## POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

## ANALISI TERMO-STRUTTURALE PER LA

#### **PROGETTAZIONE DI UN COMPRESSORE**

#### **DI UN IMPIANTO TURBOGAS**



#### Relatrice

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Candidata

Annalisa Maragno

#### **Tutor Aziendale**

Ing. Marco Toppino

A mia madre, mio padre, mia nonna. Grazie per avermi amata ed insegnato ad amare.

A Serena, la mia sorellina.

Sei il regalo più bello che la vita potesse farmi.

# Prefazione

Molti compressori assiali per impianti turbogas sono progettati in modo da avere i dischi rotorici calettati a caldo sull'albero. Nonostante questa tecnica sia notevolmente diffusa, in alcuni casi può portare a problemi che compromettono il funzionamento della macchina e comportano elevati costi e tempi di riparazione. A questo fenomeno è soggetto il rotore W-501B6 in analisi per cui, in collaborazione con EthosEnergy Italia Spa, è stato progettato un compressore completamente interscambiabile con quello già in commercio, in grado di garantire le stesse prestazioni ma in cui vi è un meccanismo differente di trasmissione della coppia. In questo caso, infatti, i dischi sono tenuti a contatto tra loro mediante dei tiranti e il moto viene trasmesso per attrito tra le facce.

L'obiettivo dello studio è quello di definire la geometria più adatta dei dischi dei diversi stadi, che consenta di ottenere un comportamento del compressore *bolted* in fase di progettazione il più simile possibile a quello del compressore *standard* già esistente. Le decisioni prese trovano le loro motivazioni nei risultati di diverse analisi termo-strutturali, eseguite mediante il software ANSYS, che permettono di capire quali modifiche alla geometria è necessario apportare. Allo stesso tempo bisogna garantire che, con la geometria scelta, gli stress sui dischi siano tali da evitare plasticizzazioni o rotture impreviste. Inevitabilmente, la massa del compressore *bolted* sarà maggiore di quella della precedente configurazione, la quale ha un albero parzialmente cavo, ma si è cercato

di ridurre il più possibile questa differenza. Un'attenzione particolare è stata posta nella progettazione dei tiranti, non presenti nel compressore *standard*, in modo che permettano la trasmissione della massima coppia desiderata, e allo stesso tempo si controlla che non siano soggetti a delle tensioni superiori ai limiti consentiti in diversi casi di funzionamento. A supporto di questo studio si sono svolte analisi bidimensionali e successivamente tridimensionali, per ulteriore conferma.

A conclusione delle analisi, il compressore progettato nella nuova configurazione potrà essere prodotto e venduto al cliente in sostituzione a quello attualmente presente sul mercato.

# Sommario

Prefazione
Sommario
1. Introduzione
1.1. Cenni di impianti di turbine a gas11
1.1.1. Compressori assiali16
1.2. Cenni di analisi a elementi finiti
1.3 Classificazione degli stress
2. Progettazione dei tiranti
2.1 Trasmissione della coppia
2.2 Calcolo della coppia 32
2.3 Dimensionamento dei tiranti
2.4 Analisi in diversi casi di funzionamento
3. Definizione della geometria dei dischi 46
4. Analisi termo-strutturali stazionarie 50
4.1 Setup del modello 2D 52
4.1.1 Caratterizzazione delle proprietà dei materiali
4.1.2 Definizione dei contatti 56

4.1.3	Creazione della Mesh 2D 58
4.2 (	Condizioni al contorno meccaniche 59
4.3 (	Condizioni al contorno termiche 60
4.3.1	Calcolo delle temperature
4.3.2	Calcolo dei coefficienti convettivi
4.4 F	Risultati
4.4.1	Deformazioni assiali
4.4.2	Deformazioni radiali
4.4.3	Stress equivalenti e di picco 68
4.4.4	Stress membranali
4.4.5	Condizione di overspeed74
4.4.6	Confronto tra compressore <i>Bolted</i> e <i>Standard</i>
5. Analis	si termo-strutturali transitorie
5.1 0	Condizioni al contorno meccaniche 82
5.2 0	Condizioni al contorno termiche
5.3 F	Risultati
5.3.1	Confronto con analisi stazionarie
6. Analis	si 3D del tirante
6.1 F	Risultati
7. Analis	si 3D dei dischi 102
7.1 P	Procedura 103

7.2	Setup	107
7.3	Risultati	109
8. Con	clusioni	114
Bibliogra	ıfia	118
Lista delle figure		

# 1. Introduzione

Lo studio ha come obiettivo finale la progettazione di una nuova versione del compressore assiale del rotore W501-B6. Attualmente, sul mercato, questa macchina prevede i dischi rotorici calettati a caldo sull'albero mediante una tecnica chiamata shrink-fitting, che consiste nell'inserire i dischi in un forno ad una temperatura adatta, in modo che possano dilatarsi e il foro centrale possa diventare largo abbastanza da permettere l'inserimento dei dischi sull'albero. Una volta avvenuto il posizionamento, che deve essere un'operazione molto rapida e precisa, ciascun disco si raffredda e rimane bloccato per interferenza sull'albero. Questo potrebbe rappresentare un problema innanzitutto perché un eventuale errore sarebbe irreversibile, visto che il processo porta a deformare plasticamente i componenti. Inoltre, si è notato che nei dischi degli ultimi stadi avviene frequentemente, soprattutto nelle fasi transitorie in cui l'interferenza raggiunge valori minimi, il fenomeno della migration, uno spostamento assiale del disco non previsto. Ciò accade negli ultimi stadi proprio perché sono soggetti ad elevate temperature e pressioni, e gli effetti potrebbero essere delle vibrazioni incontrollabili del rotore. Per evitare il problema, si è inizialmente pensato di sostituire il materiale dei dischi in questione con un acciaio inossidabile, più resistente al creep. In questo caso si ha però a che fare con l'embrittlement: il materiale scelto è infatti molto duro ma anche molto fragile, il che potrebbe creare dei problemi nel caso di impatto (ad esempio nella fase di smontaggio pale o in caso di un possibile sfregamento delle pale contro la carcassa).

Per tutti i motivi sopra citati si è deciso di progettare lo stesso compressore in una nuova configurazione, nella quale i dischi non sono calettati per interferenza ma sono tenuti a contatto tra loro da tiranti, evitando quindi i problemi che lo shrink-fitting comporta. In questo caso si garantisce la trasmissione della coppia grazie all'attrito tra le facce.

Nel seguente studio si è quindi cercato di individuare la migliore geometria sia dei dischi che dei tiranti che permetta di avere un comportamento globale del compressore il più simile possibile a quello della configurazione *standard*, per poi effettuare analisi termostrutturali sui diversi componenti al fine di validare la geometria scelta. Si vuole in particolare verificare che le tensioni in diverse condizioni lavorative siano al di sotto dei limiti di accettabilità e che le deformazioni siano compatibili con quelle della precedente versione del compressore. Inoltre, è stato commissionato ad una ditta esterna il calcolo delle velocità critiche dei due rotori, in modo da controllare in primis che, con le masse e le rigidezze derivanti dalla geometria scelta, non si verifichi il fenomeno della risonanza; inoltre si è potuto confrontare il comportamento dinamico delle due macchine, cercando anche in questo caso di ridurre al minimo le differenze.

Al termine dell'analisi si ottiene un compressore interscambiabile a pieno con la precedente versione, con il vantaggio di essere sottoposto a stress molto più bassi e di non essere soggetto ai problemi che la precedente versione del rotore rischiava di avere.

### 1.1. Cenni di impianti di turbine a gas

Gli impianti in questione sono costituiti in generale da un compressore, un combustore e una turbina e hanno l'obiettivo di produrre energia meccanica, spesso convertita poi in energia elettrica da un generatore. Il ciclo ideale più semplice che può essere volto è quello di Brayton-Joule, costituito da:

- Fase di compressione isoentropica (1-2), in cui l'aria subisce un aumento di pressione e temperatura e una riduzione di volume specifico senza scambi di calore con l'esterno. Il fluido viene compresso per poter successivamente compiere lavoro durante l'espansione;
- Fase di combustione (2-3), a pressione costante e con un aumento di volume specifico e temperatura, fino a raggiungere il valore massimo all'interno del ciclo (T.I.T.);
- Fase di espansione isoentropica (3-4), in cui la turbina riporta il gas alla pressione ambiente. Il fluido, espandendo, produce lavoro e la sua temperatura diminuisce ma non arriva al valore iniziale (1) poiché, per il secondo principio della termodinamica, non tutto il calore fornito può essere trasformato in lavoro;
- Fase di sottrazione di calore a pressione costante (4-1) per poter riportare il fluido alle condizioni di temperatura iniziali.



Figura 1.1- ciclo Brayton-Joule (1)

Il ciclo sopra descritto è un ciclo chiuso, ma nella pratica molto spesso si ha a che fare con cicli aperti, in cui il fluido in uscita dalla turbina viene espulso al di fuori del sistema e viene sostituito con un nuovo flusso d'aria di pari quantità.

Il rendimento termodinamico del ciclo ideale è calcolabile come il rapporto tra il lavoro utile (la differenza tra quello prodotto in turbina e quello necessario a comprimere l'aria) e il calore fornito:

$$\eta_{th} = \frac{L_u}{Q_e} = \frac{L_t - L_c}{Q_e} = \frac{Q_e - Q_u}{Q_e} = \frac{c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

(1.1)

Il ciclo ideale è però nella pratica irrealizzabile, per cui si parla di ciclo reale. Le perdite che portano a una differenziazione tra ciclo ideale e reale sono elencabili come segue (1):

• *Perdite di origine fluidodinamica*: si perde del lavoro, che si trasforma in calore, durante espansione e compressione, per cui il lavoro effettivamente prodotto in turbina diminuisce e quello necessario al compressore aumenta. È possibile tenere in considerazione questo effetto attraverso i seguenti rendimenti interni:

$$\eta_t = \frac{L_t}{L_{t,adiab}} \ \eta_c = \frac{L_{c,adiab}}{L_c}$$

(1.2)

Oppure utilizzando un rendimento idraulico, nelle ipotesi di trasformazioni politropiche di esponente m e m':

$$\eta_{yt} = \frac{\frac{m'-1}{m'}}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}} \eta_{yc} = \frac{\frac{\gamma-1}{\gamma}}{\frac{m-1}{m}}$$

(1.3)

- *Perdite di calore*, sia per dispersioni attraverso le pareti, sia per incompleta combustione;
- Cadute di pressione nel combustore;
- Perdite organiche varie, considerate nei rendimenti meccanici  $\eta_{mt}$ ,  $\eta_{mc}$ .

Il rendimento globale del ciclo reale è dunque determinabile come:

$$\eta_g = \frac{\eta_{mt}\eta_t L_t - \eta_{mc}\eta_c L_c}{Q}$$

(1.4)

Dal grafico sottostante è possibile notare la differenza degli andamenti delle diverse trasformazioni reali rispetto a quelle ideali (indicate con '):



Figura 1.2- differenza tra ciclo ideale e reale (1)

È possibile diagrammare gli andamenti di rendimento globale e lavoro utile in funzione del rapporto di compressione (supposto uguale a quello di espansione e a temperatura  $T_3$ costante), della  $T_3$  e di  $\eta_y$ :



Figura 1.3- rendimento globale in funzione di  $T_3$  e  $\beta$ 

Figura 1.4- rendimento globale e lavoro utile in funzione di  $\beta$  e  $\eta_y$ 

Per concludere, si riporta la rappresentazione di un tipico impianto di turbina a gas, in cui si può osservare da sinistra verso destra la presenza di un compressore, combustore e infine turbina.



#### Figura 1.5- esempio di turbina a gas (2)

L'aria in uscita dal compressore (linee blu) arriva all'interno del combustore e viene bruciata insieme al combustibile. A questo punto il flusso (linee rosse) prosegue verso la turbina.



Figura 1.6- flussi all'interno di un combustore (3)

Una delle principali applicazioni di una turbina a gas è nella produzione di energia elettrica mediante l'utilizzo di un generatore. In questo modo si ottiene una corrente alternata, più semplice e più economica da regolare rispetto al caso di corrente continua, e questo è il motivo per cui il generatore (alternatore) è generalmente preferibile rispetto a una Dinamo.

Tra la turbina a gas e il generatore potrebbe anche essere interposto un riduttore, che permette di lavorare sia a 50 che a 60 Hz (le due frequenze *standard* che vengono utilizzate). In assenza di riduttore, ovviamente, in base alla velocità di rotazione della macchina si otterrà un frequenza non regolabile.

#### 1.1.1. Compressori assiali

Un compressore è una turbomacchina operatrice che viene messa in rotazione sfruttando la potenza meccanica prodotta dalla turbina per trasferire energia al fluido che ci passa attraverso. L'apporto di energia si esplica, oltre che in un aumento di temperatura statica, in un'accelerazione dell'aria, fenomeno utile nella schiera statorica, nella quale le pale sono ferme e il fluido viene rallentato, permettendo un aumento di pressione (4). Nelle pale statoriche non vi è dunque uno scambio di lavoro, ma esse si comportano come dei diffusori (5). I compressori assiali permettono di avere un maggior rapporto di compressione rispetto a quello consentito dai compressori centrifughi (può infatti raggiungere anche valori di 30:1) (6), oltre che una maggiore portata a parità di sezione frontale (dunque, a parità di performance richiesta, ha un peso minore). Tuttavia, il rapporto di compressione garantito dal singolo stadio è maggiore se il compressore è centrifugo. I compressori più utilizzati in campo industriale sono subsonici, con velocità del flusso che non superano mai quella del suono.

Generalmente il compressore è messo in rotazione direttamente dalla turbina grazie a un collegamento meccanico tra le due parti. Nel caso del rotore in analisi ci sono dei coupling bolts che garantiscono l'accoppiamento della parte "terminale" del compressore (distance piece) con la parte "iniziale" della turbina (torque tube).

Sono presenti diversi stadi, ognuno costituito da una schiera di pale rotoriche (G) seguite da quelle statoriche (D). In ogni stadio si ha una parziale compressione dell'aria, con relativo aumento di velocità. La girante del primo stadio può essere preceduta da un predistributore (IGV, nell'immagine indicato con la P) che permette di direzionare il flusso del primo stadio imponendo l'angolo voluto, e il diffusore dell'ultimo stadio può essere seguito da un raddrizzatore (R), il quale trasforma l'energia cinetica del gas in uscita in energia di pressione e assicura una direzione assiale del flusso.



A, rotore; D, palettature dei diffusori; G, palettature delle giranti; P, predistributore; R, postraddrizzatore.

Figura 1.7- schema di un turbocompressore assiale (1)

Come è possibile osservare dalla figura in alto, si ha una progressiva diminuzione dell'area di passaggio del gas attraverso gli stadi in modo da compensare l'aumento di densità e avere così una velocità assiale sufficientemente alta (a parità di portata). Indicando con "1" la sezione di ingresso e con "2" quella di uscita, è possibile calcolare il lavoro specifico del compressore come segue:

$$L_i = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$$

(1.5)

Dove  $c_u$  è la componente tangenziale della velocità del fluido e u è la velocità di trascinamento della macchina, con  $u_1 \cong u_2 \cong u$  per i compressori assiali. Nei compressori senza IGV (Inlet Guide Vane), il flusso in ingresso ha solo una componente assiale ( $c_{u1} = 0$ ).

La curva caratteristica di un compressore assiale è molto simile a quella di uno centrifugo, ma risulta essere più pendente, e ad alti valori di velocità di rotazione è quasi verticale, corrispondente al raggiungimento della velocità del suono in una sezione del compressore. Ad un determinato valore di  $n/\sqrt{T_1^{\circ}}$ , quindi, è associato un range di portata più ristretto, da cui si deduce che un turbocompressore assiale è meno adatto a lavorare con portate variabili.



Figura 1.8- curve caratteristiche tipiche

Il punto di funzionamento si trova di solito nelle prossimità dei picchi della curva caratteristica, dunque anche vicino alla surge line, e questo potrebbe portare a fenomeni di instabilità indesiderati di pompaggio o stallo.

Bisogna inoltre notare, nel confronto tra compressori assiali e centrifughi, che i primi permettono di raggiungere rendimenti isoentropici più elevati a parità di altre condizioni:



Figura 1.9- rendimenti isoentropici tipici

È bene specificare inoltre che, soprattutto nei compressori con molti stadi e rapporti di pressione elevati, durante l'avviamento si ha un volume massico circa uguale tra le sezioni di ingresso e di uscita, ma le sezioni di passaggio sono ben diverse. Questo comporta valori molto elevati delle velocità assiali negli ultimi stadi e molto più bassi nei primi stadi, con il rischio di cadere in condizioni di stallo. Tra le tante soluzioni possibili per risolvere questo problema, una è ad esempio l'inserimento di valvole di spillamento che consentono una riduzione della portata in corrispondenza degli stadi intermedi; queste valvole vengono poi richiuse alla fine della fase di avviamento per permettere il normale funzionamento del rotore.

#### 1.2. Cenni di analisi a elementi finiti

Le analisi a elementi finiti (Finite Element Analysis – FEA) sono spesso eseguite quando si vuole studiare strutture complesse. Alla base di questa tecnica vi è il concetto di voler discretizzare un problema continuo, dunque risolvere sistemi di equazioni differenziali parziali (PDEs) in un modo sicuramente più approssimativo, ma anche più semplice (7).

Per poter effettuare un'analisi di questo tipo è necessario discretizzare il dominio, creando una "Mesh". Essa è composta da elementi poligonali (nel caso di un'analisi bidimensionale) o prismatici (in campo tridimensionale), ognuno dei quali può condividere con altri elementi dei vertici (chiamati nodi) o dei lati, ma non è permessa la compenetrazione. Ad ogni nodo sono associati dei gradi di libertà, pertanto più fine sarà la mesh, maggiore sarà il numero di nodi e dunque di incognite del sistema. Al contrario, una mesh troppo grossolana potrebbe portare a dei risultati approssimativi. Bisogna quindi trovare un giusto compromesso, generando una mesh che sia abbastanza fine in corrispondenza delle zone di maggiore interesse o dove ci si aspetta di avere un elevato gradiente nella distribuzione degli stress o delle temperature, e più grossolana nel resto del dominio, garantendo l'ottenimento di risultati accettabili senza eccedere in termini di costo computazionale.

In generale, un'analisi FEM è costituita dai seguenti steps:

 Pre-analisi: viene scelto il modello matematico che verrà usato per risolvere il problema fisico;

- 2- Modellazione della geometria: si crea la geometria da utilizzare per le analisi, eliminando gli elementi superflui al raggiungimento dell'obiettivo dell'analisi;
- 3- Creazione della mesh;
- 4- Setup: vengono assegnati dei parametri in input, ad esempio delle condizioni a contorno;
- 5- Soluzione numerica e ottenimento dei risultati;
- 6- Verifica e validazione dei risultati: si controlla che i risultati in output dalle analisi siano coerenti con la fisica del problema e che abbiano un senso. Bisogna però tenere in considerazione che vi sono ipotesi semplificative, errori numerici e altre limitazioni che potrebbero portare ad avere soluzioni non perfettamente in linea con quanto ci si aspettava.

Il metodo FEM utile ad ottenere un risultato può essere sintetizzato come segue:

- Dalle equazioni differenziali che governano il fenomeno fisico si scrive una funzione integrale su un dominio finito;
- Si discretizza il continuo introducendo delle funzioni di forma;
- Si sostituiscono le funzioni di forma nel problema integrale ricavando il problema in forma matriciale.

In generale ci sono due tipi di modelli: uno elastico, atto alla valutazione di stress meccanici, e uno termico, che si occupa invece di flussi di calore. In entrambi i casi il modo di procedere è il medesimo e consiste nel considerare un parallelepipedo infinitesimo all'interno di un corpo omogeneo e isotropico (8). Per questo elemento è possibile scrivere le equazioni di equilibrio:

$$\frac{\partial \sigma_{x}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = f_{x}$$
$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{y}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = f_{y}$$
$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{z}}{\partial z} = f_{z}$$

(1.6)

Dove i termini noti rappresentano le forzanti per unità di volume applicate. Se nello specifico si volesse studiare un corpo bidimensionale, dunque con una dimensione (in questo caso lungo z) molto minore rispetto alle altre 2, è possibile semplificare il problema: se si considera una forzante f applicata lungo z e si denomina  $\partial\Omega$  il bordo del dominio  $\Omega$ , si può scrivere un'unica equazione di equilibrio come segue.



$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + f = 0$$

(1.7)

Gli stress tangenziali possono a loro volta essere scritti in funzione delle componenti di spostamento:

$$\tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \qquad \qquad \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right)$$

(1.8)

 $\mu$  rappresenta, nel modello elastico, il coefficiente di elasticità. Possono inoltre essere trascurate le componenti u<sub>x</sub> e u<sub>y</sub>, in quanto le deformazioni sono molto piccole. A questo punto l'equazione di equilibrio 1.7 diventa:

$$-\nabla \cdot (\mu \, \nabla u) = f$$

(1.9)

Attraverso diversi passaggi matematici, come la moltiplicazione per un generico spostamento ammissibile v, l'integrazione nel dominio  $\Omega$  e applicando il teorema della divergenza, l'equazione 1.9 è scrivibile come:

$$\int_{\Omega} \mu \nabla u \cdot \nabla v \, d\bar{x} - \int_{\partial \Omega} \mu \frac{\partial u}{\partial n} \, v \, dS = \int_{\Omega} f v d\bar{x}$$
(1.10)

Il vettore  $\bar{x}$  corrisponde a  $\bar{x} = (x; y)$  e S è la coordinata che rappresenta il bordo.

A questo punto è possibile discretizzare il problema scegliendo  $u_h$ ,  $v_h$  spostamenti ammissibili per ogni nodo come combinazione lineare di una funzione di base  $\varphi$ :

$$u_h(\bar{x}) = \sum_{k=1}^N u_k \, \varphi_k(\bar{x})$$

(1.11)

Si può trascurare il secondo termine al primo membro dell'equazione 1.10 poiché si assume v = 0 sul bordo.

$$\int_{\Omega} \mu \nabla u_h \cdot \nabla v_h \, d\bar{x} = \int_{\Omega} f \, v_h \, d\bar{x}$$

Essendo  $v_h$  uno spostamento qualsiasi, è possibile porlo pari alle funzioni di base  $\varphi_i$ :

$$\int_{\Omega} \mu \nabla u_h \cdot \nabla \varphi_i \, d\bar{x} = \int_{\Omega} f \, \varphi_i \, d\bar{x}$$
(1.13)

Da cui

$$\sum_{k=1}^{N} u_k \int_{\Omega} \mu \nabla \varphi_k \cdot \nabla \varphi_i \, d\bar{x} = \int_{\Omega} f \varphi_i \, d\bar{x}$$

(1.14)

(1.12)

Questo modo di scrivere l'equazione risulta particolarmente comodo in quanto è possibile raggruppare i diversi termini in modo da riscriverla in una forma matriciale in N incognite di facile risoluzione:

$$[A]{u} = {F}$$

(1.15)

Per procedere alla risoluzione effettiva del problema è però necessario inserire delle condizioni a contorno. Queste possono essere di vario tipo:

- Dirichlet: si impone il valore già noto di spostamento o temperatura, per cui i nodi al bordo a cui viene applicata questa condizione non hanno dei gradi di libertà associati;
- Neumann: si impone il valore di stress o flusso termico normale al bordo;

Robin: si impone che il flusso termico sia proporzionale alla differenza tra la temperatura del corpo in un punto infinitamente distante e la temperatura locale.
 Questa è spesso utilizzata nell'imposizione delle condizioni a contorno termiche sui dischi di un rotore a contatto con il flusso d'aria. In questo caso la differenza di temperature sarà tra quella dell'aria e quella delle pareti dei dischi.

## 1.3 Classificazione degli stress

Prima di analizzare i risultati ottenuti, è opportuno ricapitolare la classificazione degli stress in modo da poter meglio comprendere i criteri con cui gli stress vengono valutati al fine di decretarne l'accettabilità. Questa classificazione è quella utilizzata da Ethos Energy e si basa sulla distinzione degli stress in funzione della causa che li genera:

- Pm: Primary membrane stress. È definito come la media degli stress sulla sezione trasversale, i quali sono la risposta del sistema a forze esterne per ottenere l'equilibrio. Un esempio potrebbe essere lo stress circonferenziale medio di un disco.
- Pl: Primary local stress. Esattamente come il Pm, è uno stress locale nella sezione trasversale indotto solo dall'introduzione di forze meccaniche esterne, come la forza centrifuga, la pressione di contatto e i precarichi dei tiranti. La differenza è

che il valore di Pl è maggiore poiché considera anche la presenza di una riduzione di sezione resistente causata dalla presenza di singolarità geometriche.

- Q: Secondary stress. Riguarda ciò che invece non dipende da forze meccaniche esterne, come gli stress dovuti al contributo termico.
- F: Peak stress. È lo stress di picco in una specifica area. Molto spesso si ha in corrispondenza di un brusco cambio di geometria, come raccordi. Ciò tiene dunque in considerazione di un fattore di amplificazione degli stress, che in letteratura è di solito indicato con Kt.

A seconda della tipologia, vi sono differenti limiti di stress a cui questi devono essere comparati per decretarne l'accettabilità. Per un generico materiale, sono note da letteratura le curve limiti seguenti:

- Su: Ultimate strength, tensione di rottura
- Sy: Yielding strength, tensione di snervamento
- Sm: Membrane strength, di solito definita come:  $min\left(\frac{S_u}{2.5}, \frac{S_y}{2}\right)$
- St: curva di stress dovuto al creep accettabile, generalmente espresso in ore di funzionamento e plottato al variare della temperatura. È anche molto comune indicare St rispetto al parametro LM di Larson-Miller, dipendente da temperatura e tempo:

$$LM = \frac{T(^{\circ}C) + 273.15}{1000} + [20 + \log(t)]$$

(1.16)



Figura 1.10- curve utilizzate per il design criteria

A questo punto, per poter essere accettabili, bisogna garantire che gli stress siano:

- Stress primari minori di Sm e St;
- Stress primari + stress dovuti a un contributo flessionale minori di 1.5Sm e 1.25St;
- Stress primari + secondari minori di 2Sm e 1.25St;
- Stress primari + secondari + di picco, preferibilmente inferiori a 2Sm

Molto spesso capita che le analisi FEM tendano a sovrastimare i picchi di stress. Ciò accade perché esse si basano su andamenti di tipo lineare, utilizzando cioè la legge di Hooke:

$$\sigma = E(T) \cdot \varepsilon$$

Questo andamento rappresenta ciò che realmente accade al materiale fino a che ci si trova nel campo elastico. Quando si raggiunge la tensione di snervamento, che genericamente per i materiali duttili è definita come lo stress corrispondente allo 0.2% di deformazione plastica, l'andamento della curva  $\sigma$ - $\epsilon$  non ha più un andamento lineare ma ha una pendenza che via via decresce. Per ricondursi alla curva reale, uno dei metodi più utilizzati è quello di Neuber, il quale si basa sull'equivalenza dell'energia elastica:

$$\sigma \cdot \varepsilon = cost$$

Per cui, a partire dagli stress in output dal software, è possibile ricondursi allo stress reale come segue:



Figura 1.11- legge di Neuber

Si ottengono dunque stress più bassi di quelli in output dal software, che vengono poi a questo punto confrontati con le curve limite. L'utilizzo dell'iperbole di Neuber è in generale rivolto ai picchi di stress concentrati in una piccola zona.

## 2. Progettazione dei tiranti

#### 2.1 Trasmissione della coppia

Nel rotore in analisi il generatore è posto sul lato compressore. Ciò significa che tutta la potenza prodotta dalla turbina viene in parte dissipata attraversando gli stadi del compressore, e la restante parte è trasformata in potenza elettrica dal generatore. Il compressore, per essere conservativi, viene progettato in modo da garantire la trasmissione di tutta la coppia prodotta in turbina, cosa che effettivamente potrebbe accadere solo negli ultimi stadi prima che essa venga dissipata.

Come accennato nell'introduzione, in un compressore assiale la coppia può essere trasmessa in vari modi. In tutti i casi vi è un collegamento rigido tra compressore e turbina, attraverso l'utilizzo di coupling bolts che servono a tenere in contatto le due parti. In questo modo la rotazione della turbina comporta il trascinamento della parte di compressore ad essa connesso (albero, nel caso di compressore *standard*, distance piece, per il *bolted*). Nel caso di compressore a dischi calettati, visto che i dischi sono montati con interferenza sull'albero, ne assumono lo stesso movimento rotatorio. Per il compressore *bolted*, invece, il meccanismo è diverso: i dischi e il distance-piece sono tenuti a contatto tra loro dai tiranti, dunque vi è attrito tra le facce, che permette la trasmissione del movimento. Visionando il sistema di trasmissione della coppia di altre

macchine, si è notato che in alcuni casi la coppia da trasmettere è garantita in grande percentuale dall'attrito tra le facce, dunque grazie al precarico dei tiranti, ma vi sono anche alcune spine radiali interposte tra i dischi, come è possibile osservare nella figura seguente.



Figura 2.1- esempio di trasmissione della coppia dato dalla combinazione di tiranti e spine radiali

Si è però deciso di non utilizzare queste spine poiché rappresentano un problema sotto diversi punti di vista: prima di tutto portano a una diminuzione dell'area di contatto tra i dischi e di sezione resistente; inoltre introducono complessità nella produzione dei dischi anche perché, per avere una forma cilindrica dopo aver pre-tensionato i tiranti, bisogna che le cavità siano prodotte con una forma ellittica (dato che il rotore subisce un accorciamento). Per tutte queste motivazioni si è preferito progettare il compressore in modo che il 100% della coppia da trasmettere sia garantito dai soli tiranti.

### 2.2 Calcolo della coppia

Per calcolare la coppia da trasmettere mediante attrito tra le facce, sono stati seguiti due diversi metodi, in modo da confrontare i risultati ottenuti e scegliere quello più opportuno. Il primo modo di calcolare la coppia si basa sui seguenti passaggi:

- È necessario partire dal valore di potenza netta in condizioni ISO peak-load.
   Questo valore è noto poiché deve essere lo stesso di quello del rotore nella configurazione *standard*, e viene poi moltiplicato per un fattore pari a 1.15 per tenere in conto di una condizione peggiorativa in caso di giornata fredda;
- Anche il valore di portata d'aria che transita nel compressore può essere preso dai dati del rotore già in commercio, anch'esso è poi moltiplicato per 1.07 (condizione di giornata fredda);
- Il valore della CTD (Compressor Temperature Discharge), ovvero della temperatura in uscita dal compressore, è stato ricavato imponendo lo stesso coefficiente politropico di compressione di una macchina di taglia simile. Questa temperatura è stata poi maggiorata di 13.5°C per tenere in considerazione il caso peggiorativo di giornata calda;
- Conoscendo la portata d'aria e le temperature in ingresso e uscita del compressore,
   è possibile ottenere il valore di potenza richiesto da esso;
- Sommando il valore di potenza necessaria al compressore e di quella in uscita dal rotore (imponendo un rendimento del combustore di 0.98), si può calcolare la potenza totale prodotta dalla turbina;

• È una macchina che in condizioni nominali ha una velocità di rotazione di 3600 rpm (60 Hz), per cui è immediato il calcolo della coppia da trasmettere.

È importante specificare che l'ipotesi di giornata fredda è stata utilizzata per il calcolo di potenza e portata in quanto rappresenta una condizione peggiorativa, che porta a sovrastimare questi valori (aumento dovuto ad una maggiore densità dell'aria a temperature più basse). L'ipotesi di giornata calda è stata invece utilizzata per sovrastimare le temperature all'interno del compressore e quindi la potenza da esso richiesta. Ovviamente le due condizioni non potranno mai coesistere nella realtà, ma si preferisce comunque combinarne gli effetti in modo da ottenere il valore più alto possibile della coppia da utilizzare per il dimensionamento dei tiranti.

Da letteratura, inoltre, è stato preso un fattore pari a otto da moltiplicare al valore di coppia ottenuta dai calcoli precedenti. In questo modo viene calcolata la cosiddetta "coppia di corto circuito", garantendo in questo modo che il rotore funzioni anche in condizioni estreme. I tiranti devono dunque essere pretensionati con una forza tale che le pressioni tra le facce siano abbastanza alte da poter trasmettere la coppia di corto circuito per solo attrito.

$$C = \frac{P_{netta,base \ load,cold \ day} + G_{a,cold \ day} \cdot c_{p_{medio}} \cdot (CTD_{hot \ day} - T_{amb})}{\omega_{nominale}} \cdot 8$$

(2.1)

È stato poi effettuato un ulteriore calcolo con un secondo metodo, come accennato in precedenza: conoscendo il numero dei coupling bolts (tiranti che collegano compressore e turbina), il materiale di cui sono costituiti e la geometria (quindi la rigidezza), oltre che l'allungamento dovuto al pretensionamento, è molto semplice calcolare la forza di precarico di ciascun tirante e quella totale. Noti, inoltre, la forma

della zona di contatto tra turbina e compressore, da cui si ricava un raggio medio di contatto (\*), e imposto un coefficiente di attrito medio acciaio-acciaio pari a 0.8, è stata calcolata la coppia trasmessa da questi tiranti.

$$C = #coupling \ bolts \cdot (k \cdot \Delta l) \cdot r_{medio} \cdot f$$

(2.2)

Si è visto che il valore ottenuto con questo secondo modo è maggiore dell'1% rispetto al valore di coppia di corto circuito calcolato inizialmente. Per una questione di ulteriore sicurezza, nel dimensionamento dei tiranti viene dunque utilizzata la coppia trasmessa dai coupling bolts essendo leggermente più elevata. Non ha senso considerare un valore di coppia da trasmettere ancora maggiore, in quanto in quel caso sarebbero i coupling bolts a rompersi, per cui il rotore non avrebbe comunque un corretto funzionamento.

\* Il raggio medio è stato calcolato conoscendo il diametro esterno e interno dell'area di contatto e il numero e la dimensione dei fori per inserire i coupling bolts. In particolare, si sottrae l'area dei fori dall'area della corona circolare di contatto, ottenendo un'area equivalente di contatto, e poi, a parità di diametro interno, ci si ricava un diametro esterno equivalente e infine un raggio medio.

#### 2.3 Dimensionamento dei tiranti

In questo capitolo verrà posta l'attenzione sullo studio svolto al fine di definire il numero e la geometria dei tiranti da utilizzare. Si vuole trovare la miglior combinazione tra questi due fattori che permetta di trasmettere la coppia, ma anche di avere tensioni sul tirante al di sotto dei limiti massimi di accettabilità.

A parità di coppia da trasmettere, diminuire l'area di contatto comporta un aumento del precarico di ciascun tirante, in quanto si utilizza la seguente relazione:

$$C = F_{tot, precarico} \cdot r_{medio, contatto} \cdot f$$

(2.3)

Il raggio medio di contatto è ottenuto calcolando innanzitutto il valore dell'area di contatto, la quale dipende dal numero e dalla dimensione dei fori del tirante. Si suppone poi, per una condizione peggiorativa degli stress sui tiranti, che il raggio interno della zona di contatto rimanga invariato, e ci si ricava il raggio esterno equivalente. Dalla media del raggio interno ed esterno equivalente si ottiene il raggio medio di contatto.

È chiaro che il valore di forza di precarico e di raggio medio di contatto sono dipendenti l'uno dall'altro; l'obiettivo è trovare il giusto compromesso tra tutti i parametri.

Per quanto riguarda il materiale, si è scelto di utilizzare l'Inconel718, come molto spesso accade in questo tipo di applicazioni. Per la geometria del tirante, è stata effettuata una scelta tra queste due possibilità:

- Tirante a diametro costante;
- Tirante con tratti a diametro nominale (utili per il centraggio nei fori dei dischi) e tratti a diametro minore (per alleggerire la struttura e renderla più flessibile).

Per questioni di semplicità e per assicurare un costo minore di produzione, si è preferito utilizzare tiranti a diametro costante. Anche questa tipologia di tiranti ha una sezione a diametro ristretto, in corrispondenza della gola di scarico del filetto, sulla quale bisogna valutare gli stress. Sarà poi verificata la correttezza della scelta in fase di analisi tridimensionale del tirante, e, nel caso servisse, si potranno prevedere delle zone a diametro minorato per rendere il componente più flessibile; tutto dipende dai risultati che le simulazioni forniranno. Il processo che ha portato alla definizione dei parametri finali è stato svolto parallelamente alla definizione della geometria dei dischi ed è riassumibile mediante i seguenti steps:

- 1. Scelta della geometria dei dischi, del numero e della geometria dei tiranti;
- Calcolo della forza di precarico, noti i valori di coppia, raggio medio dell'area di contatto e coefficiente di attrito medio acciaio-acciaio (0.8);
- Calcolo dello stress in corrispondenza della sezione ristretta in quattro diversi casi operativi e verifica dell'accettabilità dei risultati.

Nel caso gli stress fossero non accettabili, bisogna tornare al punto 1 modificando i valori opportuni. Alla fine, sono stati ottenuti i valori migliori di:

- Numero tiranti
- Diametro calibrato;
- Diametro gola di scarico;
- Diametro filetto.
Il modello finale di uno dei tiranti è riportato di seguito.

#### Figura 2.2- modello del tirante

La scelta delle dimensioni è anche condizionata dal fatto che esiste un numero discreto di strumenti che permettono l'allungamento del tirante, ciascuno adatto ad un ristretto range di diametri del filetto. Il diametro della gola di scarico è stato scelto facendo sì che fosse minore dei diametri sul tratto filettato, ma allo stesso tempo garantendo un'area resistente adeguata ai carichi che deve sopportare. Alla tensione corrispondente alla forza di precarico nella sezione ristretta si va anche a sommare un ulteriore stress flessionale per considerare (nel caso peggiorativo) un disallineamento massimo tra i fori del primo e dell'ultimo stadio (facendo riferimento al capitolo 1.3, la somma di questi valori corrisponde a Pm+Pb).

Nota la geometria del tirante e il materiale di cui è costituito, è possibile calcolare la sua rigidezza, e infine l'allungamento a seguito dell'applicazione del precarico.

## 2.4 Analisi in diversi casi di funzionamento

Si vuole condurre uno studio in regime stazionario per verificare che i tiranti abbiano degli stress accettabili in quattro casi di funzionamento:

- Viene applicata la forza di precarico ai tiranti; il compressore è fermo e la temperatura dei dischi è quella ambiente;
- 2. Il compressore viene messo in rotazione ma le temperature sono ancora considerate pari alla temperatura ambiente;
- È il caso di regime, in cui sia la velocità che le temperature sul raggio esterno dei dischi (in corrispondenza dell'attacco pala) hanno raggiunto i valori massimi previsti;
- 4. Caso di shut-down: il rotore si è fermato ma le temperature sono ancora considerate al pari di quelle a regime.

Si effettua la distinzione in questi casi operativi poiché si fa riferimento alle curve transitorie di temperature (che hanno lo stesso andamento della CTD, ovvero la Compressor Temperature Discharge) e velocità, rappresentate in figura 2.3:



Figura 2.3- indicazione dei 4 casi operativi

Come si può notare, la curva di velocità ha un andamento più ripido sia nella fase di accensione che di spegnimento, ed è per questo che nel caso 2 si considera che la velocità abbia raggiunto il valore massimo quando le temperature sono ancora quelle ambiente e che nel caso 4 la velocità abbia raggiunto il valore nullo quando le temperature sono ancora a regime.

#### <u>CASO 1</u>

È il calcolo più semplice, in quanto sono già noti sia il precarico dei tiranti (precedentemente calcolato), sia la rigidezza, da cui è immediato ottenere il valore di allungamento (Uv) dopo l'applicazione delle forze.

Per quanto riguarda il corrispondente accorciamento del pacco dischi, si va ad utilizzare il software Ansys, utile a svolgere analisi termo-strutturali. Dopo aver importato il modello del compressore e aver applicato come condizioni al contorno solamente la forza di precarico dei tiranti, come è possibile vedere nella figura 2.4, si lancia la simulazione e si estrapolano i valori di deformazione assiale nei due diversi punti di applicazione del carico. La differenza rappresenta l'effettivo accorciamento del rotore (Up).



Figura 2.4- applicazione della forza di precarico in Ansys

Sommando i valori assoluti di deformazione dei tiranti e del rotore, si ottiene il valore di "i", utile per rappresentare graficamente i diagrammi di interferenza. Sarà poi rappresentato un unico diagramma contenente i 4 diversi casi operativi in modo da poterli confrontare tra loro (figura 2.5).

#### CASO 2

Rispetto al caso precedente, nel modello Ansys bisogna aggiungere il contributo dovuto alla velocità di rotazione del compressore (3600+3% rpm per tenere in considerazione l'effetto Poisson).

A differenza di quanto fatto in precedenza, ora non si conoscono né i valori di precarico, né l'allungamento dei tiranti o l'accorciamento del rotore. Si assume però che, visto che i due casi sono condotti alla stessa temperatura (dunque non vi è una perdita di interferenza), il valore di "i" sia lo stesso del caso 1. A questo punto si procede in modo iterativo:

- Si inizia impostando nel software il valore di forza del caso 1 come primo tentativo;
- Si legge dai risultati delle analisi i valori di accorciamento del rotore (Up);
- Si calcola per differenza il valore di allungamento dei tiranti (Uv= i Up);
- Dal valore di rigidezza del tirante (uguale al caso 1), ci si ricava un nuovo valore di forza (F = k · Uv), da inserire nel software.

Questo procedimento è condotto fino a che il valore iniziale inserito in input nel software arrivi ad essere lo stesso di quello che si ottiene dal calcolo nello step finale, ovvero quando si arriva a convergenza.

#### CASO 3

A questo punto è necessario inserire nel modello anche le temperature (condizione di Dirichlet) sui bordi esterni dei dischi del compressore (in corrispondenza dell'attacco pala). È stato deciso di aumentare di 13.5°C tutte le temperature, in modo da considerare una condizione peggiorativa di giornata calda.

Bisogna ottenere il nuovo valore di "i", che non è lo stesso dei casi 1 e 2 in quanto, a causa delle temperature diverse da quella ambiente, si verifica una dilatazione dei dischi e dei tiranti. In particolare queste sono diverse tra loro a causa della diversità dei materiali; per calcolarne la differenza è necessario conoscere i rispettivi range di temperature di funzionamento, i coefficienti di espansione termica dei differenti materiali (alla temperatura media nel range di funzionamento di ognuno di essi) e le lunghezze dei corpi in gioco.

È stata infatti calcolata la dilatazione del tirante considerando un  $\Delta T$  pari alla differenza tra la temperatura media raggiunta nel compressore e la temperatura ambiente. La dilatazione del rotore è invece la somma delle dilatazioni di ciascuno dei di dischi, ognuna ottenuta considerando il proprio  $\Delta T$ :

$$\Delta l_{tirante} = \alpha_{tirante} \cdot l_{tirante} \cdot \Delta T_{tirante}$$
$$\Delta l_{disco,i} = \alpha_{medio,disco,i} \cdot l_{disco,i} \cdot \Delta T_{disco,i}$$

Il tirante subisce una maggiore dilatazione rispetto ai dischi, e questo si traduce in una perdita di interferenza " $\Delta$ i". Da ciò, il valore di "i" utilizzato nei casi 2 e 3 è pari alla differenza tra quello calcolato nei casi 1/2 e la perdita di interferenza " $\Delta$ i".

$$i_{3/4} = i_{1/2} - (\Delta l_{tirante} - \Sigma \Delta l_{disco,i})$$

(2.5)

(2.4)

Per ottenere l'allungamento del tirante e l'accorciamento dei dischi è necessario ripetere il procedimento iterativo spiegato in precedenza per il caso 2. Bisogna, ovvero, inserire nel modello Ansys anche le condizioni a contorno termiche di temperatura e applicare un primo valore tentativo di forza dei tiranti, estrapolare la deformazione dei dischi corrispondente, ricavare per differenza quella del tirante e, attraverso il valore di rigidezza a caldo (diverso rispetto ai casi 1 e 2 visto che, a temperature maggiori, il modulo di Young diminuisce), il nuovo valore di forza da sostituire al precedente, fino al raggiungimento della convergenza.

#### <u>CASO 4</u>

Si utilizza il valore di "i" ottenuto nel caso tre e si segue lo stesso procedimento, con la differenza che il modello utilizzato per le simulazioni non ha più un contributo di velocità.

Nella figura sottostante è riportato il diagramma di accoppiamento tirante-dischi nei quattro casi di funzionamento. Si noti come la rigidezza del tirante nel caso 1 e nel caso 2 è la stessa poiché il modulo di Young non cambia. Ciò si può anche capire osservando che la pendenza della retta (tratto ascendente) non varia, così come il valore di interferenza totale.

Le stesse considerazioni possono essere applicate ai casi 3 e 4.

Le condizioni operative peggiori dal punto di vista degli stress sono la 1 e la 4 (figura 2.7).



Figura 2.5- diagrammi di interferenza



Figura 2.6- allungamento tirante/accorciamento dischi

In figura 2.6 è rappresentato l'andamento dell'allungamento/compressione dei tiranti e dei dischi nelle 4 condizioni operative rispetto alla lunghezza iniziale. In particolare, si può notare come al passaggio dal caso 1 al caso 2 sia i tiranti che i dischi si accorciano: questo è causato dall'effetto centrifugo dovuto alla velocità di rotazione. Per lo stesso motivo, passando dal caso 3 al caso 4, entrambi gli elementi subiscono un allungamento poiché questo contributo viene a mancare. Passando dal caso 2 al caso 3 si osserva una dilatazione per effetto della temperatura.

Per quanto riguarda gli stress (calcolati nella sezione ristretta e con l'aggiunta del contributo a flessione precedentemente citato), è possibile riportarne i valori nei quattro casi operativi in un unico diagramma. In questo modo possono essere confrontati con la curva di stress membranale limite (Sm) e la curva St che indica una rottura per creep, in questo caso a 200000 ore di funzionamento.

Per essere accettabili, gli stress nei quattro casi devono essere al di sotto della curva Sm e St. È evidente, come già accennato, che i casi peggiori sono l'1 e il 4. Infatti, anche se la forza di precarico nel caso quattro è inferiore, le temperature di funzionamento sono maggiori, con un valore corrispondente di Sm è più basso, e questo potrebbe portare ad avere stress al di là dei limiti accettabili.

Nel caso studio la condizione peggiore in assoluto è quella a freddo e a fermo (caso 1), che si trova esattamente sulla curva limite. In realtà, questo è un risultato ottenuto volontariamente in fase di progettazione delle aree di contatto tra i dischi. Infatti, si è pensato di diminuirne il più possibile la grandezza (in modo da ridurre il peso dei dischi), ma facendo ciò gli stress sul tirante aumentano perché ci vuole una maggiore forza per assicurare la stessa coppia trasmessa. L'area di contatto è stata dunque diminuita fin tanto che gli stress risultassero accettabili, dunque con la tensione nel caso 1 al limite.



Figura 2.7- andamento degli stress nei 4 casi di funzionamento

# Definizione della geometria dei dischi

Come primo step è necessario definire una geometria preliminare con cui effettuare le prime analisi termo-strutturali. L'obiettivo è assicurare che nelle due configurazioni *standard* e *bolted* le posizioni assiali e radiali dei dischi (in un caso dopo il calettamento dei dischi, nell'altro dopo il tensionamento dei tiranti) siano le stesse, in modo che siano interscambiabili. Si deduce dunque che i due modelli indeformati debbano necessariamente avere misure diverse, soprattutto assialmente, visto che nello *standard* il calettamento dei dischi produce un allungamento dell'albero, mentre nel *bolted* il tensionamento comporta una compressione assiale dei dischi, effetti dunque opposti.

In figura è riportato il modello 2D del compressore *standard* e la prima bozza della geometria del compressore *bolted*, oltre che la sovrapposizione dei due modelli:



Figura 3.1- modelli 2D e sovrapposizione delle due configurazioni

In particolare, la geometria *standard* considerata in questa fase ha le posizioni assiali e radiali dei dischi nella condizione di post-calettamento. A partire da questi valori, si ipotizzano le misure assiali del compressore *bolted*, tenendo in considerazione il fatto che i dischi subiranno un accorciamento. Per questo motivo, la lunghezza del compressore *bolted* prima del tensionamento deve comunque essere maggiore rispetto a quella dello *standard* dopo il calettamento. In questa fase non si conosce l'entità del suddetto accorciamento (è un risultato delle analisi), ma se ne ipotizza uno. Si può poi modificarne il valore in seguito, se lo si ritiene necessario. Inoltre, si immagina che il compressore *bolted*, essendo più rigido, abbia delle deformazioni radiali inferiori, per cui i raggi esterni dei dischi sono leggermente maggiori di quelli del compressore *standard* precalettamento (anche in questo caso è stata effettuata una stima), in modo che alla fine si possano avere delle posizioni radiali dei dischi simili nelle due macchine. Nella sovrapposizione delle due macchine (figura 3.1) queste differenze non sono visibili in quanto estremamente piccole.

Come primo tentativo è stato ipotizzato un diametro dei fori del tirante pari a 3". Questo valore è poi modificato a seguito degli studi svolti in parallelo per determinare la migliore geometria dei tiranti (capitolo 2.3).

Si può notare, anche solo visivamente, come nel caso di compressore *bolted* si ha un notevole aumento di massa rispetto al caso *standard*. Si è però cercato, durante le modifiche alla geometria, di ridurre questa differenza in modo da rendere il più possibile simili i due rotori. Sono stati in particolare "snelliti" i dischi nella parte più esterna visto che, dopo aver svolto le analisi strutturali, sono queste le zone che risultano essere meno caricate.

Un'altra modifica che è stata fatta è di tipo funzionale: sono stati consultati i cataloghi relativi agli strumenti necessari ad effettuare il tensionamento dei tiranti e si è visto che lo spazio necessario ad inserirli non risulta essere sufficiente. Si prevede infatti un montaggio del rotore in verticale, partendo dal posizionamento dei tiranti e del dado sul secondo stadio, e inserendo i dischi dall'alto, dal secondo stadio fino ad arrivare al diciassettesimo e concludere con il distance piece (elemento terminale del compressore che permette l'accoppiamento con la turbina). Questa operazione deve inoltre essere condotta proteggendo il filetto dei tiranti per evitare che durante l'inserimento dei dischi si possa rovinare. A questo punto è necessario l'utilizzo del tensionatore, il cui compito è quello di allungare i tiranti di una quantità nota da calcoli precedentemente svolti; per ultimo, si avvita il dado a contatto con il distance piece. Poiché con la geometria del compressore preliminarmente scelta lo spazio presente tra l'asse di un tirante e la superficie interna del distance piece non è sufficiente ad inserire il tensionatore, è stato deciso di diminuire la distanza radiale tra gli assi dei tiranti e l'asse della macchina (figura 3.2).



Figura 3.2- riduzione della distanza radiale tra l'asse della macchina e l'asse dei tiranti

A questo punto, per avere un'area di contatto tra i dischi per lo più simmetrica rispetto ai fori dei tiranti, è stato diminuito il raggio esterno dell'area di contatto (figura 3.3); in

questo modo si va anche incontro all'esigenza di diminuire la massa del compressore. Il disco del diciassettesimo stadio deve necessariamente essere asimmetrico poiché, se il raggio esterno del distance piece venisse ridotto, in alcuni punti questo pezzo avrebbe una rigidezza troppo bassa. L'operazione è stata effettuata garantendo comunque un'area di contatto abbastanza grande da fornire la trasmissione della coppia per attrito tra le facce.



Figura 3.3- riduzione del raggio esterno della flangia

La geometria definitiva del compressore *bolted* a seguito delle modifiche sopra citate è riportata nella figura seguente.



Figura 3.4- passaggio dalla geometria preliminare a quella definitiva

A questo punto sono state effettuate le analisi termo-strutturali con la nuova geometria del compressore per controllare che tutti i risultati siano accettabili e dunque approvare definitivamente il progetto.

# 4. Analisi termo-strutturali stazionarie

Il seguente capitolo contiene le informazioni riguardanti le analisi termo-strutturali effettuate sul modello 2D del rotore completo di compressore e turbina, in regime stazionario. In realtà, come primo passo, sono state svolte le analisi sul modello del solo compressore in modo da individuare eventuali problemi; solo in seguito viene inserito anche il modello turbina. Nonostante vi sia questa aggiunta, l'obiettivo rimane sempre quello di studiare le grandezze di interesse sul compressore, infatti lo si fa solo per osservare l'effetto che la turbina ha sul compressore, soprattutto dal punto di vista dei flussi termici. Gli stress e le deformazioni della turbina non sono di particolare interesse in quanto questa è la stessa che viene già accoppiata al compressore *standard* in commercio.

Per snellire la trattazione, verranno riportati solo i risultati del modello di rotore completo in quanto si ottengono stress e deformazioni molto simili di quelli ottenuti dal modello del singolo compressore, ma si considerano per ovvi motivi più accurati quelli derivanti dall'accoppiamento delle due parti.

È stato deciso di lavorare in prima battuta in campo bidimensionale piuttosto che direttamente tridimensionale per un motivo di carattere computazionale: un'analisi 3D, avendo moltissimi nodi, ciascuno con i propri gradi di libertà, risulterebbe molto costosa,

e ciò non ha senso visto che a questo punto dello studio si sta ancora analizzando preliminarmente il comportamento del rotore. Una scelta più intelligente risulta essere invece quella di svolgere prima le analisi bidimensionali per capire quali sono gli stress e le deformazioni a cui il compressore è sottoposto e, nel caso ci fossero problemi, cambiare i parametri necessari nel modello affinché i risultati siano soddisfacenti. Solo a questo punto si effettuano le analisi tridimensionali, che di solito vengono condotte su una porzione angolare della geometria (impostando una simmetria circolare). In questa operazione è molto importante assicurarsi che le due facce che delimitano la porzione angolare siano perfettamente uguali, altrimenti il software non sarà in grado di leggere la simmetria. I risultati ottenuti in tridimensionale vengono poi confrontati con quelli ottenuti nelle analisi 2D preliminari per assicurarsi che, anche se sicuramente meno precisi, siano comunque validi.

Le analisi stazionarie sono condotte in 4 diversi casi operativi, gli stessi considerati nel capitolo 2.4 per lo studio dei tiranti.

Di seguito verrà illustrato il setup imposto al modello per condurre le analisi, ponendo l'attenzione sulle proprietà dei materiali assegnate alle diverse parti, la definizione dei contatti, la creazione di una mesh 2D, l'aggiunta del contributo centrifugo delle pale nei diversi stadi e le condizioni a contorno termiche e meccaniche, le quali sono diverse per i 4 casi studio.

# 4.1 Setup del modello 2D

#### 4.1.1 Caratterizzazione delle proprietà dei materiali

Quando si conducono delle analisi termo-strutturali, la prima cosa da fare è assegnare un materiale ad ogni parte della geometria. Le proprietà dei materiali da utilizzare vengono prese da letteratura e di particolare interesse sono il modulo di Young e di taglio, il coefficiente di espansione termica, la densità e la conducibilità termica, il tutto riportato al variare della temperatura.

Nel compressore in analisi fino al dodicesimo stadio viene utilizzato un materiale diverso rispetto a quello di cui sono costituiti i dischi dal tredicesimo al diciassettesimo stadio. Per il distance piece è previsto un altro materiale ancora, che coincide con quello di cui è costituito il torque tube della turbina, con cui si accoppia. Nella figura seguente è riportato il modello 2D del compressore, in cui è stato scelto di rappresentare le zone costituite dallo stesso materiale con lo stesso colore.



Figura 4.1- rappresentazione del compressore con colori diversi a seconda del materiale

I dischi non sono totalmente assialsimmetrici, ma presentano interruzioni di materiale lungo la direzione circonferenziale, che possono essere ad esempio i fori per i tiranti. Queste zone, in cui nella realtà vi è un'assenza di materiale, hanno una rigidezza locale nulla, ma è impossibile considerare questo effetto se si studia semplicemente un modello 2D assialsimmetrico. Per tenere in considerazione la mancanza localizzata di materiale, si può pensare di sfruttare una tecnica utilizzata in precedenza dall'azienda: si assegnano a queste zone dei materiali con proprietà ortotropiche. Più avanti nello studio si svolgeranno le analisi 3D del compressore, in modo da verificare se queste assunzioni in campo bidimensionale siano corrette.

Le parti che necessitano dell'imposizione di caratteristiche ortotropiche del rispettivo materiale sono evidenziate nella figura seguente.



Figura 4.2- zone con proprietà ortotropiche dei materiali

Per calcolare le proprietà ortotropiche corrispondenti a ogni zona è stato utilizzato un foglio di calcolo Excel che richiede in input le caratteristiche del materiale base e il numero, la geometria e la posizione dei fori, e fornisce in output modulo di Young e di taglio ortotropici. In figura sono messi a confronto gli andamenti del modulo di elasticità del materiale base e del modulo di elasticità ortotropico da assegnare a uno dei fori per i tiranti (sono inseriti i valori percentuali per rispettare l'NDA).



Figura 4.3- differenza tra modulo di Young materiale base e ortotropico

Per quanto riguarda invece le zone che hanno delle estremità libere lungo la direzione circonferenziale, esse possono essere considerate zone a stress piano (poiché lo stress circonferenziale è nullo). Per queste parti, evidenziate nella figura successiva, è necessario calcolare la lunghezza di stress piano, la quale viene poi inserita nel modello.



Figura 4.4- zone a stress piano

Al resto della geometria viene imposto il materiale base e a comportamento assialsimmetrico; in questo modo il software è in grado di considerare quelle parti come mezza sezione di un solido di rotazione.

Bisogna poi inserire il contributo centrifugo dato dalle pale di ciascuno stadio. Nel modello le pale non sono fisicamente montate nella cava, ma sarebbe un errore non considerarne la presenza; per questo motivo è necessario inserire dei punti di massa su ogni disco. In particolare, bisogna conoscere il peso totale delle pale di un singolo stadio (ottenuto conoscendone il volume, la densità e il numero di pale) e la posizione del centro di massa (ottenuto montando 1 pala (per stadio), il software *SpaceClaim* fornisce questo dato).



Figura 4.5- inserimento dei punti di massa

Un'altra tecnica potrebbe essere quella di calcolare le forze centrifughe delle pale e applicarle in corrispondenza di ogni stadio (non utilizzata).

Per la caratterizzazione dei materiali utilizzati nella turbina, il procedimento è analogo, e lo stesso vale per l'ottenimento della forza centrifuga delle pale.

Il modello completo di compressore e turbina con i relativi punti di massa dovuti al peso delle pale e con i dischi a diverso colore in funzione del materiale è riportato di seguito.



Figura 4.6- modello rotore completo

#### 4.1.2 Definizione dei contatti

La definizione dei contatti è un passaggio fondamentale a cui bisogna dedicare particolare attenzione quando si svolgono analisi di questo tipo, poiché a seconda del tipo di contatto e dei parametri scelti, il risultato della simulazione può cambiare radicalmente. Il concetto alla base è che attraverso l'analisi si vuole simulare il comportamento reale del componente, per cui bisogna capire la relazione che vi è tra le varie parti e impostare un contatto che rappresenti il più possibile la realtà. Ci sono due macro-tipologie di contatti: lineari e non (9). La differenza è che un contatto lineare non varia durante la simulazione, mentre uno non lineare cambia il suo stato in base all'imposizione dei carichi. Il secondo tipo è spesso più rappresentativo della realtà, ma allo stesso tempo questi contatti possono portare a problemi di convergenza e richiedono un costo computazionale maggiore.

Tra i contatti lineari si ha:

- Bonded;
- No separation.

Tra i non lineari:

- Frictionless;
- Rough;
- Frictional.

Nell'imposizione dei contatti conviene prima di tutto capire qual è l'obiettivo dell'analisi, per poi cercare di aggiungere complessità dove è necessario per ottenere un'accuratezza soddisfacente, e di semplificare i contatti che non danno contributo all'ottenimento del risultato voluto. In questo modo si va a snellire il più possibile il modello così da poter simulare il problema in tempi ragionevoli.

Nel caso in analisi sono stati applicati nel compressore dei contatti di tipo Frictional tra le facce dei dischi, in quanto effettivamente tra esse c'è attrito, che permette la trasmissione del moto. Sui piani di centraggio tra un disco e l'altro è invece imposto un contatto Frictionless, visto che per esperienze pregresse si è visto che è il miglior modo di connettere due corpi montati per interferenza. Il software non consente di avere penetrazioni tra corpi alla fine della simulazione, per cui andrà autonomamente ad applicare la forza necessaria a rendere tangenti i due corpi a contatto.

Per quanto riguarda la turbina, il metodo di assegnazione dei contatti frictional/frictionless è il medesimo.

#### 4.1.3 Creazione della Mesh 2D

Generare una mesh appropriata è uno degli aspetti più complessi ma anche più importanti per avere una simulazione che rispecchi il comportamento reale dei corpi. Come accennato in precedenza, una mesh 2D ha un costo computazionale nettamente inferiore rispetto a quella generata su un dominio 3D dato che sono presenti molti meno nodi, quindi meno gradi di libertà. Nonostante ciò, anche una mesh 2D può essere abbastanza "pesante" dal punto di vista computazionale, il tutto dipende dalle dimensioni degli elementi. È compito del progettista capire quali sono i parametri adatti da utilizzare per avere la giusta accuratezza nei punti di interesse, lasciando invece una mesh più grossolana in altre zone per assicurare una maggiore velocità di risoluzione della simulazione.

Nel caso in analisi, la prima cosa fatta è stata applicare una dimensione generale degli elementi della mesh a tutta la geometria e scegliere il metodo per generare la mesh (Patch Conforming Tetrahedron/Patch Indipendent Tetrahedron/MultiZone ecc.). Dopodiché è stato applicato un Edge sizing sui raccordi e su altre zone soggette a cambi di geometria: così si ottengono degli elementi più piccoli rispetto a quelli applicati globalmente, in modo da approssimare meglio la geometria.



Figura 4.7- edge sizing su raccordi

Un altro tool utile da usare è "Inflation", che permette di creare dei sottili strati nella mesh. Questo può essere di grande aiuto in corrispondenza dei piani montati per interferenza per permettere al software di riconoscerli.



Figura 4.8- mesh ottenuta con l'utilizzo del tool Inflation

# 4.2 Condizioni al contorno meccaniche

Lo step successivo consiste nell'imposizione delle condizioni a contorno meccaniche. Facendo riferimento ai 4 casi operativi, le condizioni a contorno da applicare per il modello del compressore sono:

- 1) Forze di precarico dei tiranti
- 2) Forze di precarico dei tiranti e velocità di rotazione (3600+3% rpm)
- 3) Forze di precarico dei tiranti e velocità di rotazione (3600+3% rpm)
- 4) Forze di precarico dei tiranti

Nelle analisi condotte con il modello completo del rotore, si impone il vincolo di spostamento assiale nullo in corrispondenza del reggispinta. È inoltre necessario inserire la forza di precarico dei coupling bolts e quella dei tiranti della turbina.

# 4.3 Condizioni al contorno termiche

Per le analisi termo-strutturali, oltre alle condizioni a contorno meccaniche, è necessario inserire anche quelle termiche. Nella maggior parte dei casi si sceglie di applicare:

- Condizione di Dirichlet: vengono imposte direttamente delle temperature;
- Condizione di Robin: vengono imposti dei coefficienti convettivi che permettono al corpo in questione di scambiare calore.

Per le analisi stazionarie, in prima battuta sono state imposte delle temperature sui bordi esterni dei dischi del compressore, in corrispondenza degli attacchi pala. Questo serve a simulare il passaggio del flusso d'aria, che si scalda man mano che avviene la compressione attraverso gli stadi.

Per rendere il modello più realistico sono state in seguito cambiate queste condizioni al contorno, imponendo i coefficienti convettivi al posto delle temperature precedentemente impostate, permettendo così di simulare lo scambio termico aria/metallo. I risultati ottenuti differiscono comunque poco tra loro.

Per la parte turbina sono state invece imposte delle temperature sui bordi esterni dei dischi in corrispondenza dell'attacco pala e dei coefficienti convettivi sui bordi laterali.

60

### 4.3.1 Calcolo delle temperature

Il primo passo è calcolare la CTD, operazione già effettuata nel calcolo della coppia da trasmettere (capitolo 2.2). Per semplicità si assume che le temperature aumentino in modo lineare passando da uno stadio al successivo, ipotesi che non discosta molto dalla realtà dei fatti.

Per avere un'analisi conservativa si preferisce considerare la condizione di giornata calda, visto che i risultati dell'analisi termica sono importati nell'analisi meccanica per l'ottenimento degli stress e delle deformazioni. Si aggiungono dunque 13,5°C a ogni temperatura calcolata (valore ottenuto effettuando il confronto con quanto fatto in un'altra macchina).

L'andamento di temperatura in giornata calda tra gli stadi di compressione ottenuto è riportato di seguito.



Figura 4.9- andamento delle temperature negli stadi di compressione

Per il calcolo delle temperature da applicare sul bordo dei dischi della turbina, si effettua un confronto con le temperature che si ottengono in macchine di taglia simile attraverso una proporzione basata sulle TIT. Questa è sicuramente un'assunzione approssimativa, ma è stata fatta perché, come accennato in precedenza, l'obiettivo dell'analisi è studiare il comportamento del solo compressore, per cui, anche se le temperature in turbina sono nella realtà leggermente diverse da quelle considerate, questo influenza di molto poco il flusso termico che arriva al compressore e il suo conseguente comportamento.



Figura 4.10- esempio di imposizione di condizione di Dirichlet

#### 4.3.2 Calcolo dei coefficienti convettivi

In questa fase ci si è limitati all'ottenimento dei coefficienti convettivi a regime; per le analisi transitorie si andrà invece a calcolare, così come per le temperature, l'andamento di questi coefficienti nel tempo. I dati necessari per l'ottenimento dei coefficienti stazionari del compressore sono:

- Portata d'aria che passa all'interno del compressore;
- Pressione in ingresso e in uscita al singolo stadio;
- Temperatura in ingresso e in uscita al singolo stadio;
- Diametri esterni e interni delle aree di passaggio del flusso.

Da questi valori è possibile ricavare un diametro equivalente dell'area di passaggio e le proprietà dell'aria come la densità, la viscosità e la conducibilità termica, stadio per stadio. Il passaggio successivo è quello di calcolare i numeri adimensionali di Prandtl, Raynolds e infine Nusselts, da utilizzare poi per ottenere il valore di h dello stadio iesimo come:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_{eq}}$$

(4.1)



Figura 4.11- imposizione condizione di Robin sul compressore

Anche in questo caso, per quanto riguarda la turbina, i coefficienti convettivi non sono calcolati numericamente in modo esatto, ma sono scalati da quelli di un'altra macchina. Essi sono poi applicati sui bordi dei dischi e degli altri componenti della turbina al fine di garantire un adeguato scambio termico. I bordi in questione sono evidenziati nella figura 4.12.



Figura 4.12- imposizione condizione di Robin sulla turbina

# 4.4 Risultati

#### 4.4.1 Deformazioni assiali

Di seguito sono riportati gli andamenti di deformazione assiale del compressore nei quattro casi di funzionamento. Si preferisce non indicare gli esatti valori in ogni punto per rispettare l'NDA. Sono però evidenziati i punti che sono stati presi in considerazione per valutare l'accoppiamento dischi/tiranti; l'allungamento o accorciamento del pacco di dischi è pari alla differenza dei due valori indicati.



Figura 4.16- deformazioni assiali caso 4

Si può notare che da un caso all'altro le deformazioni assiali assumono valori ben diversi. Al passaggio dal caso 1 (compressione assiale dei dischi dovuta al precarico dei tiranti) al caso 2, si ha un maggiore accorciamento del pacco di dischi. Questo effetto è dovuto alla forza centrifuga causata dal movimento rotatorio della macchina. Nel caso 3 le deformazioni sono invece positive, corrispondono ovvero a una dilatazione assiale dei dischi dovuta all'aumento di temperatura; questo comportamento è ancora più marcato nel caso 4, nel quale viene anche meno il contributo centrifugo, portando a dilatazioni superiori.

I valori di deformazione assiale di ogni disco nei quattro casi saranno poi confrontati con quelli ottenuti dall'analisi del compressore *standard*.

#### 4.4.2 Deformazioni radiali

Si osservano poi i valori di deformazione radiale. Questi risultati non vengono utilizzati per il dimensionamento dei tiranti come per il caso precedente, ma sono utili prevalentemente per effettuare il paragone con il compressore *standard*.

Non potendo inserire, a causa dell'NDA, la scala dei valori in ogni caso di funzionamento, si riporta l'andamento delle deformazioni solo nel caso 4, in quanto è uguale agli altri casi (ciò che cambia sono però i valori raggiunti).



Figura 4.17- deformazioni radiali caso 4

Come per le deformazioni assiali, anche in questo caso è possibile effettuare un confronto tra i diversi casi. In particolare si osserva il contributo di:

- Forza centrifuga: comporta un aumento della deformazione radiale dei dischi (visibile nel passaggio da 1 a 2). Quando questo contributo viene meno, le deformazioni radiali diminuiscono (passaggio da caso 3 a caso 4);
- Temperatura: produce una dilatazione radiale (oltre che assiale; visibile nel passaggio da 2 a 3).

#### 4.4.3 Stress equivalenti e di picco

Si passa ora alla valutazione degli stress equivalenti di Von Mises (HvM) nei quattro casi operativi. Di solito, infatti, sono questi stress quelli che vengono utilizzati nelle verifiche statiche strutturali, e possono essere calcolati come (10):

$$HvM = \sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

(4.2)

Il motivo per cui si parla di stress "equivalente" è dovuto al fatto che è possibile ottenere lo stesso valore pur avendo dei tensori delle tensioni differenti, ma che sono equivalenti dal punto di vista energetico.

Non verranno riportati i valori numerici degli stress ottenuti, ma dei valori normalizzati per un certo fattore, uguale per tutti i casi.







Figura 4.19- stress equivalente caso 1

Nel caso 1, l'unica forzante presente è il precarico del tirante. Ciò si esplica in uno stress generalmente basso sui dischi. La parte più a rischio risulta essere quella nelle vicinanze dei piani di centraggio tra un disco e l'altro, in particolar modo sul raccordo del secondo stadio. Questo valore di picco sarà preso in considerazione per la valutazione degli stress di picco del compressore, insieme ai valori ottenuti negli altri tre casi.



Figura 4.20- stress equivalente normalizzato caso 2

Con l'aggiunta del contributo centrifugo, la distribuzione degli stress è visibilmente differente da quella del caso 1: gli stress sono maggiormente distribuiti sulle facce dei dischi invece che essere concentrati solo in determinati punti, ma i valori raggiunti sono più bassi rispetto a prima (in cui vi era l'effetto del fattore di concentrazione delle tensioni). Cambia anche la posizione del picco di stress, che non è più in corrispondenza del piano di centraggio sullo stadio 2 ma nella parte interna del disco dello stadio 4.



Figura 4.21- stress equivalente normalizzato caso 3

Dal caso 2 al caso 3, la distribuzione degli stress resta abbastanza simile. Con l'aggiunta del contributo termico, si ha però uno spostamento del picco di stress dallo stadio 4 al 12. Sono infatti gli ultimi stadi quelli più soggetti al contributo termico. Il valore di picco è inoltre leggermente superiore a quello del caso 2.



Figura 4.22- stress equivalente normalizzato caso 4



Figura 4.23- stress equivalente caso 4

La distribuzione di stress del caso 4 torna a essere simile a quella del caso 1 a causa della scomparsa del contributo centrifugo, e il punto più sollecitato ritorna in corrispondenza del raccordo dello stadio 2, con uno stress leggermente superiore rispetto a quello ottenuto a freddo. Bisogna però ricordarsi che, a differenza del caso 1, questa volta si è in presenza di un campo di temperature diverso da quella ambiente, per cui la resistenza del materiale è inferiore; ciò rende questa situazione più pericolosa.

I punti di picco nei quattro casi sono riportati nel grafico seguente alle rispettive temperature e confrontati con le curve limite del materiale. Questo perché l'obiettivo dell'analisi è assicurarsi che non ci siano plasticizzazioni nei dischi, le quali potrebbero portare a un comportamento imprevisto della macchina.



Figura 4.24- stress di picco nei 4 casi operativi

Tutti gli stress sono ampiamente al di sotto della curva di plasticizzazione (Sy) e la curva 2Sm, per cui i risultati confermano che la geometria scelta dei dischi è accettabile e si può proseguire con il resto delle analisi. Inoltre si può affermare che, per quanto riguarda il creep, il disco 12 in condizioni di regime è quello più a rischio. Questa riflessione, come già discusso nell'introduzione, è il motivo per cui gli ultimi stadi, soggetti ad elevate temperature e pressioni che possono anche portare a deformazioni plastiche, sono generalmente costituiti di un materiale differente. Non è un caso, infatti, che nel compressore in analisi i dischi a partire dal tredicesimo stadio siano realizzati in un materiale più resistente al creep.

#### 4.4.4 Stress membranali

La valutazione degli stress membranali è effettuata confrontando con la curva Sm le medie degli stress circonferenziali di ciascun disco, nel caso 3 delle analisi stazionarie. Si creano dunque come prima cosa dei path come in figura 4.25, uno per ogni stadio, che permettono di valutare gli stress in zone che non corrispondono a delle features geometriche come spigoli o superfici. Su ogni path si valutano gli stress circonferenziali e la media di questi valori rappresenta lo stress membranale del corrispondente disco.



Figura 4.25- stress circonferenziale su un path

Questa volta vengono utilizzati i diagrammi dei due materiali che compongono i dischi, in particolare dal primo al dodicesimo stadio e dal tredicesimo al diciassettesimo.


Figura 4.26- stress membranali stadi 1-12



Figura 4.27- stress membranali stadi 13-17

Tutti i dischi sono soggetti a stress membranali ben al di sotto della curva di stress limite, per cui ci si può ritenere soddisfatti dei risultati ottenuti. Inoltre, sono stati valutati (ma non sono riportati per non appesantire la trattazione) anche gli stress membranali dei dischi del compressore *standard*. I valori sono molto più alti rispetto a quelli ottenuti nel *bolted*, a conferma del notevole vantaggio che ha l'utilizzo di questa nuova configurazione.

### 4.4.5 Condizione di overspeed

Anche in questo caso, la valutazione degli stress è effettuata nel caso tre delle analisi stazionarie. Nel modello è però impostata una velocità pari a 4248 rpm (3600+18% rpm). L'obiettivo di questa analisi è capire cosa succede in una condizione estrema di funzionamento, in particolare si vuole controllare che non ci siano zone soggette a plasticizzazioni. Si prende il massimo stress equivalente (oppure il massimo valore di stress massimo principale) su ogni disco e lo si va a confrontare con le curve del materiale:



Figura 4.28- stress di picco in condizione di overspeed



Figura 4.29- stress di picco in condizione di overspeed

Gli stress sono inevitabilmente più alti rispetto a quelli ottenuti a regime a causa del notevole aumento di forza centrifuga. Tuttavia, tutti i valori sono ancora al di sotto dei limiti di accettabilità, per cui i risultati sono decisamente soddisfacenti.

### 4.4.6 Confronto tra compressore *Bolted* e *Standard*

A questo punto, ottenuti tutti i risultati necessari dalle analisi stazionarie del compressore *bolted*, si procede allo stesso modo per il compressore *standard*. In particolare, si imposta:

- Velocità di rotazione;
- Contributo centrifugo delle pale;
- Vincolo di spostamento assiale nullo;
- Precarico dei tiranti del compressore e della turbina;
- Contatti di tipo frictional tra le facce a contatto e sui bordi montati per interferenza (in questo caso, nel compressore si ha interferenza tra il foro dei dischi e l'albero).

Si sceglie questo tipo di contatto per le zone ad interferenza poiché si è visto che aiuta nel raggiungimento della convergenza nelle analisi;

- Condizioni a contorno termiche.

Tutto il setup è identico a quello del modello del compressore *bolted*.

Una differenza tra i due compressori si ha invece nei materiali. L'albero è composto dello stesso materiale del distance-piece del compressore *bolted*. Si noti infatti che entrambi gli elementi sono quelli che si accoppiano con la turbina, per cui è bene che siano costituiti con lo stesso materiale del torque tube. Per il resto, tutti gli elementi montati sull'albero e i dischi dal primo al dodicesimo stadio sono in un materiale assimilabile a quello utilizzato per gli stessi stadi nel compressore *bolted*. Dal tredicesimo al diciassettesimo si adotta invece un'altra lega.



Figura 4.30- modello del compressore standard

Tra il foro dei dischi e l'albero è appositamente inserito il valore massimo di interferenza, in modo da condurre un'analisi conservativa.



Figura 4.31- montaggio dei dischi per interferenza

Ansys, però, non accetta compenetrazione tra i corpi, per cui nel caso 1, in cui le forze e le temperature in gioco sono ancora nulle, va a "risolvere" il contatto. Ciò significa che in automatico provvede a deformare i corpi compenetranti tra loro, in base alla rigidezza di ciascuno di essi, fino a che non si arriva a una condizione di tangenza. Questo va a simulare correttamente il caso reale 1, in quanto durante il montaggio si ha un'espansione dei dischi e una compressione dell'albero.

Dopo aver correttamente impostato il setup del modello, si simula il comportamento del rotore in stazionario nei quattro casi operativi e si confrontano le posizioni assiali e radiali dei dischi con quelle ottenute nell'altro compressore. Si vuole in particolare mettere a paragone il comportamento di ogni disco, quindi, per quanto riguarda le deformazioni radiali, si valutano le deformazioni sul bordo esterno e si prende il valor medio di ciascuno di essi.



Figura 4.32- valutazione delle deformazioni su uno dei dischi

Ottenute le deformazioni e conoscendo i raggi dei dischi pre-calettamento (o prima di mettere in tensione i tiranti), ci si ricava di conseguenza la posizione radiale dei dischi nei quattro casi.

Per le posizioni assiali, sono stati presi i valori di deformazione in corrispondenza dei punti evidenziati nella figura 4.33. Questa è stata una scelta dettata dal fatto che nei disegni relativi al compressore *standard* sono misurate le posizioni assiali prima e dopo

il calettamento esattamente in questi punti. La posizione assiale nei 4 casi sia nel compressore *standard* che nel *bolted* è poi valutata conoscendo la posizione iniziale e la deformazione assiale di ciascuno di questi punti, misurata a partire dall'estremità sinistra del coupling collar.



Figura 4.33- valutazione delle posizioni assiali

A questo punto si effettuano delle considerazioni necessarie a capire se le simulazioni sono corrette e se la differenza di comportamento dei due rotori sia accettabile.

I valori ottenuti sono raggruppati in tabelle per poter effettuare un confronto. Di seguito è riportata la differenza delle posizioni assiali e radiali tra il *bolted* e lo *standard* che ciascun disco raggiunge nei quattro casi.

BOLTED - STANDARD								
	Cas	se 1	Case 2		Case 3		Case 4	
	axial	radial	axial	radial	axial	radial	axial	radial
#1	-0.06	-0.06	-0.10	-0.08	-0.221	-0.078	-0.19	-0.05
#2	-0.15	-0.16	-0.09	-0.17	-0.251	-0.178	-0.20	-0.16
#3	-0.19	-0.11	0.05	-0.17	-0.110	-0.199	-0.28	-0.14
#4	-0.24	-0.16	0.03	-0.33	-0.140	-0.339	-0.31	-0.17
#5	-0.29	-0.11	0.04	-0.41	-0.112	-0.427	-0.35	-0.12
#6	-0.34	-0.10	-0.12	-0.46	-0.286	-0.497	-0.42	-0.13
#7	-0.39	-0.14	-0.13	-0.50	-0.351	-0.565	-0.55	-0.19
#8	-0.43	-0.25	-0.14	-0.63	-0.386	-0.706	-0.61	-0.30
#9	-0.46	-0.21	-0.18	-0.59	-0.468	-0.680	-0.69	-0.28
#10	-0.50	-0.21	-0.21	-0.59	-0.560	-0.691	-0.81	-0.29
#11	-0.53	-0.24	-0.22	-0.61	-0.621	-0.729	-0.91	-0.34
#12	-0.57	-0.07	-0.12	-0.44	-0.565	-0.597	-0.99	-0.20
#13	-0.60	-0.10	-0.13	-0.51	-0.574	-0.770	-1.00	-0.32
#14	-0.65	-0.04	-0.16	-0.46	-0.654	-0.778	-1.07	-0.31
#15	-0.62	-0.06	0.14	-0.51	-0.365	-0.885	-1.16	-0.26
#16	-0.68	-0.06	-0.27	-0.49	-0.932	-0.882	-1.31	-0.41
#17	-0.72	-0.26	-0.24	-0.65	-1.145	-1.017	-1.58	-0.58

Tabella 1- confronto tra le posizioni assiali e radiali

Una prima considerazione può essere fatta dando solo una rapida occhiata ai valori nella tabella: sono tutti negativi. Da ciò si capisce che il compressore *bolted*, avendo una rigidezza decisamente maggiore, si deforma meno sia assialmente che radialmente. Questo comportamento era intuibile già a priori, infatti in fase di definizione della geometria del compressore, la lunghezza del compressore e i raggi dei dischi sono stati maggiorati rispetto a quelli dello *standard*, mettendo dunque in conto l'effetto del pretensionamento e andando a mitigare la differenza di deformazioni tra le due macchine. Tuttavia, non si conosceva ancora l'entità delle deformazioni nei due compressori, per cui queste misure sono solo state ipotizzate, e osservando i risultati non sono state evidentemente sufficienti a far combaciare con esattezza le posizioni raggiunte nei vari casi.

Le differenze che si hanno non sono elevate, si raggiunge il massimo di 1.58 mm assiale e di 1.017 mm radiale; tuttavia si vorrebbe migliorare la geometria del compressore *bolted* in modo da ridurre ancora di più i valori contenuti nella tabella.

Una soluzione è sicuramente quella di aumentare la lunghezza del compressore, in modo che l'accorciamento assiale del *bolted* e l'allungamento assiale dello *standard* (dovuto al calettamento) portino alla fine i dischi alla stessa posizione assiale (o quantomeno il più simile possibile). Si potrebbe anche pensare di ridurre la rigidezza dei dischi per compensare la differenza di deformazioni radiali, andando a rimuovere del materiale nelle zone meno critiche dal punto di vista degli stress.

Queste operazioni devono comunque essere svolte tutte con molta cautela, poiché le deformazioni volute differiscono di pochissimo da quelle ottenute al momento, e potrebbero inoltre portare ad avere concentrazioni di tensioni che inizialmente non erano presenti.

79

# Analisi termo-strutturali transitorie

In questo capitolo sono contenute le informazioni riguardanti le analisi transitorie effettuate anche questa volta sia sul modello del solo compressore, sia sul modello di compressore e turbina collegati tra loro, ma vengono riportati solo i risultati del secondo, in quanto più vicini alla realtà.

Per poter condurre questo tipo di analisi è necessario conoscere le curve di transitorio della macchina. Si vuole infine confrontare i risultati con quelli ottenuti nelle analisi stazionarie, per confermarne la validità.

Le analisi transitorie sono ancora più accurate rispetto a quelle stazionarie effettuate precedentemente, poiché in questa fase si considera il reale andamento delle diverse grandezze nel tempo. Infatti nel campo stazionario ci sono state delle assunzioni, soprattutto nell'individuazione dei casi 2 e 4: è stato ipotizzato che le temperature fossero nulle quando la velocità raggiunge il 100%, e che quando la velocità torna a 0 le temperature fossero ancora a regime. Andando invece a guardare il reale andamento di velocità e CTD (e di conseguenza le temperature di ogni stadio), si può notare che queste assunzioni non sono del tutto vere, ma solo un'analisi transitoria può tenere in considerazione questo effetto.

Il setup del modello in termini di contatti, mesh e proprietà dei materiali applicate è lo stesso utilizzato nelle analisi stazionarie, ciò che cambia è l'imposizione delle condizioni a contorno meccaniche e termiche, adesso variabili nel tempo.

Per ricavare le curve di transitorio di maggiore interesse, sono state prese le curve di una macchina di taglia simile, ne sono stati ricavati gli andamenti percentuali e questi sono stati poi moltiplicati per i parametri caratteristici stazionari del rotore B6. Di seguito sono riportate le curve percentuali utilizzate.



Figura 5.1- curve transitorie percentuali

Come è possibile osservare dalla figura 5.1, il transitorio ha una durata totale di 39800 secondi. La durata effettiva di funzionamento della macchina è di 28800 secondi, che corrispondono a 8 ore lavorative, ma si preferisce acquisire i dati per altre circa 3 ore per osservare ciò che accade dopo lo spegnimento. Le fasi che contraddistinguono un transitorio sono:

- Avviamento: fase di accensione della macchina fino ad arrivare a regime;
- Regime, o fase stazionaria;
- Shut-down: fase di spegnimento della macchina fino ad arrivare a velocità nulla;
- Macchina ferma.

Utilizzando le curve riportate in alto è possibile condurre l'analisi transitoria, impostando le opportune condizioni a contorno meccaniche e termiche che verranno evidenziate nei sotto capitoli seguenti.

## 5.1 Condizioni al contorno meccaniche

Per quanto riguarda il compressore, sono state calcolate, nel capitolo relativo allo studio dei tiranti, le forze di precarico nei quattro diversi casi di funzionamento. Guardando l'andamento delle curve di velocità e temperatura, è possibile attribuire ai 4 casi gli istanti temporali corrispondenti:

- Caso 1 : 0 secondi;
- Caso 2 : 600 secondi;
- Caso 3: da 1600 a 26800 secondi;
- Caso 4: 28800 secondi.

Si può dunque pensare di imporre una forza di precarico variabile linearmente nel tempo, come riportato di seguito.



Figura 5.2- andamento della forza di precarico dei tiranti del compressore

La forza di precarico dei coupling bolts e dei tiranti della turbina è invece considerata costante al variare del tempo e pari al valore iniziale a freddo. Infatti, non è stato effettuato nessuno studio su questi elementi poiché si discosta dall'obiettivo dell'analisi.

Per quanto riguarda la velocità di rotazione, basta inserirne l'andamento precedentemente ricavato dalle curve percentuali.

## 5.2 Condizioni al contorno termiche

Nel capitolo precedente sono state calcolate le temperature stazionarie presenti sui bordi esterni dei dischi del compressore. In questa fase bisogna ottenerne l'andamento in funzione del tempo, ma per farlo basta assegnare ad ogni temperatura lo stesso andamento della CTD (che nel grafico contenente le curve transitorie è indicata con T<sub>3</sub>). Infatti si assume che il riscaldamento dei dischi sia sincrono, e che quindi si raggiunga il valore di regime nello stesso istante di tempo.

Nel caso dei coefficienti convettivi per il compressore, l'andamento differisce da quello della CTD. La prima cosa da fare è ottenere gli andamenti di pressione di ogni stadio nel tempo (quindi bisogna conoscerne innanzitutto il valore stazionario – operazione già effettuata per le precedenti analisi - e poi utilizzare l'andamento della p<sub>3</sub>, poiché si assume che anche la compressione avvenga in modo sincrono nei diversi stadi). Per ottenere i valori stazionari si sceglie il profilo di pressioni di una macchina simile e lo si modifica in base al rapporto massimo di compressione che caratterizza il rotore in questione, ottenendo l'andamento riportato in figura 5.3.



Figura 5.3-pressioni stazionarie raggiunte in ogni stadio

Una volta ottenuti i valori di pressione a regime, si ricavano facilmente gli andamenti della pressione nel tempo stadio per stadio. Le altre informazioni utili al calcolo dei coefficienti convettivi sono:

- Transitorio di velocità;
- Transitorio di temperatura stadio per stadio;

Da cui si ricavano i valori transitori di densità, viscosità e conducibilità termica dell'aria. Utilizzando infine la seguente relazione, in cui si indica con "ref" il valore a regime:

$$h_t = h_{ref} \frac{k_t}{k_{ref}} \left( \frac{\rho_t n_t}{\mu_t} \frac{\mu_{ref}}{\rho_{ref} n_{ref}} \right)^{0.8}$$

(5.1)

Si ottengono così gli andamenti nel tempo dei 17 coefficienti convettivi da assegnare a ogni stadio. Si noti come si ha una dipendenza sia dalla temperatura (che influenza le proprietà dell'aria) sia dalla velocità con un esponente di 0.8.



Figura 5.4- andamento dei coefficienti convettivi del compressore

Per le temperature da inserire sui bordi esterni dei dischi della turbina, così come per i valori a regime, l'andamento nel tempo è stato ottenuto scalando le curve di una macchina di taglia simile.

Per i coefficienti convettivi turbina, invece, il procedimento è stato il medesimo di quello svolto per il compressore. In particolare sono stati calcolati i valori di pressione stadio per stadio assumendo un'espansione uniforme; per gli andamenti di temperatura invece, visto che i coefficienti non sono in questo caso applicati sul bordo esterno ma sui lati dei dischi, sono state prese in considerazione le temperature che si suppone siano presenti in corrispondenza del singolo tratto in cui il coefficiente è applicato, con andamento transitorio uguale a quello della CTD. I valori di queste temperature sono presi tenendo in considerazione il flusso di rotor cooling e i flussi d'aria di raffreddamento provenienti dagli spillamenti effettuati dal compressore.

Infine è stato ottenuto il transitorio di temperatura da impostare in corrispondenza dei reggispinta.



Figura 5.5- temperatura reggispinta

## 5.3 Risultati

## 5.3.1 Confronto con analisi stazionarie

Si parte osservando l'andamento delle temperature del rotore. In particolare, all'interno del transitorio, si sceglie di osservare la temperatura negli istanti temporali che possono essere assimilabili ai casi studiati in stazionario, in modo da poter effettuare un confronto. I valori temporali scelti sono:

- 0 s: caso 1, inizio simulazione;
- 600 s: caso 2, la velocità arriva al 100% ma le temperature sono ancora basse;
- 20000 s: caso 3, pieno regime;
- 28800 s: caso 4, la velocità torna a 0 rpm.

Non è stato riportato l'andamento delle temperature a 0 secondi in quanto tutto il rotore è a 15°C, mentre quelli riportati sono normalizzati al valore di temperatura a regime raggiunto nel primo stadio turbina.



Figura 5.6- temperatura normalizzata dopo 600 secondi

Si noti come il rotore ha, nella maggior parte delle aree, delle temperature ancora molto basse anche se in alcuni punti (in corrispondenza dei bordi a cui sono state applicate le condizioni a contorno termiche) si inizia ad avere un riscaldamento lieve. Queste considerazioni servono a confermare la correttezza delle ipotesi assunte per il caso 2, in cui la temperatura è considerata pari a quella ambiente per tutto il rotore: i risultati ottenuti dal transitorio non sono molto diversi.



Figura 5.7- temperatura normalizzata dopo 20000 secondi

Questo è il caso di regime. Se si paragonano queste temperature con quelle ottenute in stazionario, si può notare che sono molto simili tra loro.



Figura 5.8- temperatura normalizzata dopo 28800 secondi

In corrispondenza dell'istante di tempo in cui la macchina viene spenta, si può osservare dalla figura soprastante come il rotore è ancora molto caldo, per cui è ancora una volta corretto considerare (per semplicità) le temperature di regime per lo svolgimento del caso quattro stazionario.

Possono essere ora valutati gli stress equivalenti (normalizzati con lo stesso fattore usato in stazionario) e confrontati con i risultati precedentemente ottenuti.



Figura 5.9- stress equivalente normalizzato all'inizio della simulazione

Come si può notare, all'istante iniziale la distribuzione di stress nella sezione trasversale dei dischi è quasi nulla, eccetto per gli stress sui piani di centraggio. In particolare, si ha il picco di stress in corrispondenza del raccordo presente sullo stadio 2, esattamente come per il caso stazionario 1. Confrontando i valori di picco si legge un valore ottenuto dal transitorio leggermente superiore rispetto a quello ottenuto dallo stazionario, ma la differenza è alquanto trascurabile. Questo stress di picco sarà preso in considerazione per verificare l'accettabilità degli stress. Si può inoltre notare, nella figura 5.9, come ci sia

una zona "più chiara" in corrispondenza del foro del distance piece, corrispondente a degli stress un po' più alti, con un brusco cambiamento appena si passa al diciassettesimo disco. In realtà, questo fenomeno si verifica anche nelle analisi stazionarie, ed è dovuto solamente al diverso materiale che si ha tra il distance piece e il disco con cui è a contatto. Di seguito sono riportati gli stress normalizzati e la posizione del picco negli istanti di tempo corrispondenti ai casi 2/3/4:



Figura 5.10- stress equivalente normalizzato dopo 600 secondi

A differenza del caso stazionario, il picco di stress si trova sempre nello stesso punto ma ha un valore più basso di circa 20 MPa. Questo effetto è probabilmente causato dal fatto che le temperature a 600 secondi non sono esattamente pari a 15°C ma il rotore sta iniziando a scaldarsi e a dilatarsi, per cui viene ridotto l'effetto di "curvatura" dovuto alla sola forza centrifuga, che causa il picco di stress nella parte centrale del disco.



Figura 5.11- stress equivalente normalizzato dopo 20000 secondi

Nella fase di regime, che va dai 1600 ai 26800 secondi, si osserva che man mano che il tempo passa il picco di stress si sposta sempre più verso gli stadi finali, fino ad arrivare al dodicesimo stadio, esattamente come per il caso 3 stazionario. Ciò è dovuto al riscaldamento progressivo del rotore, più marcato negli ultimi stadi, i quali sono dunque soggetti a stress maggiori.



Figura 5.12- stress equivalente normalizzato dopo 39800 secondi

È facile affermare che le analisi stazionarie e transitorie forniscono risultati molto simili tra loro, e ciò è rassicurante poiché implica che in entrambe le analisi non ci sono stati ipotesi o setup errati, e che i risultati considerati in precedenza ottenuti in stazionario sono validi.

Di seguito viene anche riportata la verifica degli stress di picco ottenuti nel caso di transitorio.



### Figura 5.13- stress di picco

Anche in questo caso, gli stress sono ampliamente verificati, e questo serve come ulteriore conferma al fatto che la geometria scelta dei dischi è adatta all'applicazione voluta. L'ultimo step sarà analizzarli in campo tridimensionale.

## 6. Analisi 3D del tirante

In questa fase si vuole effettuare uno studio tridimensionale dei tiranti per osservare l'effettivo comportamento in termini di stress e deformazioni nei diversi casi operativi. A seguito dell'ottenimento dei risultati, si può confermare la geometria scelta, oppure, se necessario, aggiungere dei tratti a diametro inferiore per rendere più flessibile il tirante.

Come accennato in precedenza, le analisi 3D richiedono un elevatissimo costo computazionale a causa del numero molto maggiore di nodi. Per questo motivo, visto che il compressore è un corpo assialsimmetrico, si decide di effettuare le analisi solo su uno "spicchio" della geometria, che prevede ovviamente la presenza di almeno 1 tirante. Essendoci in tutto 12 tiranti, si è deciso di studiare una porzione angolare pari a 30°, che riesce a rappresentare bene la geometria da studiare racchiudendo tutti gli elementi di maggior interesse.

Per condurre questo studio è necessario riprodurre il modello 3D del tirante, che deve essere poi correttamente montato all'interno dell'apposito foro e fissato mediante due dadi. In questa fase non è ancora nota l'esatta geometria dei dadi che verranno utilizzati, ma i modelli vengono prodotti approssimativamente utilizzando dimensioni di altri dadi. Ciò non risulta essere un problema in quanto l'obiettivo è soltanto quello di simulare il bloccaggio del tirante.

Una volta assegnati i materiali, è necessario impostare una simmetria ciclica sulle facce sezionate di ogni disco in modo da comunicare al software che la porzione angolare in

92

analisi è in realtà ripetuta per il numero intero di volte necessario ad arrivare a 360°. Per questo motivo è importante, in generale, che la geometria studiata abbia un angolo pari a un sottomultiplo intero dell'angolo giro (o circa uguale). Inoltre, per impostare la condizione di simmetria, è fondamentale che le due facce che racchiudono la suddetta porzione angolare siano perfettamente identiche tra loro. Infatti, come si può notare nell'immagine 6.1, in cui è riportato il modello finale utilizzato in questa analisi, la zona contenente le cave delle pale e tutti i fori che non siano quelli destinati al tirante sono stati eliminati poiché compromettono l'imposizione della simmetria.



Figura 6.1- modello utilizzato per svolgere le analisi 3D

L'analisi viene svolta in stazionario, considerando i 4 casi operativi già in uso negli studi precedentemente affrontati. Per far ciò, è stata direttamente implementata una simulazione con quattro steps:



Figura 6.2- input dell'analisi

Per quanto riguarda la parte termica, sono state impostate delle condizioni di Dirichlet sui bordi esterni dei dischi. Questo perché da analisi precedenti si è notato che i risultati ottenuti imponendo le temperature e quelli ottenuti imponendo i coefficienti convettivi sono alquanto simili tra loro, ma una condizione di Dirichlet toglie complessità al modello, poiché ai nodi in questione non corrispondono più dei gradi di libertà.



Figura 6.3- condizioni al contorno termiche

Inoltre, è stata impostata la temperatura di 90°C sulla faccia in corrispondenza del reggispinta, assumendo essa come la massima temperatura che olio all'interno del cuscinetto può raggiungere.

Per procedere alla risoluzione del problema è necessario, come per le analisi 2D, impostare dei contatti tra i diversi corpi. Per questa particolare geometria i contatti che si è pensato potessero essere i più adatti a rappresentare la fisica del problema sono:

- Frictionless tra la superficie del tirante e quella dei fori di ciascun disco;
- Frictionless sui piani di centraggio dei dischi;
- Frictional tra le facce dei dischi a contatto;

- Frictionless tra le facce dei due dadi e le facce dello stadio 2 e del distance piece,
  rispettivamente;
- Bonded tra la superficie del tirante e quella del foro dei dadi (per simulare il collegamento filettato).

È necessario prestare particolare attenzione al contatto che vi è tra la faccia destra del distance piece e il dado di destra. Volontariamente, quando sono stati montati i dadi sul tirante, quello di destra non è stato posto tangente alla superficie del disco, ma con una certa penetrazione. Il valore di penetrazione imposto è inizialmente pari all'interferenza a freddo che è stata calcolata nello studio dei tiranti, ovvero la somma dell'allungamento voluto dei tiranti (per garantire la trasmissione della coppia) e dell'accorciamento ottenuto del pacco dischi. Come già accennato nei capitoli precedenti, Ansys non permette di avere dei corpi che si compenetrano, per cui nel primo step va automaticamente a risolvere il contatto, portando le due facce a essere tangenti con penetrazione nulla, e andando dunque ad allungare il tirante e comprimere le flange.



Figura 6.4- penetrazione tra dado e distance piece

Questo è particolarmente interessante poiché permette di non inserire nessuna forza di precarico nel modello, e anzi è possibile valutare gli stress nella sezione ristretta risalendo

al corrispondente valore di forza, in modo da verificare la correttezza sia dei calcoli precedentemente svolti, sia del modello in uso in questa analisi.

Come vincolo assiale viene imposto un displacement nullo come nelle analisi bidimensionali, in modo da avere simulazioni comparabili. Infatti, lo step successivo all'impostazione del setup del modello consiste nell'osservare i risultati di deformazioni e stress sui tiranti. In particolare, si vuole confrontare i valori di deformazione assiale e di stress normale in corrispondenza della sezione ristretta ottenuti da questa analisi con quelli calcolati iterativamente durante lo studio dei tiranti (capitolo 2.4) per confermarne la validità.

Impostando però il valore di interferenza calcolato nel capitolo 2, si è visto che la ripartizione tra l'allungamento dei tiranti e il restringimento dei dischi non è uguale a quella voluta. In particolare, il tirante si allunga meno del previsto e i dischi si accorciano maggiormente. Per poter spiegare questo fenomeno inaspettato sono state effettuate due prove:

1- Viene utilizzato lo stesso modello 3D dei dischi, ma il tirante e i dadi vengono eliminati, i fori vengono riempiti e vengono imposte delle forze (di modulo uguale al precarico di un tirante e di verso opposto) come in figura 6.5;



Figura 6.5- modello utilizzato per la prova 1

96

2- Come sopra, ma i fori non vengono riempiti.

Svolgendo le analisi con questi due modelli, si ottengono i seguenti risultati:



Figura 6.7- deformazioni assiali prova 2

Dalla prova 1 si ottiene un accorciamento del pacco dischi pari a circa 0.66 mm, valore simile a quello trovato nelle analisi 2D. Comprendendo i fori per il tirante (prova 2), invece, si osserva un accorciamento pari a circa 1.1 mm. Il modello utilizzato per l'analisi del tirante è assimilabile a quello della prova 2, e infatti si ottiene anche qui un accorciamento pari a 1.1 mm. Se quindi si va ad impostare il valore di interferenza ottenuto dai calcoli 2D, visto che i dischi si accorciano più di quanto previsto, il tirante si allungherà di meno.

Deformazione assiale modello 2D [mm]	0,67 mm
Deformazione assiale modello 3D [mm]	1,1 mm
Deformazione assiale prova 1 [mm]	0,66 mm
Deformazione assiale prova 2 [mm]	1,1 mm

Tabella 2- valori di deformazione assiale ottenuti

Se l'analisi 2D fornisce risultati uguali a quelli della prova 1 e non della prova 2, questo ha a che vedere con alta probabilità con l'assegnazione della proprietà ortotropiche dei materiali nel 2D, che evidentemente non sono adeguate a descrivere in modo accurato ciò che accade nella realtà. Tra l'analisi bidimensionale e tridimensionale, dunque, si dà maggiore affidabilità alla seconda, che consente di considerare correttamente il contributo dato dai fori per il tirante.

Detto ciò, si vuole comunque ottenere l'allungamento prefissato del tirante, ovvero quello connesso alla trasmissione della coppia di corto circuito. Si va dunque ad aumentare il valore di penetrazione tra distance piece e dado destro, fino a quando non si raggiungono dei valori accettabili di allungamento a parità di compressione assiale dei dischi.

## 6.1 Risultati

Dall'analisi termica si ottiene una distribuzione di temperatura molto simile a quella ottenuta in campo bidimensionale:



#### Figura 6.8- temperatura

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori di deformazione assiale del tirante (in trazione) e del pacco dischi (compresso o allungato) nei 4 casi ottenuti dall'analisi 2D e 3D in modo da essere facilmente confrontabili.

CASO 1	2D	3D
DEFORMAZIONE ASSIALE TIRANTE [mm]	+5,072	+5,133
DEFORMAZIONE ASSIALE DISCHI [mm]	-0,66	-1,1

#### Tabella 3

CASO 2	2D	3D
DEFORMAZIONE ASSIALE TIRANTE [mm]	+4,025	+4,345
DEFORMAZIONE ASSIALE DISCHI [mm]	-1,71	-1,961

Tabella 4	1
-----------	---

CASO 3	2D	3D
DEFORMAZIONE ASSIALE TIRANTE [mm]	+9,71	+10,706
DEFORMAZIONE ASSIALE DISCHI [mm]	+3,98	+4,01

Tabella S	Tai	beli	la	5
-----------	-----	------	----	---

CASO 4	2D	3D
DEFORMAZIONE ASSIALE TIRANTE [mm]	+10,73	+11,502
DEFORMAZIONE ASSIALE DISCHI [mm]	+5,00	+4,82

### Tabella 6

Come si può notare, si ha tendenzialmente un accorciamento maggiore dei dischi dalle analisi 3D rispetto a quello ottenuto nel 2D, coerentemente con quanto detto sopra. Tuttavia, nei casi 3 e 4 questo effetto è meno evidente, arrivando addirittura ad essere l'opposto per l'ultimo caso. Questo è probabilmente dovuto al fatto che, nelle analisi 2D, l'ottenimento delle deformazioni dovute all'accoppiamento dischi-tirante è stato effettuato depurando le deformazioni ottenute dall'analisi da quelle dovute all'espansione termica, il cui valore è stato approssimativamente calcolato assumendo dei coefficienti di dilatazione medi nel campo di temperature. Si tratta comunque di differenze abbastanza ridotte, per cui si possono ritenere accettabili entrambi i risultati, dando però maggiore affidabilità a quelli ottenuti in campo tridimensionale perché maggiormente rappresentativi della realtà. Un altro aspetto a cui si è prestata particolare attenzione è l'osservazione dei risultati di deformazione totale del tirante nei diversi casi. Questo perché la geometria del tirante è stata scelta sulla base di motivazioni di tipo economico e tecnologico, ma non si conosceva ancora quale fosse il comportamento applicando un contributo centrifugo o un campo termico. Si vuole dunque capire se la geometria scelta può essere o meno accettabile, in modo da effettuare delle modifiche nel caso ci fossero dei problemi. Una delle possibili modifiche che sarebbe stato possibile apportare è, ad esempio, introdurre dei tratti a diametro minore nella parte corrispondente agli ultimi stadi di compressione per avere una maggiore flessibilità del tirante in quella zona. Osservando i risultati, però, si è appurato che non è necessario effettuare alcuna modifica alla geometria, in quanto le deformazioni sono perfettamente in linea con quello che ci si aspettava. Si vuole inoltre confrontare gli stress ottenuti dal calcolo 2D nella sezione ristretta con quelli che risultano da questa analisi. In entrambi i casi sono stati aggiunti circa 20 MPa per ogni tensione per considerare un possibile contributo di tipo flessionale.

I risultati ottenuti sono:

- Caso 1: -0.5% dello stress ottenuto dai precedenti calcoli
- Caso 2: +5.7% dello stress ottenuto dai precedenti calcoli
- Caso 3: +15% dello stress ottenuto dai precedenti calcoli
- Caso 4: +4.9% dello stress ottenuto dai precedenti calcoli

Questi risultati erano aspettati, poiché si è già visto che le deformazioni del tirante, soprattutto nei casi 2, 3 e 4, sono maggiori rispetto a quelle fornite dalle analisi 2D. Tuttavia, se si volesse rappresentare i 4 stress confrontati con la curva limite di stress membranale, si osserverebbe, come nella figura in basso, che tutte le tensioni sono ancora accettabili.



Figura 6.9- stress ottenuti dalle analisi 3D nei 4 casi

A questo punto la geometria del tirante, che inizialmente era solo stata ipotizzata, è stata definitivamente approvata.

## 7. Analisi 3D dei dischi

Come ultimo step viene svolta un'analisi tridimensionale dei singoli dischi. Ciò è necessario per assicurarsi che non si abbiano stress o deformazioni critici non predetti dalle analisi 2D.

Essendo un'analisi abbastanza complessa, si decide di studiare solo i dischi di maggiore interesse, ovvero quelli in cui già dalle analisi bidimensionali si ottengono picchi localizzati di stress:

- Stadio 2 (per il caso 1 e 4);
- Stadio 4 (per il caso 2);
- Stadio 12 (per il caso 3);
- Stadio 17 (questo viene preso in considerazione poiché è asimmetrico, e si vuole controllare che la suddetta caratteristica non porti di conseguenza ad avere deformazioni troppo asimmetriche).

Una volta condotta l'analisi, si confrontano i risultati con quelli ottenuti in campo bidimensionale e si convalida l'intero studio.

## 7.1 Procedura

Su ognuno dei dischi è stata eseguita una serie di analisi al fine di verificarne lo stato tensionale. In particolare, per ciascuno stadio si svolgono analisi con due diversi modelli:

- Modello di "settore piccolo", composto da uno spicchio di disco comprendente solo una cava, nella quale viene montata una pala. Il valore dell'angolo dello spicchio dipende dunque dal numero di pale che ha il singolo stadio;
- Modello di "settore grande", ovvero uno spicchio di angolo pari a 30° (scelta dettata dal numero di fori per i tiranti, che sono 12), dunque composto da più "settori piccoli" accostati e che comprende un foro di tirante. Ovviamente il numero di settori piccoli contenuti non è intero, e cambia da stadio a stadio in base al numero di pale che ciascuno di essi prevede, ma questo, come si vedrà in seguito, non risulta essere un problema. Il modello viene poi ulteriormente modificato introducendo una superficie di taglio: in questo modo si va a considerare una porzione radialmente molto più piccola del disco, con calcolo computazionale decisamente più basso. A questo punto si spiega la necessità di svolgere le analisi con il settore piccolo: da esse è possibile ricavare i campi di temperatura e pressione presenti su questa superficie, dati da inserire poi come input per l'analisi del settore grande (ripetuti il numero di volte pari al numero di settori piccoli contenuti in quello grande), simulando la presenza delle zone di disco escluse, che altrimenti verrebbero erroneamente trascurate.



Figura 7.1- settore piccolo



Figura 7.2- settore grande, con il taglio effettuato



Figura 7.3- importazione dati da "settore piccolo" a "settore grande"

I passaggi seguiti sono dunque i seguenti (3):

 Analisi termica in regime stazionario di un "settore piccolo": si impongono le condizioni a contorno termiche e la condizione di simmetria ciclica, e si esportano i risultati di temperatura dell'intero settore (da utilizzare nello step 2), oltre che le temperature sulla superficie evidenziata nella figura 7.4 (che corrisponde alla superficie di taglio utilizzata nella modellazione del settore grande).



Figura 7.4- superficie su cui si valutano le temperature da esportare per il "settore grande"

2. Analisi termo-strutturale in regime stazionario di un "settore piccolo": usando la stessa geometria del punto 1 viene importato il campo di temperatura ottenuto e applicando vincoli e carichi agenti si ottiene lo stato tensionale del componente. Nel disco vengono misurate le pressioni sulla superficie di taglio di cui si è parlato nel punto 1, per poi esportarle in un file excel e utilizzare questi dati per le analisi successive.

3. Analisi termica in regime stazionario del "settore grande" con foro: si importa il campo di temperatura sulla superficie di taglio ottenuto nelle analisi precedenti, ripetendolo tante volte quante sono le cave che sarebbero presenti in questo modello (mediante il tool *external data*). Applicando poi le condizioni a contorno termiche rimanenti (come quelle che simulano lo scambio termico tra le facce dei dischi), è possibile ottenere la distribuzione di temperatura del "settore grande", utilizzata nell'analisi 4 come carico termico importato.

Come si può vedere dall'immagine 7.5, il fatto che il numero di "settori piccoli" non sia intero non è un problema, in quanto è possibile applicare la temperatura importata (o la pressione) anche solo su una porzione di settore piccolo - quando non è interamente compreso nella geometria del "settore grande".



Figura 7.5 – importazione delle temperature nel modello di "settore grande"

4. Analisi termo-strutturale del "settore grande" con foro: il campo di temperatura ottenuto al punto 3 viene importato e applicato al componente. Viene inoltre importata la distribuzione di pressioni ottenuta sulla superficie nel punto 2 tramite *external data*. Questo coincide con l'applicare il carico centrifugo equivalente alla porzione di disco esclusa. Applicando vincoli e carichi agenti, viene risolto il problema strutturale ricavando lo stato tensionale del componente.

## 7.2 Setup

Fattore molto importante per lo svolgimento di un'analisi impostata come descritto nel capitolo 7.1 è il posizionamento del sistema di riferimento. Bisogna infatti fare in modo che nei due modelli le origini siano coincidenti in modo da consentire la corretta esportazione e importazione dei dati.

Il setup del modello di settore piccolo e quello di settore grande è lo stesso. In particolare:

- È stata impostata una simmetria ciclica;
- Sono stati aggiunti vincoli di spostamento assiale e rotazionale;
- La mesh creata è abbastanza fine, con una maggiore accuratezza nelle zone corrispondenti alla superficie di taglio e in quelle in cui ci si aspetta che ci sia una concentrazione di stress;
- Per il modello di settore piccolo, è stato imposto un contatto di tipo "No separation" tra la cava e la pala;
- Se necessario, è stata aggiunta la velocità di rotazione (casi 2 e 3);
- Sulle facce del disco che sarebbero a contatto con altri dischi, sono state imposte le pressioni di contatto ricavate dall'analisi 2D;
- Per le condizioni a contorno termiche, si è cercato di ottenere un risultato simile a quello ottenuto in campo bidimensionale, quindi sono state imposte le temperature sulla pala (per il modello di settore piccolo) variabili lungo l'asse

della macchina e delle temperature sulle facce del disco per simulare la presenza dei dischi adiacenti, uno più freddo e l'altro più caldo di quello in analisi;



Figura 7.6 - imposizione di temperature su una pala

 Per il modello di settore grande, sono ovviamente inseriti anche i carichi termici e di pressione esportati dall'analisi del settore piccolo.

Ovviamente, le condizioni a contorno di velocità e temperatura sono state aggiunte solo se necessario. Ad esempio, per il disco 4, di cui si voleva effettuare un'analisi nel caso 2, non sono state inserite condizioni a contorno termiche, mentre per lo stadio 2, valutato nel caso 4, non è stata aggiunta la velocità di rotazione.

L'analisi del secondo stadio è stata più complessa rispetto agli altri in quanto l'albero del compressore e gli stadi 1 e 2 sono un unico corpo. Si è dunque pensato di procedere nel seguente modo:

- Effettuare un'analisi del modello di spicchio piccolo dello stadio 1;
- Importare i valori appena ottenuti di temperatura e pressione all'interno dell'analisi dello spicchio piccolo stadio 2, comprendente anche l'albero e lo stadio 1;
- Dall'analisi di spicchio piccolo dello stadio 2, esportare i valori di temperatura e pressione sulla superficie di taglio, ma anche i valori di pressione e temperatura su una superficie fittizia che separa lo stadio 1 dallo stadio 2;
- Costruire il modello di settore grande dello stadio 2 effettuando due tagli: uno, come gli altri dischi, per eliminare la parte esterna, l'altro utilizzando la superficie fittizia di cui parlato nel punto precedente per separarlo dal primo stadio.

In questo modo è possibile studiare singolarmente lo stadio 2, alleggerendo l'analisi ma tenendo anche in considerazione la presenza dello stadio 1.

## 7.3 Risultati

Per rispettare l'NDA ma allo stesso tempo mostrare dei risultati che possano essere comparabili tra loro, è stata effettuata una normalizzazione delle tensioni rispetto alla tensione di snervamento del materiale di ciascun disco alla temperatura in cui esso si trova.

Per far ciò, come prima cosa è necessario ricavare l'equazione della parabola interpolante la curva di Sy del materiale (tensione di snervamento) al variare della temperatura. In questo modo si ottengono i 3 coefficienti a, b, c dell'equazione, che verranno utilizzati in Ansys per la normalizzazione. Si inserisce poi, tra le soluzioni dello "Static Structural", un *User Defined Result*, che permette di inserire un'equazione determinata dall'utente per ottenere un determinato risultato. A questo punto si inserisce la seguente formula:

$$SEQV/(a * BFE^2 + b * BFE + c)$$

In cui SEQV indica la tensione equivalente mentre BFE la temperatura.

A questo punto è possibile ottenere i risultati e compararli con quelli ottenuti dalle analisi

2D, come segue.



Figura 7.7- stress equivalente analisi 2D 2 stadio, caso 4



Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4



Figura 7.9- stress equivalente analisi 2D 4 stadio, caso 2



Figura 7.10- stress equivalente analisi 3D 4 stadio, caso 2



Figura 7.11- stress equivalente analisi 2D 12 stadio, caso 3



Figura 7.12- stress equivalente analisi 3D 12 stadio, caso 3



Figura 7.13- stress equivalente analisi 2D 17 stadio, caso 3



Figura 7.14- stress equivalente analisi 3D 17 stadio, caso 3



Figura 7.15- deformazione totale disco 17

La deformazione totale del diciassettesimo disco non è, come è evidente dalla figura 7.15, perfettamente simmetrica. Tuttavia, la differenza che si ha tra un lato e l'altro del disco è dell'ordine del centesimo di millimetro, per cui, per il momento, si conserva la geometria del disco scelta. Si potrebbe pensare di ridurre in futuro questa differenza modificando il raggio di raccordo nella parte sinistra per cercare di rendere le due parti più simili.

Come è possibile osservare dalla diverse figure in alto, i risultati ottenuti in campo bidimensionale e in campo tridimensionale sono molto simili tra loro. Questo porta a dire prima di tutto che le analisi 2D sono valide, e dunque è stato corretto considerarne i risultati per la progettazione della geometria del compressore. Inoltre, queste analisi sono un'ulteriore conferma del fatto che i dischi hanno dei picchi di stress sempre più bassi della tensione di snervamento in tutti i casi operativi, per cui sono accettabili.

Dopo aver approvato la geometria dei tiranti (capitolo 6), è ora possibile confermare anche quella dei dischi. Avendo definito tutte le parti di cui il compressore è composto, l'obiettivo del seguente studio è stato dunque raggiunto. Potranno essere effettuate in seguito altre modifiche di miglioramento, ma in linea di massima la progettazione del rotore è conclusa.

## 8. Conclusioni

È stata progettata una nuova versione del compressore assiale W-501B6 che differisce da quella *standard* perché i dischi non sono calettati a caldo sull'albero, ma sono tenuti a contatto mediante dei tiranti e la coppia è trasmessa per attrito tra le facce. Si va dunque a sopperire ai problemi della precedente versione, soprattutto per quanto riguarda il rischio di avere deformazioni plastiche e vibrazioni incontrollate del rotore.

Per far ciò, è stata inizialmente abbozzata una geometria preliminare dei dischi utile per svolgere le prime analisi termo-strutturali, le quali sono servite a capire quali fossero i punti critici e dunque le modifiche necessarie a raggiungere l'obiettivo finale: avere un compressore che si comporta, sia dal punto di vista meccanico (in termini di deformazioni assiali e radiali), sia dal punto di vista termodinamico, in modo quanto più simile possibile al compressore *standard*, così da poter essere interscambiabili.

In parallelo è stata effettuata la progettazione dei tiranti, scegliendo la forma e le dimensioni più adatte a garantire la trasmissione della coppia, pur mantenendo gli stress al di sotto dei limiti consentiti.

Una volta ottenuta la geometria definitiva dei dischi e dei tiranti e dopo aver calcolato tutti i parametri di setup meccanici e termici che permettono di simulare la fisica del problema, sono state svolte analisi termo-strutturali stazionarie in 4 casi operativi per ottenere temperature, stress e deformazioni a cui il rotore è soggetto. Gli stress membranali e quelli di picco sono stati confrontati con le curve limite dei materiali

114

corrispondenti, in modo da controllare che non ci fossero deformazioni plastiche o rotture inaspettate. È stata anche studiata la condizione estrema di overspeed per assicurarsi che anche in questo caso non ci fossero plasticizzazioni.

Successivamente sono state svolte delle analisi in transitorio per confermare la validità dei risultati ottenuti in stazionario.

Lo step successivo è stato effettuare alcune analisi tridimensionali, iniziando da quella incentrata sullo studio di un tirante, in cui si considera una porzione angolare dei dischi pari a 30°. In questo modo è possibile ottenere le reali deformazioni dei tiranti e capire se quelle stimate nell'analisi bidimensionale siano o meno corrette. Inoltre, è possibile ottenere il valore di stress sulla sezione ristretta, da confrontare con le curve del materiale per verificare che non ci siano tensioni al di sopra dei limiti consentiti (si considera anche una stima del contributo flessionale causato da un possibile disallineamento dei dischi). Gli stress ottenuti sono maggiori rispetto a quelli delle analisi bidimensionali, ma restano pur sempre accettabili. Si dà quindi maggiore affidabilità a quelli forniti dall'analisi 3D essendo un approccio più conservativo, oltre che più rappresentativo della realtà.

Si vuole infine effettuare un'analisi 3D dei dischi che dalle analisi bidimensionali risultano essere i più soggetti a picchi di stress. L'obiettivo è controllare che i risultati siano simili a quelli ottenuti in precedenza, soprattutto per quanto concerne deformazioni e tensioni. Il setup di questa analisi è leggermente più complesso rispetto alle altre, in quanto sono state adottate delle tecniche di importazione ed esportazione di dati da una simulazione all'altra per risparmiare in termini di costo computazionale. Dal confronto con i risultati ottenuti in 2D, si osserva che le differenze sono decisamente trascurabili. La conclusione che si trae è che quindi le analisi svolte sono tutte corrette e coerenti tra loro, e gli stress sono sempre al di sotto dei limiti massimi di accettabilità.

A fine studio è possibile affermare che la nuova configurazione del compressore riesce pienamente a sostituire la precedente. Si riesce infatti ad ottenere, a parità di coppia da trasmettere, temperature e pressioni raggiunte, delle deformazioni assiali e radiali molto simili a quelle del compressore *standard*, ma con l'ulteriore vantaggio di avere stress minori sui dischi. Il risultato è dunque molto soddisfacente.

Si potrebbe in futuro provare a migliorare ancora la geometria del rotore, ad esempio modificando la curvatura nel diciassettesimo disco per renderlo più simmetrico. Per diminuire ulteriormente la differenza di deformazioni rispetto alla precedente versione del compressore, invece, si potrebbero prevedere delle dimensioni del *bolted* leggermente maggiori rispetto a quelle considerate in questa analisi, in modo che i dischi raggiungano le stesse posizioni assiali e radiali dello *standard*. Tutte queste modifiche alla geometria dovranno essere supportate da ulteriori analisi termo-strutturali oltre che modali, queste ultime per controllare che non si verifichi il fenomeno della risonanza.

Un ulteriore studio che potrebbe essere svolto riguarda la stima della vita del componente, in particolare una verifica LCF (Low Cicle Fatigue), in cui si valutano gli effetti dei cicli di accensione e spegnimento della macchina, e una verifica HCF (High Cicle Fatigue), in cui si osserva l'effetto della flessione rotante del rotore dovuta al contributo centrifugo. L'analisi LCF è di particolare importanza in quanto spesso il cedimento a fatica avviene allo stesso numero di cicli in cui si ha la formazione di una cricca; l'obiettivo è che la macchina riesca a compiere almeno il numero di cicli di avvio e spegnimento minimi specificati nei Design Criteria. Si potrà valutare anche il danno cumulativo lineare causato da questi cicli secondo la teoria di Palmgren-Miner. Non ci si aspettano tuttavia particolari problemi: il compressore *standard*, che è già in commercio, risulta essere molto più stressato rispetto a questa nuova configurazione, per cui se in esso sono soddisfatti i requisiti minimi, con alta probabilità si giungerà a questa conclusione anche per il *bolted*.

## Bibliografia

1. Catania, Andrea Emilio. Complementi di Macchine.

2. Boyce, M.P. Gas Turbine Engineering Handbook. 2011.

3. **Palma, Felice Di.** Analisi FEM 3D e Verifica Statica e a Fatica del Rotore di una Turbina a Gas per Applicazioni Industriali. 2020.

4. Resta, Emanuele. Studio CFD di schiere di compressore assiale transonico. 2020.

5. Pizzo, Daniele. Progetto di un compressore assiale multistadio.

6. Dongiovanni, Claudio. Thermal and Hydraulic Machines.

7. **Panagiotopoulou, O.** Finite element analysis (FEA): Applying an engineering method to functional morphology in anthropology and human biology.

8. Canuto, Claudio. Modelli e Metodi Numerici. dispense : s.n., 2020/2021.

9. La scelta dei contatti nella progettazione meccanica. Enginsoft. [Online]

10. Petrucci, G. Lezioni di costruzione di macchine. 2007.

## Lista delle figure

Figura 1.1- ciclo Brayton-Joule (1) 12
Figura 1.2- differenza tra ciclo ideale e reale (1) 14
Figura 1.3- rendimento globale in funzione di $T3$ e $\beta$
Figura 1.4- rendimento globale e lavoro utile in funzione di $\beta$ e $\eta y$
Figura 1.5- esempio di turbina a gas (2) 15
Figura 1.6- flussi all'interno di un combustore (3) 15
Figura 1.7- schema di un turbocompressore assiale (1) 17
Figura 1.8- curve caratteristiche tipiche 19
Figura 1.9- rendimenti isoentropici tipici 19
Figura 1.10- curve utilizzate per il design criteria
Figura 1.11- legge di Neuber
Figura 2.1- esempio di trasmissione della coppia dato dalla combinazione di tiranti e spine
radiali
Figura 2.2- modello del tirante
Figura 2.3- indicazione dei 4 casi operativi
Figura 2.4- applicazione della forza di precarico in Ansys 40
Figura 2.5- diagrammi di interferenza 43
Figura 2.6- allungamento tirante/accorciamento dischi 44
Figura 2.7- andamento degli stress nei 4 casi di funzionamento 45
Figura 3.1- modelli 2D e sovrapposizione delle due configurazioni
Figura 3.2- riduzione della distanza radiale tra l'asse della macchina e l'asse dei tiranti 48

Figura 3.3- riduzione del raggio esterno della flangia	49
Figura 3.4- passaggio dalla geometria preliminare a quella definitiva	49
Figura 4.1- rappresentazione del compressore con colori diversi a seconda del materi	iale
	52
Figura 4.2- zone con proprietà ortotropiche dei materiali	53
Figura 4.3- differenza tra modulo di Young materiale base e ortotropico	54
Figura 4.4- zone a stress piano	54
Figura 4.5- inserimento dei punti di massa	55
Figura 4.6- modello rotore completo	55
Figura 4.7- edge sizing su raccordi	59
Figura 4.8- mesh ottenuta con l'utilizzo del tool Inflation	59
Figura 4.9- andamento delle temperature negli stadi di compressione	61
Figura 4.10- esempio di imposizione di condizione di Dirichlet	62
Figura 4.11- imposizione condizione di Robin sul compressore	64
Figura 4.12- imposizione condizione di Robin sulla turbina	64
Figura 4.13- deformazioni assiali caso 1	65
Figura 4.14- deformazioni assiali caso 2	65
Figura 4.15- deformazioni assiali caso 3	65
Figura 4.16- deformazioni assiali caso 4	65
Figura 4.17- deformazioni radiali caso 4	67
Figura 4.18- stress equivalente normalizzato caso 1	68
Figura 4.19- stress equivalente caso 1	68
Figura 4.20- stress equivalente normalizzato caso 2	69
Figura 4.21- stress equivalente normalizzato caso 3	69
Figura 4.22- stress equivalente normalizzato caso 4	70

Figura 4.23- stress equivalente caso 4	. 70
Figura 4.24- stress di picco nei 4 casi operativi	. 71
Figura 4.25- stress circonferenziale su un path	. 72
Figura 4.26- stress membranali stadi 1-12	. 73
Figura 4.27- stress membranali stadi 13-17	. 73
Figura 4.28- stress di picco in condizione di overspeed	. 74
Figura 4.29- stress di picco in condizione di overspeed	. 75
Figura 4.30- modello del compressore <i>standard</i>	. 76
Figura 4.31- montaggio dei dischi per interferenza	. 76
Figura 4.32- valutazione delle deformazioni su uno dei dischi	. 77
Figura 4.33- valutazione delle posizioni assiali	. 78
Figura 5.1- curve transitorie percentuali	. 81
Figura 5.2- andamento della forza di precarico dei tiranti del compressore	. 83
Figura 5.3-pressioni stazionarie raggiunte in ogni stadio	. 85
Figura 5.4- andamento dei coefficienti convettivi del compressore	. 86
Figura 5.5- temperatura reggispinta	. 87
Figura 5.6- temperatura normalizzata dopo 600 secondi	. 88
Figura 5.7- temperatura normalizzata dopo 20000 secondi	. 88
Figura 5.8- temperatura normalizzata dopo 28800 secondi	. 89
Figura 5.9- stress equivalente normalizzato all'inizio della simulazione	. 89
Figura 5.10- stress equivalente normalizzato dopo 600 secondi	. 90
Figura 5.11- stress equivalente normalizzato dopo 20000 secondi	. 90
Figura 5.12- stress equivalente normalizzato dopo 39800 secondi	. 91
Figura 5.13- stress di picco	. 91
Figura 6.1- modello utilizzato per svolgere le analisi 3D	. 93

Figura 6.2- input dell'analisi
Figura 6.3- condizioni al contorno termiche
Figura 6.4- penetrazione tra dado e distance piece
Figura 6.5- modello utilizzato per la prova 1
Figura 6.6- deformazioni assiali prova 1 97
Figura 6.7- deformazioni assiali prova 2
Figura 6.8- profilo di temperatura
Figura 6.9- stress ottenuti dalle analisi 3D nei 4 casi 101
Figura 7.1- settore piccolo 104
Figura 7.2- settore grande, con il taglio effettuato 104
Figura 7.3- importazione dati da "settore piccolo" a "settore grande" 104
Figura 7.4- superficie su cui si valutano le temperature da esportare per il "settore grande"
Figura 7.5 – importazione delle temperature nel modello di "settore grande" 106
Figura 7.6 - imposizione di temperature su una pala 108
Figura 7.7- stress equivalente analisi 2D 2 stadio, caso 4 110
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4 110
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4 110 Figura 7.9- stress equivalente analisi 2D 4 stadio, caso 2
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4
Figura 7.8 - stress equivalente analisi 3D 2 stadio, caso 4