

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale



Tesi di Laurea Magistrale

Analisi multidisciplinare dei modelli di  
perdita delle rotor tip clearance



**Relatori**

Prof. Francesco Larocca

Ing. Cristian Lizzer

**Correlatore**

Ing. Simone Rosa Taddei

**Candidato**

Lorenzo Gugliotta

Luglio 2018



Dedica

# Indice

<b>Elenco delle figure</b>	IV
<b>1 Le Turbomacchine</b>	3
1.1 Ciclo Brayton-Joule . . . . .	6
1.1.1 Lavoro del ciclo ideale . . . . .	8
1.1.2 Rendimento del ciclo reale . . . . .	10
1.2 Scambio energetico e rapporto di espansione . . . . .	11
1.2.1 Equazioni del moto . . . . .	12
1.3 Parametri adimensionali . . . . .	16
1.3.1 Casi Particolari . . . . .	18
1.4 Tipologie di turbine . . . . .	20
1.4.1 Turbina radiale . . . . .	20
1.4.2 Turbina Assiale . . . . .	22
<b>2 Modelli di Perdita</b>	31
2.1 Tipologie di perdita . . . . .	32
2.2 I Modelli di perdita . . . . .	42
2.2.1 Craig & Cox . . . . .	43
2.2.2 Ainley & Mathieson . . . . .	47
2.2.3 Dunham & Came . . . . .	48
2.2.4 Kacker & Okapuu . . . . .	49

<b>3</b>	<b>Clearance: Definizioni e progettazione</b>	<b>52</b>
3.1	Definizioni Clearance . . . . .	52
3.1.1	Clearance Principali . . . . .	52
3.2	Progettazione Clearance . . . . .	56
3.2.1	Analisi Preliminare . . . . .	56
3.2.2	Clearance Statement . . . . .	63
3.3	Misurazione delle running clearance . . . . .	64
<b>4</b>	<b>Studio del modello reale ed analisi delle discipline</b>	<b>69</b>
4.1	Analisi Discipline . . . . .	69
4.1.1	Mechanical Desgin . . . . .	70
4.1.2	TSD Team . . . . .	71
4.1.3	Aero Team . . . . .	72
4.1.4	Clearance Team . . . . .	73
4.2	Tipologie Analisi . . . . .	73
4.3	Design di Turbine . . . . .	74
4.3.1	Tool 1D . . . . .	77
4.3.2	Tool 3D . . . . .	79
4.3.3	Tool 3D Commerciale . . . . .	81
<b>5</b>	<b>Analisi Aero e risposta dei vari modelli</b>	<b>83</b>
5.1	Analisi 1D . . . . .	83
5.1.1	Efficienza schiera ed angolo di flusso: $\Delta\eta_R$ e $\Delta\beta_{2,tip}$ . . . . .	83
5.1.2	Confronto modelli di perdita . . . . .	85
5.2	Analisi 3D . . . . .	86
5.2.1	Scelta schiere di riferimento . . . . .	87
5.3	Analisi 3D con Tool Commerciale . . . . .	93
5.3.1	Analisi Flow Path . . . . .	93
5.3.2	Analisi Cavità . . . . .	96

<b>6</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b>	107
6.1	Conclusioni . . . . .	107
6.1.1	Discipline . . . . .	107
6.1.2	Modelli . . . . .	108
6.2	Sviluppi Futuri . . . . .	108
	<b>Bibliografia</b>	109

# Elenco delle figure

1.1	Motore GE 9x [2]	5
1.2	Ciclo Brayton nei piani P-V e T-S	6
1.3	Schema funzionamento ciclo	8
1.4	Confronto cicli ideale/reale	10
1.5	Stadio turbina assiale e triangoli di velocità	14
1.6	Triangoli di velocità per stadio di turbina assiale	15
1.7	Triangolo di velocità turbina ad azione	18
1.8	Triangoli di velocità turbina a reazione	19
1.9	Schema turbina radiale	21
1.10	Schema turbina assiale	22
1.11	Schema turbina ad azione	24
1.12	Schema turbina a reazione	28
2.1	Formazione di vortici dovuti alle perdite secondarie	35
2.2	Direct ed indirect tip leakage flow	36
2.3	Esempio palettatura shrouded	38
2.4	Formazione vortici a valle della pala	39
2.5	Variazione del tip leakage vortex in funzione del rapporto $\frac{gap}{corda}$	39
2.6	Differenze di comportamento del flusso fra le 2 palettature	40
2.7	Perdite provocate dalla presenza delle Rotor Tip Clearance	42
2.8	Convenzione angoli di flusso per i diversi modelli di perdita	43
2.9	Coefficienti di perdita di profilo	44

2.10	Coefficienti di perdita secondaria . . . . .	45
2.11	Perdite di annulus . . . . .	46
2.12	Coefficiente $F_k$ . . . . .	46
2.13	Perdite ad incidenza nulla nelle due configurazioni standard . . . . .	47
3.1	Schematizzazione principali clearance . . . . .	53
3.2	Cavit� principali LPT [2] . . . . .	54
3.3	Schematizzazione running clearance . . . . .	54
3.4	Lavoro sviluppato a differenti temperature operative . . . . .	57
3.5	Sistema di controllo ACC (FADEC) . . . . .	58
3.6	Tipologie di simulazioni per i diversi contributi . . . . .	59
3.7	Rubbing dell'honeycomb per diverse condizioni di volo . . . . .	60
3.8	Particolare tenute all'hub della pala . . . . .	60
3.9	Contributi principali alla genesi del modello termofluidodinamico . . . . .	61
3.10	Mappa termica in transitorio . . . . .	62
3.11	Visualizzazione deformate . . . . .	62
3.12	Esempio di Clearance Statemente . . . . .	63
3.13	Determinazione running clearance . . . . .	64
3.14	Misurazione con rub strips . . . . .	67
3.15	Funzionamento HEX . . . . .	67
3.16	Misurazione Castone Data . . . . .	68
4.1	Modelli CAD sviluppati dal Mechanical Design Team . . . . .	70
4.2	Rappresentazione fluid network dal TSD Team . . . . .	71
4.3	Rappresentazione fluid network dall'Aero Team . . . . .	72
4.4	Esempio di Clearance Statement . . . . .	73
4.5	Esempi di girglia ad H . . . . .	80
4.6	Andamento Mach Isoentropico lungo il profilo di uno statore a diversi span	81
4.7	Esempi di distribuzione spanwise e lungo il profilo rispettivamente di pres- sione totale e statica . . . . .	82



5.1	Andamento derivatives per analisi 1D . . . . .	84
5.2	Confronto andamento modello e correlazione al variare delle RTC . . . . .	86
5.3	Estrazione schiera di riferimento . . . . .	87
5.4	Distribuzione profilo e spanwise delle grandezze relative al rotore . . . . .	88
5.5	Riferimento per grandezze applicate al modello . . . . .	89
5.6	Variazione di portata estratta ed efficienza stadio al variare delle RTC . . . . .	90
5.7	Andamento leak percentuale in funzione del gap percentuale . . . . .	91
5.8	Variazione efficienza stadio al variare rispettivamente di gap e leak percentuale . . . . .	92
5.9	Dominio di calcolo e piani di post processing (cerchiati in rosso) . . . . .	94
5.10	Esempio di griglia di schiera . . . . .	94
5.11	Confronto grandezze flow path 3D - 3D Commerciale . . . . .	96
5.12	Dominio di calcolo con cavità . . . . .	97
5.13	Griglia rappresentante la cavità . . . . .	98
5.14	Dominio completo con cavità ed i nuovi piani di post processing . . . . .	99
5.15	Comparison Analisi 3D-Analisi 3D con cavità . . . . .	100
5.16	Schematizzazione clearance equivalenti . . . . .	101
5.17	Leak percentuale in funzione del gap equivalente . . . . .	101
5.18	Confronto andamento efficienza stadio delle 2 analisi 3D . . . . .	102
5.19	Andamento $Y_r$ per diversi valori di RTC . . . . .	103
5.20	Andamento $\xi_r$ per diversi valori di RTC . . . . .	104
5.21	Andamento angolo flusso in ingresso stadio 3 per diversi valori di RTC . . . . .	104
5.22	Visualizzazione streamline dal tool 3D commerciale . . . . .	105
5.23	Distribuzione spanwise velocità assiale dal tool 3D . . . . .	105

# Introduzione

Con l'avvento ed evoluzione di tecnologie sempre più innovative, mirate allo sviluppo di propulsori competitivi, volti a consumi sempre più ridotti, anche la richiesta da parte del mercato segue quella direzione, portando le aziende, specialmente del settore aeronautico, ad investire nello sviluppo di turbomacchine che garantiscano requisiti di efficienza ed innovazione sempre maggiori.

In quest'ottica, è di basilare importanza focalizzare grande attenzione sullo sviluppo e sull'ottimizzazione di tutti quegli strumenti (tools) indispensabili nel processo di progettazione, in particolar modo nelle primissime fasi dello stesso, quella di Concept e Preliminary Design, in maniera tale da poter entrare il prima possibile sul mercato con nuovi prodotti sempre più competitivi; la costante ricerca di tale competitività sul mercato è proprio il principale motivo per cui tali strumenti sono continuamente sottoposti a revisioni ed aggiornamenti periodici.

Avio Aero, business del gruppo GE Aviation, da anni leader nel design, sviluppo e produzione di turbine assiali di bassa pressione (LPT), è una realtà all'avanguardia in termini di studio multidisciplinare di questi componenti.

Il seguente lavoro di tesi, va proprio in quella direzione, attraverso uno studio che vada a toccare più discipline, il cui obiettivo è il lavoro comune per l'ottimizzazione delle prestazioni degli specifici componenti della LPT. In particolare, tale lavoro è incluso all'interno di un ben più ampio programma aziendale, di durata triennale, volto allo studio del design attuale delle rotor tip clearance (RTC), ed a come, tramite l'implementazione del modello attuale, è valutato l'impatto delle RTC sulle prestazioni della turbina, in termini prevalentemente di efficienza; infine l'obiettivo lo sviluppo di un design che risulti

essere ottimizzato rispetto a quello attuale, con l'ausilio di dati sperimentali validati.

Entrando nel dettaglio sul lavoro di tesi, esso è contenuto principalmente all'interno del primo dei suddetti topics, e consiste, in primis, in uno studio a 360 gradi della realtà RTC; l'analisi è stata sviluppata, come detto, con occhio multidisciplinare, andando ad analizzare nel dettaglio tutti quelli che sono i punti di forza, e quelli di debolezza, dei modelli RTC sviluppati da ogni disciplina in gioco (Aero, TSD, Mechanical Design, Clearance) e quali sono le ipotesi che rappresentano la base teorica e fisica che ha portato alla genesi di ogni singolo modello.

A valle del lavoro di studio, si è posta l'attenzione sugli obiettivi futuri, tra cui, come affermato, quello di poter sviluppare un modello, ottimizzato, tale da poter essere considerato "reale", e che vada a rappresentare perfettamente, nel dettaglio e senza approssimazione alcuna, quello che è il design delle RTC, modello molto lontano da quello che è il riferimento allo stato attuale.

# Capitolo 1

## Le Turbomacchine

Le turbomacchine sono dispositivi (convertitori di energia) che scambiano energia con il fluido, ed in particolare, tale processo di scambio avviene tramite la rotazione di una ruota (detta rotore) calettata su un albero, munita alla periferia di pale, ed alloggiata in una cassa (detta statore) anch'essa munita di pale.

Nonostante lo scambio di energia tra fluido e macchina avvenga, come detto, durante il passaggio del fluido attraverso l'organo rotante, il processo può comunque considerarsi stazionario. Come è noto, dallo studio dei cicli termodinamici dei propulsori basati sul ciclo di turbina a gas, uno dei ruoli fondamentali è indubbiamente svolto dall'efficienza con cui viene effettuato lo scambio energetico all'interno delle turbomacchine.

Il principale scopo per cui si procede ad uno studio intenso su quelle che possono essere le principali caratteristiche delle turbomacchine, è quello di realizzare sistemi in cui lo scambio energetico risulti essere il più efficiente possibile, e, soprattutto per le applicazioni aerospaziali, l'obiettivo è quello di studiare configurazioni che permettano elevati scambi energetici con dimensioni, peso ed ingombro contenuti.

Il processo di scambio di energia fluido-macchina, può avvenire attraverso un singolo stadio oppure attraverso più stadi. Con il termine stadio si intende l'insieme di una ruota palettata e uno statore; nelle macchine pluristadio, più rotori sono calettati sullo stesso albero. Ciò può risultare utile, o necessario, per ottenere elevati rapporti di pressione.

Lo stadio è quindi il componente fondamentale della turbomacchina, ed è, come detto, costituito da:

- Statore: Organo fisso in cui avviene una trasformazione di energia (da cinetica a termica o viceversa);
- Rotore: Organo rotante in cui avviene lo scambio di energia (dalla macchina al fluido o viceversa).

In base al tipo di scambio energetico, è possibile individuare due tipologie di turbomacchine:

1. TURBOMACCHINE OPERATRICI ( $L > 0$ ): La macchina cede energia al fluido (Pompe, Ventilatori, Compressori);
2. TURBOMACCHINE MOTRICI ( $L < 0$ ): Il fluido cede energia alla macchina (Turbine idrauliche, a gas, a vapore).

Ci si soffermerà sulla seconda tipologia di turbomacchine.

La turbina è la principale macchina rotante adibita alla conversione energetica in ambito propulsivo (aerodinamico e non), e non solo. Tale processo di conversione, avviene tramite un processo di espansione in cui l'energia entalpica del fluido, uscente dalla camera di combustione, è convertita in energia meccanica [6].

La conversione avviene grazie al passaggio del fluido attraverso i 2 moduli (statore e rotore) che costituiscono lo stadio, in particolare:

- Nel primo modulo, costituito da palettature fisse, detto statore, il fluido è convogliato ed accelerato, trasformando quindi l'energia entalpica in energia cinetica;
- Nel secondo modulo, a valle dello statore, il rotore, costituito da palettature mobili collegate ad un disco rotante, è la zona in cui il fluido, passante per le suddette palettature, mette in rotazione le stesse avviando il processo di conversione dell'energia cinetica in energia meccanica.

Il valore della pressione di uscita dallo stadio, è dettato dal fatto che si vuole estrarre tutto il lavoro possibile dal fluido. Tuttavia, se il valore della pressione d'uscita scende al di sotto di un certo valore, si viene a creare una situazione sonica in una sezione dello stadio di turbina e ad un'ulteriore diminuzione di tale pressione, non corrisponde più un aumento della portata di fluido.

In genere in una turbina sono presenti più di uno stadio, proprio per poter estrarre tutta l'energia possibile dal fluido; ogni stadio genererà un salto di entalpia più modesto, rispetto a quello che si sarebbe ottenuto con il singolo stadio.

Ovviamente, al fine di costruire macchine più compatte e quindi leggere, converrebbe avere il massimo salto di entalpia possibile per ogni stadio, anche se questo comporta rendimenti bassi [9].

Esistono due filosofie applicative:

1. Campo Aeronautico: Turbine compatte, leggere, rendimenti più bassi;
2. Campo energetico a terra : Turbine più grandi, pesanti, rendimenti molto alti.

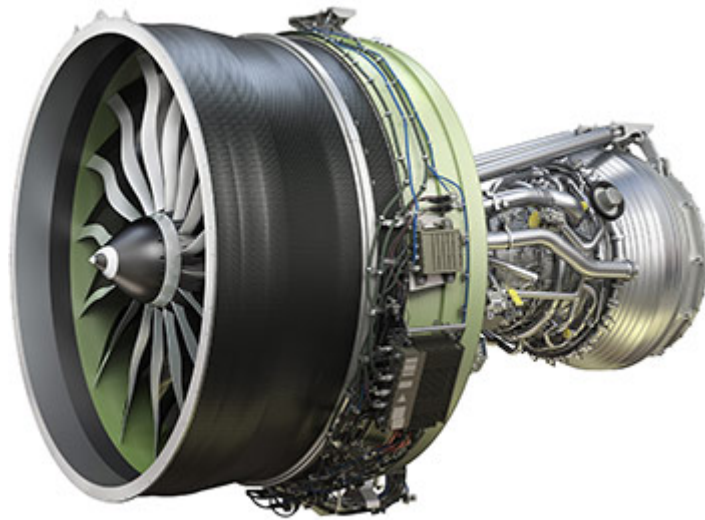


Figura 1.1: Motore GE 9x [2]

## 1.1 Ciclo Brayton-Joule

Tra i vari cicli termodinamici (ciclo Diesel, ciclo di Carnot, ciclo Otto), riveste un ruolo particolarmente importante il ciclo Brayton-Joule. Il Ciclo di Brayton-Joule è il ciclo termodinamico che costituisce il riferimento ideale per il funzionamento delle turbine a gas.

Il ciclo è realizzato da una serie di organi meccanici rotanti operanti in serie a flusso libero, cioè con aspirazione e deflusso aperto verso l'ambiente esterno [3]. Le trasformazioni coinvolte sono due isobare e due isoentropiche (o due adiabatiche se viene a cadere il vincolo dell'idealità).

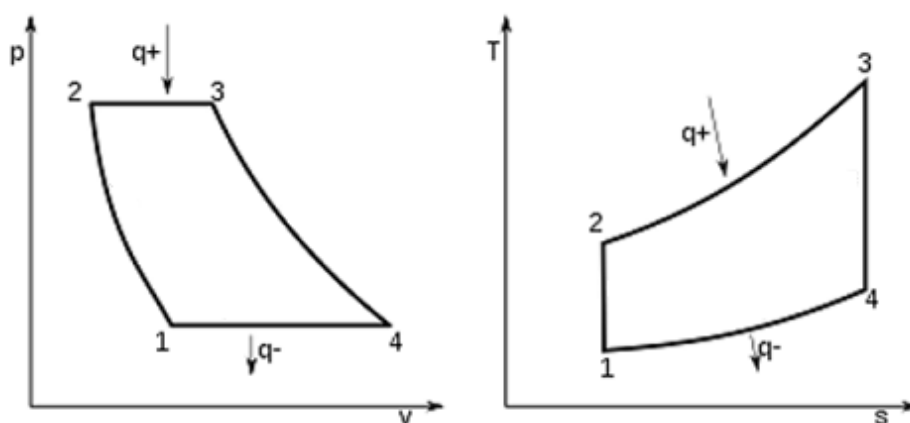


Figura 1.2: Ciclo Brayton nei piani P-V e T-S

Il ciclo si compone di quattro fasi:

- **1 → 2 compressione isoentropica del gas:** L'aria in ingresso, proveniente dall'atmosfera, subisce una compressione isoentropica attraverso un compressore rotativo, con seguente scambio di lavoro negativo di ciclo;
- **2 → 3 riscaldamento isobaro:** L'aria compressa viene immessa in camera di combustione, nella quale viene iniettato il combustibile: la combustione avviene con aumento di volume mentre la pressione rimane costante;

- **$3 \rightarrow 4$  espansione isoentropica del gas:** I gas combusti, in uscita dalla camera di combustione, subiscono un'espansione adiabatica nella turbina fino a che la pressione del fluido non raggiunge quella atmosferica, con seguente scambio di lavoro positivo di ciclo;
- **$4 \rightarrow 1$  raffreddamento isobaro:** I gas scaricati in atmosfera, cedono una certa quantità di calore per il ripristino delle condizioni iniziali; si suppone che ciò avvenga a pressione costante.

Sono presenti poi altre trasformazioni accessorie che caratterizzano le diverse varianti possibili. Poiché nelle trasformazioni, il fluido si presenta sempre allo stato gassoso (è quindi fluido comprimibile), il ciclo è detto a fluido monofase, ed è costituito prevalentemente da aria.

Il fluido di lavoro compie tutte le quattro trasformazioni in forma ciclica, senza contatto con l'esterno (il ciclo è detto chiuso), ed essendo un ciclo ideale, nella pratica non viene mai utilizzato; ciò avviene perché, la totalità delle macchine reali a ciclo Brayton-Joule sono del tipo a combustione interna a ciclo aperto.

Il compressore aspira aria proveniente dall'ambiente (generalmente proveniente da un diffusore) aumentandone la pressione senza scambi di calore con l'esterno; si inietta il combustibile il quale brucia elevando la temperatura del fluido, ma non la pressione che invece resta costante (aumenta il volume specifico); il fluido ad elevato contenuto entalpico espande in una turbina cedendo ad essa lavoro meccanico e diminuendo la propria pressione e temperatura; il fluido uscente dalla turbina a pressione ambiente si scarica nell'atmosfera raffreddandosi.

Dal punto di vista termodinamico, lo scarico dell'aria all'esterno equivale al raffreddamento della trasformazione  $4 \rightarrow 1$  del ciclo chiuso.



## 1.1.1 Lavoro del ciclo ideale

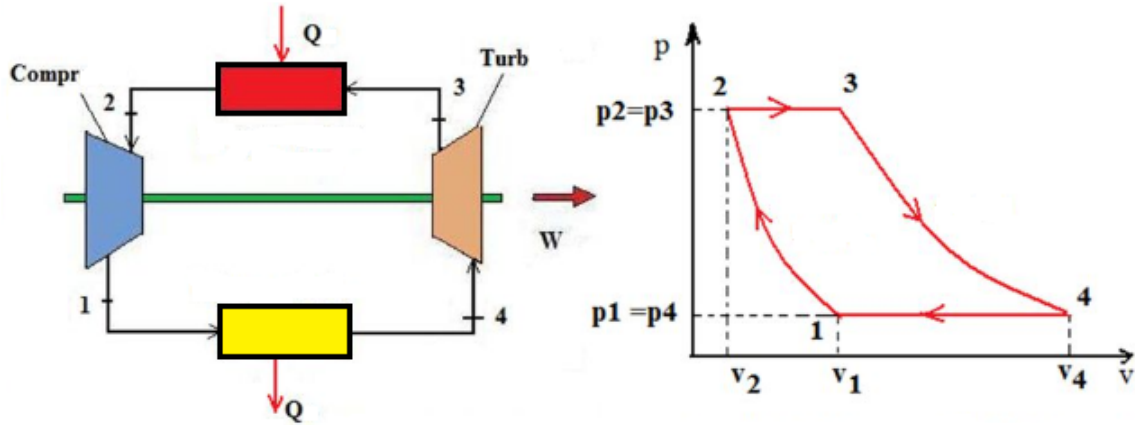


Figura 1.3: Schema funzionamento ciclo

In riferimento alla Fig. 1.3:

- Il lavoro ideale compiuto dal compressore, lavoro entrante  $L_C$ , è definito dall'area  $V_1-1-2-V_2$ ;
- Il lavoro totale compiuto dalla turbina che aziona il compressore ed una macchina operatrice esterna, lavoro uscente  $L_T$ , corrisponde a  $V_4-4-3-2-V_2$ ;
- Il lavoro ideale disponibile all'albero della turbina per una macchina operatrice, lavoro netto  $L = L_T - L_C$ , corrisponde all'area 1-2-3-4.

Considerando unitaria la massa di fluido agente, ed indicando con  $Q_1$  la quantità di calore che il fluido riceve durante la fase  $2 \rightarrow 3$  e tenendo presente che tale somministrazione è a pressione costante, si può scrivere:

$$Q_1 = cp(T_3 - T_2)$$

Analogamente per la trasformazione  $4 \rightarrow 1$ :

$$Q_2 = cp(T_4 - T_1)$$

### Rendimento del ciclo ideale

Il rendimento termodinamico ideale del ciclo di Brayton-Joule è ovviamente inferiore a quello del ciclo di Carnot operante tra le stesse temperature massima e minima. Le trasformazioni  $1 \rightarrow 2$  e  $3 \rightarrow 4$  sono isoentropiche, per cui il rendimento termico ideale del ciclo risulta essere:

$$\eta_{id} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}$$

Essendo le trasformazioni  $2 \rightarrow 3$  e  $4 \rightarrow 1$  isobare, ne consegue che:

$$P_2 = P_3; P_4 = P_1 \quad \longrightarrow \quad \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_1}{P_2}$$

Dalle relazioni che legano le grandzze di stato, per trasformazioni isoentropiche, è immediato notare che, tale uguaglianza vale anche per i rapporti di temperature [1]:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}$$

Si ricava quindi:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

con  $\beta = \frac{P_3}{P_4}$  rapporto di espansione.

Si può osservare che il rendimento del ciclo ideale aumenta all'aumentare, entro certi limiti, del rapporto di espansione. Esso è funzione del rapporto di temperature  $\frac{T_2}{T_1}$  oppure  $\frac{T_3}{T_4}$ .

Nel ciclo aperto,  $T_1$  e  $P_1$  sono la temperatura e la pressione atmosferica, per cui non sono modificabili. L'aumento di  $\beta$  si ottiene quindi aumentando la pressione  $P_2$ , che è anche la pressione di ingresso turbina  $P_3$ , e quindi le temperature  $T_2$  e  $T_3$ .

Il limite di incremento di tale valore di pressione, e quindi di temperatura, è dato dal limite di resistenza meccanica delle componenti della turbina ( $P_3$  e  $T_3$  sono massima pressione e temperatura del ciclo)

### 1.1.2 Rendimento del ciclo reale

Nello studio del ciclo reale, vengono rimosse alcune delle ipotesi semplificative adottate nello studio del ciclo ideale [7]:

- La compressione non si assume isoentropica ma adiabatica;
- Per la combustione:
  1. Non si assume più isobara;
  2. Aumenta la portata evolvente (a causa dell'iniezione di combustibile);
  3. Variano le proprietà del fluido (per iniezione di combustibile e la successiva combustione);
  4. Sono considerate le perdite di calore;
  5. E' presente un rendimento di combustione.
- L'espansione si assume adiabatica ma non isoentropica

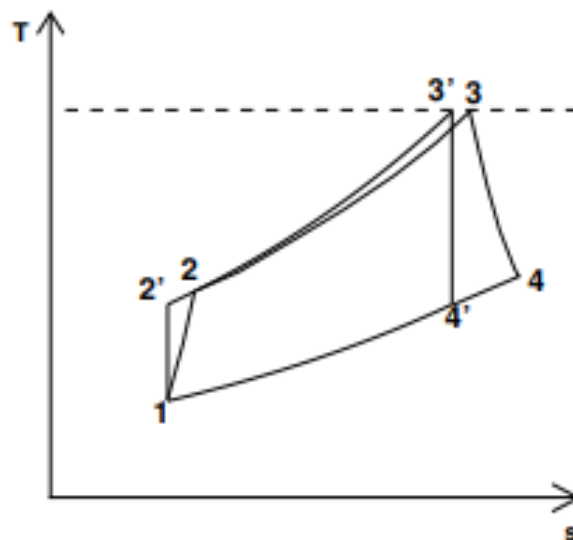


Figura 1.4: Confronto cicli ideale/reale

Attualmente si realizzano cicli Brayton con temperature massime dell'ordine dei 1000-1100 °C (1300 K) e pressioni di ingresso turbina di circa 40 Bar, con scarico in atmosfera (1 Bar, 300 K).

Un ciclo di Carnot operante fra le stesse temperature massima e minima, avrebbe un rendimento superiore al 75%, mentre un ciclo Brayton ideale ha rendimento del 60%, perché l'introduzione di calore avviene a temperature inferiori alla massima e lo scarico a temperature superiori alla minima.

Il rendimento delle macchine reali è molto più basso (circa 40%), per effetto delle varie tipologie di perdite, a seguito delle ipotesi sovraelencate.

## 1.2 Scambio energetico e rapporto di espansione

Dal punto di vista fluidodinamico, le turbine presentano meno problemi dei compressori:

1. Poiché in turbina il flusso realizza un'espansione, la pressione diminuisce e non si hanno quindi i problemi tipici del compressore assiale (stallo, distacco dello strato limite ecc.);
2. Poiché il gradiente di pressione è favorevole, si possono realizzare dei salti di pressione molto maggiori di quelli che si realizzano nei compressori;
3. Lo scambio di energia nell'unità di tempo (in particolare, lavoro scambiato per unità di portata di fluido) è pari alla variazione di entalpia totale del flusso, avendo supposto nullo lo scambio termico:

$$h_{02} = h_{01} + L$$

4. Poiché in turbina la velocità del flusso aumenta, è possibile realizzare deflessioni molto grandi (100° – 130°), al contrario di quanto si realizza invece nel compressore (circa 35°).

I maggiori problemi che si riscontrano nelle turbine sono legati alla temperatura, in quanto si è visto, dall'analisi del ciclo termodinamico, che per migliorare le prestazioni, si cerca di operare alle massime temperature tollerabili dalle turbine.

Si vuole ora vedere più in dettaglio come viene scambiata l'energia tra macchina e fluido nel rotore. Ciò verrà fatto attraverso uno studio semplificato del flusso nel rotore. Si considera un tubo di flusso di portata che entra nella macchina ad una distanza media dall'asse, ad una velocità che può essere scomposta nelle sue componenti assiale, radiale e tangenziale:

$$u = u_a \hat{\mathbf{i}} + u_r \hat{\mathbf{r}} + u_t \hat{\mathbf{t}}$$

Si possono quindi scrivere le equazioni di conservazione di massa ed energia nelle ipotesi di flusso uniforme all'ingresso ed in uscita:

### 1.2.1 Equazioni del moto

#### Conservazione Massa

$$\dot{m} = \rho_1 u_{a1} A_1 = \rho_2 u_{a2} A_2$$

Indicando con  $r$  il raggio medio della corona circolare e  $\Delta r$  la distanza tra le circonferenze, possiamo scrivere l'area  $A$ :

$$A_1 = 2\pi r_1 \Delta r_1 \qquad A_2 = 2\pi r_2 \Delta r_2$$

#### Conservazione Energia

$$h_{02} - h_{01} = L \qquad (Q = 0)$$

#### Teorema del momento della quantità di moto

Per le macchine rotanti è conveniente esprimere l'equazione della dinamica attraverso il teorema del momento della quantità di moto:

*"La derivata rispetto al tempo del momento della quantità di moto rispetto ad un asse fisso di un corpo di massa  $m$ , è pari al momento, rispetto allo stesso asse fisso, delle forze esterne agenti su di esso".*

$$F = \frac{d}{dt}(mu)$$

Questa equazione può essere scritta, moltiplicando vettorialmente la distanza  $r$  dall'asse di rotazione, per il momento della forza rispetto all'asse (che è la componente assiale di tale momento):

$$C = (r \times F) \cdot \hat{\mathbf{i}} = \left[ r \times \frac{d}{dt}(mu) \right] \cdot \hat{\mathbf{i}}$$

Sviluppando le componenti del prodotto vettoriale, ricordando che le componenti della velocità sono definite come:

$$u_r = \frac{dr}{dt} \qquad u_t = r \frac{d\theta}{dt}$$

svolgendo il prodotto vettoriale, l'equazione diventa:

$$C = r \frac{d}{dt}(mu_t) + mu_t \frac{dr}{dt} = \frac{d}{dt}(mu_tr)$$

Considerando un volume di controllo, la coppia  $C$  si ottiene come la somma dell' integrale della variazione della grandezza nel volume, ed il flusso di tale grandezza per la superficie di controllo. Si ottiene che la coppia applicata all'albero è quindi:

$$C = \dot{m}r_2u_{t2} - \dot{m}r_1u_{t1}$$

L'unica componente di velocità che viene modificata dallo scambio energetico è quella tangenziale.

### Equazione di Eulero per le Turbomacchine

Se la turbomacchina ruota con velocità angolare  $\omega$ , la potenza scambiata tra macchina e fluido è:

$$L = C \cdot \omega \rightarrow L = \Delta h_0 = h_{02} - h_{01} = \frac{L}{\dot{m}} = \frac{C\omega}{\dot{m}} \rightarrow \Delta h_0 = \omega r_2 u_{t2} - \omega r_1 u_{t1}$$

Ponendo  $U$  la velocità con cui il disco si muove a distanza  $r$ ,  $U = \omega r$ :

$$\Delta h_0 = U_2 u_{t2} - U_1 u_{t1}$$

L'equazione di Eulero mette in relazione il rapporto di temperature (e quindi di pressioni) attraverso una turbina o un compressore con la velocità di rotazione della macchina e

la variazione del momento della quantità di moto della portata unitaria. Nel caso della turbina, il momento della quantità di moto diminuisce quando il flusso attraversa un rotore, in quanto si ha  $\Delta h_0 < 0$ , cioè il lavoro è fatto dal fluido.

Con riferimento alla Fig.1.5, in cui per semplicità è rappresentato uno stadio di turbina assiale, si osservano la nomenclatura impiegata, i triangoli di velocità e lo scambio energetico  $\Delta h_0$  in uno stadio di turbina assiale

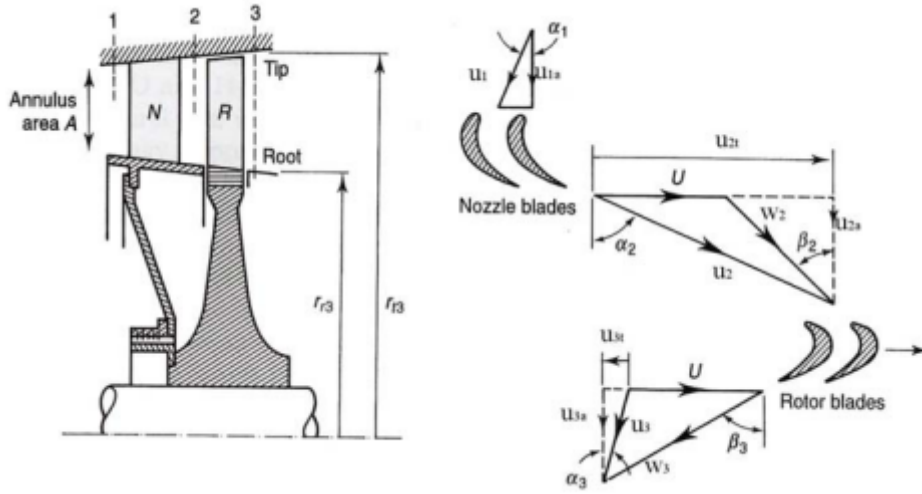


Figura 1.5: Stadio turbina assiale e triangoli di velocità

Il gas entra nello statore (ugello di turbina) a pressione e temperatura statiche  $p_1$  e  $T_1$ , ad una velocità assoluta  $u_1$  con un angolo  $\alpha_1$  rispetto alla direzione assiale. Nello statore il gas subisce un'espansione ed una deviazione: in uscita, i valori  $p_2$  e  $T_2$  risultano più bassi, mentre la velocità assoluta  $u_2$  è aumentata, ed esce con un angolo  $\alpha_2$ . All'ingresso del rotore il gas assume una velocità relativa  $w_2$  ed un angolo  $\beta_2$  dati dalla composizione vettoriale tra la velocità assoluta  $u_2$  e la velocità tangenziale delle pale  $U$ . Nei canali rotorici il gas viene nuovamente deviato e solitamente continua l'espansione, uscendo a valori  $p_3$  e  $T_3$ , con velocità relativa  $w_3$  aumentata e con velocità assoluta  $u_3$  che, sotto le ipotesi di stadio ripetuto, è uguale ad  $u_1$  (e quindi anche  $\alpha_3 = \alpha_1$ ).

La velocità tangenziale  $U$  aumenta all'aumentare del raggio e, di conseguenza, i triangoli di velocità variano passando dalla radice all'estremità della pala.

È consuetudine perciò fare riferimento, quanto meno per una prima analisi preliminare, ad una distanza costante dall'asse di rotazione nel disegnare i triangoli (tipicamente si sceglie il raggio medio). Riferendosi alla figura seguente, relativa ad un'analisi a raggio medio, sono mostrate le condizioni termofluidodinamiche del flusso in ogni stazione di un generico stadio:

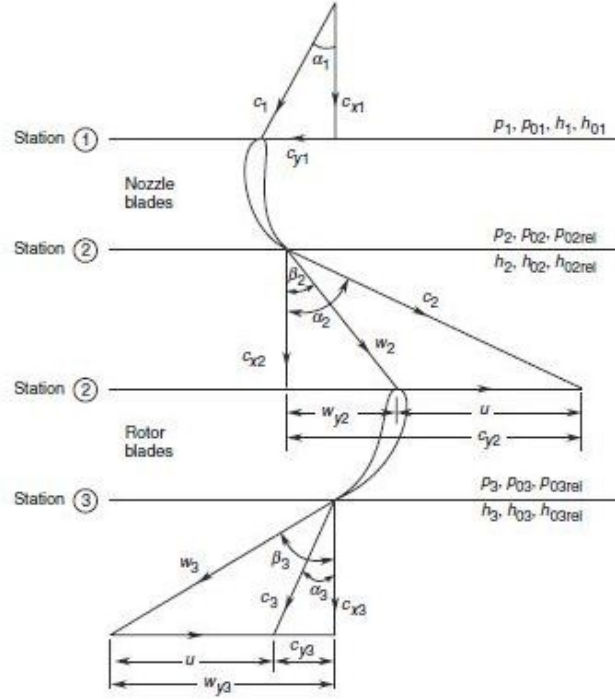


Figura 1.6: Triangoli di velocità per stadio di turbina assiale

Lo scambio di energia nell'unità di tempo (in particolare, lavoro scambiato per unità di portata di fluido) è pari alla variazione di entalpia totale del flusso, avendo supposto nullo lo scambio termico.

Questa equazione vale anche per il rotore di una turbomacchina

$$\Delta h_0 = c_P(T_{01} - T_{03}) = c_P(T_{02} - T_{03}) = c_P(T_2 - T_3) + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2} = (h_2 - h_3) + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2}$$

$$\Delta h_0 = U(u_{t2} - u_{t3})$$

$$\Delta h_0 = \frac{u_2^2 - u_3^2}{2} + \frac{w_3^2 - w_2^2}{2}$$



e, con riferimento agli angoli:

$$\begin{aligned} u_{t2} &= u_a \tan \alpha_2 & w_{t2} &= u_a \tan \beta_2 \\ u_{t3} &= u_a \tan \alpha_3 & w_{t3} &= u_a \tan \beta_3 \end{aligned}$$

Si ha la seguente relazione:

$$\Delta h_0 = U u_a (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) = U u_a (\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Per quanto riguarda il rapporto di espansione dello stadio, a partire dal rendimento:

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03is}} \quad \Delta h_0 = c_P (T_{01} - T_{03})$$

si ottiene:

$$\frac{1}{p_{01}/p_{03}} = \left[ 1 - \frac{\Delta h_0}{c_p \eta_t T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Il rapporto di pressione di uno stadio include le variazioni di pressione sia attraverso il rotore sia attraverso lo statore.

In entrambi i casi i processi non sono isoentropici, ciò implica che il rendimento dello stadio sia inferiore ad 1.

### 1.3 Parametri adimensionali

Sono tre i parametri adimensionali che sono utili nella progettazione preliminare. Il primo (flow coefficient  $\varphi$ ) è il rapporto tra la componente assiale della velocità in ingresso al rotore  $u_a$  e la velocità tangenziale  $U$ :

$$\varphi = \frac{u_a}{U}$$

Il secondo (stage loading coefficient  $\psi$ ) esprime la capacità di uno stadio di compiere lavoro, ed è dato dal rapporto tra lo scambio energetico specifico elaborato dallo stadio  $\Delta h_0$  ed il quadrato della velocità periferica  $U$ :

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} = \frac{u_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Si può notare quindi come tale parametro sia funzione del flow coefficient.

Si è detto come il lavoro venga raccolto dal solo rotore, ma si è anche detto come in realtà ciò avvenga attraverso due meccanismi di trasferimento di energia nel fluido, cioè variazioni di energia cinetica e variazioni di pressione. Ci si chiede a questo punto quale sia il contributo relativo di questi due meccanismi all'effettivo cambio di lavoro tra fluido e macchina.

Il terzo parametro (grado di reazione  $R$ ) valuta l'effetto di reazione, e cioè la variazione di pressione che si ha attraverso il rotore della turbomacchina. Più in generale si può definire il grado di reazione di una turbomacchina come il rapporto tra la variazione di entalpia statica nel rotore e la variazione di entalpia nell'intero stadio; indica quindi la ripartizione di tale salto tra la parte fissa e quella mobile:

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \xrightarrow{c_3=c_1} R = \frac{h_2 - h_3}{h_{01} - h_{03}} = \frac{h_{R02} - \frac{w_2^2}{2} - h_{R03} + \frac{w_3^2}{2}}{h_{01} - h_{03}}$$

Noti questi tre parametri, è immediato poter determinare gli angoli di flusso e, di conseguenza, il triangolo di velocità che caratterizza la singola schiera che, a questo punto, risulta essere univocamente determinato.

Inoltre è possibile esprimere questi parametri proprio in funzione degli angoli di flusso; essendo infatti la velocità periferica costante, la differenza tra velocità relative è uguale alla differenza delle rispettive componenti tangenziali, si può quindi scrivere tale differenza in funzione della velocità assiale (anch'essa supposta costante tra gli stadi) e gli angoli di flusso, ottenendo infine:

$$R = \frac{1}{2} + \frac{\varphi}{2} (\tan \beta_3 - \tan \alpha_2)$$

Per fissare questi tre parametri, al fine di massimizzare il lavoro estratto dalla turbina, si hanno due strade percorribili:

- Avere grandi velocità tangenziali  $U$ ;
- Avere grandi deflessioni del flusso.

Nel primo caso è da tener conto che vi sono limitazioni dovuti alla velocità di rotazione, che è limitata principalmente da tre fattori:

1. Condizione sonica sulla pala;
2. Resistenza meccanica del materiale alle forze centrifughe;
3. Accoppiamento con compressore.

Per estrarre più lavoro possibile, conviene avere allora grandi velocità assiali, che portano ad avere componenti assolute, e quindi tangenziali di velocità più elevate; inoltre, a parità di portata lavorata, una velocità assiale più elevata consente di realizzare turbine più compatte ( $A$  è minore), più piccole e quindi più leggere.

### 1.3.1 Casi Particolari

- $R = 0 \rightarrow |w_2| = |w_3| \rightarrow w_{t3} = -w_{t2} \rightarrow \beta_3 = -\beta_2$

Tutta l'espansione si realizza nello statore. È il caso di turbina ad azione o ad impulso. Le pale rotoriche sono simmetriche. I canali rotorici sono a sezione costante, quelli statorici convergenti. Il salto di pressione statica avviene tutto nello statore.

Nel caso di scarico assiale:  $u_{t3} = 0; w_{t3} = U \rightarrow u_{t2} = 2U \rightarrow \Delta h_0 = 2U^2$

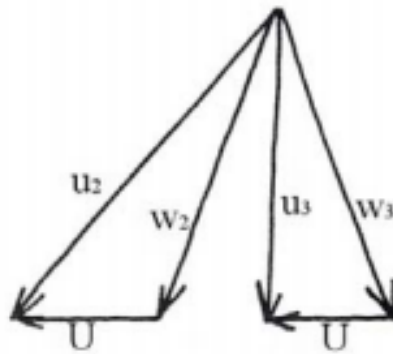


Figura 1.7: Triangolo di velocità turbina ad azione

- $R = 0.5 \rightarrow u_2 = w_3; u_3 = w_2 \rightarrow \alpha_2 = \beta_3 : \alpha_3 = \beta_2$

Triangoli Simmetrici. Palettature rotoriche e statoriche speculari. Canali rotorici e statorici convergenti. Diminuzione di pressione statica ugualmente ripartito tra rotore e statore.

Nel caso di scarico assiale:  $u_{t3} = 0; w_{t3} = U \rightarrow \Delta h_0 = U^2$

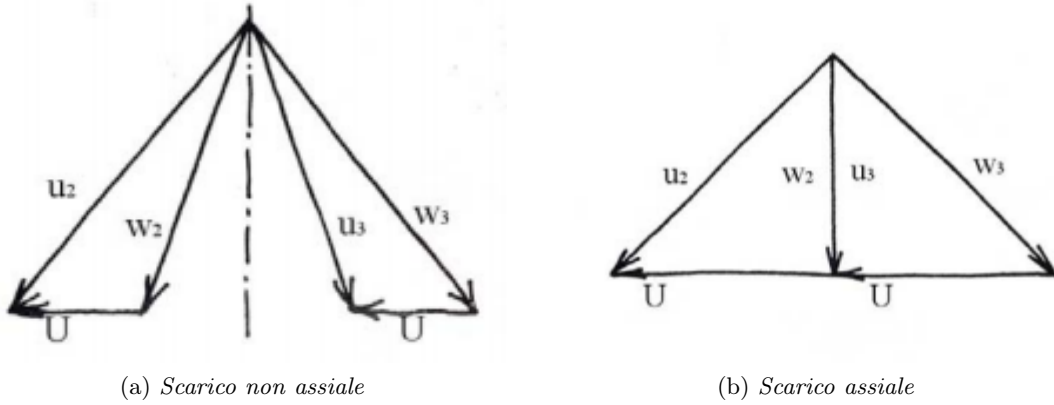


Figura 1.8: Triangoli di velocità turbina a reazione

Dai triangoli di velocità si può vedere che tanto più il grado di reazione è prossimo allo zero, tanto maggiore è il lavoro estratto dallo stadio.

Facendo un confronto fra 2 triangoli di velocità a parità di  $w_3$ ,  $\varphi$ ,  $u$  ed angoli d'uscita, avere un grado di reazione più basso, si traduce nell'avere  $c_2$  maggiori e quindi un lavoro estratto maggiore. Questo implica meno stadi di turbina, ma anche delle velocità prossime al supersonico e quindi perdite più alte.

E' proprio per via di tali perdite che, di solito, non si lavora ad  $R = 0$  (turbina ad azione). A volte si può dare  $R = 0$  al primo stadio di turbina, in modo che le schiere successive lavorino a temperature molto più basse di quelle a cui lavora il primo stadio. Il vantaggio di questa configurazione è la semplicità del sistema di refrigerazione delle palette delle schiere.

Si possono quindi fare ulteriori considerazioni:

1. Aumentando la  $c_1$ , essendo i canali interpallari dei convergenti semplici, si presenta la condizione di choking;

2. Quando la sezione più piccola raggiunge la velocità sonica, siamo allora in condizione di carico limite, in cui una ulteriore diminuzione della pressione a valle non genera più un richiamo di portata. Il lavoro estratto dalla turbina allora cala;
3. Più gli angoli di uscita  $\alpha_2$  aumentano, più ci si avvicina alla condizione di carico limite. Ciò vuol dire che le deflessioni realizzabili hanno una limitazione.

## 1.4 Tipologie di turbine

Le turbine possono essere di diversi tipi e, come visto, sono destinate a diversi usi, dal campo aeronautico appunto, passando dal campo della generazione di energia a terra all'ambito spaziale e sono, di conseguenza, di forme e dimensioni differenti.

Di conseguenza esse possono essere classificate in base a diversi parametri come ad esempio in base alla geometria del flusso che le attraversa, oppure in base alla modalità di conversione dell'energia ecc [8]. Ci si soffermerà sulla prima tipologia di classificazione.

E' possibile distinguerle principalmente in tre categorie:

1. Turbina radiale, in cui il flusso che attraversa la macchina, ha una direzione radiale rispetto all'asse di rotazione della turbina;
2. Turbina assiale, quando il flusso scorre lungo l'asse di rotazione della turbina;
3. Turbina mista, quando il flusso assume una configurazione intermedia tra le due precedenti.

### 1.4.1 Turbina radiale

Una turbina si dice radiale quando la componente di portata di velocità del fluido, invece che parallela all'asse di rotazione della macchina, è ad esso ortogonale, ed è centrifuga o centripeta a seconda che il verso della componente di portata sia positivo verso la periferia o verso l'asse della macchina.

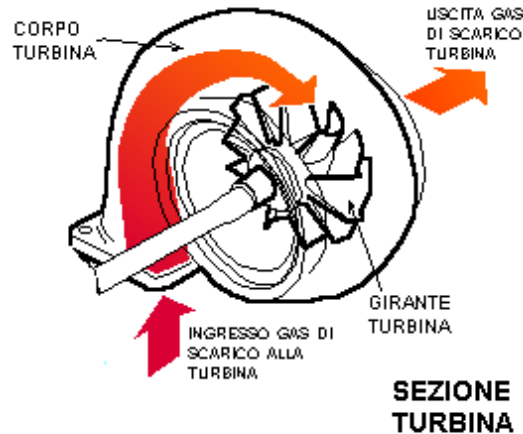


Figura 1.9: Schema turbina radiale

### Schema stadio

Le turbine radiali ad uno stadio vengono generalmente organizzate secondo uno schema centripeto misto con elevato rapporto tra raggio di ingresso (raggio esterno) e raggio di uscita (raggio interno), per sfruttare al massimo, come visto, la caduta di entalpia. La direzione del flusso in ingresso è radiale (centripeta), mentre in uscita il fluido ha direzione praticamente assiale (subisce una deviazione di circa  $90^\circ$  all'interno della macchina) [10]. È questo il caso delle piccole turbine a gas e di molte turbine idrauliche.

Nel caso delle turbine a vapore, invece, avendo problemi di smaltimento di portata in volume assai più gravosi (considerati i rapporti d'espansione ed il tipo di fluido, la variazione di volume massico durante l'espansione del vapore è superiore di due ordini di grandezza rispetto al gas), l'organizzazione centripeta non è conveniente: riducendosi il raggio lungo il percorso del fluido, si dovrebbero prevedere palette con dimensione trasversale crescente in maniera troppo rapida. Si preferisce allora generalmente l'organizzazione centrifuga, frazionando la caduta in molti stadi aventi rapporti tra raggio interno ed esterno poco diversi dall'unità.

È abbastanza comune la pratica, favorita dall'organizzazione radiale, di realizzare giranti controrotanti, nelle cosiddette turbine birotative, per le quali quindi non è più possibile parlare di palette “fisse” distributrici e di palette “mobili” che raccolgono lavoro:

ambedue i tipi di palettatura ruotano, con velocità periferica l'una opposta all'altra, e raccolgono lavoro. I due alberi controrotanti sono collegati in genere a due distinti generatori elettrici.

### 1.4.2 Turbina Assiale

Si dice invece assiale, la turbina in cui la direzione della velocità del fluido è parallela all'asse di rotazione dell'albero.

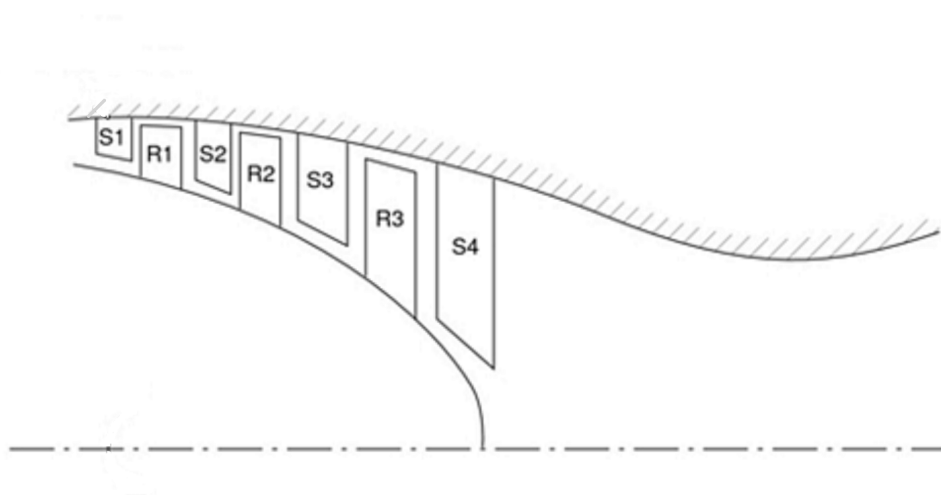


Figura 1.10: Schema turbina assiale

Le principali proprietà delle turbine assiali sono le seguenti:

- Maggiore portata  $\rightarrow$  minore peso per unità di spinta e resistenza (rispetto a turbina radiale);
- Salti di pressioni minori delle radiali ma possibilità di pluristadio;
- Il rapporto di pressione di uno stadio turbina assiale è all'incirca pari a quello di uno stadio di un compressore centrifugo;
- Dal punto di vista fluidodinamico meno problemi dei compressori (gradiente di pressione favorevole);

- Il fluido può sopportare deviazioni maggiori;
- I problemi maggiori con la turbina sono relativi alle elevate temperature del flusso.

Come per le altre turbomacchine, si può analizzare il comportamento del singolo stadio, costituito da uno statore seguito da un rotore. In questo caso, diversamente dal compressore, lo statore è un ugello, cioè converte energia termica in energia cinetica e precede il rotore dove l'energia cinetica viene spesa per compiere lavoro sulla macchina. Lo scambio energetico si calcola con la formula di Eulero ma ora  $\Delta h_0 < 0$  e nell'ipotesi di velocità radiale nulla e assiale costante:

$$\Delta h_0 = \Delta U u_t = U \Delta u_t = U(u_{t3} - u_{t2})$$

Il funzionamento delle turbine assiali può essere suddiviso in base alla modalità di conversione dell'energia; considerando un generico stadio, esistono le turbine ad azione e quelle a reazione:

- Nelle turbine ad azione, l'espansione del fluido avviene solo nello statore;
- Nelle turbine a reazione, l'espansione avviene in parte nello statore ed in parte nel rotore, con una percentuale che è data dal grado di reazione  $R$ , che indica, come detto, il rapporto tra espansione nel rotore ed espansione nello stadio.

### **Turbina ad azione**

Lo stadio di turbina assiale semplice ad azione è l'elemento base nello studio delle turbine, e può trovare impiego sia nelle turbine a vapore sia nelle turbine a gas, anche se le sue peculiarità lo rendono particolarmente adatto alla zona di alta pressione delle turbine a vapore.

Esso è costituito come tutti gli stadi di turbina, da una palettatura fissa (statore) e da una rotante (rotore), ma è caratterizzato dal fatto che tutta la caduta di entalpia disponibile avviene attraverso lo statore; ciò equivale a dire che l'espansione ha luogo solo nello statore, mentre la pressione a monte e a valle del rotore è la stessa.



Il rotore dunque subisce soltanto l'azione del fluido che si è espanso completamente attraverso lo statore (si vedrà in seguito come nelle turbine a reazione l'espansione avvenga anche nel rotore).

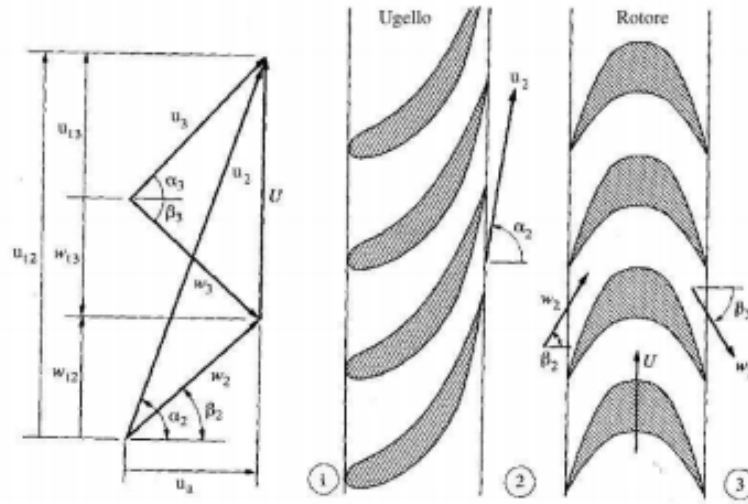


Figura 1.11: Schema turbina ad azione

La portata in massa che attraversa la macchina può essere così espressa:

$$\dot{m} = \pi d_m l_1 c_{a1} \rho_1 \zeta$$

- $d_m$  Diametro medio della palettatura;
- $l_1$  Altezza della paletta all'ingresso del rotore;
- $c_{a1}$  Componente assiale della velocità assoluta  $c_1$ ;
- $\rho_1$  Densità del fluido all'ingresso del rotore;
- $\zeta$  Coefficiente di ingombro (perdita di portata per la presenza delle palette).

Noto il valore della portata in massa, la potenza interna può essere così calcolata:

$$P = \dot{m}L$$

Solitamente la portata elaborata è vincolata dal circuito nel quale la macchina è inserita; a volte, dunque, è possibile incrementare la potenza prodotta solo aumentando il lavoro massico, e quindi il salto entalpico elaborabile  $\Delta h_{is}$ .

Tale salto entalpico in condizioni ideali di massimo rendimento è dato dalla seguente espressione:

$$|\Delta h_{is}| = L_1/\eta_{\Theta_i} = 2u_2/\eta_{\Theta_i}$$

$$\eta_{\Theta_i} = L/c_{21,is}/2$$

Con  $\eta_{\Theta_i}$  rendimento isoentropico.

L'unico modo per incrementare il salto entalpico elaborabile è quello di far crescere la velocità periferica  $U$ , visto che non conviene far diminuire  $\eta_{\Theta_i}$ .

La velocità periferica  $U$  vale:

$$U = \pi d_m n$$

Sia il numero di giri, sia il valore del diametro medio, sono comunque limitati; ciò rende quindi molti difficile aumentare il salto entalpico.

Viste le limitazioni sul salto entalpico elaborabile dal singolo stadio di una turbina, nasce l'esigenza di soluzioni costruttive diverse, che prevedano più stadi in serie. A seconda di come avvenga l'integrazione dei differenti stadi di turbina ad azione si parla di

- Turbine a salti di velocità;
- Turbine a salti di pressione.

### **Turbina a salti di velocità**

La turbina ad azione a salti di velocità si presenta caratterizzata da una palettatura statica unica, come nello stadio semplice, seguita da due o più palettature mobili separate da

raddrizzatori, il cui scopo è semplicemente quello di deviare ed indirizzare opportunamente la corrente, senza essere sede di espansione.

Il lavoro elaborato è la somma dei lavori scambiati in ciascuno stadio:

$$L_i = L_{i,1} + L_{i,2}$$

Il lavoro elaborato in condizioni di massimo rendimento è pari a

$$L = 2U^2 z^2$$

Risulta evidente come, a parità di condizioni di ingresso ( $c_1$ ), conviene che la macchina lavori a velocità  $U$  inferiori rispetto alla turbina semplice, oppure, a parità di velocità di funzionamento  $U$ , si possano elaborare salti di entalpia maggiori. Sembrerebbe dunque conveniente aumentare il più possibile il numero di salti di velocità.

Dai triangoli delle velocità è possibile trarre un'ulteriore informazione su come il lavoro sia distribuito tra i diversi stadi: facendo ancora riferimento al tipico caso di 2 salti, si vede come la maggior parte di esso sia elaborato dal primo stadio, mentre il secondo offre un contributo minore.

Nel funzionamento reale, a differenza che nel caso ideale, il beneficio legato all'aumento del numero di salti di velocità è mitigato dalle perdite fluidodinamiche che si verificano all'interno delle varie palettature. Il triangolo delle velocità mette in risalto le successive riduzioni di velocità dovute ai coefficienti  $\psi$  e  $\varphi$  nelle palettature fisse e mobili: il lavoro, ed anche il rendimento massimo, tendono a ridursi all'aumentare del numero di salti (anche se per bassi valori del rapporto  $U/c_1$  la convenienza rimane).

### **Turbina a salti di pressione**

La turbina ad azione a salti di pressione è costituita da una successione di stadi ad azione (in genere semplici) disposti in serie, ciascuno dei quali riceve il gas scaricato dal precedente; i rotori sono calettati sullo stesso albero. L'espressione "a salti di pressione" deriva dal fatto che l'espansione (ed il salto entalpico) si suddivide tra i vari stadi.

La cassa della turbina si presenta suddivisa in un certo numero di camere attraversate dall'albero motore attraverso setti (in genere tenute a labirinto) che fanno tenuta

sull'albero stesso (nella turbina ad azione a salti di velocità questi setti non sono necessari). In ogni statore si realizza una frazione della caduta entalpia complessiva: in questo modo è possibile ottenere velocità del gas più modeste rispetto al caso di una turbina a salti di velocità, con sensibile vantaggio per il rendimento del singolo elemento (le perdite per attrito fluidodinamico sono proporzionali al quadrato delle velocità del gas) e per le sollecitazioni delle palette (per il minor valore necessari di  $u$ ).

Rispetto alle macchine a salti di velocità, inoltre, si riscontra il vantaggio che una parte delle perdite che si verificano nei primi stadi, può essere recuperata nelle espansioni successive. Disponendo poi gli statori di seguito ai rotori in modo opportuno, si riesce recuperare, almeno in parte, l'energia cinetica di scarico dei rotori stessi.

Il funzionamento dei vari stadi è dunque analizzabile con i criteri esposti per lo stadio semplice; l'unica differenza che può esistere è legata all'eventuale ricupero dell'energia cinetica di scarico di un elemento da parte dello stadio successivo, se lo statore di quest'ultimo è posto molto vicino al rotore del precedente.

Di questo va tenuto conto nella espressione del rendimento di uno degli stadi intermedi, che in questo caso va così scritta:

$$\eta_{\Theta i} = L_i / L_{i,is}$$

nella quale il lavoro ha la stessa espressione ricavata per lo stadio singolo.

### **Turbina a reazione**

Lo stadio di una turbina assiale a reazione differisce da quello di una ad azione per il fatto che in esso l'espansione del fluido avviene anche nel rotore, oltre che nello statore. Questo comporta un aumento della velocità relativa, che pertanto all'uscita del rotore risulta maggiore che all'ingresso.

La caduta di entalpia avviene dunque anch'essa sia nello statore che nel rotore, e la caduta complessiva nello stadio è la somma delle due. Solitamente gli stadi a reazione sono gli ultimi.

Si definisce in questi stadi un grado di reazione come il rapporto tra la caduta di entalpia nel rotore e la caduta complessiva.

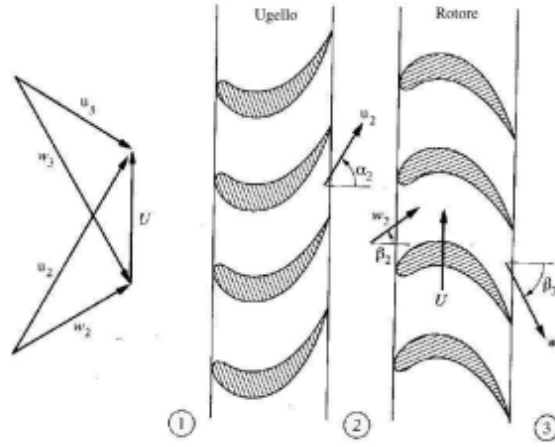


Figura 1.12: Schema turbina a reazione

Nel funzionamento ideale il salto di entalpia elaborato tra statore e rotore vale:

$$\Delta h_{is} = c_{12}/2 + w_{22}/2 - w_{12}/2$$

I triangoli della velocità di questo tipo di turbina in genere hanno la stessa componente assiale in ingresso ed in uscita rotore, e spesso sono "simmetrici".

L'espressione del lavoro diventa:

$$L_{ott} = u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)$$

mentre quella del rendimento:

$$\eta_{\Theta i} = \frac{2u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)}{c_1^2 + u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)} = 2 \frac{\left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}}{\left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1} + 1}$$

Il rendimento non è dunque più una funzione parabolica di  $u/c_1$  come lo era per le turbine ad azione, ma è ancora rappresentato da una curva simmetrica rispetto all'ascissa media (che è anche l'ascissa del punto di massimo). Il valore ottimo del rapporto  $u/c_1$  (a parità di  $\alpha_1$ ) risulta doppio rispetto a quello della turbina ad azione, mentre il rendimento massimo risulta poco più elevato (in virtù del maggior rendimento, gli stadi a reazione sono più adatti ad elaborare bassi salti entalpici). La curva del rendimento, inoltre, appare

più “piatta” per lo stadio a reazione, denotando una maggiore flessibilità di utilizzo di quest’ultima. Nelle condizioni di massimo rendimento, la velocità  $c_2$  in uscita è ancora assiale; in questo caso il lavoro elaborato vale

$$(L_{ott})_{n,max} = u^2$$

Generalmente, i motori aeronautici di ultima generazione sono costituiti da un blocco bialbero, costituito da un albero di alta pressione, il quale collega la turbina di alta pressione HPT ed il compressore di alta pressione, e da un albero di bassa pressione, che lega turbina di bassa pressione LPT e fan.

Prendendo come riferimento proprio gli esoreattori aeronautici, la funzione di tali turbine è proprio quella di estrarre dal fluido la potenza sufficiente per alimentare il combustore ed il fan. È molto importante che tale conversione avvenga nel modo più efficiente possibile, per far sì che il flusso presenti le condizioni di portata e potenza ideali da assicurare il perfetto funzionamento del ciclo termodinamico, in quanto l’ottimo funzionamento di ciascun componente è strettamente legato a quello di tutti gli altri.

Questo è il motivo per cui la progettazione preliminare dei componenti aerodinamici è un passaggio fondamentale per lo sviluppo del propulsore ed è alla base della progettazione di tutti gli altri sistemi dell’intero propulsore.

Sebbene non sia raro trovare casi di turbine radiali, la maggior parte delle turbine utilizzate in campo aeronautico è di tipo assiale; ciò è principalmente dovuto al fatto che, per un dato diametro, esse sono in grado di processare una portata d’aria notevolmente superiore, si raffreddano più velocemente e sono più adattabili alle configurazioni multi-stadio, in cui due o più stadi vengono calettati in serie sullo stesso albero, che raccoglie l’intera potenza messa a disposizione dalla turbina.

La schiera statorica ha il compito di deviare e indirizzare il flusso, in modo che questo arrivi con sufficiente velocità tangenziale al rotore; il rotore, invece, è il vero e proprio organo motore della turbina, essendo predisposto ad estrarre, dall’altissima quantità di moto del fluido in uscita dallo statore, il salto entalpico voluto, da convertire in energia meccanica. Tipicamente i propulsori moderni sono costituiti da due o più moduli di turbina, al fine di ottimizzare il punto di lavoro.

Il primo modulo, a valle della camera di combustione, è costituito dalla Turbina di Alta Pressione, in inglese High Pressure Turbine (HPT), e serve a trascinare il compressore di alta pressione (HPC). A causa delle gravose condizioni operative in termini di temperatura ( $1900\text{ K}$ ), pressione ( $40\text{ bar}$ ) e velocità di rotazione ( $10000\text{ rpm}$ ), per le palettature di questa turbina servono materiali particolarmente resistenti, quali superleghe di Nichel o Cobalto a solidificazione direzionale o monocristallina.

Il fluido, dopo aver perso buona parte della sua energia nella HPT, entra quindi nella turbina di bassa pressione, Low Pressure Turbine o LPT, che si trova a lavorare in condizioni di pressioni e temperature molto più basse. Per estrarre la potenza necessaria, essa è solitamente costituita da più stadi, fino a 6 o 7 nei maggiori propulsori moderni, ed è realizzata in leghe di Alluminio - Titanio o in acciaio. La turbina di bassa pressione serve a fornire la potenza necessaria per il trascinamento del fan o della gearbox. Confronto tra turbine ad azione e a reazione:

- Per un'assegnata velocità della ruota, la turbina ad azione dà la massima potenza (proporzionale a  $\omega^2(1 - R)'$ ) ed ha la minima temperatura totale nel rotore (quindi maggiore  $\omega$  o  $T_4$  possibile) rispetto al caso di  $R = 0.5$ . Si può vedere infatti che la temperatura totale nel rotore cresce con  $R$ ;
- Lo svantaggio è che  $\eta_{st}$  tende ad essere inferiore rispetto ad una turbina ad  $R = 0.5$ , questo perché i Mach sono più alti ed anche perché i rotori operano senza il beneficio del gradiente di pressione favorevole;
- In pratica turbine ad azione sono spesso usate in motori ad elevato rapporto spinta/peso perché le loro proprietà riducono il numero di stadi e quindi il peso;
- In alcuni casi i primi stadi sono ad azione per ridurre il numero di stadi raffreddati;
- Gli aerei da trasporto, che richiedono motori molto efficienti, hanno  $0.3 < R < 0.5$ .

## Capitolo 2

# Modelli di Perdita

Con il termine perdita si intende quantificare la parte di energia cinetica e potenziale del fluido che non viene scambiata con l'organo motore della turbina a causa di fenomeni dissipativi e che quindi rappresenta una “perdita” di lavoro utile, in quanto il lavoro effettivamente scambiato risulta minore rispetto a quello stimato nel ciclo ideale di funzionamento. Conoscere le cause che portano alla genesi di tali perdite consente una loro possibile riduzione, con conseguente aumento dell'efficienza globale della turbomacchina stessa. Le perdite possono essere espresse in diversi modi, in termini di perdita di efficienza, di pressione totale, in termini di produzione di entropia ecc...

Schiera Statorica	Schiera Rotorica
$K_N = \frac{C_1}{C_{1,is}}$	$K_R = \frac{W_2}{W_{2,is}}$
$\xi_N = \frac{h_1 - h_{1,s}}{\frac{C_1^2}{2}} = \frac{h_1 - h_{1,s}}{h_{00} - h_1}$	$\xi_R = \frac{h_2 - h_{2,s}}{\frac{W_2^2}{2}} = \frac{h_2 - h_{2,s}}{h_{01,R} - h_2}$
$\Delta s_N = s_1 - s_0 = s_1 - s_{1,is} = R \ln \frac{p_{01}}{p_{01}}$	$\Delta s_R = s_2 - s_1 = s_2 - s_{2,is} = R \ln \frac{p_{02,R}}{p_{03,R}}$
$Y_N = \frac{p_{00} - p_{01}}{p_{01} - p_1} = \frac{p_{00} - p_{01}}{\frac{C_1^2}{2}}$	$Y_R = \frac{p_{01,R} - p_{02,R}}{p_{02,R} - p_2} = \frac{p_{01,R} - p_{02,R}}{\frac{W_2^2}{2}}$

Tabella 2.1: Tipologie di perdita

In particolare, un aspetto molto importante nello studio e nel perfezionamento delle turbomacchine è l'analisi delle perdite energetiche [11].



Solitamente si usa distinguere le perdite in diverse tipologie: si hanno perdite di tipo meccanico, principalmente dovute agli attriti con le componenti meccaniche quali dischi e cuscinetti, perdite strutturali ed aerodinamiche, che sono invece legate a tutti quei fenomeni che avvengono all'interno del tubo di flusso. Nello studio aerodinamico della turbina, si farà riferimento unicamente a quest'ultima categoria di perdite, in quanto strettamente connesse alla modellazione del profilo.

Il flusso è tridimensionale, viscoso e non stazionario, quindi molto complesso: si hanno fenomeni quali la separazione dello strato limite, la transizione tra flusso laminare e turbolento, gradienti di pressione, vortici, curvatura dei profili, onde d'urto, scie, flussi secondari. Pertanto si usa distinguere, all'interno delle perdite aerodinamiche, i fenomeni distribuiti da quelli localizzati, soprattutto alle estremità (o endwall). I fenomeni distribuiti comprendono perdite di profilo, di errata incidenza e onde d'urto, mentre tra quelle localizzate si annoverano le perdite dovute ai flussi secondari, alle cavità di ristagno, ai giochi alle estremità delle pale con mozzo e carcassa, e alle zone di interfaccia delle schiere.

## 2.1 Tipologie di perdita

Nel dettaglio, le tipologie di perdita più importanti sono:

- **Perdite di profilo:** sono perdite prodotte dalle dissipazioni di energia nello strato limite che si sviluppa lungo la superficie di contatto fluido-profilo, per effetto della viscosità del fluido; sono legate all'accrescimento ed alla separazione dello strato limite delle palette, della cassa (Endwall) e del tamburo (Hubwall); a tal proposito risultano molto importanti l'angolo di incidenza del flusso in ingresso al rotore ed il numero di Mach di quest'ultimo che, se elevati, contribuiscono notevolmente a questa tipologia di perdite.

È un fenomeno distribuito perché riguarda tutta l'altezza della pala.

Alla base di questo tipo di perdite vi sono fenomeni di tipo diffusivo e di attrito, il quale dipende dalla superficie bagnata totale delle pale, dalla rugosità e dalla velocità indisturbata del fluido. A parità di numero di pale, maggiori sono le deflessioni del

flusso, maggiori sono le perdite, ma a parità di deflessione, maggiore è il numero di pale e maggiori sono le perdite.

Ovviamente le cause di perdita sono differenti, ma bisogna trovare quindi il giusto compromesso in termini di solidità per minimizzarle.

La difficoltà principale che si riscontra nella predizione delle perdite di energia meccanica è legata al fenomeno della transizione dello strato limite da laminare a turbolento: infatti risulta molto difficile predire con esattezza la zona in cui avviene tale transizione, in particolare è difficile individuare quando e dove questa potrà verificarsi.

Le perdite di tipo diffusivo sono associate alla decelerazione del fluido, e, quelle maggiori, avvengono nella suction side del profilo, tra la gola ed il bordo di fuga; questo perché a valle della gola, il fluido nel canale interpale non è più guidato dalla pressure side della pala adiacente e quindi il mach all'uscita tende a decrescere ed il fluido a deflettere, lo strato limite quindi inspessisce (diviene turbolento) e avviene il distacco.

Il flusso da laminare può passare successivamente ad un regime separato a causa dei gradienti locali di pressione avversi che danno origine a bolle di ricircolo, che causano la transizione, con notevole incremento delle perdite di energia meccanica.

Le perdite dovute allo spessore finito della paletta al bordo d'uscita, che provoca separazione del flusso ed è la zona in cui avvengono interazioni tra le onde d'urto e le onde di espansione, sono di fatto accorpate alle perdite di profilo.

Ci sono dei parametri che tengono in conto della tendenza del profilo a causare perdite, e sono il *Diffusion Factor (DF)* e il *Diffusion Rate (DR)*:

$$DF = \frac{M_{max}}{M_{out}} - 1 \qquad DR = DF \frac{s_{TE}}{s_{TE} - s_{max}}$$

Altre perdite, meno importanti, si hanno al leading edge;

- **Perdite secondarie:** associate alla presenza di componenti tridimensionali di velocità all'interno dei canali interpalari (ovvero a componenti di velocità giacenti sul piano ortogonale alla direzione principale di deflusso) generate da squilibri tra forze di pressione e forze centrifughe; sono generate dal sistema di vortici che si vengono a creare all'interno del canale palare; La variazione di circolazione lungo lo span della paletta è il principale fattore che genera tali vortici.

Un secondo fattore di produzione di vorticità è il basso livello di energia cinetica della parte di flusso relativo allo strato limite che non permette il mantenimento dell'equilibrio tra forze centripete e forze di pressione. Di fatto vi è un impedimento del flusso a proseguire senza una deviazione verso il lato in aspirazione della paletta adiacente, perciò si viene a creare un movimento di flusso dal lato in pressione di una paletta verso quello in aspirazione dell'altra. In questo modo si dà origine ad un moto vorticoso, detto "Passage Vortex", responsabile della diffusione di energia nel canale, e di una notevole perdita di energia meccanica.

Il vortice a staffa (horse-shoe vortex), invece, si forma quando il flusso indisturbato proveniente da monte incontra la paletta. La zona in cui il fenomeno ha origine è il bordo d'attacco della paletta, dove il flusso dello strato limite, a causa del gradiente di velocità di cui è dotato nell'impatto con la paletta della turbina, genera un moto vorticoso definito "Leading Edge Vortex". Tale vortice si separa in due parti che proseguono, il primo sul lato in aspirazione della pala, il secondo sul lato in pressione. Questi interagiscono in maniera diversa con il "Passage Vortex" in quanto il primo viene trascinato da quest'ultimo, mentre il secondo ne viene avvolto. Tutto ciò comporta un aumento di entropia e quindi delle perdite energetiche considerevoli.

Di notevole importanza è anche l'interazione tra lo strato limite delle palette con quello delle pareti terminali (la cassa nel caso del rotore o il tamburo nel caso dello statore), il quale provoca una perdita di energia meccanica. Tale fenomeno, è funzione del numero di Reynolds (quindi spessore strato limite) e dello spessore del LE. Un altro parametro che incide in modo significativo è l'Aspect Ratio, in quanto, una pala allungata è soggetta a questi fenomeni in percentuale minore rispetto ad

una pala più tozza (è uno dei motivi per cui tali effetti sono maggiori nelle HPT);

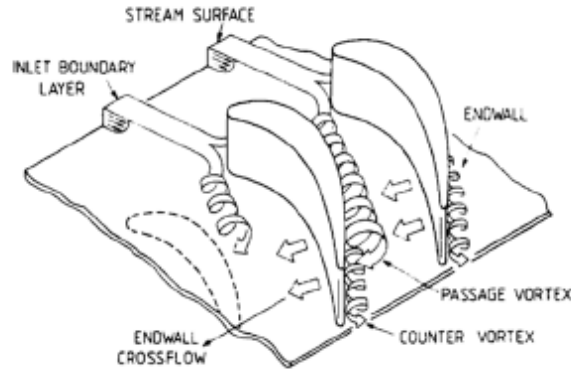


Figura 2.1: Formazione di vortici dovuti alle perdite secondarie

- **Perdite per urto:** legate alla dissipazione viscosa associata alla formazione di onde d'urto (shock wave), che si generano in regimi transonici o supersonici, in prossimità del bordo d'uscita delle palette; ciò può portare all'accrescimento dello strato limite locale o addirittura alla completa separazione dello stesso, in quanto l'onda d'urto è associata ad un gradiente di pressione avverso molto elevato.
- **Perdite per trafilamento:** legate alla presenza di un gioco tra rotore e cassa o statore e tamburo. Tale gioco provoca il trafilamento di una certa portata d'aria che non contribuisce allo scambio energetico con il rotore, facendo diminuire pertanto l'efficienza della turbomacchina stessa. Tali giochi non possono essere nulli per motivi meccanici.

Le perdite dovute alle “clearance” che sono comprese tra l'estremità superiore della pala e la cassa della turbina vengono definite come un contributo separato dagli altri e vengono chiamate “Tip Leakage losses”. Come anticipato, il gioco esistente tra rotore e cassa (Tip clearance) non può essere completamente eliminato poiché è necessario per evitare il loro strisciamento (Rubbing), pertanto non si realizza mai un montaggio con interferenza. Tipicamente la lunghezza del gioco d'estremità è dell'ordine del millimetro, pertanto a primo impatto verrebbe da dire che il suo contributo nelle perdite globali sia trascurabile. Dalle analisi sperimentali invece

risulta essere una delle cause principali della diminuzione dell'efficienza globale delle turbomacchine, pertanto il suo studio è fondamentale per poter ottimizzare il funzionamento delle stesse.

Analizzando gli effetti del tip clearance sul flusso in ingresso alla paletta, è possibile notare che esistono due tipologie di perdite associate necessariamente a due tipi di flusso:

1. Direct tip leakage flow;
2. Indirect tip leakage flow

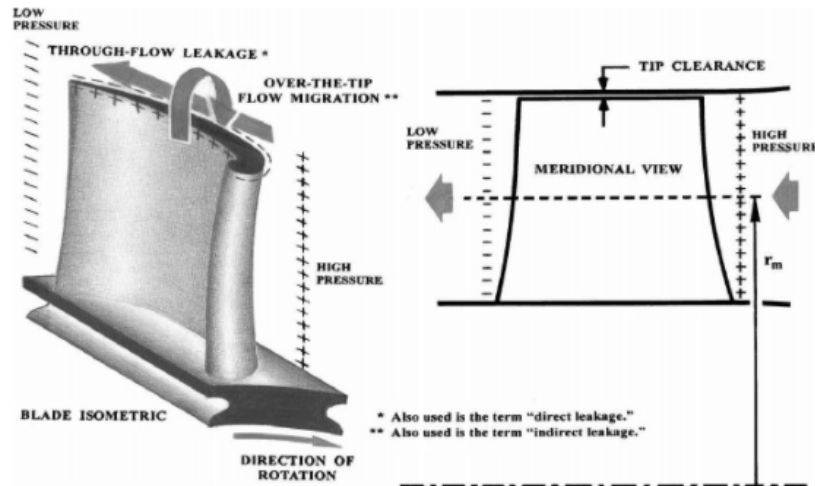


Figura 2.2: Direct ed indirect tip leakage flow

Il Direct tip leakage flow, come si può ben vedere dalla Fig. 2.2, è il flusso che trafile attraverso il gioco di estremità a causa della differenza di pressione tra monte e valle della paletta rotorica; tale gap di pressione viene comunemente definito driving force. Una particolarità di questo flusso è che esso attraversa il gioco senza essere deviato o inflesso, quindi non partecipa al meccanismo dello scambio energetico.

Come si può facilmente dedurre, il Direct tip leakage flow è diverso nel caso in cui si stia considerando una turbina assiale o un compressore assiale: infatti nel primo caso esso ha lo stesso verso del flusso principale (mainstream flow), poiché in un

generico stadio di turbina la pressione va diminuendo da monte a valle, mentre nel secondo caso esso ha verso opposto rispetto al flusso principale.

L'indirect tip leakage flow nasce dalla differenza di pressione tra il dorso (suction surface) ed il ventre (pressure surface) della paletta rotorica. Tale differenza di pressione nasce dal fatto che la paletta è progettata per essere un corpo aerodinamico, pertanto genera portanza; ciò implica che la pressione al ventre sia maggiore, rispetto quella al dorso; questo gap di pressione è amplificato in corrispondenza del picco di aspirazione, dove si ha la massima depressione.

Naturalmente, come il Direct tip leakage flow, anche questo flusso non partecipa al meccanismo dello scambio energetico pertanto è fonte di diminuzione dell'efficienza globale.

È necessario, nelle analisi da effettuare, tenere conto della presenza di eventuali effetti viscosi all'estremità della paletta stessa (per esempio quelli legati alla presenza dello strato limite della cassa o della paletta). Tenendo in considerazione la viscosità, la quale inevitabilmente è presente al tip della paletta, un altro parametro molto importante è l'altezza del tip clearance (Clearance height), cioè del gioco all'estremità superiore.

Infatti per giochi estremamente piccoli, si ha che la velocità e la portata massica dell'indirect tip leakage flow rimangono entro un certo valore minimo, mentre all'aumentare dei giochi si ha un progressivo aumento della velocità dell'indirect tip leakage flow ed un più marcato incremento della portata massica di quest'ultimo.

Il metodo che sembra più ovvio per ridurre l'indirect tip leakage flow è separare fisicamente il dorso dal ventre, in modo da ridurre la differenza di pressione tra le due superfici.

Il principio di funzionamento che vi è alla base è lo stesso degli winglets nelle ali, cioè ridurre l'entità del flusso che, per effetto del gap di pressione tra le due superfici dell'ala, tende ad andare dal ventre al dorso, con conseguente aumento della resistenza aerodinamica.

Le possibili strategie comunemente adottate, permettono di poter distinguere la suddivisione delle palette di una macchina in due categorie:

1. Palette rivestite (Shrouded blades);
2. Palette non rivestite (Unshrouded blades).

Per ridurre l'intensità dell'indirect tip leakage flow è quindi necessario utilizzare delle palette rivestite, isolando così dorso e ventre delle stesse.

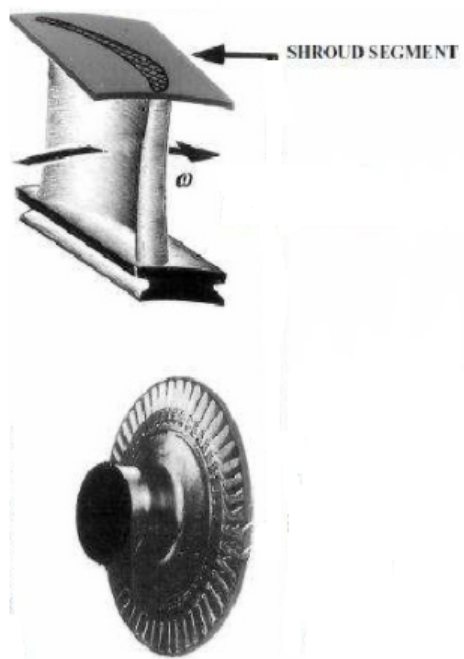


Figura 2.3: Esempio palettatura shrouded

Si analizza ora ciò che tale flusso secondario provoca a valle della pala.

Volendo analizzare la velocità totale all'interno della tip clearance ( $Q$ ), è possibile considerarla come la risultante tra la velocità dell'indirect tip leakage flow ( $Q_L$ ), già descritta precedentemente, e la velocità primaria (Primary or inviscid velocity,  $u_p$ ), definita come la velocità del flusso principale in assenza di gioco all'estremità.

Una rappresentazione molto dettagliata di quanto detto è data dalla Fig 2.4:

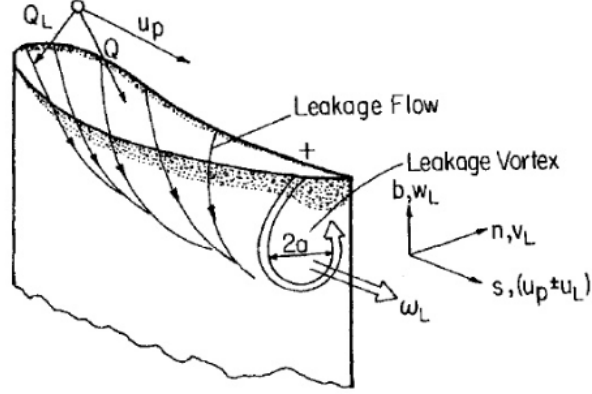


Figura 2.4: Formazione vortici a valle della pala

Come si può osservare, il tip leakage flow tende ad arrotolarsi su sè stesso, formando così un vortice (Tip leakage vortex). Un'ottima visualizzazione del tip leakage vortex è data, in dettaglio, dalla Fig. 2.5 seguente, nella quale è rappresentata anche la geometria del tubo vorticoso; inoltre viene evidenziato l'effetto del rapporto tra la il tip clearance (gap) e la corda del profilo.

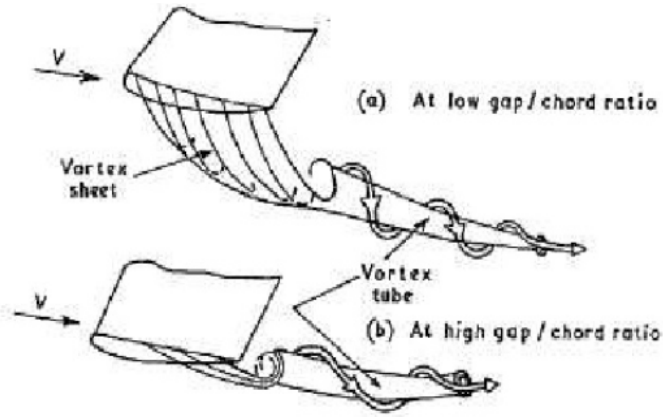


Figura 2.5: Variazione del tip leakage vortex in funzione del rapporto  $\frac{gap}{corda}$

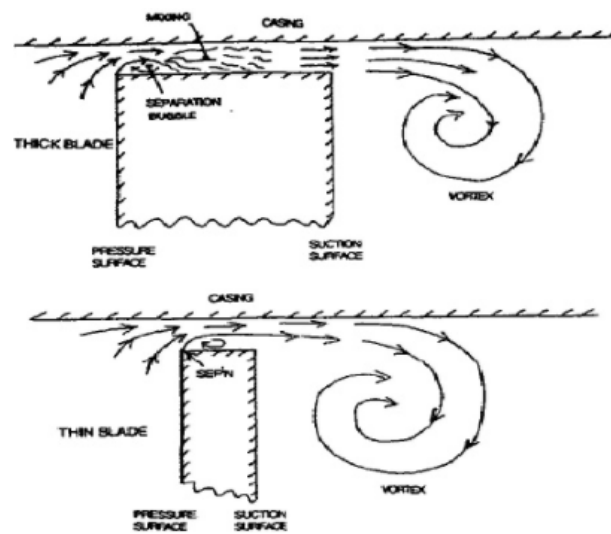
Sperimentalmente si è potuto osservare che, nella maggior parte delle turbomacchine, le condizioni necessarie per la formazione di un tip leakage vortex con intensità elevata non sono presenti.



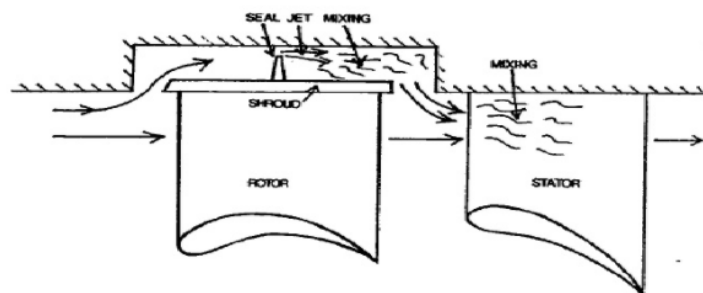
Ciò è dovuto a diversi fattori:

1. Elevata turbolenza del tip leakage flow;
2. Elevata velocità del tip leakage flow;
3. La possibile separazione dello strato limite o il suo accrescimento in alcune zone possono far diffondere il tip leakage vortex.

L'obiettivo è, successivamente, quello di analizzare la natura del flusso compresa tra la superficie d'estremità e la cassa.



(a) *Unshrouded*



(b) *Shrouded*

Figura 2.6: Differenze di comportamento del flusso fra le 2 palettature

Considerando le palette non rivestite, si può notare la presenza di una bolla di separazione (Separation bubble) al tip queste ultime. Tale fenomeno avviene quando

sono presenti degli spigoli vivi o dei raggi di raccordo molto piccoli al tip delle palette, i quali non consentono allo strato limite di rimanere attaccato alla superficie, separando bruscamente.

Osservando attentamente la Fig. 2.6a, si può notare che essa è presente solo per determinati spessori: dalle numerose analisi sperimentali si è trovato che per spessori maggiori o uguali a 4 volte il tip clearance, avviene la formazione di una bolla di separazione, poiché lo strato limite riesce a riattaccarsi alla parete a causa della presenza di una zona con elevata turbolenza, in quanto quest'ultima aumenta l'azione degli effetti viscosi, benefica per il ritardamento della separazione dello strato limite. A loro volta, spessori minori di 4 volte il tip clearance non presentano una bolla di separazione poiché è assente la zona di mixing, cioè la zona con elevata turbolenza; qui lo strato limite si separa in prossimità dello spigolo al tip e non si riattacca successivamente. All'interno della bolla di separazione avviene il rimescolamento del flusso, pertanto essa rappresenta una fonte di dissipazione energetica, ma essendo una zona molto piccola, le perdite legate ad essa sono pressoché trascurabili. Un ulteriore effetto molto importante della bolla di separazione è quello di ridurre la zona di passaggio del tip leakage flow, producendo una sorta di strozzatura all'interno del gioco. Lo stesso fenomeno può avvenire anche all'uscita del tip clearance, se qui sono presenti spigoli vivi o raggi di raccordo molto piccoli.

Per le palette rivestite il discorso è analogo ma non avviene la formazione della bolla di separazione; il seal funge da orifizio in modo tale da creare una perdita di carico concentrata e, quindi, una diminuzione della portata massica del tip leakage flow. Inoltre si può anche notare come, a causa di quest'orifizio, ci sia, a valle di quest'ultimo, un'ampia zona di rimescolamento del flusso.

A tali perdite energetiche propriamente dette, vanno sommati gli effetti della deviazione all'uscita della schiera: pur non trattandosi di perdite energetiche vere e proprie, l'introduzione di un deficit di deflessione della corrente è associato a una diminuzione del lavoro scambiato rispetto al valore teorico.

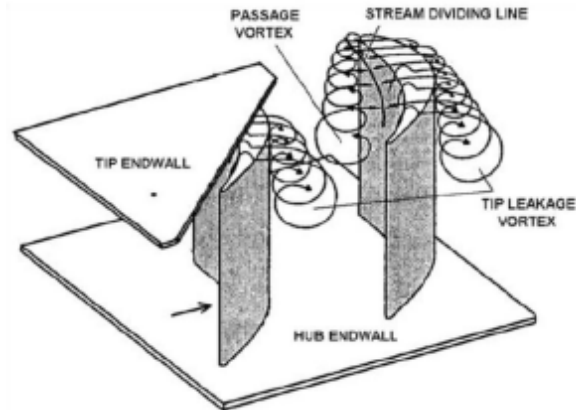


Figura 2.7: Perdite provocate dalla presenza delle Rotor Tip Clearance

## 2.2 I Modelli di perdita

Seppur precisa, un'analisi di perdita CFD richiede dei tempi di calcolo molto lunghi; per questo motivo si adottano delle correlazioni basate su modelli di perdita, atte a compiere una valutazione preliminare, e sufficientemente accurata, delle perdite a partire dai parametri a disposizione del progettista.

Un modello di perdita è un insieme di correlazioni di derivazione empirica o semi-empirica che, in funzione di un preciso set di variabili in input (che descrivono tipicamente la geometria della macchina e le condizioni operative), fornisce una stima dei coefficienti di perdita della macchina considerata. A seguito di un'ampia serie di prove sperimentali fatte su schiere di pale piane e anulari, molti autori hanno stabilito correlazioni per il calcolo dei fattori di perdita energetica e della deviazione della corrente all'uscita trovando risultati, a volte, anche rilevantemente diversi fra loro. In ogni caso però, la maggior parte di essi concordano sulla suddivisione delle perdite in quattro categorie distinte che saranno descritte in seguito e sulla definizione dei principali parametri da cui dipendono le suddette perdite.

Il campo di moto presente nei condotti interpallari è molto complesso, sia geometricamente sia termodinamicamente. Il flusso è tridimensionale, viscoso e non stazionario, quindi molto difficile da studiare, in più intervengono fattori quali: separazioni dello strato

limite, transizione tra flusso laminare e turbolento, gradienti di pressione, rotazione, curvatura dei profili, onde d'urto e loro interazioni (che non verranno prese in considerazione in questa sede), scie, flussi secondari.

Si fa presente che ci si occuperà dei modelli di perdita con riferimento specifico alle turbine assiali. I modelli più usati sono quelli di Craig & Cox e Ainley & Mathieson, rivisti da Dunham & Came e Kacker & Okapuu [12].

Prima di descrivere nel dettaglio ciascuno di questi modelli, è opportuno sottolineare che ognuno di essi fa riferimento agli angoli di flusso con una diversa convenzione, che pertanto viene riportata in maniera riassuntiva in Fig. 2.8:

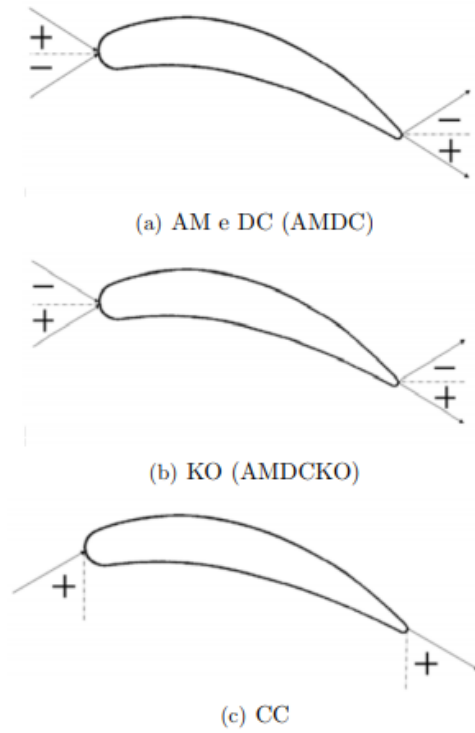


Figura 2.8: Convenzione angoli di flusso per i diversi modelli di perdita

### 2.2.1 Craig & Cox

Prevede il calcolo delle perdite in termini di energia, tramite studi su turbine reali e schiere di pale lineari. È uno strumento ritenuto valido per un range ampio di Reynolds e Mach. Il modello prevede tre categorie di perdite: perdite di profilo, secondarie e di annulus (scie

tra statore e rotore):

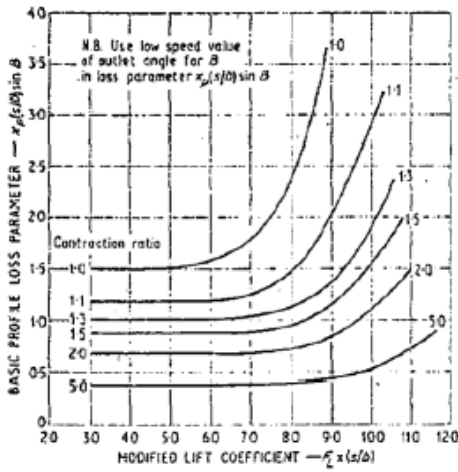
$$X_{tot} = X_p + X_s + X_a$$

### Perdite di profilo

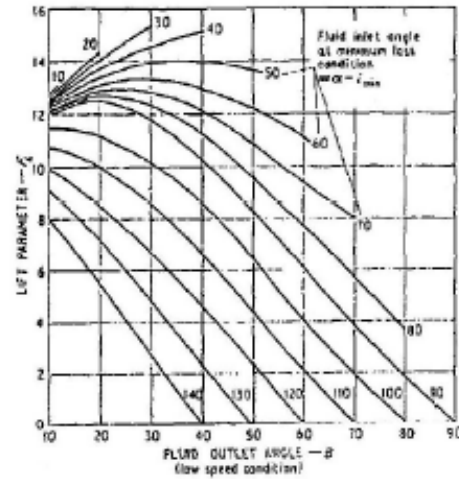
Prevedono un parametro riguardante le perdite di base  $X_{p0}$ , corretto con opportuni coefficienti moltiplicativi, ed altri parametri che invece tengono conto di influenza di Mach, spessore e curvatura dorso:

$$X_p = x_{p0} N_{Re} N_{te} N_i + (\Delta x_p)_M + (\Delta x_p)_{TE} + (\Delta x_p)_{s/c}$$

La maggior parte dei coefficienti è ricavata per via grafica. Le perdite di base sono ricavate nella forma  $X_{p0}(s/b) \sin B$ , in funzione del coefficiente di portanza modificato  $F_L \sin B$  e del rapporto di contrazione  $CR$ , dove  $B$  è l'angolo assoluto in uscita dalla schiera,  $s/b$  è il rapporto tra passo e linea media del profilo, mentre  $F_L$  si ricava anch'esso in funzione della deviazione del flusso.



(a) Coefficiente perdita di base



(b) Coefficiente perdita di portanza

Figura 2.9: Coefficienti di perdita di profilo

Il  $CR$  si ricava invece per via analitica, o per via grafica in funzione di angoli d'ingresso, uscita e  $s/b$ .

Il Reynolds secondo la formulazione  $CC$  è calcolato utilizzando come lunghezza di riferimento il diametro del cerchio inscritto in corrispondenza della sezione di gola. Il contributo del trailing edge è contenuto non solo nel fattore moltiplicativo, ma anche come additivo, e dipende dal rapporto tra spessore  $TE$  e passo.

### Perdite secondarie

La stima di tali perdite è ottenuta partendo da test su profili lineari in schiera e validata successivamente a test su turbine. Si ha un coefficiente di base, moltiplicato per alcuni coefficienti:

$$X_s = x_{s0} N_{Re} N_{h/b}$$

$b/h$  è l'Aspect Ratio della pala, quindi il coefficiente dipende dall'inverso dell'AR. Le perdite di base dipendono dal coefficiente di portanza  $FL$  moltiplicato per  $s/b$ , e dal quadrato del rapporto tra velocità in ingresso e uscita dalla schiera. Maggiori sono le accelerazioni del fluido, minori sono le perdite secondarie.

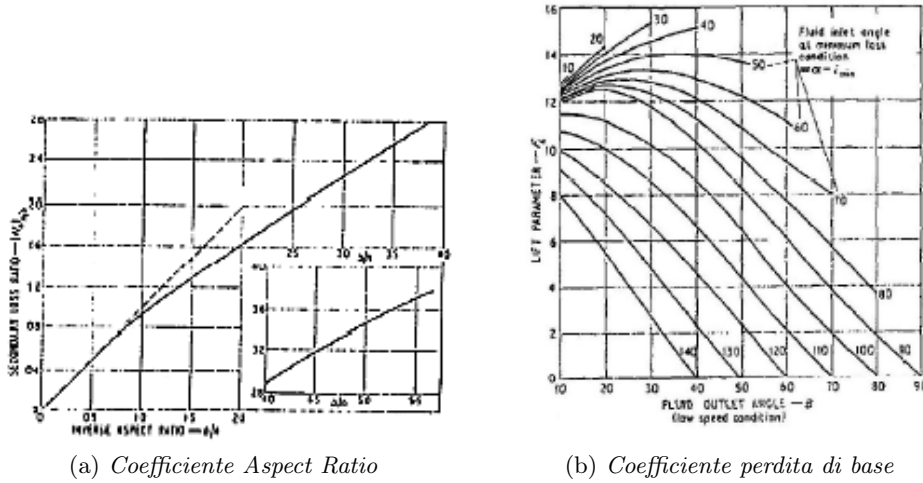


Figura 2.10: Coefficienti di perdita secondaria

### Perdite di annulus

Sono legate alla formazione di scie tra due schiere adiacenti, a livello della parete dell'annulus. Tale parametro si ottiene per via grafica:

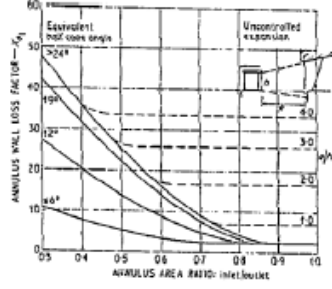


Figura 2.11: Perdite di annulus

### Altre perdite

Altre perdite dovute a fori di bilanciamenti, allacciature, umidità ecc. non vengono espresse in correlazioni ma intervengono come fattori di correzione sul rendimento globale della turbina, eccezion fatta per le perdite di RTC, che vengono stimate in perdite di efficienza e non di energia, secondo la relazione:

$$\Delta\eta_{RTC} = F_k \frac{A_k}{A_t} \eta_{RTC=0}$$

Dove  $F_k$  è ottenuto per via grafica,  $A_k$  è la sezione di gioco,  $A_t$  quella di gola e  $\eta_{RTC=0}$  è il rendimento in assenza di clearance.

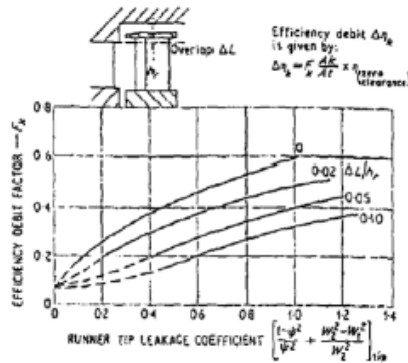


Figura 2.12: Coefficiente  $F_k$

### 2.2.2 Ainley & Mathieson

Derivano da studi compiuti su turbine reali in diversi regimi di funzionamento. Si può quindi analizzare la tridimensionalità del campo fluido permettendo di valutare in maniera più accurata le perdite secondarie e di RTC. Essendo lo studio relativo al 1957, il metodo non è del tutto adatto alla progettazione di turbine attualmente in uso. Le perdite vengono espresse in perdite di pressione totale e non di energia:

$$Y_{tot} = (Y_p + Y_s + Y_{RTC})\chi_{te}$$

$\chi_{te}$  è il coefficiente correttivo che tiene conto degli effetti dello spessore del  $TE$ , ed entra in gioco quando il rapporto tra spessore del  $TE$  e passo è diverso da 0.02.

#### Perdite di profilo

Vengono calcolate facendo riferimento alle perdite ad angolo di incidenza nullo, moltiplicate per un fattore correttivo che tiene conto dell'incidenza:

$$Y_p = (Y_{p(i=0)}) \cdot \chi_i$$

Dove le perdite a incidenza nulla sono diagrammate in funzione del rapporto tra passo e corda  $s/c$  e angolo di uscita, per solo 2 configurazioni: quella con angolo di incidenza nullo sul rotore, e quella con angolo di incidenza rotore uguale a quello in uscita statore.

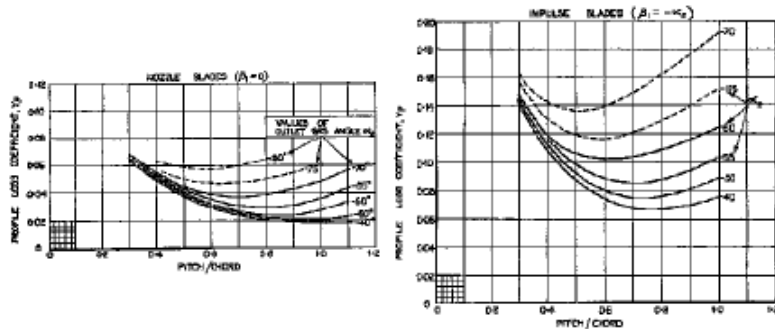


Figura 2.13: Perdite ad incidenza nulla nelle due configurazioni standard



Negli altri casi le perdite sono calcolate come combinazione di questi 2 termini:

$$Y_{p(i=0)} = \left\{ Y_{p(\alpha'_{in}=0)} + \left( \frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}} \right)^2 \left[ Y_{p(\alpha'_{in}=\alpha_{out})} - Y_{p(\alpha'_{in}=0)} \right] \right\} \left( \frac{t_{max}/c}{0.2} \right)^{\frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}}}$$

Questa relazione ed i grafici sono validi per  $t_{max}/s = 0.2$ , numero di Reynolds pari a  $2 \times 10^5$  e numero di Mach inferiore a 0.6.

Per ricavare  $\chi_i$  è necessario conoscere l'incidenza di stallo, che è quella per cui si hanno le perdite pari al doppio di quelle che si hanno ad incidenza nulla, e dipende dagli angoli di flusso.

### Perdite secondarie e di trafilamento

Le perdite secondarie e di RTC sono calcolate con un'unica formulazione analitica:

$$Y_s + Y_{RTC} = \left( \lambda + B \frac{\tau}{h} \right) \cdot \left( \frac{C_L}{s/c} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_{out}}{\cos^2 \alpha_m}$$

$B$  è un parametro che vale 0.25 in presenza di shroud, altrimenti 0.5,  $\tau$  è il gioco presente tra casing e tip,  $h$  è l'altezza anulare,  $\alpha_m$  è l'angolo medio del flusso nella schiera e  $C_L$  è il coefficiente di portanza.  $\lambda$  è un parametro geometrico funzione delle aree e diametri di sezioni di ingresso e uscita. Il  $C_L$  non è fornito direttamente ma è calcolabile secondo la relazione:

$$C_L = 2 \frac{s}{c} (\tan \alpha_{in} - \tan \alpha_{out}) \cos \alpha_m$$

### 2.2.3 Dunham & Came

Hanno revisionato la correlazione originale, alleggerendola da alcune ipotesi restrittive. Perdite secondarie e di RTC sono calcolate separatamente ed inoltre perdite di profilo e secondarie sono moltiplicate per un fattore correttivo funzione del Reynolds.

$$Y_{tot} = \left[ (Y_p + Y_s) \left( \frac{Re}{2 \times 10^5} \right)^{-0.2} + Y_{RTC} \right] \chi_{te}$$

### Perdite di profilo

È aggiunto un termine moltiplicativo alla formulazione originale, funzione del Mach:

$$Y_p = [1 + 60(M_{out} - 1)^2]Y_{p(i=0)} \cdot \chi_i$$

### Perdite secondarie

Rivedono la formulazione di perdite secondarie, ponendo in maggiore evidenza il parametro  $c/H$ , indicativo dell'allungamento della pala:

$$Y_s = 0.0334 \left( \frac{c}{H} \right) [4(\tan \alpha_{in} - \tan \alpha_{out})^2] \left( \frac{\cos^2 \alpha_{out}}{\cos \alpha_m} \right) \left( \frac{\cos \alpha_{out}}{\cos \alpha'_{in}} \right)$$

### Perdite di trafilamento

Vi è dipendenza esponenziale e non più lineare con il parametro di clearance:

$$Y_{RTC} = 0.37 \frac{c}{h} \left( \frac{\tau}{c} \right)^{0.78} 4(\tan \alpha_{in} - \tan \alpha_{out})^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha_{out}}{\cos \alpha_m}$$

### 2.2.4 Kacker & Okapuu

È in grado di stimare il comportamento di un gran numero di turbine con carichi palari convenzionali. Il calcolo delle perdite totali è stravolto; alle perdite convenzionali è sommato un parametro che considera le perdite causate dallo spessore al TE e spariscono alcuni coefficienti moltiplicativi:

$$Y_{tot} = Y_p \chi_{Re} + Y_s + Y_{RTC} + Y_{te}$$

Il nuovo coefficiente moltiplicativo, funzione del Reynolds è calcolato come segue:

$$\chi_{Re} = \begin{cases} = \left( \frac{Re}{2 \cdot 10^5} \right)^{-0.4} & Re \leq 2 \cdot 10^5 \\ = 1.0 & 2 \cdot 10^5 < Re < 10^6 \\ = \left( \frac{Re}{10^6} \right)^{-0.2} & Re > 10^6 \end{cases}$$

### Perdite di profilo

Tale modello prevede che si tenga conto, oltre alle perdite per incidenza nulla, effetti legati a urti aeroelastici ( $Y_{shock}$ ) e la dipendenza del Mach ( $K_P$ ):

$$Y_P = 0.914 \left( \frac{2}{3} K_P \chi_i Y_{P(i=0)} + Y_{shock} \right) CFM$$

Il coefficiente 0.914 serve a dividere le perdite di TE da quelle di profilo, riconducendo la pala ad una analoga di spessore del TE nullo. Nella parentesi sono contenuti, oltre ai due termini citati precedentemente, il termine che indica le differenze tecnologiche rispetto alle turbine usate nei test originari, ed il termine di perdita ad incidenza nulla, ritoccato per valutare l'influenza anche di eventuali angoli negativi.

### Perdite secondarie

Tale calcolo è rivisto, per meglio stimare l'influenza dell'altezza della pala ( $\chi_{AR}$ ), e la comprimibilità del fluido:

$$Y_s = 0.4 \frac{c}{H} \chi_{AR} [4(\tan \alpha_{in} - \tan \alpha_{out})^2] \frac{\cos^2 \alpha_{out}}{\cos \alpha_m} \frac{\cos \alpha_{out}}{\cos \alpha'_{in}} \left[ 1 - \left( \frac{c}{H} \right)^2 (1 - K_P) \right]$$

In cui il parametro  $\chi_{AR}$  è calcolato in questo modo:

$$\chi_{AR} \begin{cases} = 1 - 0.25\sqrt{2 - H/c} & H/c \leq 2 \\ = 1 & H/c > 2 \end{cases}$$

### Perdite di RTC

È stata effettuata una revisione sufficientemente affidabile per la moderna progettazione; in primis, vi è una distinzione tra pale dotate di shroud e quelle che ne sono prive. Per le pale unshrouded, le perdite sono valutate in termini di efficienza; in particolare c'è una relazione che lega il rendimento della turbina soggetta a perdite di RTC e quello della stessa turbina in assenza di RTC:

$$\Delta\eta_{TT} = 0.93 \frac{r_t}{r_m} \left( \frac{1}{H \cos \alpha} \right) \eta_{TT,0} \Delta\tau$$

Per le pale con tettuccio, invece, ci si rifà al modello di Dunham e Came, con l'unica differenza che nel parametro geometrico si tiene conto anche del numero di tenute al tip del blade:

$$\tau' = \frac{\tau}{n_{tenute}^{0.42}}$$

### Perdite dovute al TE

Tale parametro descrive le perdite di pressione totale in funzione del Mach in uscita e di un coefficiente di perdita d'energia:

$$Y_{te} = \frac{\left[ 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{out}^2 \left( \frac{1}{1-\Delta E_{te}} - 1 \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{out}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

Il coefficiente di perdita di energia al bordo di fuga, è rappresentato graficamente in funzione dello spessore del  $TE$ , questo perché lo spessore incide sulla sezione effettiva di passaggio del fluido e quindi sulle condizioni di bloccaggio. Questo parametro è riportato però solo per condizioni in cui l'angolo l'incidenza sul rotore è nulla, o quando l'angolo di incidenza del rotore è uguale all'angolo di uscita statore. Le altre configurazioni sono valutate a partire da queste due di riferimento:

$$\Delta E_{te} = \Delta E_{te(\alpha'_{in}=0)} + \left| \frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}} \right| \left( \frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}} \right) \left[ \Delta E_{te(\alpha'_{in}=\alpha_{out})} - \Delta E_{te(\alpha'_{in}=0)} \right]$$

## Capitolo 3

# Clearance: Definizioni e progettazione

### 3.1 Definizioni Clearance

Con il termine clearance, si intendono tutti i gap geometrici, in direzione assiale, radiale e tangenziale, in cui sono presenti dei flussi di by-pass, ovvero flussi provenienti dal flowpath che deviano il loro percorso, trafileando attraverso cavità [5]. Alcune cavità hanno un compito prevalentemente strutturale, ai fini quindi di garantire l'integrità del componente, altre invece hanno come obiettivo principale quello di massimizzare le performance della turbina.

#### 3.1.1 Clearance Principali

- Clearance **assiali** e **radiali**: hanno lo scopo di minimizzare le dimensioni della LPT, di garantire il miglior allineamento possibile del flow path in condizioni di aerodesign point (Cruise) e di prevenire possibili contatti di tipo metallo/metallo tra rotore e statore nelle ipotesi di alte velocità di rotazione;
- **Running Clearance**: hanno l'obiettivo di massimizzare le performance e di ridurre la portata di cooling richiesta dalla LPT.

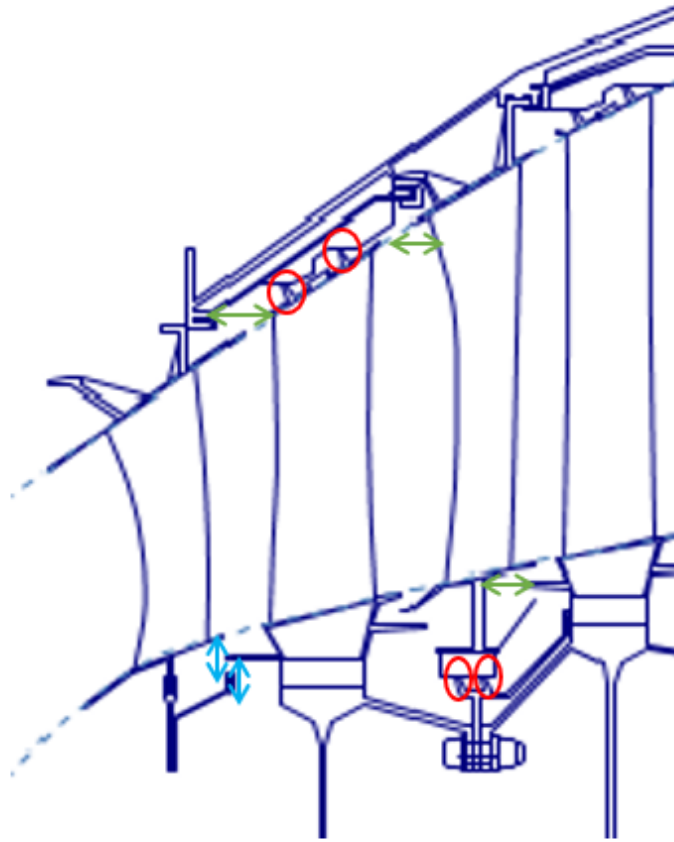


Figura 3.1: Schematizzazione principali clearance

Le cavità principali, che sono quelli per cui è attuato un processo di ottimizzazione, sono principalmente 2:

1. Quelle presenti tra il tip della palettatura rotorica ed il case, definite appunto Rotor Tip Clearance (RTC), che saranno poi analizzate nel dettaglio in quanto “protagoniste” del nostro studio;
2. Quelle in prossimità dell’hub della pala statica, le interstage seal (ISS).

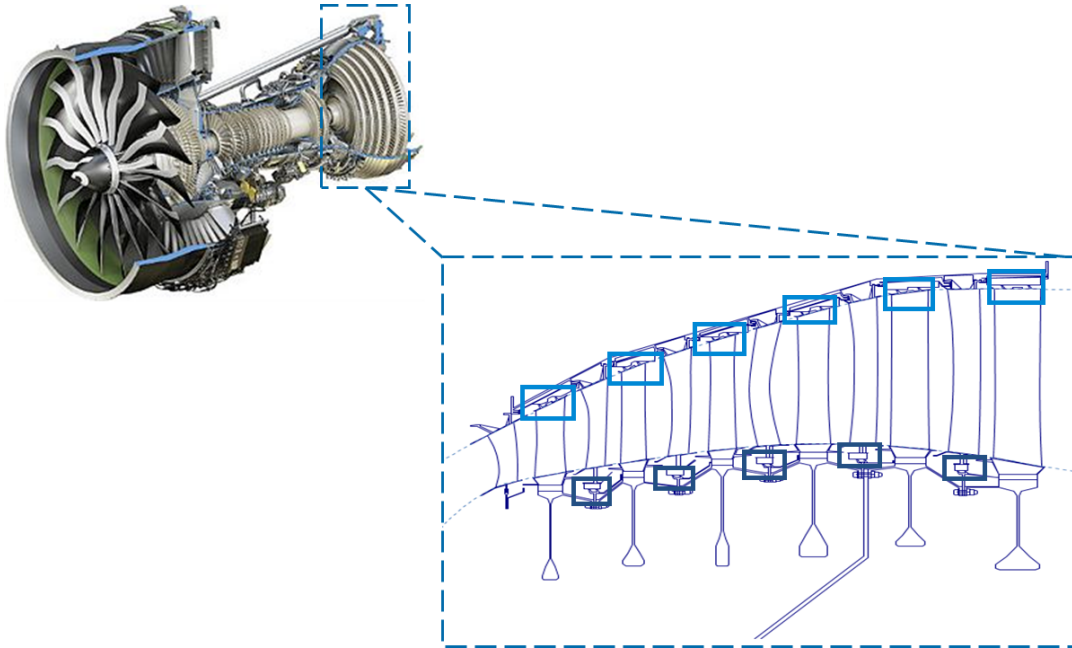


Figura 3.2: Cavità principali LPT [2]

### Running clearance

La dimensione delle running clearance è funzione del massimo rub (solco lasciato dal dente durante la missione) dell'honeycomb e della posizione del dente dell'estremità palare superiore:

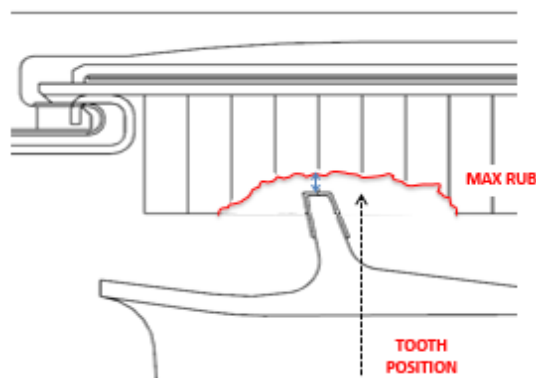


Figura 3.3: Schematizzazione running clearance

$$\text{Running Clearance} = \text{Max rub} - \text{seal tooth position} + \text{Adders}$$

La posizione del dente è funzione della deflessione del case e della clearance a freddo (contributi additivi) e della deflessione del rotore ed elongazione dei profili (contributi sottrattivi).

Si può valutare l'impatto che hanno le clearance sulle prestazioni e sui costi andando a considerare che, prendendo in esame una LPT di circa 80 *in* di diametro (che cresce per dilatazione termica di circa 200 *mils*), ed ipotizzando solo di aggiungere 1 *mil* di clearance in più (per ogni stadio), sommato quindi per tutte le pale di tutte le schiere; tale aggiunta porta alla formazione di un foro complessivo di area di circa 15  $cm^2$ , in cui si hanno flussi secondari, quindi perdite (di tipo prestazionale e, di conseguenza, economico, a causa dei consumi maggiori).

Prendendo in considerazione le ISS (Interstage seal), più esse sono aperte, maggiore è la quantità di cooling di cui necessita la LPT, ciò per evitare ingestioni nel flowpath e che quindi il rotore non lavori in overtemperature, cosa che può portare poi a failure catastrofiche. Considerando anche le tip clearance, più esse e le ISS sono aperte, maggiori sono i by-pass, maggiore è il calo dell'efficienza della LPT, di conseguenza le temperature operative del motore (EGT) aumentano e diminuisce quindi l'intervallo di tempo tra 2 manutenzioni successive (TOW), in quanto il numero di manutenzioni necessarie aumenta. È importante quindi avere un controllo sulle dimensioni delle clearance.

Focalizzando l'attenzione solo sulle performance, un controllo sulle clearance è utile in termini di consumi (elevate variazioni di clearance si traducono in elevate variazioni di SFC), ed in termini di rocking (dondolio) dei nozzle, limitando il disallineamento del flowpath. Considerando invece il requisito di integrità, un controllo clearance è utile per ridurre il cooling ed evitare al rotore di lavorare in condizioni di overtemperature; inoltre serve ad evitare contatti di tipo metallo/metallo in direzione assiale (controllo rocking). Sono stabiliti, per ogni schiera, il valore massimo di clearance ammissibile in aerodesign point (crociera), ed in un'altra condizione di volo, in genere in take-off, e tali valori sono presenti all'interno di un documento chiamato Clearance Statement.



## 3.2 Progettazione Clearance

### 3.2.1 Analisi Preliminare

Per la progettazione della clearance, si parte dalla geometria della cross section e si considera inizialmente un modello di deformazioni di tipo 2D assialsimmetrico; come detto precedentemente, le dimensioni delle clearance hanno un ruolo molto significativo in termini di perdite di efficienza del singolo stadio in questione e, di conseguenza, dell'intera turbina stessa.

L'attenzione sarà concentrata prevalentemente alle Rotor Tip Clearance (che saranno indicate con la notazione RTC), ovvero quelle presenti in prossimità del tip del blade, ma il fenomeno fluidodinamico è molto simile anche a ciò che accade nell'interstage seal.

Tornando alle RTC, ipotizzando di considerare la zona in prossimità del tip della pala, alla base dello shroud, se presente, vi è uno strato di honeycomb (materiale di consumo), che viene grattato dalla rotor blade durante una specifica missione, in maniera più o meno significativa a seconda della missione stessa, (tale processo è chiamato rubbing), in quanto variano il numero di giri e le temperature, che essendo elevate, possono portare a spostamenti, in direzione radiale, dei componenti (a partire dai dischi che sono i più "critici" ad alte temperature).

Esiste un controllo attivo che agisce sulle dimensioni delle clearance, chiamato Active Clearance Control (ACC), il quale è effettuato tramite l'ausilio di un certo numero di tubi, posizionati attorno al casing, all'interno dei quali far passare una certa portata di liquido refrigerante. Tale controllo gestisce sia la quantità di portata globale di refrigerante, sia quella da indirizzare a ciascuna schiera.

In base alla fase di volo che si sta eseguendo (Take off, cruise ecc.), in funzione quindi di temperatura, pressione e portata in ingresso, tale controllo gestisce i valori di portata da far passare nei tubi.

I benefici dell'ACC non sono pochi:

1. Raffredda il casing, allontanandolo da eventuali problemi meccanici relativi alle elevate temperature;
2. Il raffreddamento del casing porta lo stesso ad abbassarsi, andando quindi a controllare le dimensioni delle clearance;
3. Una buona refrigerazione del casing, o comunque, in generale, delle componenti costituite da materiali “poco nobili”, con bassa resistenza meccanica ad elevate temperature, permette di poter lavorare a temperature operative più elevate; ciò, a parità di salto di pressione voluto, è positivo in quanto maggiore è la temperatura in ingresso turbina, maggiore sarà il lavoro estratto dal fluido.

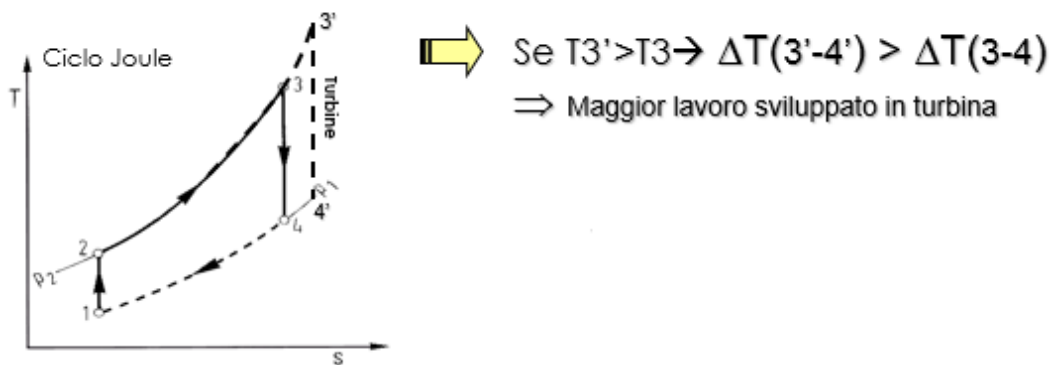


Figura 3.4: Lavoro sviluppato a differenti temperature operative

L'altra faccia della medaglia consiste però nel fatto che il refrigerante è costituito da portata spillata al compressore, che quindi non contribuirà al lavoro.

L'obiettivo è quindi cercare un punto di OTTIMO tra il minimizzare la portata di refrigerante ed il massimizzare le prestazioni; si ottimizza quindi il sistema di controllo dell'ACC (chiamato FADEC), per la gestione della portata totale (Flow Schedule), e per quella che verrà suddivisa su ogni singola schiera (Flow Split) [4].

ACC (Active Clearance Control):

- ACC flow split:  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $w_3$  ecc., ovvero la quantità di portata per la singola schiera (diversa da schiera a schiera, e vi è un processo logico di ottimizzazione di tali portate);
- ACC flow schedule, ovvero la quantità di portata di cooling complessiva richiesta dalla LPT ed è funzione della missione che si sta effettuando;

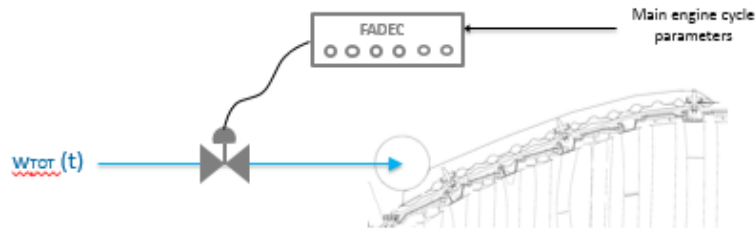


Figura 3.5: Sistema di controllo ACC (FADEC)

Si considerano, a valle dell'analisi 2D assialsimmetrica, i contributi 3D non assialsimmetrici, uno dei quali, ad esempio, è il contributo relativo all'accelerazione di gravità, che potrebbe portare ad avere per le pale, di una stessa schiera, valori di clearance diversi in base alla loro posizione nell'annulus. Si effettua infine uno studio analitico sul max rub e sulla valutazione delle running clearance e si confrontano i risultati ottenuti con i dati sperimentali.

Si è detto che per il calcolo delle clearance, è necessario considerare diversi contributi, ognuno dei quali è studiato, analizzato e simulato in maniera differente. Tale differenza dipende sia dall'impatto che un determinato contributo può avere in termini di prestazioni, sia dall'effettiva difficoltà nella rappresentazione di tale contributo con l'ausilio di modelli meno semplificati. Si valuta quindi l'effettivo discostamento tra i risultati ottenuti con il modello semplificato e quelli ottenibili con un modello più raffinato, per determinare se sia necessario o meno, spendere un costo computazionale maggiore. Ad esempio la deformazione radiale del rotore è analizzata tramite un solutore CFD (Siesta) tarato in Ansys.

L'obiettivo finale di ogni singola simulazione è quello di ottenere una procedura (con il miglior rapporto accuratezza/costo possibile) che porti all'individuazione di una condizione di ottimo in termini di ACC split, rocking, SFC, variazioni di temperatura massima ecc.

Radial clearance contribution	Source
Rotor radial displacement @ rims and ISS teeth	LPT P-thermal coupled Siesta multi-model (rotor tuned with Ansys rotor model)
Blades elongation	<ul style="list-style-type: none"> <li>From Ansys 3D models for main SS cases</li> <li>Scaled from Ansys 3D models for Transients (L X <math>\alpha</math> X <math>\Delta T</math>)</li> </ul>
Rails and honeycombs radial displacement	LPT P-thermal coupled Siesta multi-model (stator tuned with Ansys case model)
3D adders	From CEO suggestions (vibes) and latest GE9X 3D clearance model
Built clearances	~ Min for assembly (40 mil)
CLEARANCE = built + max rub + rails/HC displ. - rims/ISS teeth displ. - airfoils elong.	

Figura 3.6: Tipologie di simulazioni per i diversi contributi

Ricapitolando, le running clearance hanno quindi impatto su:

- Trafilamenti di portata dal flowpath (Maggiore è la dimensione delle clearance, maggiore è il bypass);
- Cooling richiesto (Maggiori sono i by-pass, maggiori sono le temperature operative in gioco);
- SFC;
- TOW.

Hanno inoltre impatto sulla  $T$  e  $\nabla T$  del case (in quanto influenzano l'ACC flow split e flow schedule) e  $T$  e  $\nabla T$  del rotore, i quali sono i parametri principali da tenere in considerazione nel progetto a LCF (Low cycle fatigue) dei componenti. Oltre a lavorare sul casing, si lavora anche sulla geometria delle pale rotoriche per ridurre il gap. Precisamente, sul tip della pala è possibile inserire un certo numero di denti (fins), che non solo altro che delle tenute con l'obiettivo di ridurre ulteriormente la RTC, rendendo più difficile il passaggio di fluido. La forma delle fins, inoltre, è fatta in modo tale che solo una parte

di essa vada a scavare nell'honeycomb (possiedono una certa angolazione), questo inoltre per impedire un deposito di materiale scavato sul tip della pala, il che può portare ad un aumento di peso che, unito ai carichi centrifughi in gioco, può provocare danni. (Questo è anche uno dei motivi per cui il numero dei fins non è elevato; in genere il numero usato è 1 o 2). Il progetto delle clearance passa quindi anche dal design dei denti al blade tip (che hanno impatto sul max rub e quindi sulle dimensioni delle running clearance; più il dente è alto, più la clearance aumenta).

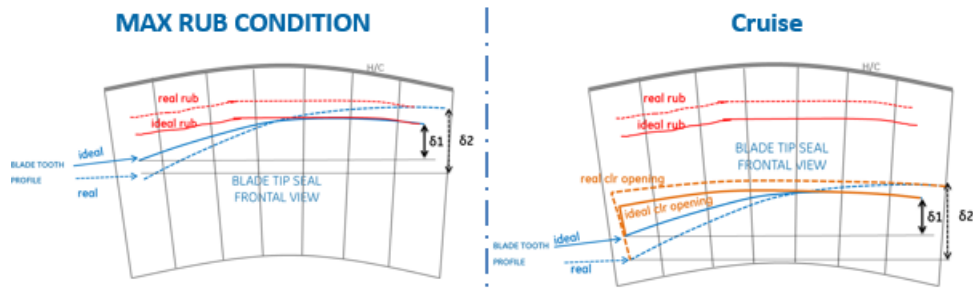


Figura 3.7: Rubbing dell'honeycomb per diverse condizioni di volo

Si è detto che il compito delle fins è, inoltre, anche quello di aumentare la resistenza in maniera tale da rendere più difficoltoso il passaggio del fluido in quella zona, stesso compito che hanno anche i denti orizzontali che, sovrapponendosi, rendono ancor più difficile il percorso del fluido.

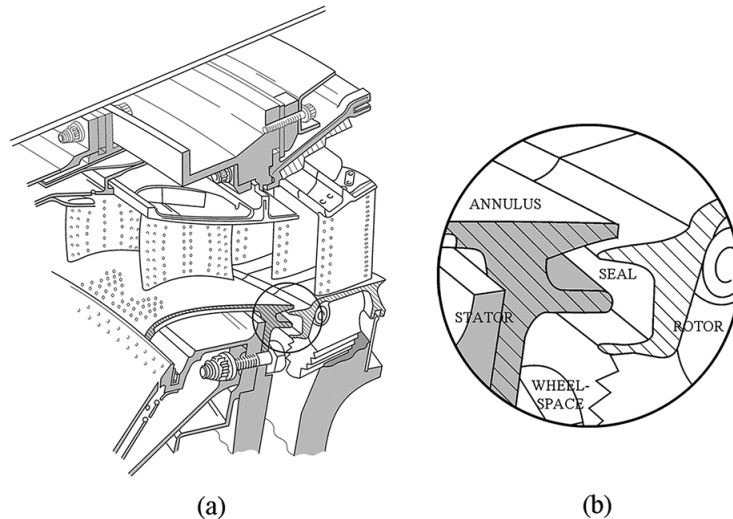


Figura 3.8: Particolare tenute all'hub della pala

È chiaro che il fluido che si trova a monte della pala, preferisca passare per un canale in maniera indisturbata piuttosto che lambire le pale, che portano il flusso ad accelerare ed a raffreddarsi, trasferendole energie; inoltre a valle della schiera, la pressione è più bassa rispetto a quella a monte, e ciò è un altro fattore che attira il fluido a by-passare la pala. Altre perdite sono poi dovute al fatto che vi è mixing a valle della pala tra il mainflow (più veloce ed in condizioni di pressione e temperatura più basse) ed i flussi di by-pass (che hanno mantenuto le condizioni fluidodinamiche che avevano a monte della pala), il che porta anche ad una variazione dell'angolo tra la direzione del flusso e la direzione assiale. Per progettare e dimensionare le clearance, è necessario quindi un lavoro preliminare, in termini di studi fluidodinamici (Aero), geometrici (Mechanical design) e termici (TSD).

È necessario un modello in cui sono presenti le previsioni inerenti al percorso del fluido, sia il mainflow che i flussi secondari, comprensivi quindi del by-pass sulle tip clearance, nell'interstage seal, trafilamenti ed il SAS. Tale modello deve essere sovrapposto ad un altro modello in cui è schematizzata la geometria di ogni componente in gioco.

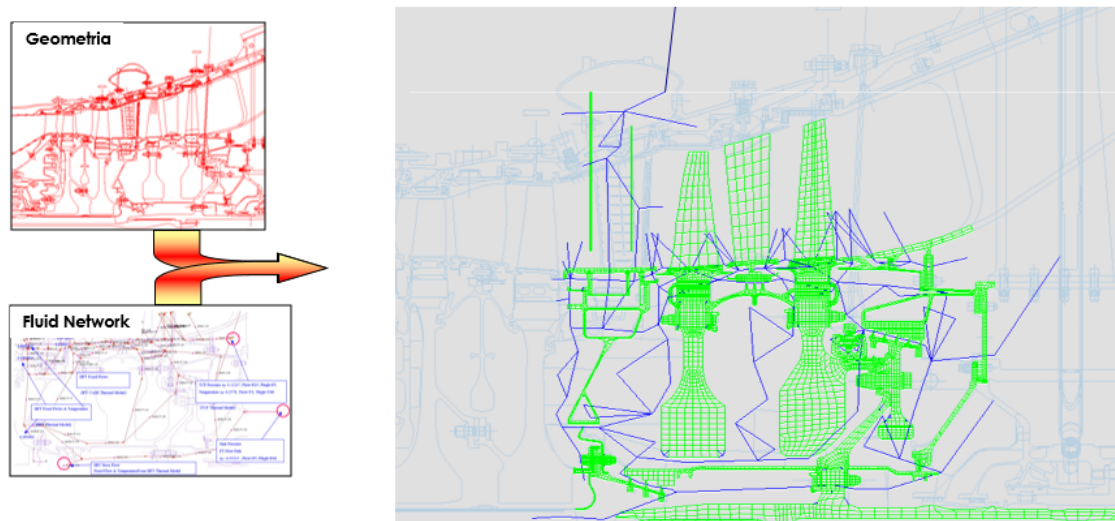


Figura 3.9: Contributi principali alla genesi del modello termofluidodinamico

### **GEOMETRIA + FLUID NETWORK + SCAMBI TERMICI**

Dall'analisi di questi modelli, si ottiene un modello in cui è tracciata la distribuzione di temperatura in tutti i componenti (Mappa Termica).

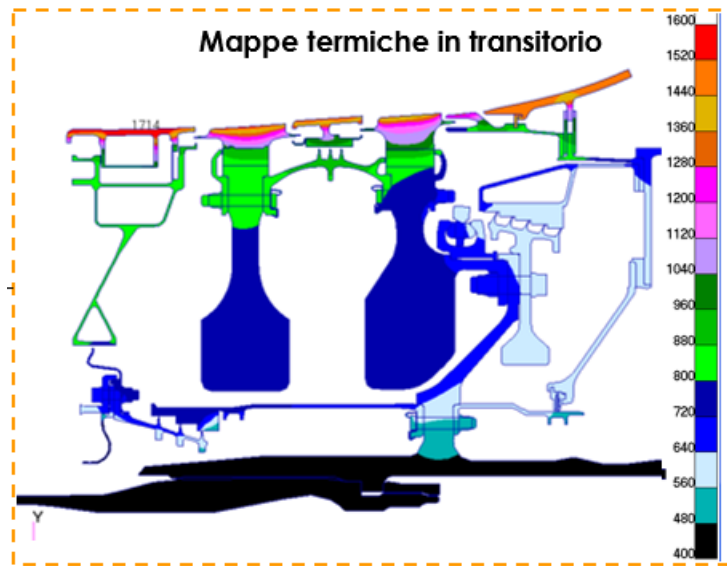


Figura 3.10: Mappa termica in transitorio

Dalle mappe termiche si possono ricavare, per ogni sollecitazione, le deformate delle varie componenti; a questo punto, note le deformate, è possibile partire con la progettazione delle clearance (sia a freddo che a caldo). Ovviamente, in un generico stadio, l'effetto delle RTC può essere più o meno significativo, e può quindi essere molto diverso da stadio a stadio, in quanto i fattori in gioco sono molteplici e possono dipendere da geometria, vincoli, condizioni fluidodinamiche ecc.

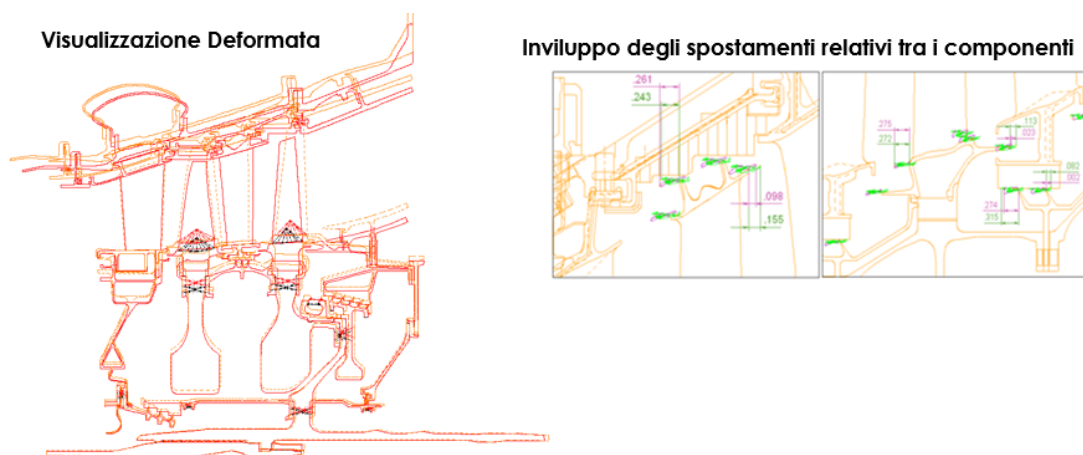


Figura 3.11: Visualizzazione deformate

### 3.2.2 Clearance Statement

Durante la fase di progettazione di un motore, il fornitore fornisce al cliente una garanzia sulle prestazioni del motore, ovvero garantisce la soddisfazione di determinati requisiti in termini di performance, garantendo ovviamente l'integrità dei componenti. Partendo da uno studio preliminare, avente in genere come base di partenza le prestazioni dell'antecedente modello di motore, si analizza dove, ed in che modo, è possibile effettuare miglioramenti; tra questi, si cerca di migliorare anche il valore delle clearance.

Il Clearance Statement rappresenta il documento formale in cui sono fornite le ipotesi di clearance, a valle di tale studio preliminare, che comprende l'insieme delle analisi fluidodinamiche, termiche e geometriche. Successivamente, dopo una fase di sviluppo (CDR), si calcolano i valori effettivi di clearance e si confrontano con quelli presenti nello Statement. Se i risultati ottenuti sono migliori di quelli ipotizzati, il documento è aggiornato; in caso di risultati peggiori rispetto alle ipotesi iniziali, si fanno ulteriori sviluppi, oppure si modifica il Clearance Statement sulla base di nuove ipotesi. Tale documento è redatto non per tutte le fasi di volo, ma in genere ha senso prevalentemente per il Cruise, in quanto è la fase di volo prevalente ed è lì dove si cercano le performance migliori. Può essere aggiunto, ma ha valenza molto minore, il valore delle clearance per il Take-Off.

		TIP						
Stage #		1	2	3	4	5	6	AVG
SS CR [mils]	<u>former</u>	40	25	27	26	29	27	29
	<u>present</u>	32	19	24	33	20	25	26

Figura 3.12: Esempio di Clearance Statement

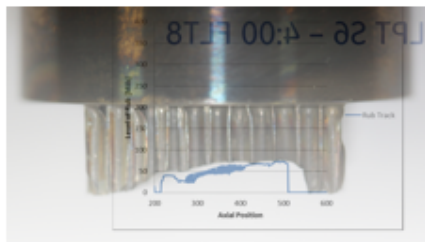


### 3.3 Misurazione delle running clearance

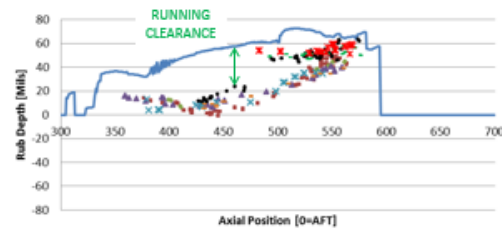
- Motori come il GE90, GENx ed il GE9X, hanno un valore atteso di running clearance medio, in crociera, che è molto simile;
- Ogni singolo motore (ESN), di un modello specifico, presenta per la condizione di crociera, diversi valori di running clearance, che oscillano attorno al valore atteso, e ciò può avvenire per vari motivi:
  1. Tolleranze relative alla geometria dei vari componenti;
  2. Storia della specifica missione per la quale il motore è progettato, che porta ad avere valori di max rub, e quindi di clearance differenti.
- Tramite quindi un'analisi preliminare ed una successiva fase di test sperimentali, si arriva a capire il valore di clearance che ci si aspetta.

Esiste uno strumento chiamato Clearance – o – metro (COM), che, tramite l'ausilio di una sonda, misura la distanza tra la stessa ed il dente, andando a costruire, a valle di una serie di test, un involucro di “posizioni del dente”; insieme ad altro strumento, il rub plug che misura quanto il dente scava nell'honeycomb, si può ricavare, a partire da queste 2 misure, la running clearance.

Nota infatti la posizione del dente al tip (nella generica missione considerata) ed il max rub, si ricava la dimensione della running clearance.



(a) Misurazione rub



(b) Analisi rub

Figura 3.13: Determinazione running clearance

Ci sono alcuni parametri che hanno un impatto, più o meno significativo, sul max rub e sulle dimensioni della running clearance, tale che può portare a dei QN (quality notice), che consistono in una segnalazione dovuta alla differenza tra disegno quotato e componente prodotto, al di fuori delle tolleranze stabilite, per cui è necessario che siano effettuati dei test per vedere se l'impatto sulle prestazioni è accettabile nonostante il pezzo sia fuori dai parametri di progetto, oppure se il pezzo prodotto sia da scartare.

Bisogna tener conto di:

- Built clearances (cioè le clearance costruite a freddo, ricavate dalla geometria e posizione relativa di rotore, case e profili);
- Deflessioni del rotore (funzione di rigidità e temperatura del rotore);
- Deflessioni del case (funzione di rigidità e temperatura del case);
- Deflessioni dei profili (funzione di rigidità e temperatura dei profili);
- Geometria dei denti al tip delle pale (shrouded).

Ci sono quindi delle condizioni che devono essere rispettate, per garantire performance e integrità:

1. Evitare qualsiasi tipo di problema di contatto (Integrità);
2. Garantire la sovrapposizione dei seal ad elevate potenze (Performance, Integrità);
3. Garantire la tenuta del dente nell' honeycomb (Performance, Integrità);
4. Verificare velocità di rotazione della LPT nel caso di failure dell'albero (Integrità).

È necessario effettuare delle verifiche sulla massima chiusura, richiesta in maniera tale da evitare possibili problemi relativi ad un contatto statore/rotore ed è effettuata su missioni. Tale verifica è effettuata andando a simulare la peggiore chiusura possibile nella LPT, considerando, per ogni gap rotore/statore, le seguenti deflessioni:

- Deflessioni motore;
- Deflessioni LPT: Case, rotore, bordo disco, allungamento airfoils, rocking case;

- Deflessioni radiali 3D aggiuntive: Spinta, carichi inerziali, coppia di torsione ecc;
- Creep: Deformazione case dovuta al creep, deformazione nozzle dovuta al creep.

$$\text{MIN CLEARANCE} = \text{COLD GAP} + \text{MAX CLOSURE}$$

Tale verifica è effettuata sia all' hub del vane sia al tip del blade e deve portare all'assenza totale di problemi di contatto (in ogni locazione).

Per la verifica overlap (sovrapposizione delle componenti), il requisito è che tale condizione venga garantita nei transitori in condizioni di elevate potenze, garantendo un overlap minimo, in base alla missione, ed è inoltre possibile osservare l'impatto che ha l'overlap, sia in termini di performance sia in termini di integrità.

Considerando un generico blade:

- Overlap al tip del blade ha impatto sulle performance;
- Overlap all' hub del blade, a monte, ha impatto sull'integrità;
- Overlap all' hub del blade, a valle, ha impatto sulle performance.

La verifica clashing (urto) è da effettuare perché, nel caso di failure dell'albero della LP, l'albero del rotore della LPT ad elevate velocità, può portare i dischi a plasticizzazione e successiva esplosione. Il banana nozzle è stato infatti progettato proprio per evitare che la turbina possa andare in overspeed a valori al di sopra della velocità di burst del disco; infatti, nel caso di eventuale failure del disco, prima che il disco possa raggiungere tali velocità, e quindi esplodere, il rotore tocca il banana nozzle (progettato in quel modo proprio per rompere la turbina prima che i dischi raggiungano la velocità di burst). Tale verifica è effettuata sia tenendo in conto della sezione nominale a freddo, sia di quella in condizioni calde.

Tramite una serie di test, avviene poi la convalida delle clearance; i test sono i seguenti:

- *Rub strips*: Sono utilizzati dei tabs per la misurazione delle chiusure; sono stabilite, per ogni locazione, 4 posizioni circonferenziali. Si vede l'estensione assiale delle strips, basata sulle chiusure.

L'integrità delle strips è monitorata con il BSI (Borescope Inspection) dopo l'assemblaggio.

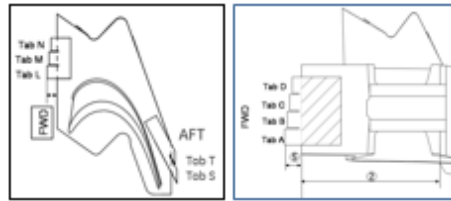


Figura 3.14: Misurazione con rub strips

- *High energy X-Rays (HEX)*: Tramite l'utilizzo di raggi X ad elevata energia, viene misurato il transitorio; l'accuratezza delle misurazioni è di circa  $\pm 10$  mils; la finestra del raggio è limitata. Dall'immagine si può vedere un esempio di quali possono essere le locazioni coperte dall'HEX: Locazioni 5 e 6, in questo esempio, come mostrato in Fig. 3.15a, non sono coperte a causa del loro raggio troppo elevato. Vengono effettuate scansioni a freddo, per convalidare l'assemblaggio e verificare il matching tra l'HW (Hot Wire) e intent xsect. Viene poi effettuato un test a caldo con diversi valori in percentuale di apertura della valvola ACC (es. 15% e 50%), in maniera tale da misurare la capacità (Muscle capability), verificare la tenuta delle fins, verificare l'overlap ed eventuali problemi di contatto. È probabilmente l'unico metodo che permette di poter vedere così nel dettaglio cosa accade ai vari componenti, ma tali test sono molto costosi da effettuare.

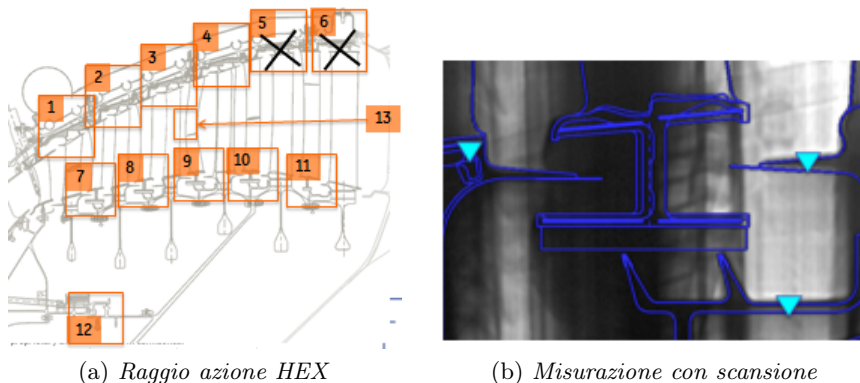


Figura 3.15: Funzionamento HEX

- *Castone Data*: Servendosi di un calco in gesso, si misura il rub nell' honeycomb; è possibile che dalla sola vista della cross section, non sia possibile vedere effettivamente se e quanto è stato scavato l'honeycomb. Nei rari casi in cui è possibile smontare il componente, si utilizza appunto un calco in gesso ottenendo quindi il “negativo” del rub sul gesso.

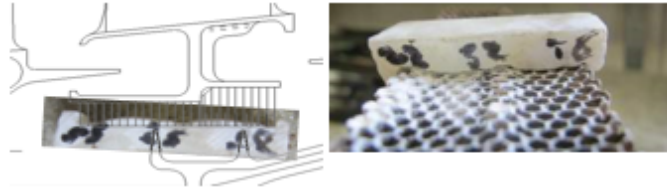


Figura 3.16: Misurazione Castone Data

## Capitolo 4

# Studio del modello reale ed analisi delle discipline

### 4.1 Analisi Discipline

L'analisi sull'impatto che la variazione delle RTC può avere sulle prestazioni, in termini di rendimento, della turbina è molto complessa in quanto, come visto, non è sufficiente tener conto solamente del contributo relativo alla running clearance, ovvero il gap presente tra il dente della pala rotorica ed il tettuccio shroud, ma è necessario tener conto anche del contributo dato da tutti quei trafilamenti provenienti da altri orefizi a monte, sopra ed a valle della pala, in direzione radiale, assiale e tangenziale.

Data appunto la complessità della suddetta analisi, in quanto è praticamente impossibile poter prevedere ogni trafilamento, la genesi di un modello reale, che vada quindi a rappresentare nel dettaglio tutti i contributi che portano effettivamente ad un abbassamento delle prestazioni, è di difficile realizzazione; tuttavia esistono dei modelli, più o meno semplificati, che sono stati sviluppati nel corso del tempo da diverse discipline, (Aero, TSD, Mechanical design, Clearance Team), ognuna delle quali, visto poi il fine del lavoro di ciascun team, si focalizza su alcuni contributi, sulla base di alcune ipotesi semplificative, trascurandone magari altri.

A valle delle singole analisi, si procede poi ad un matching tra i risultati ottenuti dai vari modelli, generando quello che è, ad oggi, il modello che si avvicina il più possibile a ciò che rappresenta la realtà. Prima di concentrare l'attenzione sul modello Aero, utilizzato per il lavoro svolto successivamente, è utile concentrarsi su come ogni singolo Team affronta il problema relativo alla RTC ed il contributo che lo stesso offre.

#### 4.1.1 Mechanical Desgin

L'attenzione è focalizzata prevalentemente sulla geometria dei componenti; tramite lo sviluppo di modelli CAD, è possibile osservare la forma, geometria e posizione di qualsiasi componente, potendone analizzare anche le criticità strutturali, come ad esempio ipotizzare le distribuzioni dei contributi centrifughi. L'analisi dei modelli CAD consente inoltre di poter accuratamente visualizzare tutte le fonti di trafilamento da qualsiasi direzione (cosa praticamente impossibile per altre tipologie di modelli clearance), permettendo quindi di poter eventualmente apporre modifiche sulla geometria o la posizione dei componenti stessi. Il punto debole di tale modello è che, basandosi unicamente sulla geometria del componente, non è possibile considerare clearance equivalenti che tengano conto di contributi esterni alla geometria assegnata

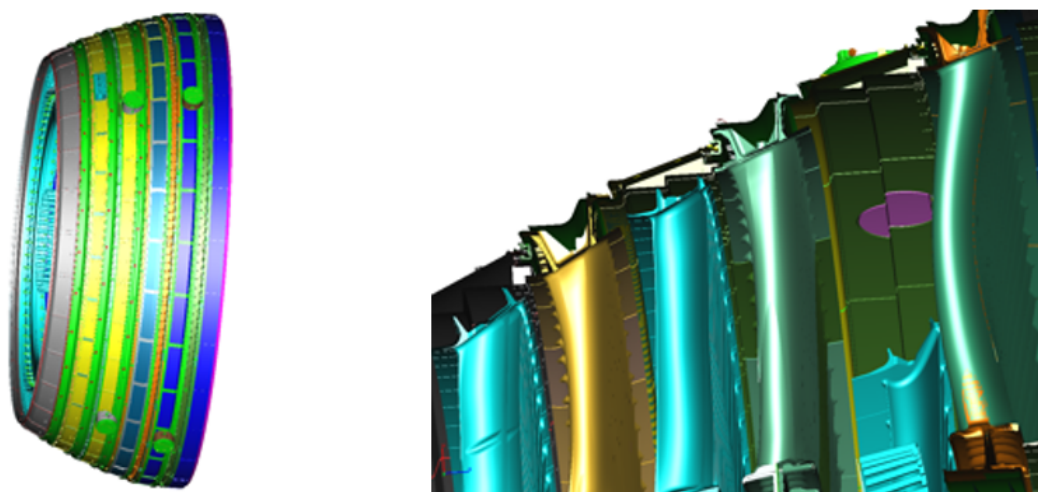


Figura 4.1: Modelli CAD sviluppati dal Mechanical Design Team

#### 4.1.2 TSD Team

La genesi del modello termico è indubbiamente quella che ha alla base le ipotesi che si avvicinano maggiormente al modello reale, in quanto tiene conto di un numero considerevole di contributi, in termini di portate di trafilamento, per la rappresentazione del fluid network.

Note le condizioni termofluidodinamiche del flowpath, la portata richiesta dalla cavità radiale è funzione della pressione a monte e valle della pala e dall'area della cavità. Il valore della portata estratta a monte della pala, è però funzione anche dei trafiletti provenienti dalla schiera precedente (spline seal, hook) e dal SAS. Inoltre tale modello tiene conto anche della percentuale di portata che trafile nella cavità sopra lo shroud, di quella che attraversa le cavità presenti nell'honeycomb, ed i gap tangenziali, sia tra i segmenti shroud, sia tra una pala e l'altra della stessa schiera, non passando quindi per la running clearance. Anche il valore di portata che rientra nel flowpath, a valle della clearance, è funzione, oltre che della pressione del flowpath, di ciò che è richiesto dagli orrefizi a valle.

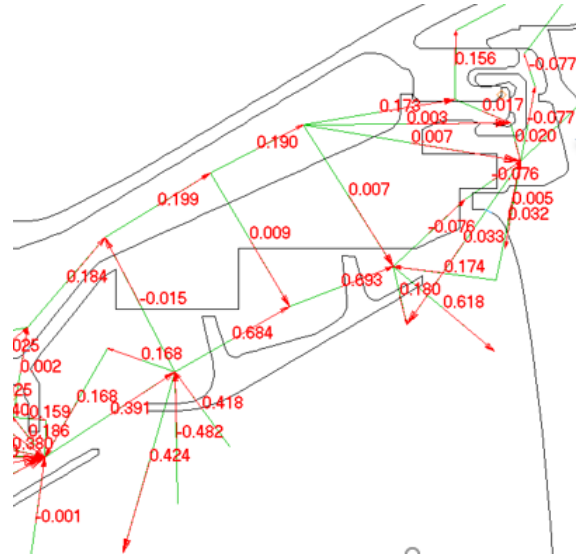


Figura 4.2: Rappresentazione fluid network dal TSD Team

In Fig. 4.2 è schematizzato il fluid network nella zona di interesse, in cui ogni trafiletto è valutato in portata percentuale, rispetto un valore di riferimento. Si può notare



come la quantità di portata estratta a monte della pala, assuma un valore differente rispetto a quanta portata attraversa effettivamente la clearance, proprio a causa degli ulteriori trafiletti non trascurabili.

### 4.1.3 Aero Team

Il team Aero, ha come obiettivo quello di accorpare le ipotesi provenienti al modello termico, ma semplificando le stesse in maniera tale da generare un modello che risulti meno complesso, funzione di un numero di contributi limitato. Anche per la genesi del modello Aero, come si vedrà poi in seguito in cui si entrerà nel dettaglio sullo sviluppo di tale modello, si fa riferimento alle grandezze nel flow path; note infatti le condizioni fluidodinamiche del main flow, la portata richiesta dalla cavità radiale è funzione della pressione a monte e valle della pala e dall'area della cavità.

Come si può osservare dalla Fig. 4.3, il valore di portata di bypass richiesto dalla cavità è esattamente il valore di portata che è estratta a monte della pala, in quanto tutto ciò che è presente prima della schiera rotorica, non è preso in considerazione, al contrario invece di ciò che esce a valle della stessa che è invece funzione, oltre che della pressione nel flow path, di ciò che accade in quella regione.

Si può quindi notare come, effettivamente, il modello Aero risulti essere semplice e funzione solo di un numero esiguo di contributi.

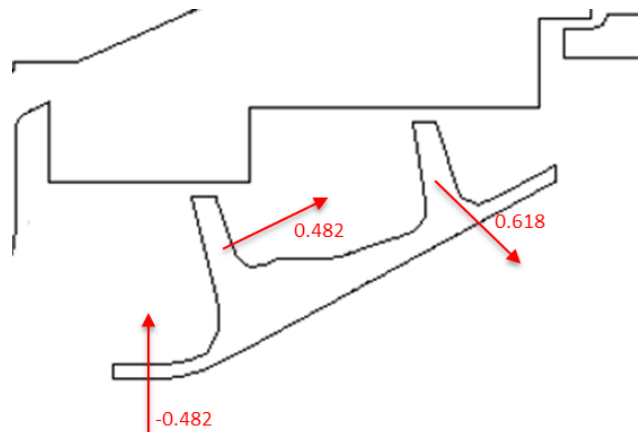


Figura 4.3: Rappresentazione fluid network dall'Aero Team

#### 4.1.4 Clearance Team

L'obiettivo del Team è quello di fornire al cliente delle informazioni rapide ed utili sulle prestazioni della turbina; ciò avviene tramite la stesura di un documento chiamato Clearance Statement, in cui sono presenti, in genere per una o due missioni di volo (ADP e TO), i valori di RTC e ISS per ogni stadio.

Il valore presente in tabella, è ottenuto a seguito di un'analisi a 360 gradi, in cui sono stati valutati tutti i punti di forza e debolezza di ogni disciplina, a seguito della quale si è proceduto allo sviluppo dei modelli di clearance la cui sovrapposizione, in termini di effettivi contributi considerati da ciascun modello, fornisce il numero in tabella, da fornire al cliente; tale numero quindi si riferisce alla clearance (a freddo ed a caldo), che la LPT assume in ogni stadio, tenendo conto di tutti i contributi in gioco.

		TIP						
Stage #		1	2	3	4	5	6	AVG
SS CR [mils]	former	40	25	27	26	29	27	29
	present	32	19	24	33	20	25	26

Figura 4.4: Esempio di Clearance Statement

## 4.2 Tipologie Analisi

Noti quindi i punti di forza e debolezza di ogni modello, è possibile stabilire quale tipologia di analisi sia la più consenziale per il caso in esame:

- Si può ragionare in termini di gap geometrico; nota quindi la geometria della cavità, si ricava il valore di bypass flow per quella data geometria, considerando quella come unico contributo per l'analisi; tale analisi risulta essere molto veloce, ma i risultati ottenuti potrebbero non rappresentare la reale fisica del problema, in quanto molti dei contributi, in termini di trafilamento, non sono presi in considerazione;

- Rapportare il tutto in termini di portata di bypass; valutato il valore di portata di by pass passante per la cavità al tip della pala, si ricava il valore di clearance equivalente che fornisca in output tale by-pass. Tale approccio porta 2 vantaggi:
  1. L'analisi risulta essere più completa in quanto si tiene conto di tutti i trafileamenti in gioco che contribuiscono al valore di portata prevista, consentendo quindi una previsione quantomeno più vicina a quella reale;
  2. Ogni modello, con alla base le proprie ipotesi, determina il proprio valore di clearance equivalente, che può quindi essere differente da modello a modello; di conseguenza è possibile poter attuare un comparison tra i modelli per studiarne le previsioni di perdita e stabilire quale delle discipline tenda a sovrastimare, o meno, l'impatto delle RTC sulle prestazioni della turbina.

La tipologia di analisi scelta per la genesi e l'ottimizzazione del modello Aero è la seconda.

### 4.3 Design di Turbine

La realizzazione di un componente è il frutto di un lavoro di analisi, come detto, interdisciplinare molto complesso, che conduce all'ottimizzazione del sistema attraverso una serie di step successivi, caratterizzati da un grado di dettaglio che via via risulta essere sempre maggiore. Ciò porta inevitabilmente, ad ogni step, un aumento dei tempi e dei costi di calcolo per l'ottenimento di risultati con accuratezza sempre maggiore, tipica appunto delle fasi finali di progettazione (Detailed Analysis). L'obiettivo è quindi quello di aumentare l'affidabilità dei tools utilizzati già nelle fasi iniziali di progettazione (Concept Design) al fine di ottenere buoni risultati con tempi e costi molto più contenuti.

La realizzazione di un componente innovativo è il risultato di un processo più o meno lungo di progettazione (design), il quale prevede il superamento di fasi successive ben definite, a ognuna delle quali sono associati requisiti via via più stringenti. Si tratta dunque di un vero e proprio processo logico, che porta alla realizzazione di un progetto che risponda agli obiettivi preposti in maniera il più possibile ottimale, avendo a disposizione determinati requisiti. Ciascuna fase termina con il superamento di una milestone, in cui

il team di ingegneri qualificati e di persone dotate di specifiche competenze tecniche si riunisce per verificare se il prodotto in via di sviluppo stia rispettando i vincoli imposti inizialmente e quindi può procedere con le fasi successive.

L'intero processo richiede chiaramente un investimento da parte dell'azienda, pertanto l'ottimizzazione di costi, tempo e risorse, a parità di qualità del prodotto finale, è un fattore di grande importanza per l'economia aziendale. Per questo è importante che la buona progettazione inizi già nelle primissime fasi, cioè quando si ha la possibilità di confrontare e valutare tra diverse ipotesi e idee quelle di fattibilità e validità maggiore.

La progettazione inizia con la fase di Concept Design (CD). Le decisioni prese in questa fase hanno una significativa influenza su fattori come costi, prestazioni, affidabilità, sicurezza ed in generale sul successo commerciale di un prodotto. Durante questa fase si operano la maggior parte delle scelte strategiche, si prendono decisioni importanti che successivamente, solo con difficoltà, possono essere cambiate. Chiaramente in questa fase vengono definiti gli obiettivi e i requisiti che si intendono perseguire e viene compiuta una prima bozza del componente che si intende realizzare. Il progetto è in fase di valutazione, quindi vengono analizzati vantaggi e svantaggi, confrontando le diverse soluzioni possibili, nel rispetto dei vincoli a disposizione, e apportando le modifiche necessarie. Tutta questa grande quantità di informazioni è manipolata in un tempo relativamente ristretto. Chiaramente i tools utilizzati in questa fase, caratterizzati da tempi di calcolo più contenuti per avere la possibilità di valutare le diverse alternative e modificare il progetto senza eccessivi tempi di stallo, presentano un'accuratezza inferiore rispetto a quelli utilizzati nelle fasi successive. Tuttavia oggi le industrie moderne ripongono un'attenzione sempre crescente per il Concept Design, investendo più risorse in esso, avendo assunto la consapevolezza che uno studio concettuale sbagliato non può essere compensato da un progetto ben dettagliato. Per questo si punta oggi a una revisione degli strumenti utilizzati nella fase di CD, affinché possano predire fin dall'inizio con grande accuratezza le performance del sistema, contenendo il più possibile le modifiche delle fasi successive (in cui è più difficile apportare variazioni) e sfruttando i tempi di calcolo contenuti.

Il progetto preliminare (dall'inglese Preliminary Design, PD) segna il passaggio tra la fase di CD e quella di dettaglio. Viene definita in questa fase la configurazione generale e si realizzano diagrammi e schemi per avere un primo layout del componente nella configurazione di inizio progetto; si ha quindi un'analisi strutturale del sistema nel suo insieme. Durante la progettazione di dettaglio e ottimizzazione, i parametri del componente appena realizzato in parte potranno subire delle variazioni, ma il quadro generale del progetto ha assunto una struttura pressoché definitiva.

Nella Detailed Analysis i componenti vengono analizzati nel dettaglio e subiscono un processo di ottimizzazione. A tal scopo vengono utilizzati modelli tridimensionali che, nel caso specifico della progettazione di LPT aeronautiche, consentono di compiere vere e proprie simulazioni fluidodinamiche (CFD), in grado di predire con grandissimo livello di precisione il comportamento reale. La grande accuratezza dei tools utilizzati, resa possibile da discretizzazioni sufficientemente fitte e da cicli iterativi di ottimizzazione, comporta tempi di calcolo molto lunghi e laboriosi. Inoltre la DA rappresenta una fase cruciale di progettazione: le informazioni provenienti da analisi multidisciplinari differenti, condotte fino a questo momento per lo più separatamente, confluiscono in un unico assieme e forniscono al progettista la configurazione definitiva del componente da realizzare. Viene fornita anche tutta la documentazione necessaria per la realizzazione industriale del componente nella sua interezza, fornendo le indicazioni per avere un prodotto finito.

Come accennato nel Capitolo 1, la LPT di un propulsore aeronautico rientra all'interno di un ciclo termodinamico complesso che coinvolge più componenti, le cui prestazioni sono tra loro strettamente interconnesse. Ad esempio, il fluido in ingresso alla LPT dipende fortemente dalle condizioni di funzionamento del modulo antistante, che quindi influenza parametri aerodinamici quali la portata elaborata, pressione e temperatura totale di ingresso, l'angolo del flusso all'uscita dalla turbina di alta pressione, le caratteristiche del gas. Vengono inoltre fissati il rapporto di espansione, la velocità di rotazione del modulo, i raggi (interno e periferico) alle sezioni di ingresso e di uscita del modulo e l'angolo massimo per il flusso in uscita. Infine, il modulo dovrà rispondere alle esigenze di ingombro, di peso e strutturali, oltre che alle performance aero-acustiche attese, a sottolineare la molteplicità degli aspetti che interagiscono nella progettazione del componente.

Partendo dalle specifiche da soddisfare, per step di iterazione successivi, si passa dalla fase di CD con una configurazione iniziale parametrica, che prevede un'analisi semplificata monodimensionale, fino all'analisi di dettaglio di una geometria più complessa: da un design 1D si passa alle successive fasi 2D, quasi 3D e 3D.

Avio Aero utilizza dei tools appositamente creati, aventi precisione crescente con il grado di dettaglio della fase di progettazione, a discapito però di tempi più lunghi di esecuzione. Per questo è importante che la maggior parte delle decisioni sia presa già nella fase di CD, al fine di modificare il meno possibile le pale nelle fasi successive.

Abbiamo infatti visto l'importanza di una corretta progettazione già nelle fasi iniziali di design al fine di minimizzare sprechi in termini di tempo e risorse, e l'esigenza di disporre di strumenti di progettazione sufficientemente adeguati e accurati. Per questo motivo è importante revisionare e implementare i codici in uso affinché siano in grado di predire con precisione maggiore il comportamento reale della turbina già a livello di CD, in modo da individuare subito le configurazioni valide, riducendo tempi e costi di progettazione. Risulta opportuno illustrare brevemente quali sono i tools impiegati da Avio Aero e come questi si inseriscono all'interno del ciclo di progettazione.

#### 4.3.1 Tool 1D

Il Tool 1D utilizzato è un software di proprietà GE, atto ad una previsione preliminare delle performance di turbine; svolge fondamentalmente analisi a raggio medio, trascurando le pendenze e le curvature della streamline; Temperatura e pressione totale risultano costanti dall'hub al tip e la velocità radiale è ipotizzata essere costante imponendo, per ricavare la velocità tangenziale, il criterio del vortice libero.

Tale tool è principalmente basato su correlazioni e modelli di perdita, utilizzati per studiare separatamente gli effetti isolate di aspect ratio, carichi, solidità ecc. Tale modello è inoltre testato per un numero significativo di simulazioni, sia LPT ed HPT con o senza refrigerazione.

Ogni stadio è suddiviso in 5 stazioni in cui sono calcolati i parametri geometrici della turbina ed i parametri termofluidodinamici del flusso.

Il codice analizza innanzitutto il campo fluido risolvendo le equazioni di Eulero non viscosi a mean-line e aggiunge a posteriori le perdite, ricavate tramite opportune correlazioni presenti al suo interno, come quelle di Craig & Cox e di Ainley & Mathieson riviste da Dunham, Came, Kacker e Okapuu.

A valle di ogni stadio, in output, il Tool elabora tutte le tipologie di perdita, in funzione delle correlazioni sperimentali scelte in input, e le valuta in termini di perdite efficienza, fornendo quindi un  $\Delta\eta$ , ovvero una differenza rispetto al caso senza quella perdita.

Il Tool lavora sia in ipotesi di funzionamento on-design, sia in condizioni di off-design.

- *Design*: La prima ipotesi è di incidenza nulla; non ci sono quindi perdite di profilo d'incidenza in quanto il flusso è allineato all'angolo metallico della pala.

Per ogni stadio viene fornito in input il lavoro ed il grado di reazione (oltre ai valori di portata, temperatura e pressione totale in ingresso); ciò vuol dire conoscere il triangolo di velocità per ogni stadio. In alternativa è possibile inserire in input i valori dell'angolo di flusso all'uscita (cosa che in genere si inserisce di default per l'ultimo stadio). In output il Tool restituisce i valori di pressione totale e statica all'uscita.

- *Off-Design*: Le informazioni sui modelli di perdita sono le medesime del caso on-design; non è fornita più la portata in ingresso, ma per ciascuna schiera sono forniti l'area di gola e l'angolo metallico in ingresso, da cui si determinano le incidenze. Non è inoltre fornito il lavoro ed il grado di reazione, ma è fornito il PR oppure il  $\Delta H$  totale.

Concentriamo l'attenzione sul modello di perdita per effetto delle rotor tip clearance; Il solutore 1D utilizza un modello, valido sia per palettature shrouded, sia unshrouded, riportando in output, come già accennato precedentemente, un valore di  $\Delta\eta$ , funzione della tipologia di palettatura (shrouded o no), della clearance, della geometria della pala, e delle variazioni di efficienza di schiera e stadio. Tale strumento risulta essere perfetto in questa fase iniziale di progettazione in cui si necessita di uno strumento veloce, ma sufficientemente efficace, in modo da contenere i costi nelle fasi di dettaglio maggiore.

### 4.3.2 Tool 3D

Il Tool in questione, è un solutore CFD tridimensionale, per la risoluzione di flussi in campo viscido ed inviscido. E' stato progettato per la risoluzione di RANS ed URANS, in forma conservativa in un sistema di riferimento in coordinate curvilinee, e le equazioni di stato dei gas, implementando notevoli tecniche computazionali per garantire efficienza ed accuratezza dei calcoli.

Il modello di risoluzione è ad iterazioni attraverso step temporali, del tipo quindi time marching, attraverso una discretizzazione ai volumi finiti del secondo ordine a schema centrato (per i flussi inviscidi è aggiunta la viscosità numerica). Si può adottare un passo temporale variabile, infittire la griglia in prossimità del corpo, e si può effettuare un rilassamento dei residui attraverso l'iterazione a multigriglia.

Vengono implementati inoltre diversi modelli di turbolenza:

- Modello algebrico (Baldwin-Lomax);
- Modello ad un'equazione (Spalart-Allmaras);
- Modello a due equazioni ( $k - \omega$  a basso ed elevato numero di Reynolds).

Il solutore necessita di alcuni file, che presentino i parametri di griglia per ogni schiera, le condizioni al contorno del campo di moto, ed eventualmente i parametri che definiscono il modello dei flussi secondari. In output, il codice restituisce diversi file, ognuno dei quali rappresenta una distribuzione (spanwise o lungo il profilo) di una generica grandezza.

La peculiarità del tool, è che esso lavora con grandezze non dimensionali; è quindi presente, per ogni grandezza, un riferimento da utilizzare per procedere all'adimensionalizzazione (Lref, Pref, Tref ecc).

### Risoluzione Codice

E' utile lavorare in ambiente Linux per rendere più facile e veloce il passaggio tra le directory; Per girare, il solutore si appoggia ad una macchina esterna, come ad esempio il cluster.



Possiede un'interfaccia grafica, per poter vedere facilmente, graficamente i file testo (come ad esempio quelli rappresentanti le geometrie dei profili). In fase di pre-process si procede alla preparazione della griglia e dei file di input + CC:

- Griglia: Ogni schiera è un blocco di griglia; necessita quindi di una geometria in modo discreto da hub a tip, in N sezioni che possono trovarsi su una generica spline di interpolazione. Ogni sezione è individuata da 2 file: Un file che contiene le i punti del profilo in coordinate cilindriche (a raggio fissato), ed un altro file che invece contiene la posizione assiale, riferita al leading edge del profilo, ed il raggio di ogni punto dello stesso. Il codice genera quindi N griglie bidimensionali e, successivamente, crea la griglia 3D interpolando linearmente le N sezioni. Il numero di sezioni scelto è funzione del grado di accuratezza che si ricerca. Il numero standard di sezioni è 9. Si inseriscono quindi le informazioni sulla topologia della griglia, i punti di inizio e fine della stessa. Il codice genera, in primis, una griglia inviscida, poi successivamente, aggiungendo la zona di infittimento punti in prossimità delle pareti, in direzione radiale, è sviluppata la griglia viscosa. Nel caso in esame, la griglia utilizzata è molto vicina alla tipologia ad H:

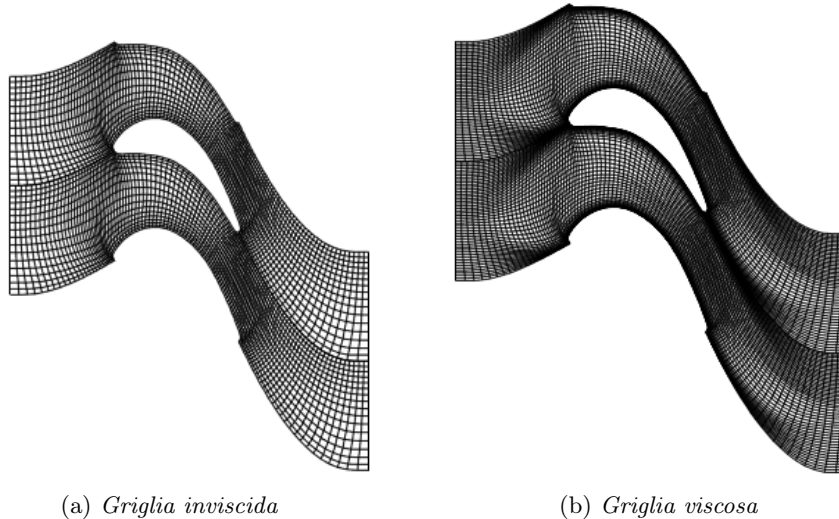


Figura 4.5: Esempi di griglia ad H

- Input e CC: Per quanto riguarda le condizioni in ingresso, il solutore ha per ipotesi una distribuzione assialsimmetrica delle grandezze in ingresso. Esiste la possibilità di inserire anche le condizioni d'uscita, oppure si ipotizza una distribuzione radiale di pressioni statiche all'outlet. E' presente infine un file di inizializzazione del codice, in cui sono ricapitolati tutti i dati principali di griglia, dei modelli, del processo iterativo e della tipologia di analisi. Inoltre sono presenti flag che consentono la scelta di un determinato modello da utilizzare e le grandezze di riferimento.

In fase di post-processing, si procede all'estrazione delle grandezze termofluidodinamiche che il tool ha ricavato in fase di calcolo. Tale estrazione è eseguita da uno strumento di postprocessing che rende le distribuzioni di grandezze, visibili.

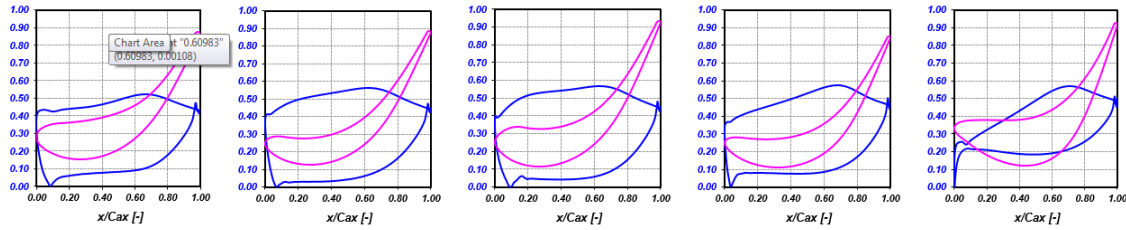


Figura 4.6: Andamento Mach Isoentropico lungo il profilo di uno statore a diversi span

### 4.3.3 Tool 3D Commerciale

E' un software CFD ad elevate performance che sviluppa, in maniera robusta e veloce, soluzioni molto accurate, utilizzabili in un range di applicazioni differenti; in particolare è riconosciuta la sua grande applicabilità per l'analisi di turbomacchine.

Le equazioni risolte, i modelli di analisi e di turbolenza, la tipologia di discretizzazione utilizzata, sono pressoché analoghe a quanto visto con il solutore 3D; di contro aumenta l'accuratezza della risoluzione in quanto consente di poter approfondire l'analisi, superando i limiti imposti dal tool 3D precedente. Inoltre possiede un elevato numero di tools, ognuno dei quali è atto ad una delle fasi dell'analisi. La fase di pre-processing è molto simile a quanto visto con il solutore precedente:

- Griglia: E' presente un software adibito alla genesi di griglie per l'analisi di schiere di turbomacchine; include raffinate tecnologie che permettono di raggiungere gli

obiettivi prefissati in maniera quasi automatica, e ad un livello di qualità e precisione della mesh, anche per pale con forme complesse, molto elevato. E' sufficiente inserire i parametri geometrici della pala ed alcuni parametri, per ottenere la griglia desiderata. Inoltre, cambiando la geometria in un secondo momento, il tool modifica la griglia senza intaccare, ove possibile, l'analisi effettuata;

- Input e CC: Riceve in input il mesh generato con il solutore appropriato, successivamente si inseriscono i domini, interfacce, condizioni al contorno e pareti, dopodiché si procede con l'analisi.

In fase di postprocessing, esiste un altro tool nel quale caricare il file contenente la soluzione, ed inizializzando i domini desiderati, è possibile visualizzare ogni distribuzione di ogni grandezza, spanwise e lungo i profili. Vi è inoltre la possibilità di inserire variabili, non presenti di default nell'analisi, per analizzarne anche la loro distribuzione.

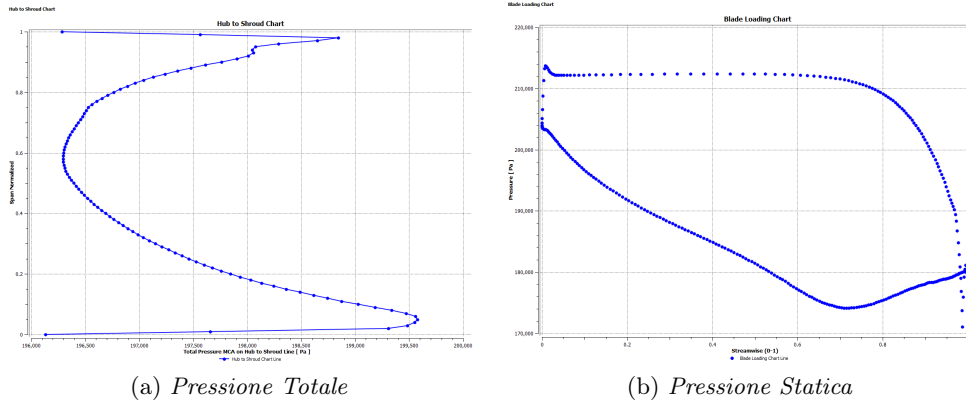


Figura 4.7: Esempi di distribuzione spanwise e lungo il profilo rispettivamente di pressione totale e statica

## Capitolo 5

# Analisi Aero e risposta dei vari modelli

Da questo momento si entra nel vivo dell'analisi, si andrà ad analizzare come ogni software utilizzato genera il modello Aero, dal più semplice 1D ad uno 3D commerciale che permette di poter meshare la cavità oggetto dell'analisi, andando a vedere i punti di forza e debolezza di ogni tool e confrontarne le previsioni in termini di efficienza dello stadio considerato.

L'analisi è stata eseguita facendo riferimento alla moderna turbina di bassa pressione di uno dei più recenti motori turbofan sviluppati da Ge

### 5.1 Analisi 1D

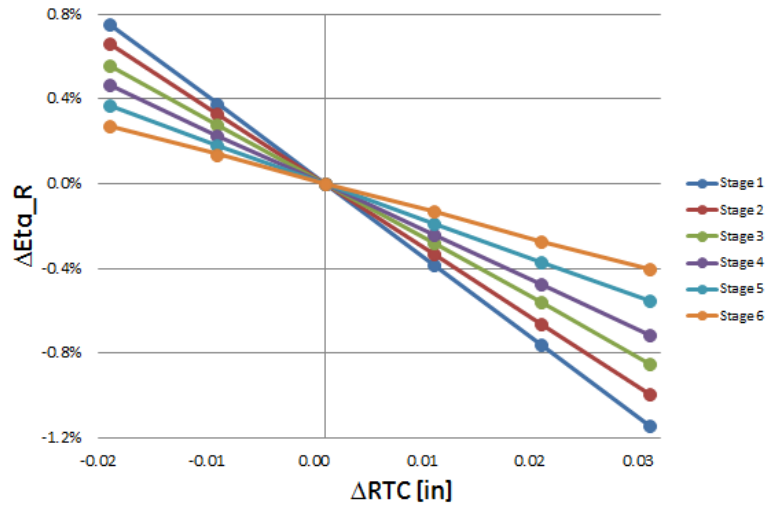
Il punto di partenza dell'analisi è stato quello di partire da un file sorgente in cui sono contenuti tutti i file di input, impostati nelle condizioni di design, in cui quindi ogni stadio aveva il proprio valore di rotor tip clearance impostato.

#### 5.1.1 Efficienza schiera ed angolo di flusso: $\Delta\eta_R$ e $\Delta\beta_{2,tip}$

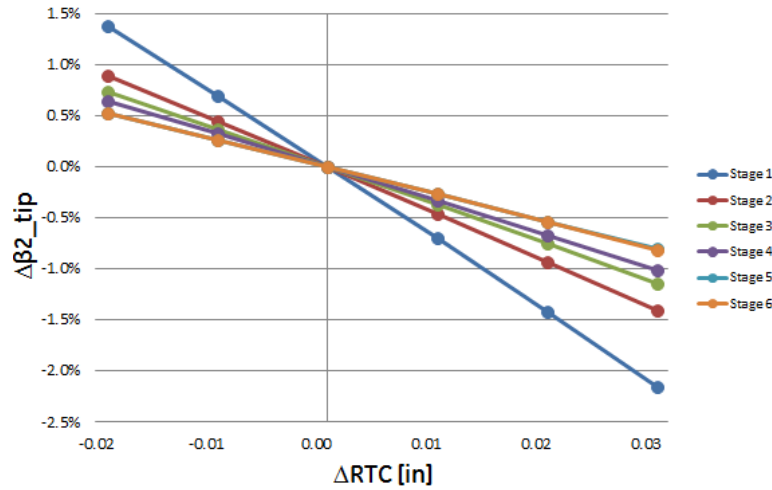
Una prima analisi preliminare è stata quella di andare a far variare, stadio per stadio, il valore delle rotor tip clearance da un minimo in cui si è ridotta la clearance di 20 mils ad un massimo in cui si è incrementata di 30 mils, rispetto al suo valore di design.

Il solutore prevede, tra le variabili di input, il parametro TCL, il quale rappresenta una distanza radiale tra il tip della pala ed il tettuccio shroud.

L'analisi è stata effettuata singolarmente stadio per stadio, variando il parametro TCL solo per l'i-simo stadio, lasciando i restanti al loro valore di design preimpostato. In questo primo studio ci si è concentrati sullo studio dell'andamento della variazione di efficienza della schiera rotorica dell'i-simo stadio, e della variazione dell'angolo di flusso al tip del rotore, all'uscita dallo stesso. In basso sono mostrati i grafici in cui sono rappresentati i seguenti andamenti, la cui tendenza è immediatamente intuibile.



(a) Variazione efficienza schiera



(b) Variazione angolo di flusso

Figura 5.1: Andamento derivatives per analisi 1D

Dai grafici in Fig. 5.1 si possono trarre immediatamente due palesi conclusioni:

- Come si può osservare, le due serie di andamenti risultano essere perfettamente lineari al variare della clearance;
- La pendenza delle curve (cioè l'andamento delle perdite di efficienza e di deflessione del flusso), decresce spostandosi verso stadi successivi. Di conseguenza, i primi stadi risentono maggiormente delle perdite per RTC rispetto agli ultimi, e ciò è spiegato principalmente da 2 fattori:
  1. L'aspect ratio delle pale ( $h/c$ ) che, essendo minore per i primi stadi in quanto le pale risultano essere più corte, porta la clearance ad avere un peso, in termini percentuali, maggiori per pale con  $AR$  maggiore. Ad esempio, una clearance di 20 *mils*, risulterà avere impatto maggiore su una pala alta 6 *in* piuttosto che su una alta 10 *in*;
  2. I carichi su ogni stadio che, in genere risultano maggiori per i primi, i quali producono salti di pressione maggiore rispetto agli ultimi, quindi, di conseguenza, ciò porta anche ad avere perdite maggiori.

### 5.1.2 Confronto modelli di perdita

Un'ulteriore analisi preliminare, svolta con il Tool 1D, è stata quella di andare a confrontare il modello di perdita implementato nel solutore 1D, in cui la perdita prevista è valutata in termini di perdita di efficienza, che è funzione di geometria della pala, geometria del gap e variazioni di efficienza di stadio e schiera, con un modello di perdita da letteratura, basato su correlazioni sperimentali e semi-empiriche.

Il modello il questione è invece un modello di perdite di pressione totale, funzione invece di geometria della pala e del gap, e della portata, la quale è espressa in genere in funzione degli angoli di flusso in ingresso ed uscita dallo stadio. In basso sono riportate le dipendenze funzionali di entrambi i modelli:

MODELLO PERDITA TOOL 1D:

$$\Delta\eta_{td} = f(\Delta\eta; geom; clr)$$

CORRELAZIONE DI PERDITA DA LETTERATURA:

$$Y_r = f(AR; L; geom; clr)$$

Nel grafico in Fig. 5.2, è stato riportato l'andamento della variazione in termini di  $\Delta Loss$ , valutate utilizzando entrambi i modelli, per il 2°, 3° e 6° stadio:

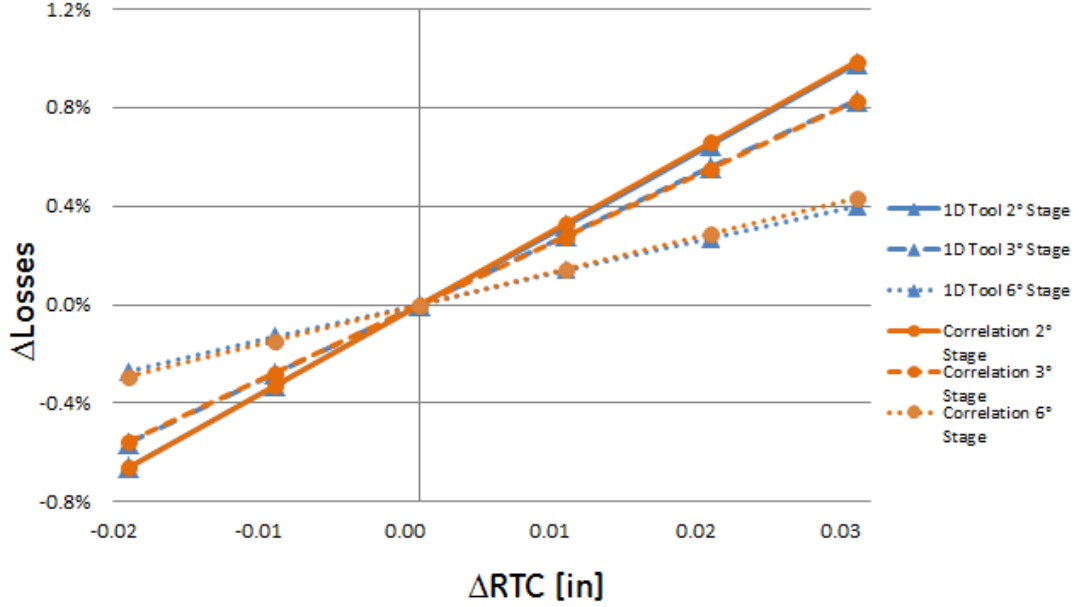


Figura 5.2: Confronto andamento modello e correlazione al variare delle RTC

Anche da questo grafico, si può immediatamente osservare che la pendenza delle rette decresce man mano che ci si sposta verso stadi successivi.

Un altro aspetto importante da notare è che, per il 2° ed il 3° stadio, il matching tra gli andamenti delle 2 correlazioni di perdita è praticamente perfetto, il che vuol dire che, almeno per i primi stadi, la correlazione utilizzata dal Tool 1D, nient'altro è che un modello di perdita presente in letteratura. Per il 6° stadio in realtà il matching continua ad essere molto buono, ma ci sono alcune differenze, seppur minime, tra i 2 andamenti; ciò molto probabilmente è dovuto al fatto che i Mach crescono a valle della turbina, e quindi potrebbero iniziare a farsi sentire gli effetti relativi alla compressibilità del flusso.

## 5.2 Analisi 3D

Vista l'impossibilità di poter entrare molto nel dettaglio tramite un'analisi 1D, per oltrepassare il confine di ciò che non può essere perfettamente spiegato con le sole correlazioni

sperimentali, si è optato per un'analisi più accurata tramite un software 3D, in cui è possibile implementare in maniera migliore in primis la geometria dei componenti, ed inoltre è possibile inserire condizioni in ingresso, in termini di main flow ma anche di flussi secondari (tra cui appunto quelli relativi ai bypass sopra al tip della pala), in maniera molto più accurata e dettagliata rispetto al solutore 1D in cui era “sufficiente” modificare un singolo parametro.

### 5.2.1 Scelta schiere di riferimento

Anche per l'analisi 3D, è stato effettuato un primo studio dell'intera LPT, che comprendesse quindi le 14 schiere (TCF, i 6 stadi ed il TRF). Successivamente, si è scelto di voler isolare solamente 3 schiere, in maniera tale da analizzare come le rotor tip clearance di uno stadio, vadano poi ad impattare il flusso in ingresso dello stadio successivo. Le schiere scelte sono il vane 2, il blade 2 ed il vane 3, in quanto rappresentano lo stadio e mezzo in cui si è ritenuto che l'impatto delle clearance fosse maggiore; inoltre la scelta è in parte motivata da ciò che si era visto dall'analisi 1D.

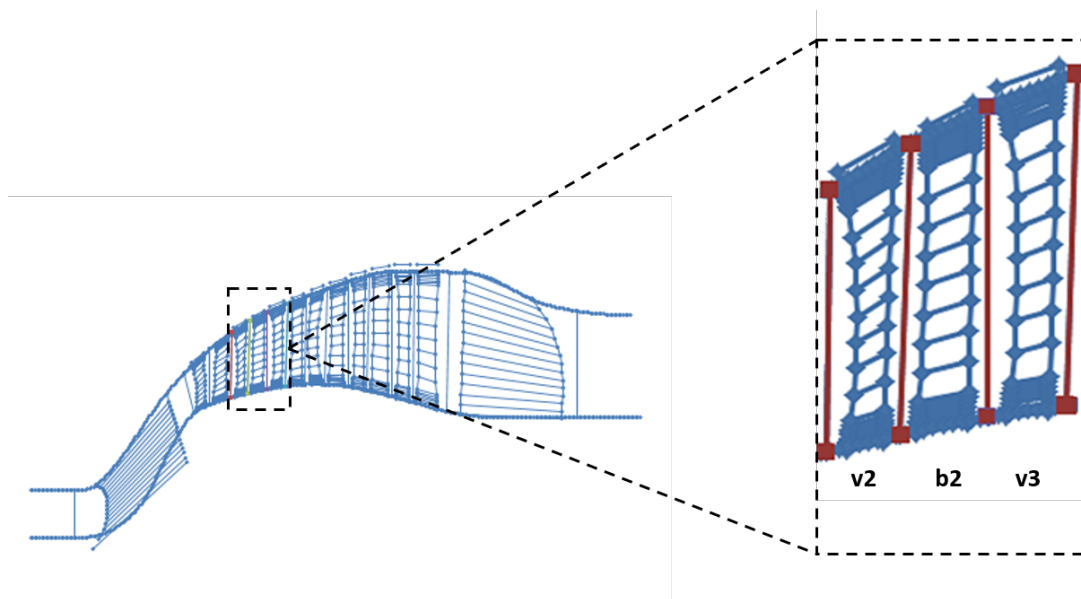


Figura 5.3: Estrazione schiera di riferimento



Le principali caratteristiche delle 2 analisi sono le seguenti:

1. Modello di turbolenza  $k - \omega$  ad elevato numero di Reynolds (Fully turbulent);
2. Analisi steady state: Analisi stazionaria in cui si è proceduto alla risoluzione delle RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes);
3. E' stato utilizzata una griglia (per ogni schiera) di circa 1.2 milioni di punti ( $217 \times 69 \times 81$ ).

In primo luogo, per testare la consistenza del calcolo con le sole 3 schiere, si è effettuato un comparison (confronto) tra i risultati ottenuti nello studio completo multischiera, e quello con le 3 schiere, in cui come condizione in ingresso è stata imposta quella all'uscita del primo stadio e come condizione in uscita è stata imposta quella in ingresso al rotore dello stadio 3.

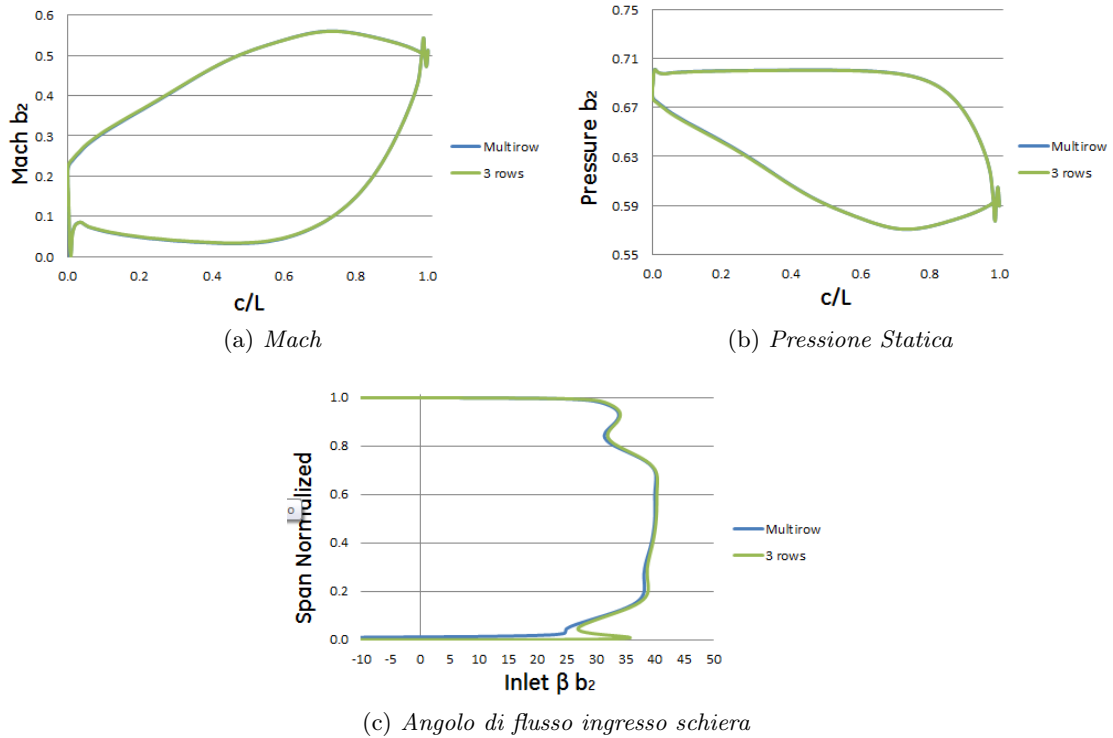


Figura 5.4: Distribuzione profilo e spanwise delle grandezze relative al rotore

Per leggerezza di trattazione, sono state riportate solo alcune delle distribuzioni delle grandezze confrontate, sia in direzione spanwise, sia lungo il profilo, ma sono sufficienti per capire che l'analisi con le 3 schiere isolate risulta essere consistente; di conseguenza, tutte le analisi successive saranno effettuate esclusivamente sullo stadio e mezzo appena isolato.

### Modello Clearance

In analogia con il Tool 1D, anche il solutore 3D non permette di poter generare un mesh della cavità di bypass, ma permette, attraverso l'implementazione di un modello, funzione dei valori in ingresso ed uscita schiera, della geometria e del tipo di pala, di prevedere un valore di portata che viene estratta a monte della pala, ed allo stesso modo, un valore di portata che rientra nel flow path a valle della stessa:

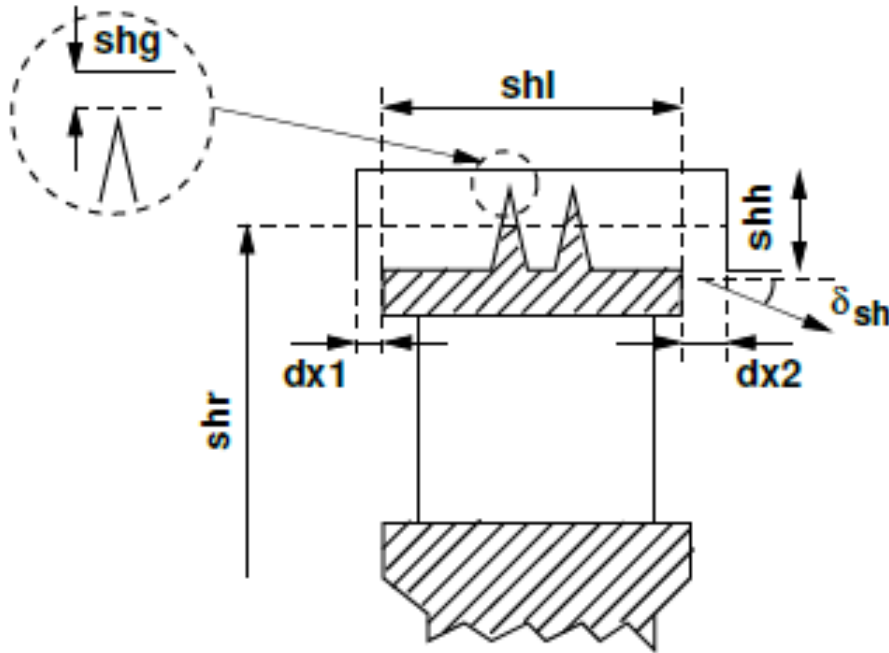


Figura 5.5: Riferimento per grandezze applicate al modello

MODELLO PERDITA TOOL 3D:

$$\dot{m} = f(geom; clr; P_{1,2}; \rho_1)$$

Si è quindi effettuata una prima analisi, praticamente analoga a quanto fatto già in 1D, in cui si è ricavata la legge di variazione tra le RTC e la portata estratta a monte della pala e, di conseguenza, anche l'andamento dell'efficienza di stadio, funzione di tale valore di portata.

Anche in questo caso, si è passato a ragionare in termini di variazioni e non di grandezze assolute.

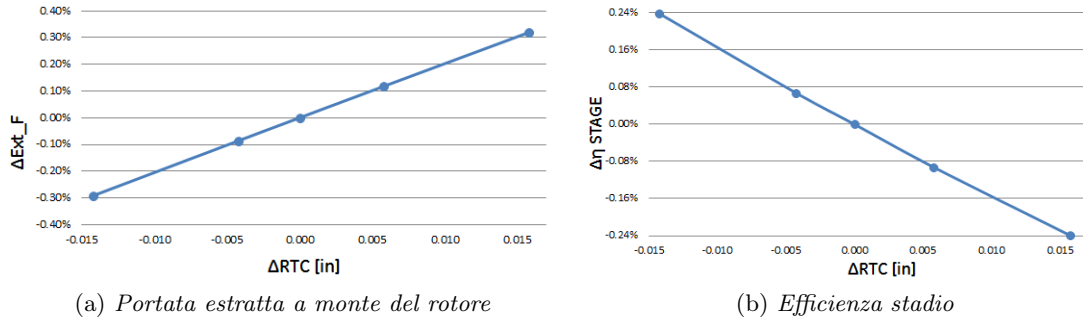


Figura 5.6: Variazione di portata estratta ed efficienza stadio al variare delle RTC

Anche il modello implementato dal solutore 3D ha un andamento lineare sia in termini di variazioni di portata estratta, sia in termini di variazioni di efficienza di stadio, al variare delle RTC.

### Comparison 1D-3D

Il cuore del lavoro di tesi, come detto, è quello di confrontare, noti i punti di forza e debolezza di goni tool, le previsioni prestazionali dei suddetti modelli. Per fare ciò è necessario, vista in primis la diversità dei modelli utilizzati, e vista la volontà di volersi svincolare da grandezze assolute, rapportare le 2 analisi in funzione di alcuni parametri adimensionali, che siano uguali per entrambe le analisi in maniera tale da effettuare un comparison coerente.

Noti quindi i parametri geometrici dal solutore 3D (scelto come riferimento per la sua maggior accuratezza rispetto al primo tool), e ricavati i valori di leakage (trafilamento), rapportati rispetto alla portata totale in ingresso rotore, per un certo intervallo di RTC (da 20 a 50 *mils*), si è poi ricavato i valori di clearance equivalente tramite il tool 1D, che

dessero in output lo stesso leakage percentuale. Per adimensionalizzare il gap, si è invece ricavato il valore dell'area di cavità (intesa come l'area della corona circolare tra tip e hub della cavità) ed è stato rapportato all'area della corona circolare compresa tra tip e hub della pala:

$$A_{gap} = \pi (R_{tip,gap}^2 - R_{hub,gap}^2) ; A_{blade} = \pi (R_{tip,blade}^2 - R_{hub,blade}^2)$$

Nei grafici in basso sono rappresentati gli stessi andamenti visti precedentemente, ma riferiti a grandezze adimensionali, il che consente di poter ragionare non più in termini di differenze, ma di variazioni percentuali:

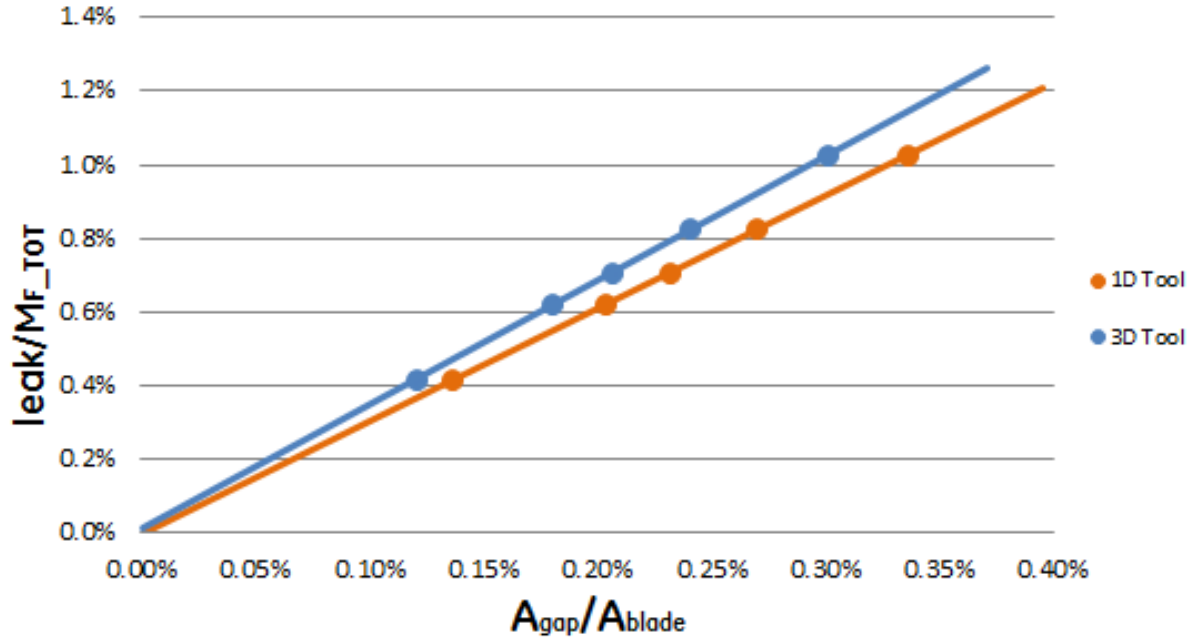
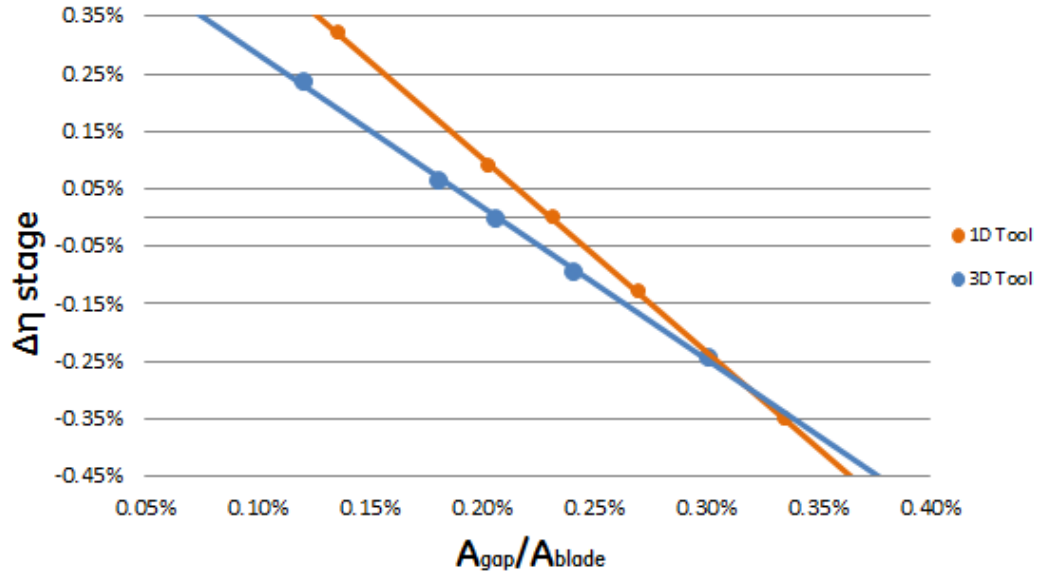


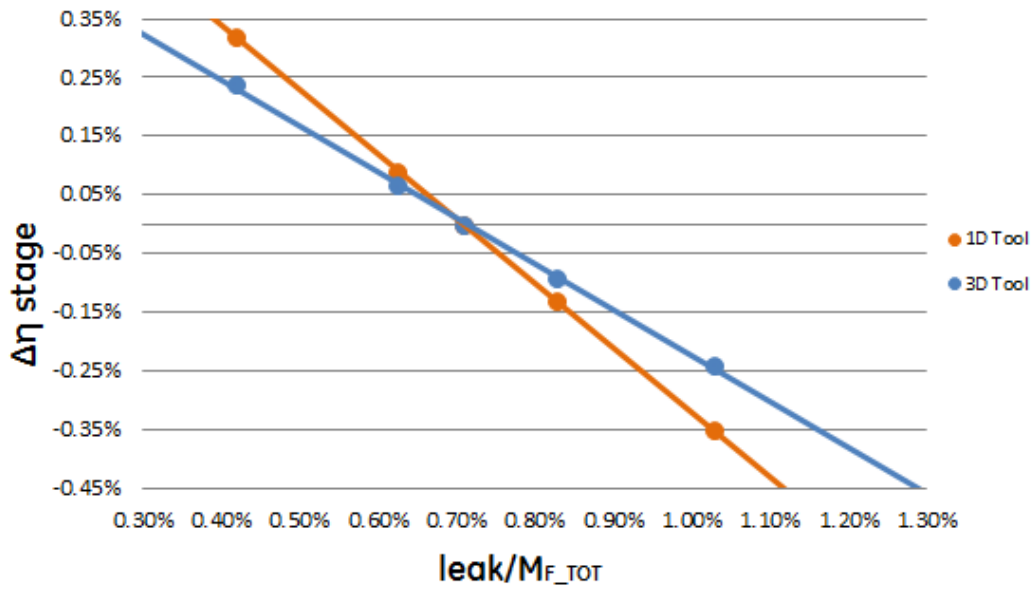
Figura 5.7: Andamento leak percentuale in funzione del gap percentuale

In particolare, osservando la Fig. 5.7, si può notare che, a parità di gap percentuale, il solutore 3D prevede un leakage percentuale maggiore rispetto alle previsioni effettuate dal tool 1D.

Gli altri 2 grafici in Fig. 5.8, mostrano invece l'andamento dell'efficienza in funzione del gap percentuale e del leakage percentuale:



(a) Efficienza-Gap



(b) Efficienza-leak

Figura 5.8: Variazione efficienza stadio al variare rispettivamente di gap e leak percentuale

Nonostante il solutore 3D preveda un trafilamento maggiore, a parità di gap percentuale, di contro il solutore 1D, a parità di gap e di leak percentuale, tende a sovrastimare le perdite rispetto a quanto prevede invece il solutore 3D, sebbene veda un leakage minore rispetto allo stesso. Tale differenza è dovuta, con ogni probabilità, alla diversità tra i 2 modelli utilizzati, nel dettaglio sono differenti le modalità con cui viene calcolata la portata di bypass e la dipendenza che lega tale portata alle perdite di efficienza di stadio.

## 5.3 Analisi 3D con Tool Commerciale

Vista l'impossibilità, con i 2 tool precedenti, di poter analizzare accuratamente come si comporta il flusso all'interno della cavità, si è scelto di effettuare una terza analisi, anche questa 3D, tramite l'ausilio di un tool commerciale, che permetta di poter meshare la cavità e di inserirla nel dominio di calcolo utilizzato finora.

### 5.3.1 Analisi Flow Path

In primo luogo si è effettuata un'analisi back to back con quella implementata al solutore 3D, in maniera tale da verificare che, senza l'introduzione della cavità, il comportamento del main flow sia previsto in maniera analoga dai due solutori:

*Caratteristiche modello:*

1. La geometria delle 3 schiere ( $v2, b2, v3$ ) è stata elaborata partendo dai valori geometrici delle componenti, presenti nel precedente tool 3D;
2. Il dominio del flow path è tridimensionale;
3. Il modello di turbolenza utilizzato è  $k - \omega$  ad elevati numeri di Reynolds (Fully Turbulent);
4. Analisi steady state, ovvero risoluzione delle RANS.

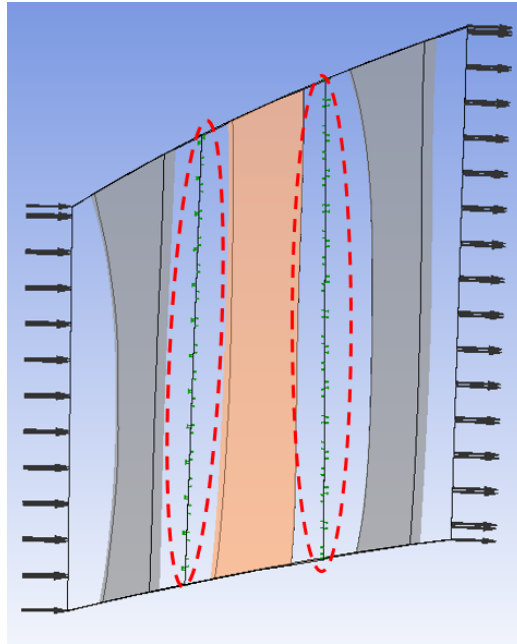


Figura 5.9: Dominio di calcolo e piani di post processing (cerchiati in rosso)

*Caratteristiche mesh:*

1. Griglia rada: Numero di punti circa  $100K$ ;
2. Griglia fine: Numero di punti circa  $1.2M$ ;
3. Griglia strutturata.

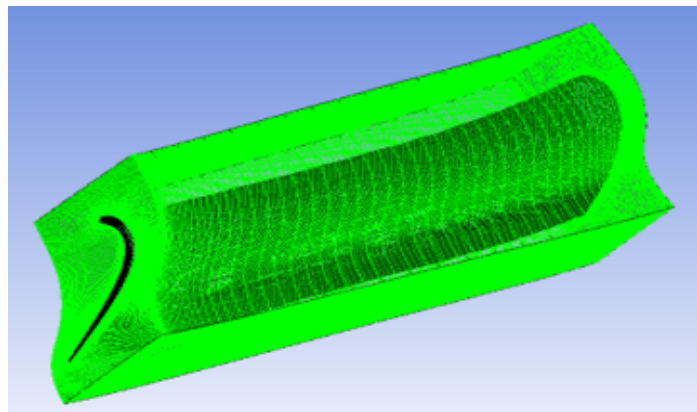


Figura 5.10: Esempio di griglia di schiera

N.B. La scelta della dimensione della griglia fine non è casuale, ma è stata effettuata al fine di ottenere dei risultati che siano il più consistenti, coerenti e confrontabili possibile con tool 3D.

### **Genesi Griglia**

Il tool 3D commerciale presenta, come già affermato in introduzione, una serie di strumenti, ognuno dei quali è sviluppato per la risoluzione ottimale di una determinata specifica. Il tool relativo alla generazione della griglia, rende la creazione del mesh molto semplice, veloce e quasi automatica in quanto richiede un numero di parametri e di operazioni ad effettuare molto limitato.

E' sufficiente inserire le informazioni relative alla geometria delle pale, ed il solutore automaticamente genera la forma preliminare della griglia desiderata. Successivamente, è sufficiente inserire i parametri principali di griglia, il livello di infittimento del mesh ecc. Infine il tool genera la griglia finale pronta per essere esportata ad un altro strumento, che si occupa invece della gestione dei domini, interfacce e delle condizioni al contorno.

### **Pre-processing**

Una volta inseriti i blocchi di griglia nel tool relativo al preprocessing, si è definito i domini di calcolo (rotore e statori), le interfacce tra i vari domini, le pareti e le condizioni al contorno. Per queste ultime in particolare, si è creato un file esterno che rappresentasse le distribuzioni spanwise delle grandezze in ingresso (Pressione totale, temperatura totale, grandezze turbolente ed angolo di flusso), ed uscita (Pressione statica). Prima di iniziare il calcolo con il tool atto alla risoluzione, si inseriscono i dati del gas, sempre attraverso un file esterno, e si procede

### **Post-processing**

Inserita la soluzione nell'apposito tool, è possibile visualizzare la distribuzione di ogni grandezza desiderata. Anche in questo caso, come già fatto con il confronto tra grandezze in output dell'analisi multischiera e quelle in output dell'analisi delle 3 schiere isolate, si



è scelto di riportare, per leggerezza di trattazione, solo alcuni degli andamenti spanwise delle grandezze confrontate:

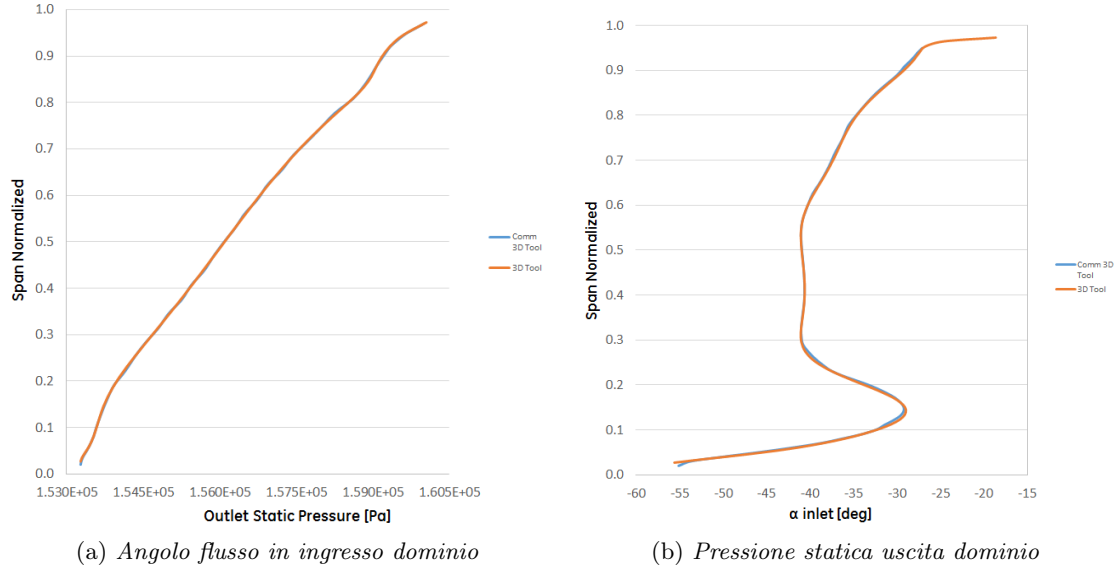


Figura 5.11: Confronto grandezze flow path 3D - 3D Commerciale

Come si può notare i matching è praticamente perfetto per entrambe le distribuzioni; si può quindi affermare che le previsioni dei due solutori, sul comportamento termofluidodinamico del main flow, coincidono. N.B. L'analisi con il Tool 3D è stata effettuata senza injections, l'analisi con il Tool 3D commerciale, è stata effettuata senza l'introduzione del dominio della cavità.

### 5.3.2 Analisi Cavità

Non essendoci possibilità, con i mezzi a disposizione finora, di poter creare una griglia che rappresentasse la cavità sopra il tip della pala rotorica, è stato necessario chiedere l'ausilio di un ulteriore modello, per poter creare la cavità; il modello in questione è il modello CAD dell'intera sezione trasversale della LPT. Avendo a disposizione questo strumento, non è stato difficile riuscire a determinare le dimensioni e la geometria della cavità, ed a riportarla al solutore 3D commerciale.

Il passaggio tra i due modelli è stato reso possibile grazie ad uno strumento che, nota la geometria del componente e stabilito il numero dei punti con cui costruire la

griglia, con qualche semplice calcolo, ha elaborato la griglia 3D nel formato leggibile dal solutore commerciale. Oltre alla cavità, è stata creata anche una griglia da inserire tra le pale, in maniera tale da rendere più facile al solutore poter effettivamente simulare il comportamento del flusso all'ingresso della cavità.

Il caso in esame è lo l'analisi "on-design", ovvero quella presa dal modello CAD, mentre per poter effettuare successivamente il comparison con il postprocessing del solutore 3D con modello clearance, quest'ultimo è stato avviato con un valore di clearance equivalente.

*Caratteristiche modello:*

1. La geometria delle 3 schiere ( $v2, b2, v3$ ) è stata elaborata partendo dai valori geometrici delle componenti, presenti nel precedente tool 3D;
2. Geomtria della cavità 3D;
3. Il dominio del flow path è tridimensionale;
4. Il modello di turbolenza utilizzato è  $k - \omega$  ad elevati numeri di Reynolds (Fully Turbulent);
5. Analisi steady state, ovvero risoluzione delle RANS.

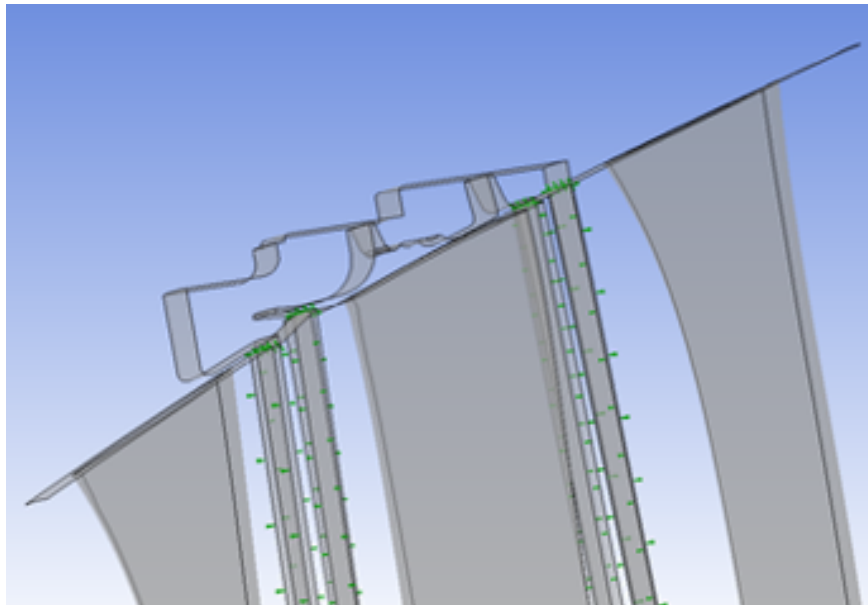


Figura 5.12: Dominio di calcolo con cavità

*Caratteristiche mesh:*

1. Griglia rada:

- Dimensioni griglia per schiera: circa  $100K$  punti;
- Dimensioni griglia cavità: circa  $200K$  punti;
- Dimensioni griglia interpolare: circa  $45K$  punti;

2. Griglia fine:

- Dimensioni griglia per schiera: circa  $1.2$  punti;
- Dimensioni griglia cavità: circa  $1M$  punti;
- Dimensioni griglia interpolare: circa  $450K$  punti;

3. Griglia strutturata.

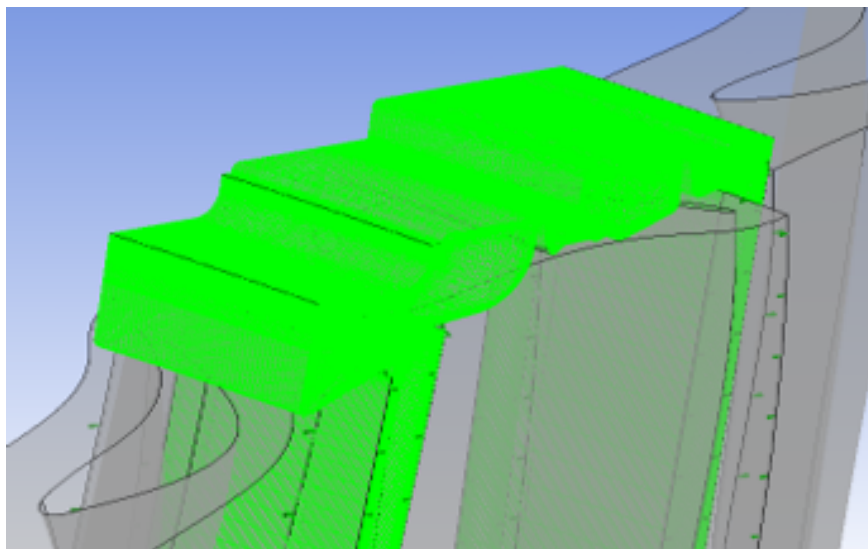


Figura 5.13: Griglia rappresentante la cavità

Essendo adesso 4 e non più 2 i mixing plane, è necessario individuare i 2 piani di post-processing in cui andare ad analizzare le grandezze in output e confrontarle con quelle ricavate con il solutore 3D; si è scelto come piani di calcolo quelli mostrati in basso in quanto, permettono di poter analizzare il flusso a valle della cavità:

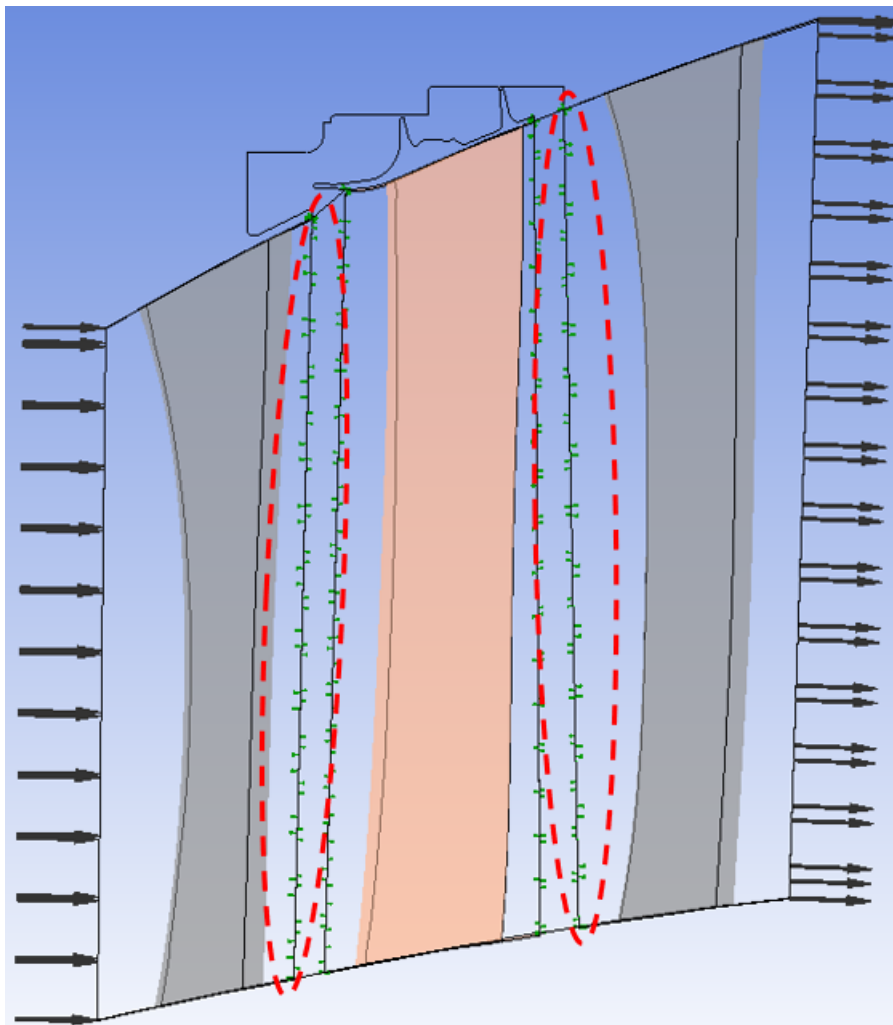


Figura 5.14: Dominio completo con cavità ed i nuovi piani di post processing

Una volta stabiliti i piani di postprocessing, modificare anche i piani di calcolo del solutore 3D è un'operazione piuttosto semplice, in maniera tale da poter confrontare le distribuzioni delle grandezze, valutate alla stessa stazione. Anche in questo caso, come nei casi precedentemente analizzati, si è scelto di mostrare l'andamento di sole 2 grandezze: La temperatura totale all'uscita del 2° stadio, che è indice del lavoro dello stadio stesso, e l'angolo di flusso all'ingresso del 3° stadio.

N.B. Per questa analisi, il valore di riferimento considerato è quello del Tool commerciale con cavità, mentre si è poi ricavato un valore di clearance equivalente con il tool 3D tale da ottenere lo stesso leak percentuale:

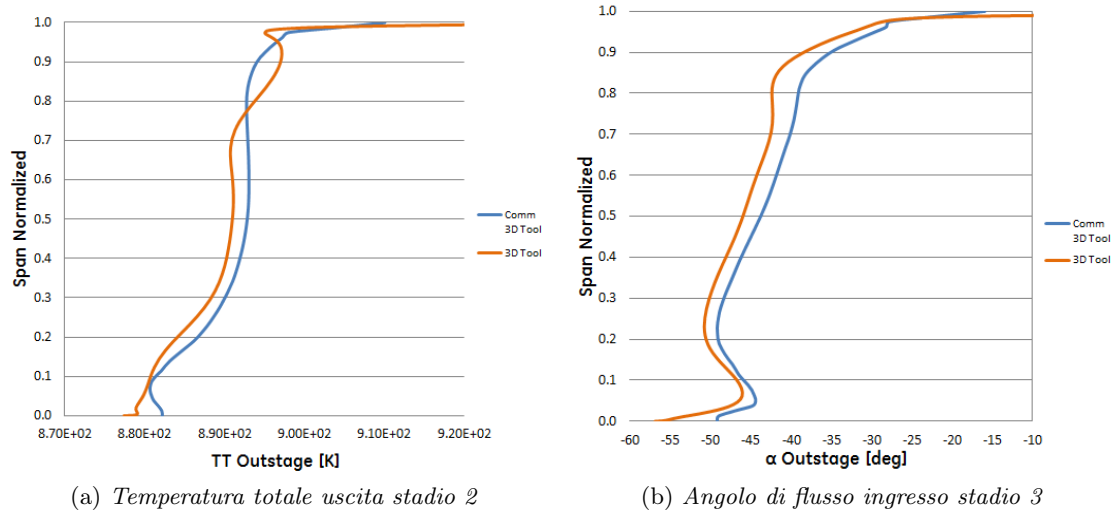


Figura 5.15: Comparison Analisi 3D-Analisi 3D con cavità

Il matching tra i due risultati risulta essere abbastanza buono; in particolare le due distribuzioni di temperatura totale sono molto simili tra loro, con differenze al midspan molto inferiori all'1%.

Discorso leggermente diverso per l'angolo di flusso in ingresso stadio 3, in cui il solutore 3D prevede che la corrente entri nel 3 stadio con una deflessione maggiore rispetto a quella prevista dal tool 3D commerciale, con una differenza di circa il 5%.

## Genesi Derivatives

La variazione delle clearance, utilizzando il tool commerciale, risulta essere più complessa, in quanto per ogni valore di clearance è richiesta la generazione di una nuova griglia che rappresenti la cavità. Si è quindi partiti dal valore di design (ovvero il riferimento della geometria CAD del componente) e si è scelto di creare altre 2 griglie, rispettivamente una in cui la clearance risulti più piccola ed una più grande del valore di design.

La creazione delle 2 nuove griglie è stata effettuata tramite il mesh generator tool utilizzato precedentemente per la creazione della prima griglia della cavità. Per confrontare l'andamento delle perdite in maniera consistente, si è ricavato tramite l'utilizzo del tool 3D il valore di RTC equivalenti tali che fornissero lo stesso leakage del tool commerciale.

In Fig. 5.16 sono schematizzati i valori di RTC, per i 2 solutori, che forniscono lo stesso leak percentuale.

	RTC Commercial 3D [mils]	RTC Tool 3D [mils]	Leak/M <sub>Ftot</sub> [%]
	0	0	0
	10	11.441	0.241
Design geometry	17.2	19.639	0.410
	25	28.486	0.594

Figura 5.16: Schematizzazione clearance equivalenti

Il grafico in Fig. 5.17 mostra il solito andamento del leak percentuale in funzione del gap percentuale. Per un comparison completo, è stato inserito anche l'andamento del solutore 1D:

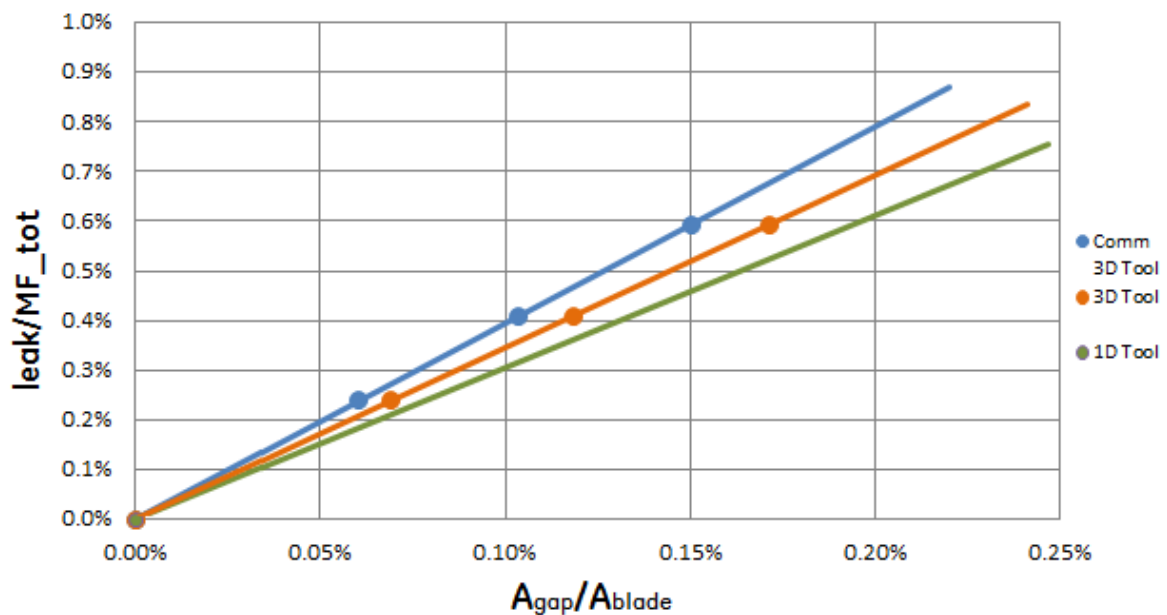


Figura 5.17: Leak percentuale in funzione del gap equivalente

Il solutore 3D commerciale prevede, a parità di gap percentuale, un valore di leakage maggiore rispetto alle previsioni effettuate dai 2 precedenti solutori.

### Comparison 3D - 3D con cavità

Ricavati i valori di leak percentuale in funzione del gap per entrambi i solutori, si è proceduto alla determinazione dei due grafici in cui è rappresentato l'andamento della variazione dell'efficienza in funzione rispettivamente di leak percentuale e gap percentuale.

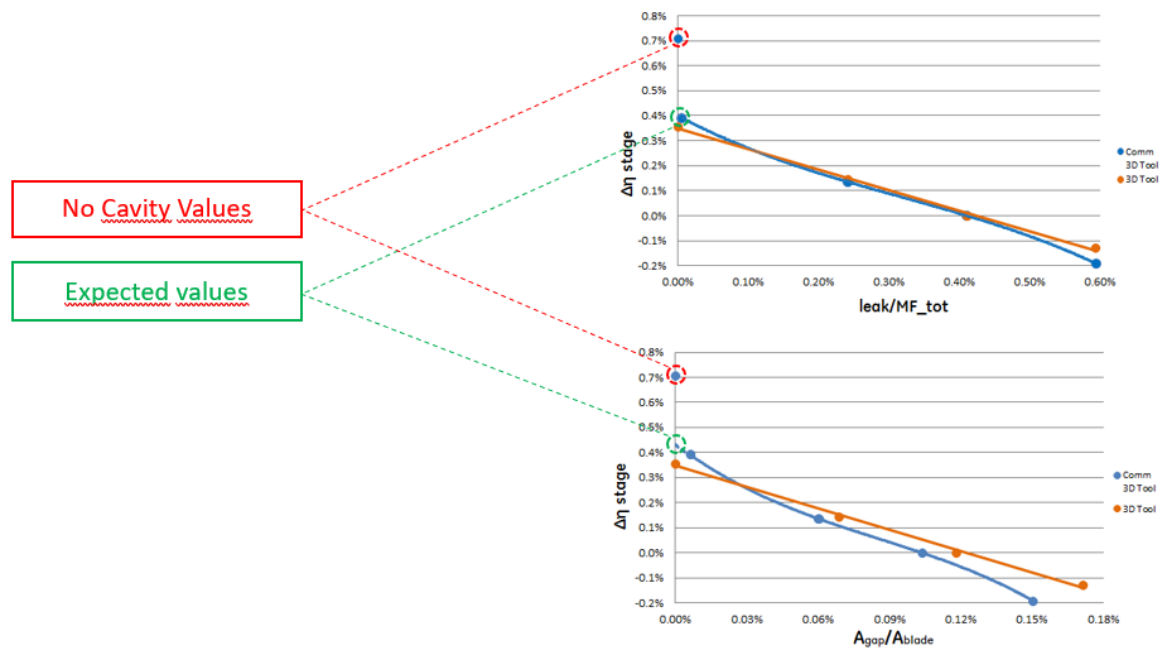


Figura 5.18: Confronto andamento efficienza stadio delle 2 analisi 3D

Osservando i 2 grafici in Fig. 5.18 si possono ricavare 2 aspetti molto importanti:

- L'andamento dell'efficienza, in funzione del leak percentuale, risulta essere più che confrontabile (quantomeno nell'intervallo clearance dell'analisi effettuata);
- Sono presenti 2 criticità:
  1. Per valori di clearance crescenti, l'andamento linearizzabile del solutore commerciale tende a sparire, di conseguenza scompare la convergenza di risultati tra i 2 solutori;
  2. Per valore di clearance nullo, non è possibile inserire una cavità tale che il gap sia 0, si andrebbe incontro a problemi di tipo strutturale. Ciò che si è fatto è stato eseguire un'ulteriore analisi con una griglia tale da avere gap molto

vicino allo 0, in maniera tale da poter poi ricavare per estrapolazione, il valore di  $\Delta\eta$  atteso nelle ipotesi di clearance nulle (zona verde tratteggiata). La zona rossa tratteggiata rappresenta invece il valore di  $\Delta\eta$  ottenuto in assenza di cavità; tale valore risulta essere molto maggiore del caso atteso in quanto l'assenza di cavità non permette di tenere in considerazione gli effetti di parete e le conseguenti perdite dovute agli stress tangenziali dovuti al contatto tra la stessa ed il flusso

E' stato effettuato infine un confronto tra i due tools, su come si comporta il flusso in prossimità del tip e come variano le distribuzioni spanwise di alcune grandezze, al variare del gap. Per tale analisi si è fatto riferimento a 3 grandezze, rispettivamente 2 coefficienti di perdita (di pressione totale e di energia) all'uscita del 2° stadio e l'angolo del flusso in ingresso allo stadio 3.

N.B. Tali distribuzioni sono rapportate rispetto al valore al midspan:

COEFFICIENTE PERDITA PRESSIONE TOTALE: 
$$Y_r = \frac{P_{t,rot,1} - P_{t,rot,2}}{P_{tr,2} - P_2}$$

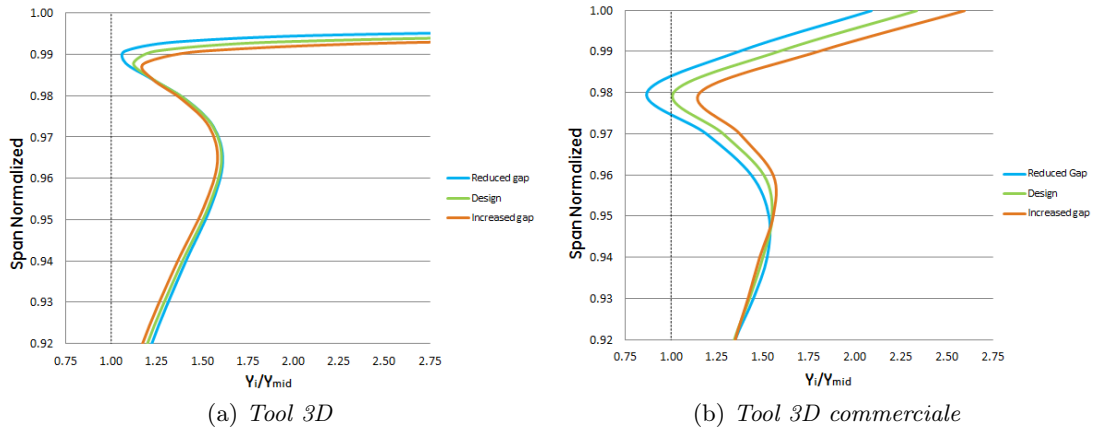


Figura 5.19: Andamento  $Y_r$  per diversi valori di RTC



COEFFICIENTE PERDITA DI ENERGIA:

$$\xi_r = \frac{h_2 - h_{2,is}}{w_{2,is}^2/2}$$

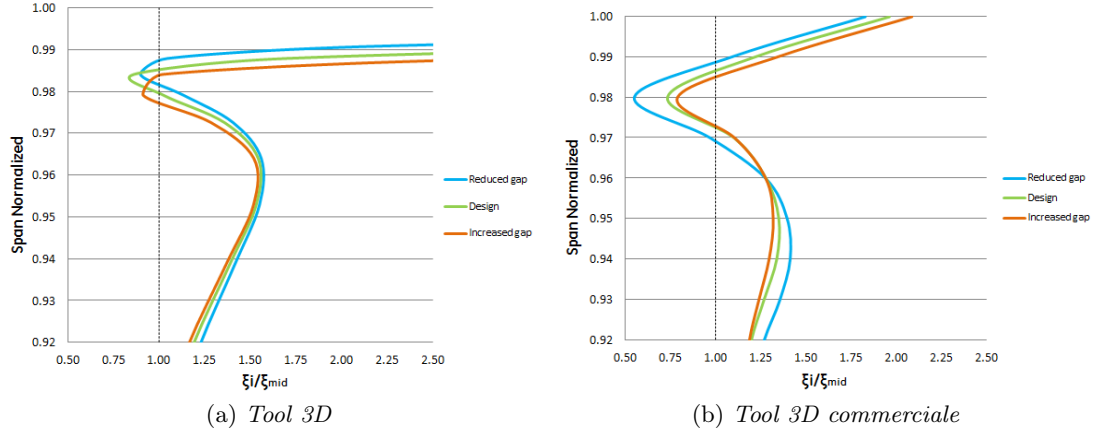


Figura 5.20: Andamento  $\xi_r$  per diversi valori di RTC

Come si può notare osservando entrambe le distribuzioni, esse risultano molto simili tra loro; inoltre sono coerenti con il fatto che, per valori di gap maggiori, esse risultano più elevate (essendo coefficienti di perdita); un altro fattore in comune è che la zona di inversione di tendenza, si trova allo stesso span, sia per  $Y_r$  sia per  $\xi_r$ . La peculiarità che caratterizza le distribuzioni spanwise delle grandezze, ricavate con il solutore 3D, è data dall'andamento asintotico in prossimità del 100% di span; tale caratteristica è osservabile anche analizzando l'andamento dell'angolo di flusso in ingresso stadio 3:

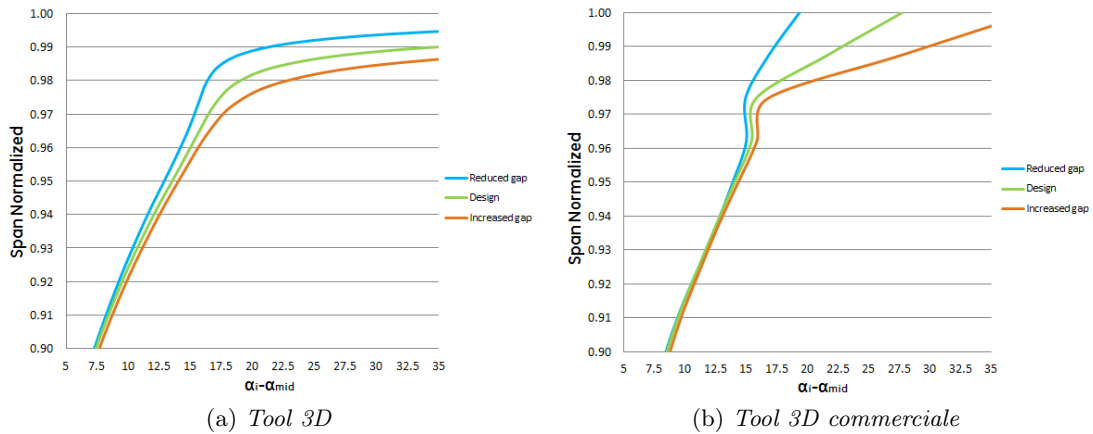


Figura 5.21: Andamento angolo flusso in ingresso stadio 3 per diversi valori di RTC

Per poter individuare i motivi di tale andamento, bisogna porre particolare attenzione al modello che il solutore 3D utilizza per simulare la clearance. Come affermato precedentemente, non è presente alcuna cavità, ma vi è un valore di portata che viene estratto a monte della pala ed un altro valore di portata che viene immesso a valle della pala. Tale portata non passa per cavità alcuna, ma è simulata da “fasce” in cui entra ed esce portata. Posizionandosi sul piano di postprocessing, è immediatamente possibile notare le differenze di comportamento dei due solutori:

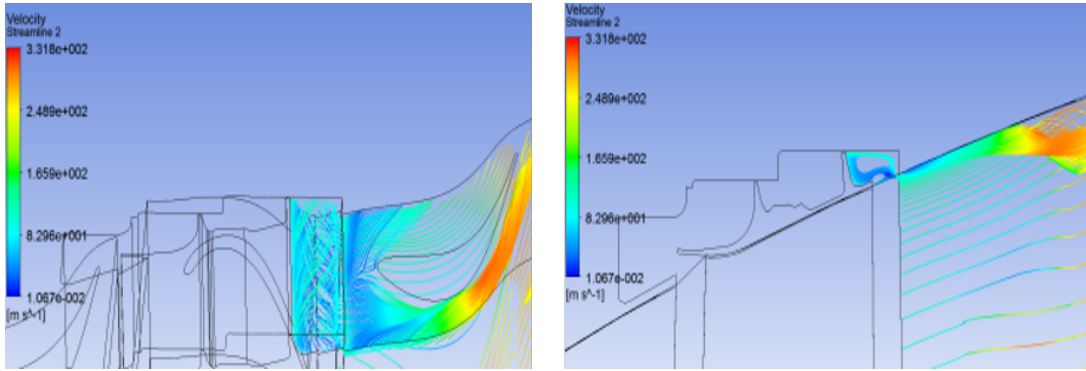


Figura 5.22: Visualizzazione streamline dal tool 3D commerciale

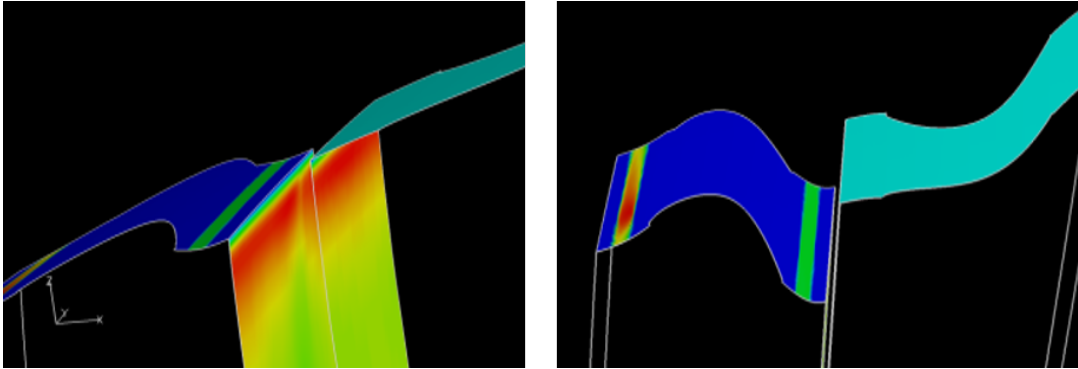


Figura 5.23: DIstribuzione spanwise velocità assiale dal tool 3D

In Fig. 5.22 sono rappresentate le streamline simulate dal solutore commerciale 3D, in cui si può osservare come il flusso esca solamente da una piccola porzione della superficie di uscita a valle della pala; inoltre, nel piano di postprocessing, la presenza della cavità porta la velocità assiale ad essere  $\neq 0$ , da cui quindi si riesce a ricavare  $\alpha$ .

Le immagini in Fig. 5.23 rappresentano invece l'andamento della velocità assiale al tip della pala; come si può notare essa è uniforme (uniformemente nulla in quanti si è a parete), di conseguenza l'angolo di flusso, che è funzione della velocità assiale, tenderà a  $\pm 90^\circ$ .

## Capitolo 6

# Conclusioni e sviluppi futuri

L'approccio multidisciplinare ha permesso un'analisi a 360° di tutti quelli che sono i fenomeni termici, aerodinamici, geometrici e di carichi che influiscono sulla scelta e sulla validazione delle clearance per ogni stadio, per determinata missione.

### 6.1 Conclusioni

#### 6.1.1 Discipline

Come detto, per arrivare alla stesura finale del clearance statement, non è sufficiente l'apporto della singola disciplina, ma ci si arriva solamente tramite la collaborazione di tutte le discipline. Già precedentemente si era affermato che nessuna di esse, presa singolarmente potesse rappresentare il modello reale; ciononostante, si è visto anche che:

- Il modello TSD è senza dubbio quello che più si avvicina a rappresentare la fisica del problema, in quanto, sebbene con le dovute approssimazioni, riesce a fornire una buona previsione del fluid network, tenendo in considerazione tutte le possibili fonti di trafilamento a monte, sopra ed a valle del tip della pala;
- Il modello Aero, accorpa alcune delle ipotesi del modello TSD, ma semplificandole in maniera tale da ottenere un modello con un numero di contributi molto limitato;
- Il Mechanical Design, fornisce la geometria dei singoli componenti.

### 6.1.2 Modelli

La possibilità di poter utilizzare un così elevato numero di strumenti (tools 1D e 3D), non solo fornisce un’ottima opportunità di confrontare i modelli, ma permette inoltre, proprio grazie a tale comparison, di poter individuare la strada che porta allo sviluppo ed all’ottimizzazione di un modello più completo. Entrando nel dettaglio:

- Confrontando i risultati ottenuti con i 2 solutori 3D, si è ricavato che, quantomeno nel dominio di valori di RTC utilizzati nell’analisi, i due tools prevedono un’andamento dell’efficienza in funzione del leak percentuale molto simile; ciò porta a dire che, vista l’elevata complessità e gli elevati i costi computazionali di un’analisi accurata con cavità, per una prima analisi preliminare risulta conveniente utilizzare il tool con il modello clearance implementato, in quanto porta a risultati con delle differenze minime rispetto al modello più accurato, ma con tempistiche e costi sensibilmente ridotti;
- Mettendo in relazione l’andamento dell’efficienza al variare del leakage percentuale ottenuti con i 3 solutori, e visto il buon matching tra ciò che si è ottenuto con i 2 software 3D, è lecito supporre che il tool 1D tenda a sovrastimare l’impatto delle RTC sull’efficienza.

## 6.2 Sviluppi Futuri

La totalità dell’analisi effettuata, seppure con l’utilizzo di tools ad accuratezza sempre crescente, è a livello prettamente numerico, in cui i risultati ottenuti, seppur vicini a ciò che può rappresentare la fisica del problema, non trovano un’effettiva analisi sperimentale, che può fungere da riferimento per l’analisi effettuata. Le vie per modificare ed ottimizzare l’attuale design Aero delle RTC possono essere le seguenti:

- In primis, come già affermato, ottenere e validare dei dati sperimentali in maniera tale da poter effettivamente dare consistenza ad un modello che implementato esclusivamente su base numerica;

- Rendere il modello Aero più dettagliato rispetto a quello attuale, avendo come punto di partenza, e come strumento chiave, il tool 3D con possibilità di meshare la cavità. Precisamente si possono seguire 2 vie:
  1. Focalizzare l'attenzione sul più alto numero di fonti di leakage possibili, in maniera tale da minimizzare le approssimazioni che caratterizzano il modello attuale. Può risultare utile possedere un modello di riferimento con cui confrontare i risultati che si otterranno a valle dei suddetti miglioramenti;
  2. Lavorare sulla geometria della cavità.
- Come già messo alla luce precedentemente, per valori elevati di gap percentuale, l'andamento dell'efficienza in funzione del leak percentuale sembra non convergere più con quanto previsto dal modello 3D. Si potrebbe approfondire l'analisi andando a studiare ciò che accade per valori di RTC più elevati, per verificare se effettivamente tale andamento divergente è verificato. Può risultare utile magari provare a determinare un rendimento di cavità;

# Bibliografia

- [1] 2018. URL: <https://www.chimica-online.it/>.
- [2] 2018. URL: <https://www.geaviation.com/>.
- [3] *Ciclo di Brayton-Joule*. 2018. URL: [https://it.wikipedia.org/wiki/Ciclo\\_di\\_Brayton-Joule](https://it.wikipedia.org/wiki/Ciclo_di_Brayton-Joule).
- [4] R. Da Soghe e A. Andreini. «Numerical Characterization of Pressure Drop Across the Manifold of Turbine Casing Cooling System». In: *Journal of Turbomachinery* (2013).
- [5] W.M. Elwan et al. «Effects of varying tip clearance and axial gap on axial-flow turbine stage performance (present state of the art)». In: *The Egyptian International Journal of Engineering Sciences and Technology* (2015).
- [6] U. Ghezzi. *Motori per Aeromobili*. 1974.
- [7] P.G. Hill e Peterson C. R. *Mechanics and Thermodynamics of Propulsion*. 1992.
- [8] K. Hunecke. *Jet Engines*. 1997.
- [9] F. Larocca. *Fluidodinamica delle Turbomacchine*. Appunti Lezioni. Politecnico di Torino, 2017.
- [10] F. Mallamo. *Corso di Macchine*. Appunti Lezioni. Politecnico di Torino, 2012.
- [11] M. Valorani. *Corso di Motori Aeronautici*. Appunti Lezioni. Università la Sapienza di Roma, 2011.
- [12] M.I. Yaras e S.A. Sjolander. «Prediction of Tip-Leakage Losses in Axial Turbines». In: *The American Society of Mechanical Engineers* (1990).