzione di pressione in diverse sezioni della pala

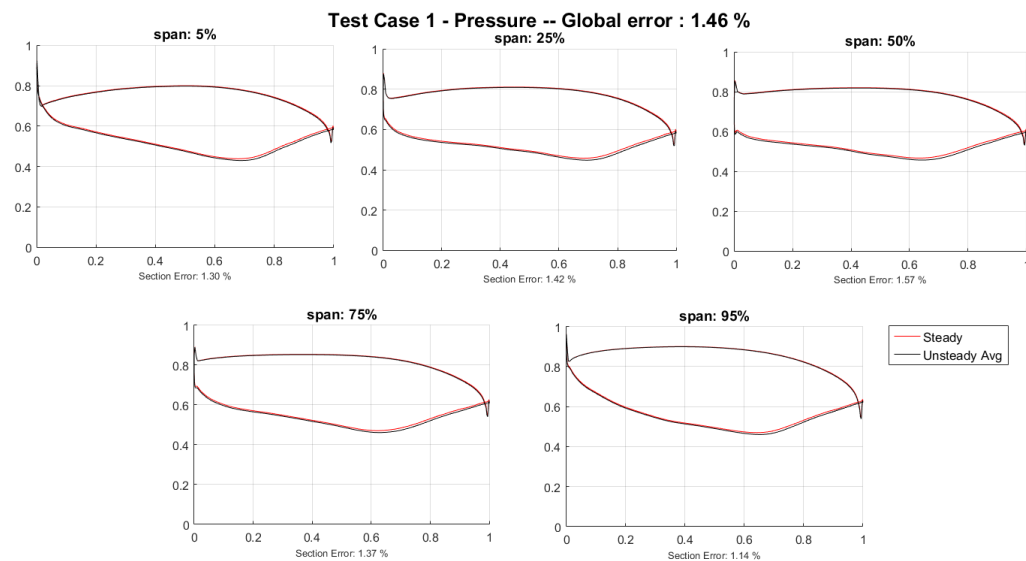


Figura 53: Confronto distribuzione di pressione tra caso stazionario e non stazionario

I risultati ottenuti mostrano un andamento della pressione molto simile al caso stazionario. Tuttavia, in questi diagrammi è rappresentato un solo istante, in realtà la pressione varia con natura armonica nel tempo.

Le informazioni ricavate dall'analisi non stazionaria, ovvero la distribuzione di pressione lungo la pala in n istanti di tempo, vengono riportate all'interno di file che costituiscono la base per l'analisi della risposta forzata della schiera.

Capitolo 9

“According to recognized aero technical tests, the bumblebee cannot fly because of the shape and weight of his body in relation to the total wing area. The bumblebee doesn’t know this, so he goes ahead and flies anyway” – Igor Sikorsky

9 ANALISI DELLA RISPOSTA FORZATA

9.1 PREMESSA

L’*High Cycle Fatigue* (HCF) è uno dei principali responsabili dei meccanismi di rottura delle componenti di una turbomacchina, soprattutto delle pale di turbina. Questo comporta un aumento dei tempi di sviluppo del motore, nonché un incremento dei costi e della frequenza di manutenzione. Nei motori odierni il problema diventa ancora più complesso, infatti requisiti sempre più restringenti e performance sempre più elevate come il rapporto spinta/peso, la riduzione del consumo di combustibile, elevati rapporti di espansione nella turbina e lo sviluppo di nuove configurazioni e architetture fanno sì che le pale siano notevolmente sollecitate a causa dell’incremento delle forze aerodinamiche che ne riducono la vita operativa a causa dell’HCF.

La differenza sostanziale con la *Low Cycle Fatigue* (LCF), in cui la crescita della cricca è molto più lenta e facilmente rilevabile già dai primi stadi, è che nella HCF la cricca rimane incubata per lungo tempo e quindi difficilmente rilevabile, per poi cresce in un breve lasso di tempo fino a portare a rottura il componente. Da questo si denota la natura pericolosa di questo fenomeno e l’importanza dello studio dei fenomeni di risonanza che risultano essere le principali cause dell’HCF.

Come citato nel Capitolo 6, il diagramma di Campbell rappresenta un potente strumento per prevenire eventuali condizioni di risonanza. Tuttavia, incroci tra modi di vibrare e curve dell’EO all’interno del range operativo del motore, molto spesso sono inevitabili. Lo scopo di questa analisi è quella di comprendere se tali punti possono essere dannosi o tollerabili dalla struttura.

L’analisi in questione viene effettuata attraverso un tool sviluppato da Avio Aero, @Forced, in grado di calcolare il lavoro compiuto dalle forze aerodinamiche su uno specifico modo di vibrare.

L’indicatore che permette di valutare la pericolosità della risposta è la forza modale: maggiore è il valore, più la struttura è eccitata dalla forza aerodinamica.

Nel seguente lavoro di tesi, oltre alla valutazione della risposta forzata calcolata utilizzando i dati dell’analisi non stazionaria compiuta per il Test Case 1, si è provveduto anche ad automatizzare l’intero processo di calcolo in modo tale da poter essere implementato all’interno di PRIME.

9.2 INTEGRAZIONE DI @FORCED IN PRIME

Il tool @Forced, di proprietà Avio Aero, è fornito di una interfaccia grafica (GUI) nel quale l'utente deve inserire manualmente gli input necessari alla valutazione della risposta forzata. Essi si distinguono in due categorie:

- Dati FEM: contengono la mesh, la forma modale, l'asse motore ed il numero di profili analizzati.
- Dati CFD: contengono la distribuzione di pressione valutata con l'analisi CFD non stazionaria attorno al profilo.

Inseriti gli input, viene successivamente eseguito il calcolo effettivo del lavoro aerodinamico sul modo ed infine plottata la forza modale. Il post-processing include un certo numero di grafici in cui l'utente può monitorare il processo. Ad esempio, può essere verificata se la mappa di pressione sulla griglia CFD coincida con la mesh strutturale, o se i campi di pressione o le forme modali importate sono quelle corrette.

Per far sì che @Forced possa essere integrato all'interno di PRIME, si rende necessaria l'automatizzazione del tool, eliminando quindi l'interfaccia grafica. Per tal motivo è stata sviluppata una routine che importa automaticamente i dati necessari all'analisi, esegue l'intero processo, per poi salvare gli outputs nella cartella di destinazione. Nel caso specifico, i dati FEM vengono generati dall'analisi modale precedentemente eseguita da WB Wizard. I dati CFD, come visto in precedenza, vengono estrapolati da FTL.

Una volta che il software riceve i dati menzionati, può essere avviata la loro elaborazione per ricavare la forza modale. Particolare attenzione merita la mappatura della pressione sulla mesh strutturale, per tal motivo è stata implementata una routine che esegue la traslazione assiale e radiale e l'estensione della griglia CFD in modo tale che essa coincida con quella strutturale.

9.3 ARCHITETTURA DI @FORCED IN PRIME

L'architettura di @Forced in PRIME è mostrata in Figura 54, nel quale gli inputs ed outputs sono stati evidenziati in arancione, mentre in blu sono rappresentati i blocchi funzionali.

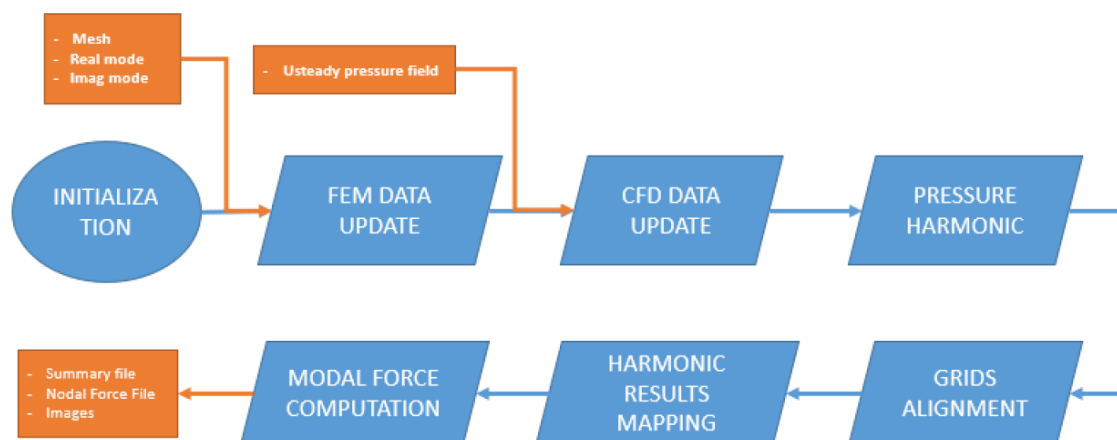


Figura 54: Architettura di @Forced

I dati di natura strutturale della pala richiesti da @Forced sono:

- Mesh: al suo interno sono elencati l'ID dei nodi e la loro relativa posizione espresse secondo il sistema di riferimento utilizzato.
- Real Mode: contiene la parte reale dello spostamento dei nodi relativi al modo considerato.
- Imag Mode: contiene la parte immaginaria dello spostamento dei nodi relativi al modo considerato.

I dati aerodinamici comprendono invece la distribuzione di pressione mappata sulla griglia aerodinamica della pala.

Una volta lette ed immagazzinate tali informazioni, il codice calcola l'armonica di pressione. Viene utilizzata la FFT (*Fast Fourier Transform*) per ottenere un valore di pressione media nel periodo di tempo analizzato, nonché l'ampiezza e la fase dell'armonica di pressione. In questo modo utilizzando solo tre mappe CFD è possibile descrivere il comportamento non stazionario del flusso.

Poiché i dati di CFD e FEM provengono da due diverse fonti, le rispettive griglie risultano essere disallineate. Pertanto, risulta fondamentale allinearle prima che i dati della pressione vengano mappati sulla mesh strutturale. L'allineamento viene eseguito prendendo due punti di riferimento: un punto medio del bordo d'attacco della pala, ed un punto medio all'hub [Figura 55]. Inoltre, la griglia viene "dilatata" per far sì che essa ricopra l'intera pala.

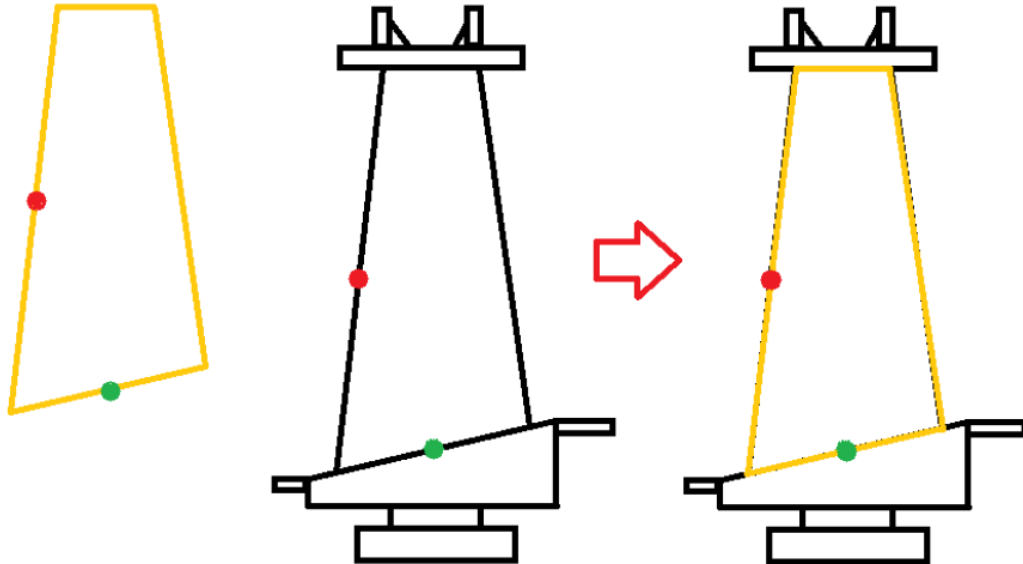


Figura 55: Allineamento della griglia CFD con quella FEM

Una volta eseguito l'allineamento di griglia, il lavoro viene calcolato moltiplicando gli spostamenti modali con la forza aerodinamica agente su ogni elemento di griglia.

Il diagramma FRF (*Frequency Response Function*) fornisce due indici che descrivono il comportamento dell'intera pala: lo scale factor e la forza modale.

Per la validazione del codice è stata eseguita un'analisi di risposta forzata utilizzando i dati ricavati dall'analisi non stazionaria del Test Case 1. Di seguito vengono forniti alcuni degli Output di @Forced.

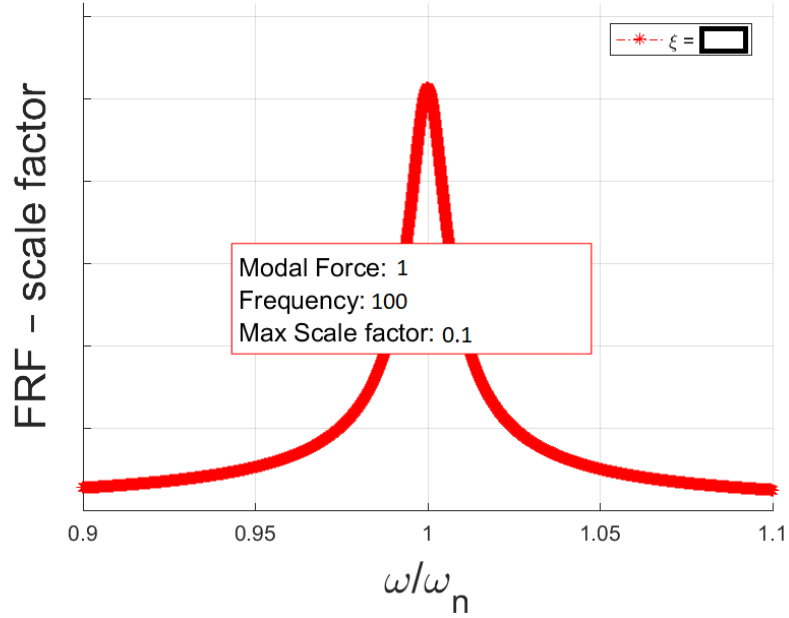


Figura 56: Diagramma FRF

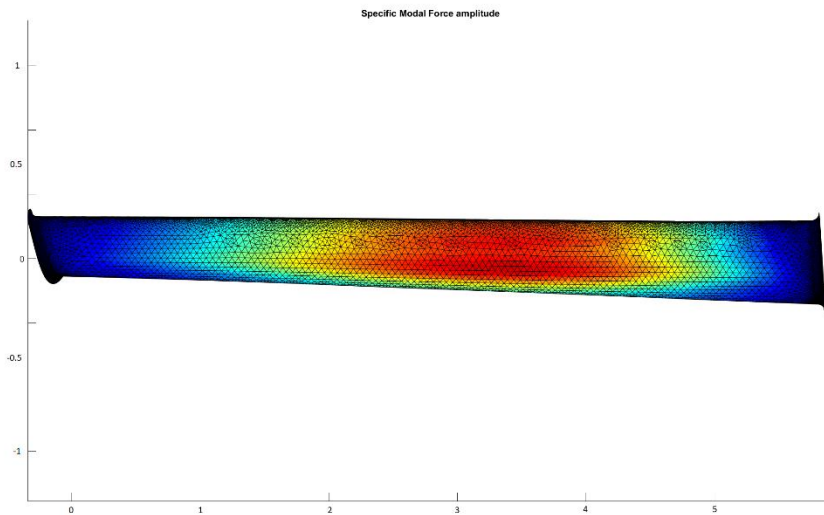


Figura 57: Forza modale agente su ogni elemento della Mesh

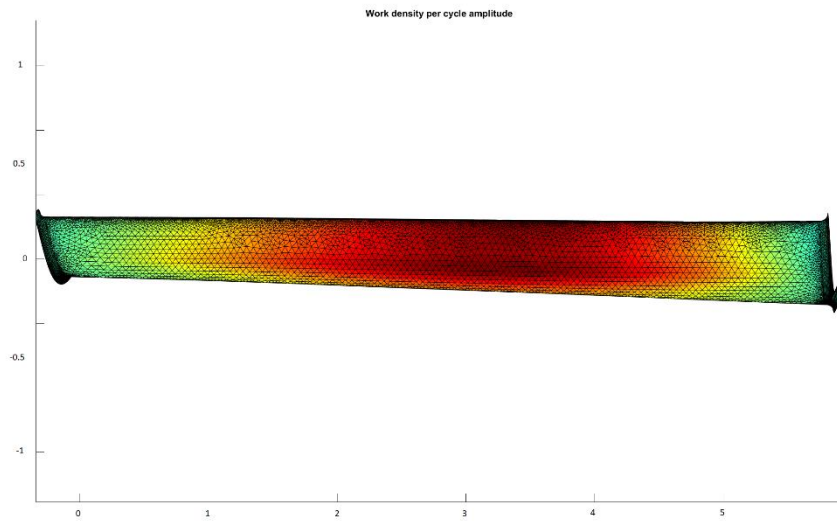


Figura 58: Lavoro compiuto dalla forza aerodinamica su ogni elemento di Mesh

È possibile fare alcune considerazioni sui grafici riportati. In particolare, il diagramma FRF mostra la forza modale nella condizione di risonanza, quando $\omega = \omega_n$. Come anticipato precedentemente, una forza elevata può compromettere l'integrità della struttura, pertanto, potrebbe rendersi necessaria la riprogettazione della pala affinché sia in grado di sopportare una sollecitazione di tale entità. Per far ciò i progettisti si servono dei diagrammi mostrati in Figura 57 e Figura 58 per individuare le zone maggiormente sollecitate in modo tale da poter intervenire anche localmente nella riprogettazione per rendere la pala sufficientemente robusta per sopportare il carico.

Capitolo 10

"The airplane stays up because it doesn't have the time to fall."

Orville Wright, 1903

10 CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

10.1 CONCLUSIONI

L'attività di tesi svolta ha avuto come obiettivo la comprensione dei fenomeni fluidodinamici che intervengono all'interno di una turbomacchina, e nello specifico nello stadio di turbina. Si è visto come il flusso di gas proveniente dal combustore e attraversante la turbina subisca delle notevoli variazioni delle grandezze che lo caratterizzano come la pressione, il vettore velocità e la temperatura. Nello specifico si è visto, dopo aver effettuato un'analisi steady -state, che fenomeni di non stazionarietà del flusso possono dar luogo a criticità nel funzionamento della turbina a causa della risonanza prodotta dalla variazione armonica della pressione agente sulla palettatura.

È stato verificato come FTL e quindi il TRAF forniscano risultati attendibili e compatibili con quanto previsto dall'analisi mixing-plane effettuata sull'intero stadio di turbina. Le difficoltà nella convergenza della soluzione sono state superate attraverso l'adozione di uno smoother, che introducendo una diffusività, permette di attenuare le variazioni repentine delle condizioni al contorno portando a convergenza la soluzione numerica.

Dopodiché, l'analisi in risposta forzata ha permesso di valutare se le forzanti armoniche generate dall'instazionarietà del flusso potessero pregiudicare l'integrità della palettatura.

Sul lato software, si è provveduto a rendere i codici FTL e @Forced compatibili con PRIME per poi essere integrati all'interno di esso in modo tale da automatizzare il processo. Per quanto concerne FTL, esso risultava già sufficientemente autonomo, sono stati solo automatizzati i processi di indirizzamento delle cartelle e di inserimento degli input per procedere all'analisi CFD.

Su @Forced invece, è stato eseguito un maggior lavoro in quanto il tool proveniva da interfaccia grafica non del tutto automatizzata. Oltre a renderlo compatibile con gli standard di PRIME sono state implementate alcune funzioni che permettono una maggiore versatilità del codice, tra cui:

- La possibilità di leggere un file nel quale viene associato ad ogni nodo la componente di forza modale agente su di esso, in questo modo viene bypassata la procedura di inserimento dei dati CFD in quanto la distribuzione della forza è già nota.
- È stata implementata, qualora se ne rendesse necessaria, la possibilità, da parte dell'utente, di modificare la forzante armonica rispetto a quella calcolata dal codice.

10.2 SVILUPPI FUTURI

Per quanto concerne PRIME, il tool risulta ancora in fase di progettazione. Gli steps successivi da implementare potrebbero essere:

- L'inclusione dei templates dedicati nel processo di generazione del CAD, in modo tale dal poter rendere le analisi più approfondite;
- Lo sviluppo dell'intero modello FEM associato a questi;
- La possibilità di analisi più di dettaglio

Oltre a queste non viene negata la possibilità di aggiungere ulteriori funzioni in futuro che rendano il tool più performante e in grado di coprire un numero maggiore di analisi che possano rendere la progettazione più rapida ed efficiente.

Per quanto riguarda invece la fluidodinamica computazionale della turbina, si è visto durante l'esecuzione delle varie analisi sui Test Case, come l'analisi non stazionaria sia ancora oggi un processo molto lungo da elaborare a causa dell'elevato costo computazionali pur utilizzando sistemi informatici all'avanguardia. Un possibile progetto futuro potrebbe essere quello di ridurre considerevolmente i tempi di calcolo con un margine di errore compatibile con quello previsto per un'analisi preliminare della turbomacchina.

11 BIBLIOGRAFIA

- [1] «Wikipedia,» [Online]. Available: <https://it.wikipedia.org/wiki/Turboelica>.
- [2] S. Yershov, «CFD od Turbomachinery,» [Online]. Available: https://sergiyyershov.com/z_research-en.
- [3] E. Caponio, «Calcolo della risposta forzata di componenti per motori aeronautici in presenza di contatti per attrito,» 2018.
- [4] G. Battiato, «Vibrations prediction and measurement of multi stage bladed disks with non linear behavior due to friction contacts,» 2017.
- [5] R. Scarpulla, «Metodologia avanzata per la simulazione aeromeccanica di LPT per motori aeronautici commerciali,» 2019.
- [6] «Equazioni della fluidodinamica e metodologia CFD,» [Online]. Available: <https://www.docenti.unina.it/webdocenti-be/allegati/materiale-didattico/545846>.
- [7] M.-S. L. e. L. P. A. Arnone, «Multigrid calculation of three dimensional viscous cascade flows,» *Journal of propulsion and power*, pp. 605-614, 1993.
- [8] A. Arnone, "Viscous analysis of the three-dimensional rotor flow using a multigrid method," *Journal of turbomachinery*, pp. 435-445, 1994.
- [9] L. Pinelli, «Sviluppo di un approccio non lineare per il calcolo aeroelastico disaccoppiato,» Firenze, 2006-2007.
- [10] A. Bray, «Interazione fluido-struttura in turbine aeronautiche di bassa pressione,» 2018.
- [11] E. Ignesti, "Development and validation of a non-linear flutter analysis tool," 2018.
- [12] D. Prino, «Automatic Preliminary Assessment of the mechanical response of LPT stages,» 2018.
- [13] G. Girini, «Tecniche di riduzione di modelli FEM con simmetria ciclica».
- [14] D. H. H. e. G. A. Pierce, "Introduction to structural dynamics and aeroelasticity," 2011.
- [15] P. H. e. C.R. Peterson, «Mechanics and Thermodynamics of Propulsion,» Massachusetts, 1992.
- [16] J. D. Anderson, *Modern Compressible flow*, Mc Graw Hill.
- [17] R. Royce, *The Jet Engine*, Derby: fifth edition, 1996.

- [18] S. Dixon, «Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery,» BH.
- [19] M. Castanier, «Characteristic constraint modes for component mode synthesis,» AIAA Journal, 2001.
- [20] J. A. Beck, «Fundamental understanding of blisk analytical response,» 2013.
- [21] M. F. P. e. F. O. Carta, «Manual on aero-elasticity in axial flow turbomachines,» AGARD, 1988.
- [22] K. R. E. e. J.P.Longley, «Clocking in Low Pressure Turbines,» 2017.
- [23] G. Genta, «Vibration Dynamics and Control,» Springer, Torino, 2009.
- [24] M. A. M.Giovannini, «Evaluation of unsteady CFD model applied to the analysis of a transonic HP turbine stage,» Firenze, 2013.
- [25] D. V. e. T. Fransson, «Aeroelasticity of Turbomachines,» Toulouse, 2013.
- [26] N. Arndt, «Blade Row Interaction in a multistage Low Pressur Turbine,» 1993.

12 INDICE ANALITICO

A

ACARE · 1
Additive Manufacturing · 2
Aeroelasticità · 19
Aeroelasticità dinamica · 20
Airfoil · 17
Aliasing · 45

B

Baldwin-Lomax · 59
By Pass Ratio · 9

C

Carichi aerodinamici · 13
Carichi meccanici · 13
Carichi termici · 14
Carico inerziale · 14
Cerchi nodali · 33
Choke Flutter · 26
Choking · 53
Clauser · 61
Coalescence Flutter · 26
Conservazione della quantità di moto · 48

D

Diagramma di Campbell · 43
Diagramma FreND · 37
Diametri nodali · 33
Direct Numerical Simulation · 54
Dovotail · 16

E

Edgewise · 38
Engine Order · 41
Equazione di conservazione della massa · 47

F

Flapwise · 38
Flessionale · 38
Flutter · 20
Flutter classico · 26
Forced · 3
FTL · 3

G

GREAT2020 · iii; iv; 1; 2
Greatlab · 2

H

High Cycle Fatigue · 71
High Pressure Compressor · 9
High Pressure Turbine · 9

I

Inter-Blade Phase Angle · 33
Interlock · 16

L

Large Eddy Simulation · 54
Legge di Fourier · 50
Low Cycle Fatigue · 71
Low Pressure Compressor · 9
Low Pressure Turbine · 9

M

Mach isentropico · 65
Meccanica del volo · 20
Meccanica vibrazionale · 20
Metodi espliciti · 56
Metodi impliciti · 56
Metodo dei Volumi Finiti · 50

Metodo di Theodorsen · 22
Metodo -k · 23
Metodo-p · 25
Mixing plane · 2
Modelli scalati senza ripristino della solidità · 3
Modello k- ω · 60
Modo rotante · 30
Modo stazionario · 29
Modo stazionario in antifase · 29

O

One degree of freedom Flutter · 26

P

Prandtl-Van Driest · 61
PRIME · 3

R

Reynolds Averaged Navier Stokes · 54
Risposta forzata · 41
Roungé-Kutta · 59

S

Shank · 16
Shroud · 16
Simmetria ciclica · 27

Softening · 44
Stall Flutter · 26
Stati aggiuntivi · 22
Steady state · 3
Supersonic Flutter · 26
Supersonic Bending Stall Flutter · 26

T

TAL · 2
Tensore degli stress di Reynolds · 55
Teorema di Kelvin · 22
Termine convettivo · 48
Terza legge di Newton · 6
Thrust vectoring · 9
Time-marching · 60
Torsionale · 38
TRAF · 3
Turbina di bassa pressione · 11
Turboalbero · 7
Turboelica · 7
Turbofan · 8

U

Ugello adattato · 9

V

Veering · 38
Viscosità turbolenta · 60