POLITECNICO DI TORINO I FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi parametrica dello stato di tensione nell'attacco pala



Relatore:

Prof. Daniele Botto

Candidato: Veronica Cinti

Sommario

1. Introduzione	2
1.1 Obiettivi	2
1.2 Sommario	3
2. Punch	4
2.1 Modello fem del punch	4
2.2 Risultati	5
3. Dovetail	6
3.1 Modello parametrico analitico	6
3.2 Geometria ottimizzata	9
3.3 Modello FEM	11
4. Sensibilità locale	13
4.1 Parametri in gioco	13
4.2 Analisi locale	13
4.3 Risultati	14
4.4 Conclusioni	14
5. Analisi globale	18
5.1 Input e output	18
5.2 Geometrie non realizzabili	18
5.3 Combinazioni maggiormente sfavorevoli	19
5.4 Risultati	19
5.4.1 α_{cb} R=opt	20
5.4.2 α_{cb} R=-0.1%	38
5.4.3 $\alpha_{cb}R=+0.1\%$	56
6. Conclusioni	74
6.1 Discussione dei risultati	74
6.2 Conclusioni finali	74
BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA	75
Ringraziamenti	76

Introduzione

Nelle turbine a gas, l'attacco pala è uno dei componenti più critici, in quanto soggetto a elevati carichi, centrifughi e termici. In questo componente sono presenti diversi punti di concentrazione del carico, da cui possono partire cricche che porteranno a rottura. La rottura per questo componente può avvenire per diversi tipi di fatica:

- fatica ad alto numero di giri,
- fatica ad basso numero di cicli,
- fretting fatigue, a causa dello scorrimento relativo tra attacco e sede nella zona di contatto [2].

Per prevenire l'incorrere di questi fenomeni è quindi necessario limitare i picchi di carico, concentrando su questo componente la dovuta attenzione in fase di progetto.



Figura 1[3]: attacco pala

1.1 Obiettivi

Nonostante la precisione dei macchinari e l'utilizzo di tecnologie avanzate, quando viene prodotto un componente le sue dimensioni non rispecchiano mai perfettamente quelle definite a progetto, ma risultano affette da tolleranze di lavorazione. Questo potrebbe causare un incremento della concentrazione degli sforzi e quindi compromettere il componente.

Il presente studio nasce quindi con lo scopo di valutare come lo scostamento dei parametri che definiscono la geometria dell'attacco influenzi lo stato di tensione nello stesso.

1.2 Sommario

Per valutare lo stato di tensione si è utilizzato il software ANSYS, basato sul metodo degli elementi finiti. Per verificarne l'affidabilità, è stato innanzitutto effettuato un test considerando il modello punch, di cui è nota la soluzione analitica.

Lo studio è stato condotto a partire dalla geometria ottimizzata del attacco di tipo Dovetail, ottenua dall'Ing Alinejad nella sua tesi di dottorato. Essa è definita da 11 parametri e garantisce lo stato di tensione ottimale.

Il primo passo è stato variare singolarmente ciascun parametro, considerandone variazioni tra il -5% e il +5%, con passo pari a un punto percentuale, in modo da valutare la sensibilità locale.

Sono quindi stati individuati gli 8 parametri maggiormente significativi in termini di variazione dello stato di tensione, in modo da ridurre il costo computazionale.

Si è poi eseguita un'analisi completa, facendo variare tutti i parametri contemporaneamente e considerando per ciascuno variazioni del -3% e del 3% rispetto al valore nominale.

Individuati infine i casi più interessanti, per questi è stata ripetuta l'analisi considerando variazioni minori, pari a $\pm 0.1\%$, che rispecchiano più realisticamente le tolleranze, in modo da poter dedurre una legge lineare.

Punch

In questa sezione si è confrontata la soluzione fem del modello punch con quella analitica, in modo da verificare l'affidabilità del software FEM e quindi garantire risultati realistici nell'analisi successiva.

2.1 Modello fem del punch

Il modello 2D utilizzato è rappresentato in figura:



Figura 2.1: modello di punch

La larghezza del corpo superiore, il puncher è L=4mm e il raggio delle curvature è R=0.5mm.

Il corpo inferiore è vincolato attraverso carrelli sui tre lati non interessati dal contatto; entrambi i corpi sono considerati elastici e isotropi, con modulo di Young E=200000Pa e coefficiente di Poisson ν =0.3.

Il carico totale applicato è di 5000 N/mm.

L'analisi FEM è stata condotta in campo di deformazione piana 2D, utilizzando elementi quadrangolari a 8 nodi, con due gradi di libertà ad ogni nodo (traslazioni nelle direzioni x e y). La mesh è stata infittita nella zona del contatto, in modo da avere una soluzione maggiormente accurata.



Figura 2.2: Mesh

2.2 Risultati

La figura 3 confronta i dati ottenuti dall'analisi FEM con quelli ottenuti dalla soluzione analitica. Come si può osservare, la curva dell'analisi ad elementi finiti (curva rossa) è molto vicina a quella ottenuta per via analitica (curva blu). La discrepanza tra le due curve, in particolare agli estremi del contatto, è dovuta principalmente alle dimensioni della mesh: non è stato possibile infatti infittirla ulteriormente a causa delle limitazioni legate alla versione del software in uso.



Figura 2.3: Confronto tra soluzione analitica e soluzione FEM

Dovetail

3.1 Modello parametrico analitico

Il modello considerato in questo studio è illustrato nelle figure 4 e 5. Il contatto è realizzato da una linea compresa tra due curvature. Le linee a e b sono tangenti alle curvature della sede attacco pala nel disco; esse sono condotte a partire dal punto P_{ab} , punto fisso che viene pertanto considerato come parametro costante. Sono invece variabili le inclinazioni α_a e α_b delle due linee.

La geometria dell'attacco pala e della relativa sede nel disco possono essere diverse, ma alcuni parametri di sono legati tra loro. Questo per avere un profilo di tensione al contatto maggiormente uniforme e ridurre al contempo il numero di parametri in gioco e quindi il costo computazionale. Nella sua tesi di dottorato [1], l'Ing. Farhad Alinejad stabilisce le seguenti relazioni tra le curvature dei due corpi:

$$R_{C1b} = 1.05 \cdot R_{C1}$$
$$R_{C2b} = 0.85 \cdot R_{C2}$$

Infine, per evitare interferenza tra le parti, la curvatura della parte inferiore dell'attacco è legata a quella della sede nel disco:

$$R_{CAb} = 1.05 \cdot R_{CA}$$

Tutti i parametri sono elencati nella tabella 1.



Figura 3.1: Parametri che regolano la geometria



Figura 3.2: Linee tangenti

Parametro	Descrizione
P _{ab}	Distanza tra il centro del disco e l'origine delle tangenti a e b
$lpha_{ m a}$	Inclinazione della tangente a
$lpha_{ m b}$	Inclinazione della tangente b
RCtwr	Raggio di raccordo superiore del disco
Ltwr	Lunghezza della parte superiore della sede
RC1	Raggio della curva superiore di contatto nel disco
RC2	Raggio della curva inferiore di contatto nel disco
$lpha_{ m cb}$	Inclinazione della linea di contatto nell'attacco
$lpha_{ m c}$	Inclinazione della linea di contatto nel disco
RCA	Raggio della cavità del disco
RCAb	Raggio della curvatura inferiore dell'attacco
RC1b	Raggio della curva superiore di contatto
RC2b	Raggio della curva inferiore di contatto nel disco
shift	Distanza tra le curvature superiori di contatto
shift_b	Distanza tra le curvature inferiori di contatto a meno del parametro shift

Tabella 3.1: Parametri di sede e attacco

3.2 Geometria ottimizzata

L'ottimizzazione della geometria del dovetail è stata oggetto della tesi di dottorato dell"Ing.Alinejad [1]. L'obiettivo era trovare il set di parametri che garantisse il miglior comportamento del componente in termini di stato di tensione.

Nello studio di cui sopra, l'ottimizzazione è stata realizzata rispetto a diversi obiettivi ed è stata sviluppata attraverso più fasi:

- 1. Innanzitutto è stato introdotto un modello parametrico 2D, che fornisce i parametri di input per l'analisi, considerando la topologia di contatto che vede una linea compresa tra due curvature.
- 2. Si è definito l'algoritmo da utilizzare per l'ottimizzazione: si tratta del metodo *GA* (*Genetic Algorithm*), che prevede la selezione casuale di parametri "genitori" per determinare la generazione successiva. Procedendo per successive generazioni si arriva alla soluzione ottimale. Per determinare il dominio di parametri da cui partire è stato utilizzato il metodo *LHS* (*Latin Hypercube Sampling*), che garantisce che la popolazione iniziale copra tutto lo spazio dei parametri con una certa discretizzazione. Infine, per ridurre il costo computazionale, si ricorre a un *modello surrogato*, o modello di previsione: sulla base di esperimenti numerici viene costruito un modello matematico che fornisce una relazione sugli output per combinazioni di input non osservate, con notevole riduzione dei tempi di elaborazione.
- 3. La prima ottimizzazione riguarda la forma dell'attacco, che influisce molto sul profilo delle pressioni nella zona del contatto. Vengono valutate diverse topologie di contatto sotto le stesse condizioni con l'obiettivo di trovare quella che minimizza i picchi di stress. Per ciascuna vengono poi variati alcuni parametri per trovare la miglior forma di quel tipo.
- 4. La seconda ottimizzazione riguarda i parametri che definiscono la geometria. In questo caso, per semplicità, la topologia considerata è quella del profilo di contatto composto da una linea retta compresa tra due curvature. L'obiettivo è ancora minimizzare il picco di pressione al contatto e valutare le tensioni di Von Mises. La geometria viene quindi ottimizzata prima con approccio analitico e poi con il modello FEM, realizzato in campo 2D plane strain con elementi a 8 nodi.
- 5. Infine, viene effettuata un'analisi a robustezza.

In tabella 2 si possono trovare i valori ottimizzati dei parametri che regolano la geometria, utilizzati come input per l'analisi nel presente studio, relativi alla topologia di contatto semplice.

Parametro	Valore ottimizzato
P _{ab}	0mm
$lpha_{ m a}$	86.9°
$lpha_{ m b}$	82°
RCtwr	0.5mm
Ltwr	1.536mm
RC1	1.549mm
RC2	1.373mm
$lpha_{ m cb}$	48.3°
$lpha_{ m c}$	48.3°
RCA	494.6mm
RCAb	1.05*RCA
RC1b	2.62mm
RC2b	0.85*RC2
shift	1mm
shift_b	0mm

Tabella 3.2: Parametri ottimizzati

3.3 Modello FEM

Il modello 2D utilizzato per l'analisi è rappresentato in figura 6. La sezione di disco è vincolata lateralmente da carrelli mentre il dovetail non è vincolato.

Al dovetail è applicato il carico centrifugo, costante, calcolato come

$$F = (m_b \cdot r_b + m_d \cdot r_d) \cdot \omega^2$$

In tabella 3 sono descritti i parametri che compaiono nella formula con i relativi valori. Per quanto riguarda i materiali, il disco si considera realizzato in lega di nichel Inconel 718, mentre per la pala si ha alluminuro di titanio (TiAl). Il campo di deformazione è quello di deformazione piana.

Infine, la figura 7 mostra la mesh utilizzata: è più fitta nella zona del contatto e nelle zone critiche, dove interessa avere una soluzione più accurata. Risulta tuttavia comunque grossolana, a causa delle limitazioni legate alla versione del software in uso (ANSYS Academic).

m_b	Massa della pala	0.737kg	
r_b	Raggio di disco+pala	526mm	
m_d	Massa del disco	0.12kg	
r_d	Raggio esterno del disco	404mm	
ω	Velocità angolare	382rad/s	

Tabella 3.3: Masse, Raggi, Velocità angolare



Figura 3.3: Dovetail e parte di disco corrispondente, con vincoli e carichi applicati



Figura 3.4: Mesh

Sensibilità locale

In questa sezione si è studiato il comportamento dello stato di tensione variando i parametri uno alla volta. Lo stato di tensione è stato valutato in termini di massimo stress principale nelle zone critiche, ovvero nelle curvature superiori del dovetail e del disco.

Obiettivo di questa analisi preliminare è ridurre i parametri in gioco, tralasciando quelli che meno influenzano i risultati, in modo da ridurre il costo computazionale nell'analisi successiva.

I parametri in input sono stati inseriti nel codice Matlab, che genera la geometria relativa e fornisce l'input per il codice Ansys. Il codice Ansys fornisce in output:

- forze nel contatto,
- massimo stress principale nelle aree critiche dei componenti,
- tensione media a trazione nella direzione y nel collo dell'attacco e nel collo del disco,
- massimo stress equivalente e massimo spostamento.

Per la determinazione dei parametri da eliminare è stato considerato il massimo stress principale nelle aree critiche

4.1 Parametri in gioco

Come già anticipato nella sezione 4.1, dei 15 parametri che caratterizzano la geometria alcuni sono tenuti costanti o dipendono, per ragioni strutturali, da altri parametri. In questa analisi i parametri variabili risultano raddoppiati, in quanto non viene mantenuta la simmetria tra lato destro e lato sinistro.

In tabella 3 sono riassunti i parametri costanti e quelli variabili.

4.2 Analisi locale

Gli 11 parametri indipendenti vengono fatti variare tra -5% e 5% con passo pari a un punto percentuale.

In alcuni casi di non-convergenza è stato necessario modificare il codice ANSYS nel modo seguente: la pressione applicata è stata sostituita da un certo numero di spostamenti, applicati sempre alla linea superiore del dovetail. Poiché non è possibile quantificare a priori gli spostamenti da applicare, si procede iterativamente con il metodo di bisezione. Dopo ogni step, lo stress nel collo dell'attacco viene confrontato con il carico predefinito: se lo stress ottenuto risulta inferiore, lo spostamento applicato viene aumentato; se risulta superiore, lo spostamento viene diminuito.

4.3 Risultati

In figura 6 sono riassunti i risultati dell'analisi di sensibilità locale. In ascissa si ha la percentuale di variazione del parametro, in ordinata la sensibilità rispetto al massimo stress principale. La sensibilità è data dalla differenza tra valore ottenuto e valore nominale, normalizzata rispetto al valore nominale:

$$sensibilita = \frac{\delta\sigma}{\sigma_{opt}}$$

4.4 Conclusioni

Come si può osservare dai grafici, i parametri che meno influenzano lo stato di tensione sono *shift*, *shift_b* e *shift_b_L*. Nell'analisi globale, questi parametri verranno quindi considerati costanti e pari al valore nominale. La dimensione del vettore input si è ridotta da 11 a 8.

Parametro	Тіро
P _{ab}	Costante
$lpha_{ m a}$	Costante
$lpha_{ m b}$	Costante
RCtwr	Costante
Ltwr	Costante
RC1_R	Costante
RC1_L	Costante (=RC1_R)
RC2_R	Variabile
RC2_L	Variabile
α_{cb} R	Variabile
α_{cb} L	Variabile
$\alpha_{\rm c}$ _R	Variabile
$\alpha_{c}L$	Variabile
RCA	Costante
RCAb_R	Costante
RC1b_R	Variabile
RC1b_L	Variabile
RC2b_R	Variabile (0.85*RC2)
RC2b_L	Variabile (=RC2b_R)
shift	Variabile
shift_b	Variabile
shift_b_L	Variabile

Tabella 4.1: Parametri costanti e variabili









Figura 4.1: Sensibilità rispetto al massimo stress principale

Analisi globale

In questa sezione l'analisi viene ripetuta facendo variare tutti i parametri contemporaneamente. Per la variazione si considerano, oltre al valore nominale, il 3% in più e in meno. Vengono quindi valutate tutte le combinazioni di 8 parametri, ciascuno dei quali può assumere 3 valori.

Individuati da questa analisi i casi peggiori dal punto di vista dello stato di tensione, questi vengono rivalutati considerando variazioni pari allo 0.1% in più e in meno, in modo da rispecchiare più realisticamente le tolleranze di lavorazione e poter dedurre una legge di dipendenza lineare.

5.1 Input e output

Il vettore input per il modello parametrico di dovetail è

IV=[α_{cb} _R, α_{cb} _L, RC1b_R, RC1b_L, α_c _R, α_c _L, RC2_R, RC2_L]

A partire dal set di parametri, il codice Matlab restituisce la geometria e l'input per il codice agli elementi finiti. Quest'ultimo fornisce in output lo stato di tensione. Dal codice verranno quindi estrapolati, per ogni set di parametri, le pressioni massima e media nel contatto, la tensione di Von Mises e il massimo stress principale nelle aree critiche. Le aree critiche corrispondono alle curvature dell'attacco e del disco.

5.2 Geometrie non realizzabili

In alcuni casi non è stato possibile effettuare l'analisi agli elementi finiti perché la geometria non era fisicamente realizzabile. Un esempio è riportato in figura 8: tale geometria non può essere implementata in quanto la curva rossa (attacco pala) sorpassa la curva nera (disco); questo significa che si ha compenetrazione tra i due componenti, situazione fisicamente impossibile.



Figura 9: Esempio di geometria non realizzabile

5.3 Combinazioni maggiormente sfavorevoli

Dall'analisi globale risulta che i le combinazioni più sfavorevoli dal punto di vista dello stato di tensione sono quelle in cui variano gli angoli di contatto.

Si riportano quindi i risultati relativi alla variazione contemporanea di $\alpha_{cb}R$, $\alpha_{cb}L$, $\alpha_{c}L$; gli altri parametri vengono mantenuti al valore nominale.

5.4 Risultati

Per ogni caso vengono valutate le variazioni del massimo stress principale, della massima tensione di Von Mises e delle pressioni media e massima nel contatto in rapporto alla variazione dei parametri. La pressione media è stata stimata dividendo la forza nel contatto per la lunghezza dello stesso. Il massimo stress principale e la massima tensione di Von Mises vengono valutate nelle zone critiche di attacco pala e disco.

Le variazioni vengono riportate in termini di sensibilità, definita nel capitolo precedente.

5.4.1 *α*_{cb}_R=opt

```
5.4.1.1 α<sub>cb</sub>_L=opt
```

α_{cb} R	α _{cb} _L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
opt	opt	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt

• Massimo Stress Principale



Figura 5.4.1.1.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.1.1.2: Stress Principale per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%



• Massima Tensione di Von Mises

Figura 5.4.1.1.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.1.1.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%

• Pressione nel contatto





Figura 5.4.1.1.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.1.1.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} _L=-0.1%, b) α_{c} _L=opt, c) α_{c} _L=+0.1%

5.4.1.2 α_{cb} L=-0.1%

α_{cb} R	α_{cb} L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
opt	-0.1%	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt

• Massimo Stress Principale



Figura 5.4.1.2.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.1.2.2: Stress Principale per a) α_{c} _L=-0.1%, b) α_{c} _L=opt, c) α_{c} _L=+0.1%



• Massima Tensione di Von Mises

Figura 5.4.1.2.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.1.2.4: Tensione di Von Mises per a) $\alpha_c_L=-0.1\%$, b) $\alpha_c_L=$ opt, c) $\alpha_c_L=+0.1\%$

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.1.2.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.1.2.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.1.3 α_{cb} L=+0.1%

α_{cb} R	α_{cb} L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
opt	+0.1%	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt



• Massimo Stress Principale



Figura 5.4.1.3.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.1.3.2: Stress Principale per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%



• Massima Tensione di Von Mises

Figura 5.4.1.3.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco


Figura 5.4.1.3.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.1.3.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.1.3.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.2 α_{cb} R=-0.1%

```
5.4.2.1 α<sub>cb</sub>_L=opt
```

α_{cb} R	α _{cb} _L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
-0.1%	opt	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt

• Massimo Stress Principale



Figura 5.4.2.1.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.2.1.2: Stress Principale per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%



Figura 5.4.2.1.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.2.1.4: Tensione di Von Mises per a) $\alpha_c_L=-0.1\%$, b) $\alpha_c_L=$ opt, c) $\alpha_c_L=+0.1\%$

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.2.1.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.2.1.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.2.2 α_{cb} L=-0.1%

α_{cb} R	α _{cb} _L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
-0.1%	-0.1%	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt



Massimo Stress Principale

Figura 5.4.2.2.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.2.2.2: Stress Principale per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%



Figura 5.4.2.2.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.2.2.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.2.2.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.2.2.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.2.3 α_{cb} L=+0.1%

α_{cb} R	α_{cb} L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
-0.1%	+0.1%	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt





Figura 5.4.2.3.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.2.3.2: Stress Principale per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%



Figura 5.4.2.3.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.2.3.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.2.3.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.2.3.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.3 α_{cb} R=+0.1%

```
5.4.3.1 α<sub>cb</sub>_L=opt
```

α_{cb} R	α_{cb} L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
+0.1%	opt	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt

Massimo Stress Principale



Figura 5.4.3.1.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.3.1.2: Stress Principale per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%



Figura 5.4.3.1.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.3.1.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.3.1.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.3.1.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.3.2 α_{cb} L=-0.1%

α_{cb} R	α _{cb} _L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
+0.1%	-0.1%	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt





Figura 5.4.3.2.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.3.2.2: Stress Principale per a) α_{c} _L=-0.1%, b) α_{c} _L=opt, c) α_{c} _L=+0.1%



Figura 5.4.3.2.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.3.2.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%

• Pressione nel contatto



Figura 5.4.3.2.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.3.2.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

5.4.3.3 α_{cb} L=+0.1%

α_{cb} R	α _{cb} _L	RC1b_R	RC1b_L	$\alpha_{c}R$	$\alpha_{c}L$	RC2_R	RC2_R
+0.1%	+0.1%	opt	opt	opt	-0.1% : +0.1%	opt	opt





Figura 5.4.3.3.1: Sensibilità MPS nelle aree critiche di a) blade, b) disco



Figura 5.4.3.3.2: Stress Principale per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%



Figura 5.4.3.3.3: Sensibilità MVM nelle aree critiche di a) blade, b) disco


Figura 5.4.3.3.4: Tensione di Von Mises per a) α_c _L=-0.1%, b) α_c _L=opt, c) α_c _L=+0.1%



• Pressione nel contatto

Figura 5.4.3.3.5: Sensibilità di a) pressione media, b) pressione massima



Figura 5.4.3.3.6: Pressione nel contatto per a) α_{c} L=-0.1%, b) α_{c} L=opt, c) α_{c} L=+0.1%

Capitolo 6

Conclusioni

6.1 Discussione dei risultati

Per commentare i risultati si prenderà in esempio la variazione della pressione massima nel contatto, in particolare quando variano l'angolo di contatto sinistro del disco e l'angolo di contatto destro del blade.

Variando singolarmente α_c _L, a una sua variazione positiva dello 0.1% corrisponde, per il lato destro, una variazione negativa di pressione del 15%; per il lato sinistro, lato in cui avviene la variazione, la pressione aumenta del 52%.

Facendo variare α_{cb} R, a una sua variazione positiva dello 0.1% corrisponde, per il lato destro, una variazione positiva di pressione del 65%; per il lato sinistro, la pressione aumenta del 44%.

Quando questi due angoli vengono fatti variare positivamente contemporaneamente, si osserva che la pressione aumenta del 75% sul lato destro e aumenta del 99% sul lato sinistro. In prima approssimazione quindi la variazione complessiva sembrerebbe coincidere con la somma delle variazioni quando gli angoli vengono fatti variare singolarmente. Tuttavia, questo non avviene quando si considerano $\alpha_{c}L$ e $\alpha_{cb}L$; questa volta le due variazioni avvengono dallo stesso lato per il blade e per il disco e quindi potrebbe essere questo il motivo dell'asimmetria nei risultati.

6.2 Conclusioni finali

Nel presente lavoro è stato valutato come piccole variazioni dei parametri, rispetto al valore nominale incidano sullo stato di tensione dei componenti. Si è visto che i parametri maggiormente influenzanti sono gli angoli di contatto: quando vengono variati, la pressione al contatto può arrivare ad assumere un valore doppio rispetto al valore ottimizzato.

Per cercare di dedurre una legge di variazione generale occorrerebbe comunque un'analisi che tenga conto di un range di variazione più ampio; per ragioni di tempo e di costo computazionale non è stato possibile affrontarla in questo studio.

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

[1] Tesi di dottorato, Farhad Alinejad, "Development of advanced criteria for blade root design and optimization".

[2] Daniele Botto, Farhad Alinejad, "Innovative design of attachment for turbine blade rotating ai high speed".

[3] www.oerlikon.com

Ringraziamenti

Vorrei innanzitutto ringraziare i miei compagni di corso Alessandra, Davide B., Davide R., Simone, Francesco: grazie per aver condiviso i momenti di studio, ansie grandissime ma anche momenti piacevoli (mi spiace per le sconfitte a briscola che avete subito) e (almeno una ogni tanto!) qualche gioia. Grazie ragazzi!!

Grazie alla mia migliore amica Sara, che nonostante sia lontana giusto un paio di chilometri, da Tenerife mi è sempre vicina e sa sempre come tirarmi su il morale.

Un grandissimo ringraziamento al Prof. Daniele Botto, per avermi pazientemente seguita e consigliata durante lo svolgimento di questo lavoro.

Ringrazio infine l'Ing. Farhad Alinejad, per la pazienza che ha avuto nel chiarire i miei numerosi dubbi e per l'aiuto ogni qualvolta ne avessi bisogno.