

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



Analisi numerica FEM di giunti elastici lamellari: studio dei fenomeni di buckling
e verifica statica sotto specifiche condizioni di carico

Relatore: Prof. Ferruccio RESTA

Correlatore: Ing. Francesco RIPAMONTI

Tesi di Laurea di:

Roberto ALESSI

Matr. 755489

Anno Accademico 2011 – 2012

Un primo ringraziamento va all'azienda Maina per aver commissionato al Politecnico Di Milano questo lavoro, e al mio relatore, Prof. Resta, per avermelo affidato insieme al mio correlatore, Ing. Ripamonti.

Ringrazio particolarmente l'Ing. Ripamonti per tutto l'aiuto che mi ha dato, per nulla sminuendo le mie capacità, e per avermi insegnato ad utilizzare al meglio il software Abaqus e a ragionare da Ingegnere, non solo per la parte teorica, ma anche in quegli aspetti pratici che in ogni lavoro sono presenti (quante presentazioni ppt abbiamo dovuto fare). Sono molto grato anche delle precise correzioni che mi ha fatto, sono rimasto veramente stupito di quanto fossero facili da interpretare (ho ricorretto la Tesi in un attimo).

Ringrazio i due Ingegneri della Maina per avermi raccontato tantissimo del lavoro che fanno e per avermi fatto assaporare quali sono gli aspetti più interessanti nel mondo dell'industria meccanica; ricordo quel giorno dove mi è stata esposta la storia dei giunti elastici, che è stata utilissima per scrivere lo Stato dell'Arte.

Ringrazio i miei genitori per il supporto, la fiducia, il bene e l'affetto, che mi hanno dato e mi daranno, e soprattutto per il grandissimo sostegno in questi sei lunghissimi anni di studio, e mio fratello più grande Ivan (ingegnere anche lui), per il suo bene e per tutti i consigli utili che mi ha dato durante i miei studi universitari, e spero anche in futuro.

E poi ringrazio i miei amici che mi sono stati vicini in questi anni, in particolare la Lia, Jack e Fabrizio (i miei amici più vecchioti), per l'aiuto a crescere che mi hanno dato, e Boris e il Teo Rivolta. Ringrazio poi le mie amiche e tutti gli altri amici della Bova e non, che sono tantissimi da ricordare, e perciò mi scuso per non citarli tutti.

Un grande ringraziamento va infine alle mie amiche di Cinisello, la Silvia e la Betta, ci conosciamo da meno di un anno ma l'amicizia con loro è diventata unica. Ora so, e ne sono grato, cosa vuol dire avere delle amiche che ti raccontano tutto quanto.

Roberto

*“E quando miro in ciel arder le stelle;
dico fra me pensando: a che tante facelle?
Che fa l’aria infinita, e quel profondo
Infinito Seren? Che vuol dir questa
Solitudine immensa? Ed io chi sono?”*

Giacomo Leopardi

Indice Generale

SOMMARIO	6
ABSTRACT	7
INTRODUZIONE	8
1- I GIUNTI ELASTICI	10
1.1 Stato dell'Arte - Giunti elastici torsionalmente rigidi.....	11
1.2 Giunti lamellari	14
1.3 Analisi numeriche semplificate sui giunti lamellari.....	16
1.3.1 Valutazione del disallineamento assiale	17
1.3.2 Valutazione del disallineamento angolare	19
1.3.3 Valutazione degli effetti di buckling dovuti alla coppia torcente	21
2- L'INSTABILITÀ DI BUCKLING NEI GIUNTI LAMELLARI.....	24
2.1 Il carico critico euleriano per la trave.....	25
2.2 Il carico critico euleriano per la piastra.....	28
2.3 Analisi di buckling con il Metodo degli Elementi Finiti.....	32
2.3.1 Analisi di buckling lineare	33
2.3.2 Analisi di buckling non lineare	37
2.4 Soluzioni adottate.....	41

3- IL GIUNTO WGL E IL MODELLO NUMERICO GLTX	42
3.1 La turbina eolica.....	42
3.1.1 La trasmissione con giunti elastici lamellari WGL	47
3.2 Il modello numerico FEM del pacco lamellare GLtx	57
3.2.1 Modellazione, assemblaggio e interazioni	57
3.2.2 Analisi di buckling, rischio e statica	68
3.2.3 Definizione della mesh	80
4- RISULTATI NUMERICI	87
4.1 Risultati del modello GL6tx.....	87
4.1.1 Considerazioni preliminari sui valori di precarico	87
4.1.2 Risultati numerici (analisi di rischio e statica)	90
4.1.3 Risultati sperimentali	102
4.1.4 Analisi Addendum	106
4.2 Risultati dei modelli GL4tx, GL8tx e GL10tx	108
CONCLUSIONI	124
BIBLIOGRAFIA	127

Elenco delle Figure

1.1 Tipico giunto a denti	11
1.2 Tipico giunto a catena	12
1.3 Tipico giunto ad elica.....	12
1.4 Diaframma a disco (A), a razze radiali (B),	14
1.5 Giunto flessibile lamellare, 8 lobi	15
1.6 Forme lamella in anello continuo, 6 lobi	16
1.7 Schema di trave del giunto lamellare, 6 lobi.....	17
1.8 Deformazione per forza assiale.....	18
1.9 Giunti in esecuzione singola (a), esecuzione doppia (b).....	19
1.10 Disallineamenti del giunto in esecuzione doppia.....	20
1.11 Deformazione per coppia torcente	21
1.12 Deformazione con spinta assiale e coppia torcente.....	22
2.1 Effetto del buckling sulle lamelle	24
2.2 Trave di Eulero.....	26
2.3 Coefficiente μ al variare dei vincoli.....	27
2.4 Andamento snellezza - sforzo limite della trave	28
2.5 Modello di piastra	29
2.6 Coefficiente di buckling a compressione per le piastre	31
2.7 Esempio di andamento analisi lineare e non lineare	33
2.8 Prime forme modali della trave caricata di punta	35
2.9 Esempio curva spostamento-carico, analisi non lineare	37
3.1 Schema dell'impianto eolico.....	43
3.2 Schema della turbina eolica	44
3.3 Flusso di potenza turbina eolica.....	45
3.4 Trasmissione con giunto elastico lamellare WGL	47
3.5 Gruppo di interfaccia lato generatore.....	48
3.6 Gruppo di interfaccia lato freno	50
3.7 Sistema di bloccaggio di sicurezza del giunto	53
3.8 Sistemi di sicurezza del giunto, protezione vento (a), bloccaggio (b)	54

3.9 Esempio di frizione a dischi multipli	54
3.10 Esempio di sbilanciamento su singolo piano	55
3.11 Esempio di sbilanciamento su due piani	56
3.12 Esempio di mozzo bilanciato	56
3.13 Modello GL6tx, gambo della vite	58
3.14 Modello GL6tx, testa o dado bullone.....	59
3.15 Modello GL6tx, lamella	59
3.16 Modello GL6tx, boccole	60
3.17 Modello GL6tx, flange.....	61
3.18 GL6tx, modello completo	62
3.19 Modello GL6tx, contatto tra le lamelle	64
3.20 Modello GL6tx, contatto tra lamella superiore e boccole.....	64
3.21 Modello GL6tx, coupling gambo vite - lamelle.....	66
3.22 Modello GL6tx, coupling gambo vite - boccola	66
3.23 Modello GL6tx, coupling gambo vite - testa o dado bullone.....	67
3.24 Modello GL6tx, coupling boccola - testa o dado - flangia	68
3.25 Modello GL6tx, vincolo ad incastro flangia superiore	69
3.26 Modello GL6tx, partition cell testa o dado bullone	72
3.27 Modello GL6tx, precarico assiale sulle lamelle	72
3.28 Modello GL6tx, lunghezza R della flangia	74
3.29 Modello GL6tx, carico Analisi A.....	75
3.30 Modello GL6tx, carico Analisi B.....	76
3.31 Modello GL6tx, assi 1 e 2	77
3.32 Modello GL6tx, carico Analisi C1	77
3.33 Modello GL6tx, meshatura lamelle.....	82
3.34 Modello GL6tx, meshatura boccole	82
3.35 Modello GL6tx, meshatura testa o dado	83
3.36 Modello GL6tx, meshatura gambo della vite.....	83
3.37 Modello GL6tx, meshatura flange	84
3.38 Modello GL6tx, taglia 6, meshatura completa.....	84
3.39 Modello GL6tx, taglia 12, meshatura completa.....	85
3.40 Modello GL4tx, taglia 12, meshatura completa.....	85
3.41 GL8tx, taglia 12, meshatura completa	86

3.42 GL10tx, taglia 12, meshatura completa	86
4.1 GL6tx, sforzi per precarico assiale, taglia 6 (a), taglia 12 (b).....	89
4.2 GL6tx, sforzi per precarico assiale (sopra) e radiale (sotto)	90
4.3 GL6tx, Analisi A, taglia 6, rigidezza torsionale.....	91
4.4 GL6tx, Analisi A, taglia 12, rigidezza torsionale.....	91
4.5 GL6tx, Analisi A, buckling senza (sopra) con (sotto) precarico radiale.....	92
4.6 GL6tx, Analisi B, taglia 6, rigidezza assiale	94
4.7 GL6tx, Analisi B, taglia 12, rigidezza assiale	94
4.8 GL6tx, Analisi B, deformazione ottenuta	95
4.9 GL6tx, Analisi C1, taglia 6, rigidezza flessionale	96
4.10 GL6tx, Analisi C1, taglia 12, rigidezza flessionale	96
4.11 GL6tx, Analisi C1, deformazione ottenuta	97
4.12 GL6tx, Analisi C2, taglia 6, rigidezza flessionale	98
4.13 GL6tx, Analisi C2, taglia 12, rigidezza flessionale	98
4.14 GL6tx, Analisi C2, deformazione ottenuta	99
4.15 GL6tx, Analisi D Step 9, deformazione	101
4.16 GL6tx, Analisi D Step 10, deformazione.....	101
4.17 GL6tx, Analisi D Step 11, deformazione.....	102
4.18 Banco prova di torsione	102
4.19 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza torsionale.....	103
4.20 Banco prova disallineamenti assiali e angolari	104
4.21 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza assiale.....	104
4.22 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra) rigidezza flessionale x	105
4.23 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza flessionale y	105
4.24 GL6tx, taglia 6, sforzi con precarico limite	107
4.25 GL4tx (sopra), 8tx (basso a sinistra), 10tx (basso a destra) sforzi con precarichi.....	110
4.26 GL4tx, Analisi A, taglie 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza torsionale	111
4.27 GL8tx, Analisi A, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza torsionale ...	111
4.28 GL10tx, Analisi A, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza torsionale .	112
4.29 GLtx, Analisi A, taglia 12, rigidezza torsionale.....	112
4.30 GL4tx, Analisi B, taglie 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza assiale	114
4.31 GL8tx, Analisi B, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza assiale	114

4.32 GL10tx, Analisi B, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza assiale	114
4.33 GLtx, Analisi B, taglia 12, rigidezza assiale	115
4.34 GL4tx, Analisi C1, taglie 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza flessionale ..	117
4.35 GL8tx, Analisi C1, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza flessionale	117
4.36 GL10tx, Analisi C1, taglie 12 (sinistra),17(destra), rigidezza flessionale	117
4.37 GLtx, Analisi C1, taglia 12, rigidezza flessionale	118
4.38 GL4tx, Analisi D step 11, taglia 12, deformazione.....	122
4.39 GL8tx, Analisi D step 11, taglia 12, deformazione.....	122
4.40 GL10tx, Analisi D step 11, taglia 12, deformazione.....	123

Elenco delle Tabelle

3.1 Proprietà acciaio AISI301 trattato.....	49
3.2 Giunti elastici lamellari studiati, carichi e disallineamenti imposti	51
3.3 Tipi di taglie studiate, proprietà lamelle	52
3.4 Analisi effettuate	74
3.5 Modello GL6tx, step Analisi D	78
4.1 GL6tx, precarico assiale - sforzi massimi ottenuti.....	88
4.2 GL6tx, precarico radiale - sforzi massimi ottenuti.....	89
4.3 GL6tx, Analisi A, sforzi massimi ottenuti	92
4.4 GL6tx, Analisi E, modi di buckling ottenuti.....	93
4.5 GL6tx, Analisi B, sforzi massimi ottenuti	93
4.6 GL6tx, Analisi C1, sforzi ottenuti.....	95
4.7 GL6tx, Analisi C2, sforzi ottenuti.....	97
4.8 GL6tx, Analisi D, taglia 6, sforzi ottenuti.....	99
4.9 GL6tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti.....	100
4.10 GL6tx, Analisi Addendum, sforzi massimi.....	106
4.11 GL6tx, Analisi Addendum, carichi critici.....	107
4.12 Gltx, precarico radiale imposto	108
4.13 Gltx, precarico assiale, sforzi massimi zona bulloni.....	109
4.14 Gltx, precarico assiale, sforzi massimi sui braccetti	110
4.15 Gltx, Analisi A, sforzi ottenuti	113
4.16 Gltx, Analisi B, sforzi ottenuti	116
4.17 Gltx, Analisi C1, sforzi ottenuti	119
4.18 Gltx, Analisi C2, sforzi ottenuti	119
4.19 GL4tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti.....	120
4.20 GL8tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti.....	120
4.21 GL10tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti.....	121

Sommario

Questo lavoro di tesi riguarda un'analisi numerica FEM di giunti elastici lamellari, utilizzati nelle applicazioni di trasmissione di potenza, in particolare sugli alberi di turbine eoliche. In particolare lo studio è stato focalizzato sul pacco lamellare, sugli effetti di pre-tensionamento, sul carico critico di buckling e sui parametri che influenzano le prestazioni del giunto nel suo complesso. Riguardo a quest'ultimo aspetto, è stato poi verificato, con opportune analisi statiche, che il giunto elastico rispettasce effettivamente il comportamento reale richiesto, sotto specifiche condizioni di carico, ponendo attenzione alla rigidità torsionale e alla flessibilità ai disallineamenti assiali e angolari. I risultati delle analisi hanno mostrato come un aumento del pre-tensionamento consente di innalzare il carico critico di buckling, in accordo con la teoria del buckling, e come il comportamento statico del giunto sui diversi tipi analizzati, aiuti la scelta della soluzione ottimale per l'applicazione.

Parole chiave: giunti elastici lamellari, carico critico di buckling, pre-tensionamento, rigidità torsionale, disallineamenti assiali e angolari.

Abstract

This thesis deals with the FEM numerical analysis of laminated flexible couplings, used in power transmission applications. Specifically a coupling for wind turbines shafts is investigated. In particular the study is focused on the pack of plates, the effects of the pre-stretching, the buckling critical load and the parameters influency the joint performance as a whole. On this latter aspect, proper static analysis, verify that the coupling actually respects the behavior required, under specific load conditions, paying attention to torsional stiffness and flexibility to axial and bending misalignments. Moreover the results of these analysis show that an increase of the pre-stretching allow to raise the critical buckling load, in agreement with the theory of buckling. At the same time the knowledge of the coupling static behavior (for the different considered models) aids to choose the optimal solution for the given application.

Keywords: disc coupling, critical load of buckling, pre-stretching, torsional stiffness, axial and bending misalignments.

Introduzione

I giunti elastici lamellari per alberi di trasmissione sono componenti meccanici che, in accordo con la teoria dei giunti elastici, devono avere comportamento molto rigido a torsione e flessibilità ai disallineamenti assiali e angolari. Uno degli aspetti critici di questo tipo di giunto è il fenomeno di instabilità di buckling sui braccetti delle lamelle, che a causa della coppia torcente trasmessa, vanno in instabilità. Oltre a verificare quindi una elevata rigidità a torsione e una flessibilità ai disallineamenti assiali e angolari, nasce anche il bisogno di uno studio approfondito del fenomeno di buckling, che può portare a rotture anticipate durante la normale vita del componente.

Questo fenomeno nella pratica industriale è evitato applicando un precarico radiale (pre-tensionamento) delle lamelle. Esso è ottenuto collegando le lamelle del giunto alle flange di interfaccia, con giunzioni. Siccome il diametro del cerchio primitivo contenente i lobi delle lamelle è minore di quello contenente i fori delle flange, con il serraggio dei bulloni i braccetti delle lamelle si allungano. Lo stato di trazione in cui si trovano le lamelle consente di rendere meno critico l'effetto di compressione sopracitato. Uno studio approfondito teorico e numerico degli effetti del precarico radiale sui modi di buckling delle lamelle, come quello proposto in questo lavoro di tesi per queste tipologie di giunti, non è presente in bibliografia.

Nel Capitolo 1 della tesi è riportato uno stato dell'arte riguardo ai giunti tipicamente presenti nell'industria meccanica e più approfonditamente a quelli elastici lamellari. Riguardo a quest'ultimi, sempre nel Capitolo 1, è presente la schematizzazione tipica a travi e il calcolo analitico delle prestazioni in termini di disallineamento assiale, disallineamento angolare e coppia torcente trasmissibile.

Nel Capitolo 2 è riportato in dettaglio lo studio del fenomeno di buckling dovuto alla coppia torcente. Per prima cosa sono stati mostrati i modelli tipicamente presenti in letteratura per lo studio di questo fenomeno e adattabili ai braccetti del giunto elastico, quali modelli a trave e piastra. Quindi viene proposta

l'analisi di buckling attraverso il metodo degli elementi finiti (FEM) in grado di simulare soluzioni più simili al caso reale.

Nel Capitolo 3 focalizzandosi su uno dei casi applicativi, quale la trasmissione di potenza in turbine eoliche, è analizzato un tipico giunto elastico lamellare. Oltre a una descrizione introduttiva del funzionamento di una turbina eolica, si presenta in dettaglio lo schema della trasmissione con giunti elastici lamellari, tipo WGL, ideata dalla Maina S.P.A. Questa trasmissione è divenuta l'oggetto di studio di questo lavoro di tesi. Su questa trasmissione è basato il modello numerico FEM, ideato con il software Abaqus 6.11®, e descritto in dettaglio in questo capitolo. La tesi ha riguardato lo studio di un modello a sei lobi (GL6tx) e uno studio preliminare di altri modelli, a quattro, otto, dieci lobi (rispettivamente GL4tx, GL8tx, GL10tx), per diverse tipologie di taglia. Per effettuare le analisi, oltre al modello numerico FEM del pacco lamellare, sono state create anche le flange di interfaccia con l'albero e i bulloni di collegamento. Il precarico radiale è stato modellato come una dilatazione termica delle flange, che espandendosi mettono in trazione le lamelle a cui sono vincolate rigidamente.

Le analisi svolte, i cui risultati sono riportati nel Capitolo 4, hanno previsto uno studio di buckling lineare per trovare i primi autovalori, e un'analisi non lineare, dove la struttura è caricata con i carichi tipici a cui è soggetta nella realtà (torsione e disallineamenti assiali e angolari). Questa seconda analisi restituisce le curve carico/spostamento, e quindi le rigidezze torsionali, assiali e flessionali. Sono state svolte inoltre analisi statiche con carichi nelle varie condizioni di esercizio del giunto, per valutare il comportamento anche in presenza di carichi combinati.

Capitolo 1

I giunti elastici

Il giunto meccanico è un elemento di frizione utilizzato per collegare due alberi di trasmissione alle loro estremità, con lo scopo principale di trasmettere potenza tra un motore e un utilizzatore.

In molte applicazioni però gli alberi sono soggetti a carichi, vibrazioni e imperfezioni che comportano spesso piccoli disallineamenti degli assi; non possono essere utilizzati in questi casi né giunti per collegamenti rigidi (es. giunti a dischi), né giunti mobili (giunti cardanici), privilegiando invece i giunti elastici.

Il giunto elastico deve quindi essere flessibile, per permettere di trasmettere il momento torcente tra i due alberi, anche quando essi sono leggermente disallineati. Tali disallineamenti saranno comunque bilanciati dal giunto elastico.

La scelta delle dimensioni di un giunto elastico dipenderà principalmente dalle condizioni di carico a cui esso è sottoposto. Il carico reale a cui è sottoposto il giunto dipende dal momento torcente presente sugli alberi. Ovviamente le condizioni di carico variano tra la condizione di regime, nella quale la coppia da trasmettere è costante, e la fase di avviamento o di arresto della macchina dove si hanno variazioni di carico. Solitamente nella fase di avviamento la coppia non è pari a quella di regime (coppia nominale) ma deve eccederla per poter accelerare il sistema. Il valore di coppia massima raggiunta è detta coppia di picco.

I valori di coppia vengono poi moltiplicati per un fattore di servizio che tiene conto dei sovraccarichi che potrebbero esserci durante il funzionamento della macchina.

I giunti elastici possono avere comportamento a torsione molto rigido, oppure elastico. I primi permettono disallineamenti paralleli e angolari, spostamenti

relativi assiali e rotazioni relative. Gli elastici permettono in più rotazioni relative elastiche tra i due alberi collegati, interponendo un elemento elastico nel giunto, gomma o molla.

1.1 Stato dell'Arte - Giunti elastici torsionalmente rigidi

In industria esistono diverse tipologie di giunti elastici ([1] e [2]). I giunti a denti collegano due alberi lasciando però la possibilità di spostamenti assiali relativi richiesti dalla dilatazione degli alberi. Sono costituiti da due mozzi dentati calettati sugli alberi e da un manicotto con dentatura interna che si impegna nelle dentature dei mozzi (Figura 1.1). Poi sul manicotto è presente un anello di gomma elastico che assicura la tenuta del lubrificante (grasso od olio), che riduce l'attrito quando ci sono spostamenti assiali o scostamenti angolari, ostacola il martellamento fra i denti e fa distribuire uniformemente il carico sui denti stessi. I giunti a denti trasmettono coppie notevoli a velocità elevate per il loro peso e momento d'inerzia ridotto. Quando il giunto è angolato c'è però un continuo moto relativo fra i denti, che comporta perdite di potenza e usura rapida, specialmente se la pressione di contatto è elevata. Il giunto a denti è anche soggetto a forti effetti termici locali, per il surriscaldamento del lubrificante e per i forti attriti interni.



Figura 1.1 Tipico giunto a denti

I giunti a catena (Figura 1.2) sono costituiti da due pignoni (ruote dentate) calettati su due alberi. Attorno ai pignoni scorre una catena doppia che impegna

entrambi i pignoni. Questi giunti compensano, per i giochi tra catena e pignone, piccoli disallineamenti angolari e assiali, per velocità medio basse con carichi costanti ed elevate coppie allo spunto. Un grosso vantaggio è la rapidità di collegamento e scollegamento. Alcuni tipi di giunti a catena richiedono lubrificanti, altri no.

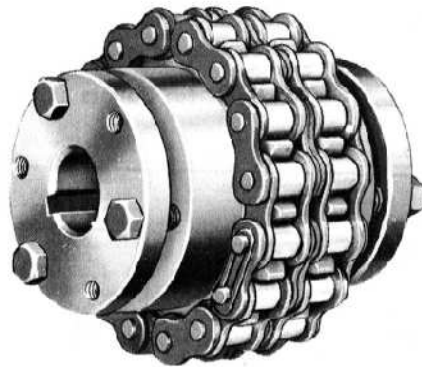


Figura 1.2 Tipico giunto a catena

Un altro tipico giunto elastico utilizzato è il giunto ad elica. Esso attraverso una struttura elicoidale trasmette la coppia da un mozzo ad un altro, in modo uniforme. La struttura elicoidale può essere di due tipi: un corpo elastico composto da 3 molle concentriche con eliche precomprese, saldato ai due terminali (flange o mozzo), oppure il profilo ad elica è dato da scanalature elicoidali sul diametro esterno (Figura 1.3).



Figura 1.3 Tipico giunto ad elica

Questi giunti hanno basso momento d'inerzia per l'estrema compattezza; per questo si adattano anche a velocità molto elevate. La coppia trasmettibile è modesta ed è distribuita lungo l'elica in modo tale da evitare oscillazioni per la forza centrifuga. In questi giunti non ci sono giochi, parti in moto relativo e, quindi, non necessita di lubrificante e manutenzione.

Infine ci sono i giunti lamellari, oggetto di questo lavoro di tesi. Essi sono composti da un certo numero di lamelle sottili, impacchettate tra di loro. Lo spessore delle lamelle e il loro numero varierà a seconda del grado di flessibilità che si vuole attribuire al giunto elastico; un giunto elastico con poche lamelle, o con lamelle più sottili risulterà più flessibile di uno con più lamelle o con lamelle di maggiore spessore. Grazie alla flessibilità delle lamelle esso potrà garantire tutti i disallineamenti necessari, mantenendo però, grazie ad un opportuna forma delle lamelle, la rigidità a torsione richiesta. Come i giunti precedenti non avendo parti in movimento reciproco tra di loro, non necessitano di lubrificazione e manutenzione e sono facilmente smontabili e rimontabili. Sono privi di denti e quindi non sono soggetti ad usura e sono silenziosi. Possono essere realizzati in acciaio inox e quindi si prestano anche ad essere utilizzati in ambienti umidi e per assenza di lubrificanti possono essere usati anche in ambienti marittimi, con temperature molto fredde, o anche esplosivi. Hanno ingombro modesto e quindi si prestano bene ad applicazioni ad alta velocità, fino ai 10000 rpm. Non ci sono presenti in essi parti in mutuo slittamento e quindi in caso di spinta assiale non c'è "stick-slip" (arresto e distacco). Hanno capacità di carico radiale molto elevata e possono sopportare carichi molto elevati con potenze fino ai 10 MW. Per questo possono essere impiegati in trasmissioni di potenza quali applicazioni eoliche, come il caso trattato in questa tesi, dove le sollecitazioni dovute ai carichi sulle pale sono molto elevate.

1.2 Giunti lamellari

La tipologia di giunti studiata riguarda giunti flessibili, torsionalmente rigidi. Essi compensano i disallineamenti, che non sono di notevole entità, mantenendo però una rigidità torsionale, non infinita ma comunque molto elevata.

I giunti flessibili lamellari sono costituiti da un disco sottile flessibile, generalmente di acciaio. Il disco flessibile deformandosi compensa i disallineamenti angolari, assiali.

I giunti lamellari presenti in commercio si distinguono tra di loro per la forma delle lamelle. Due tipici esempi sono la lamella a disco a forma solida o profilata e la lamella a razze radiali (Figura 1.4). In queste lamelle il momento torcente è trasmesso tangenzialmente lungo i raggi.

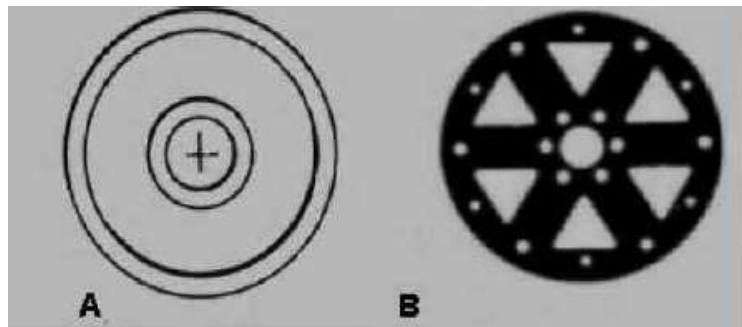


Figura 1.4 Diaframma a disco (A), a razze radiali (B),

Il tipo di giunto rappresentato in Figura 1.5, e trattato in questa tesi, si chiama ad anello continuo. Essi sono composti da lobi contenuti in un cerchio primitivo comune.

Oltre alla forma della lamella, i giunti elastici differiscono tra di loro a seconda del numero di lobi e dalla taglia; taglie maggiori comportano un aumento del diametro dell'anello continuo, del numero delle lamelle e del loro spessore. Il corretto equilibrio tra la flessibilità del giunto e la rigidità torsionale dipenderà dal numero dei lobi, dalla taglia, e dalla distribuzione di materiale attorno ai lobi stessi (forma lamella).

Più cresce il numero dei lobi più aumenta il valore del momento torcente trasmettibile, con una diminuzione però della flessibilità ai disallineamenti del giunto, mentre a parità del numero dei lobi, aumentando la taglia del giunto aumenta il momento torcente trasmettibile, ma comunque sempre con una diminuzione della flessibilità



Figura 1.5 Giunto flessibile lamellare, 8 lobi

Il giunto viene collegato in modo che alcuni lobi siano incastrati sul primo albero (perni condotti), mentre gli altri, una volta applicato il momento torcente, possano ruotare in relativo con il secondo albero (perni conduttori). I perni conduttori e i perni condotti sono alternati. In questo modo quando viene applicata la coppia si crea un tiro diretto (azione assiale) tra i perni conduttori e i perni condotti (braccetti) e la coppia è trasmessa uniformemente. Globalmente i braccetti risultano alternatamente tesi e compressi rispetto alla condizione di riposo.

In condizioni di disallineamento angolare, il tratto di lamina in trazione è soggetto anche a momento flettente, che sarà massimo sugli attacchi. Per questo motivo si aumenta la sezione vicino agli attacchi in modo da ridurre lo sforzo massimo in quella zona. In Figura 1.6 si possono vedere in verde e blu due variazioni di forma di una lamella a 6 lobi (lamella Maina S.R.L., modello GL6). Nel tipo HF (in verde) è privilegiata la flessibilità, infatti i braccetti sono

più sottili; nel tipo HT (in blu) è privilegiata la massima torsione trasmessa, infatti i braccetti sono più spessi così da resistere maggiormente al momento torcente.

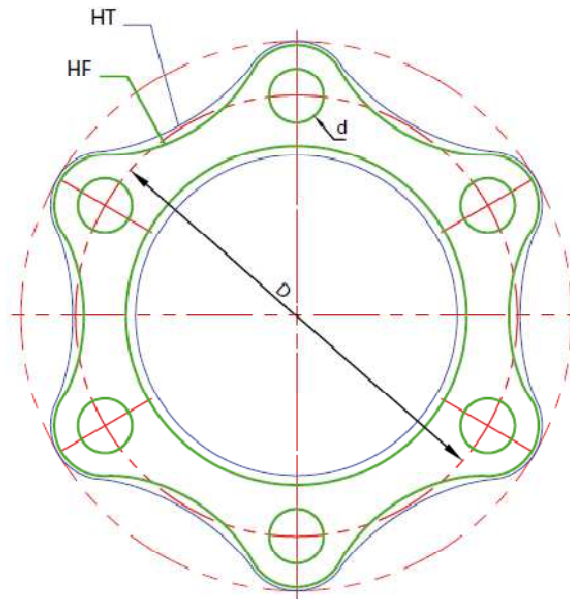


Figura 1.6 Forme lamella in anello continuo, 6 lobi

1.3 Analisi numeriche semplificate sui giunti lamellari

Il dimensionamento del giunto lamellare consiste prima di tutto nel dimensionamento alla coppia torcente. Come accennato nel Paragrafo 1.2, la coppia torcente massima trasmissibile dipende dalla scelta del numero di lobi e dalla taglia; l'aumento di entrambi comporta maggiore coppia torcente trasmissibile, con perdita però di flessibilità ai disallineamenti.

A valle del dimensionamento alla coppia torcente, in letteratura sono presenti alcune schematizzazioni, utili per la progettazione e per la stima delle prestazioni dei giunti a lamelle. Le prestazioni del giunto a lamelle consistono nelle reazioni che il giunto ha in seguito a 3 condizioni di carico: il disallineamento assiale, il disallineamento angolare e soprattutto gli effetti dinamici legati alla coppia torcente.

La schematizzazione consiste nel considerare i braccetti come travi a sezione sottile (valori tipici tra 0,2 e 0,5 mm).

1.3.1 Valutazione del disallineamento assiale

Consideriamo un tipico esempio di giunto lamellare a 6 lobi (Figura 1.7). Vogliamo valutare la spinta assiale presente sul giunto dovuta a disallineamenti assiali e angolari dell'albero.

Nella rappresentazione si distinguono i cerchi bianchi (perni conduttori) e quelli neri (perni condotti). Durante il funzionamento il braccetto 1 di lunghezza equivalente L_1 sarà globalmente in trazione (con momento orario), mentre il braccetto 2, lungo L_2 , sarà globalmente in compressione.

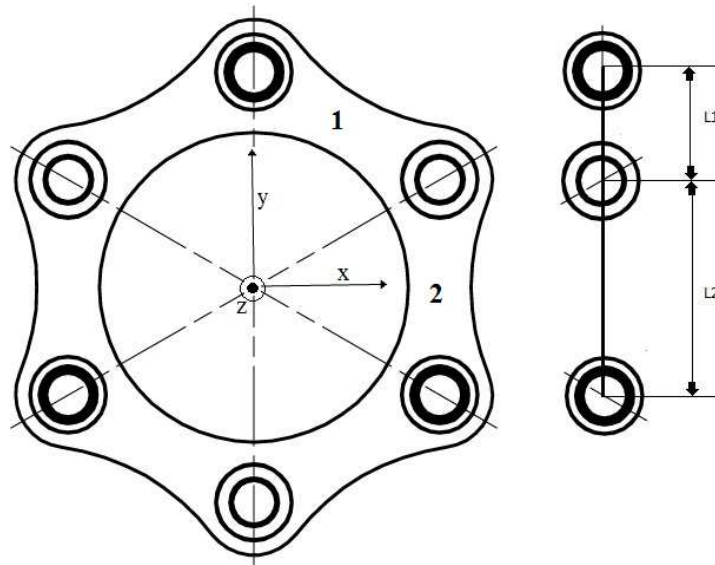


Figura 1.7 Schema di trave del giunto lamellare, 6 lobi

Un disallineamento dell'albero in direzione x o y può essere visto come una forza assiale F sul giunto, che provocherà un allungamento e di entrambi i braccetti e uno spostamento X o Y in direzione della forza applicata nel perno conduttore (Figura 1.8).

Analoga considerazione si avrà per un disallineamento assiale in direzione z , che può essere visto come una forza assiale F_a sul giunto in direzione z , che provocherà una trazione dei braccetti e quindi un allungamento delle lamelle.

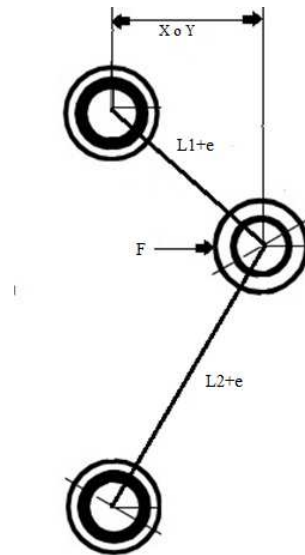


Figura 1.8 Deformazione per forza assiale

La forza assiale può essere valutata in prima approssimazione come

$$F_a \cong \frac{E \cdot A_m}{L^2} \cdot Z^3 \quad (1)$$

dove E è il modulo elastico del materiale, A_m è l'area media della lamella. Aumentando la velocità di rotazione della lamina si deve includere anche la forza centrifuga; essa comporterà comunque un aumento del cerchio primitivo poiché il suo effetto è pari a quello di una forza assiale.

1.3.2 Valutazione del disallineamento angolare

Le sollecitazioni dovute al momento torcente sul giunto, alle spinte assiali e alla forza centrifuga possono essere considerati come sollecitazioni costanti, mentre quelle causate dal disallineamento angolare sono alternate con frequenza pari a quella di rotazione degli alberi collegati.

Quando il giunto lavora in condizioni di disallineamento angolare, vicino ai punti di ancoraggio lo sforzo di torsione della lamina può causare danni rilevanti, in più c'è l'effetto della fatica che diminuisce la vita del giunto.

Eccessivi disallineamenti angolari possono quindi portare a rottura del giunto; bisogna quindi verificare che il giunto lavori entro limiti di sollecitazioni variabili.

Solitamente si calcolano gli sforzi costanti per i disallineamenti assiali e forze centrifughe e poi si ricavano le massimi sollecitazioni variabili concesse tramite diagramma di Goodman, alle quali corrisponde un certo disallineamento angolare ammissibile.

I giunti lamellari possono essere montati in esecuzione singola o esecuzione doppia (Figura 1.9).



Figura 1.9 Giunti in esecuzione singola (a), esecuzione doppia (b)

I giunti ad esecuzione doppia permettono agli alberi di mantenersi paralleli anche quando non sono più coassiali. Questo comporta la nascita di

disallineamenti detti paralleli, che vengono valutati inclinando entrambi i giunti; in esecuzione singola il disallineamento angolare è un disallineamento parallelo. Qualsiasi disallineamento angolare presente in ambo i giunti può comportare un aumento o diminuzione dei disallineamenti paralleli ammissibili. Infatti il disallineamento parallelo Δp è dato da:

$$\Delta p = \tan(\Delta\omega \cdot LX) \quad (2)$$

dove $\Delta\omega$ è il disallineamento angolare, LX è la distanza fra le lamelle più lo spessore giunto, Δa sono i disallineamenti assiali lungo l'asse del giunto.

In Figura 1.10 sono riportati tutti i disallineamenti presenti in un giunto in esecuzione doppia.

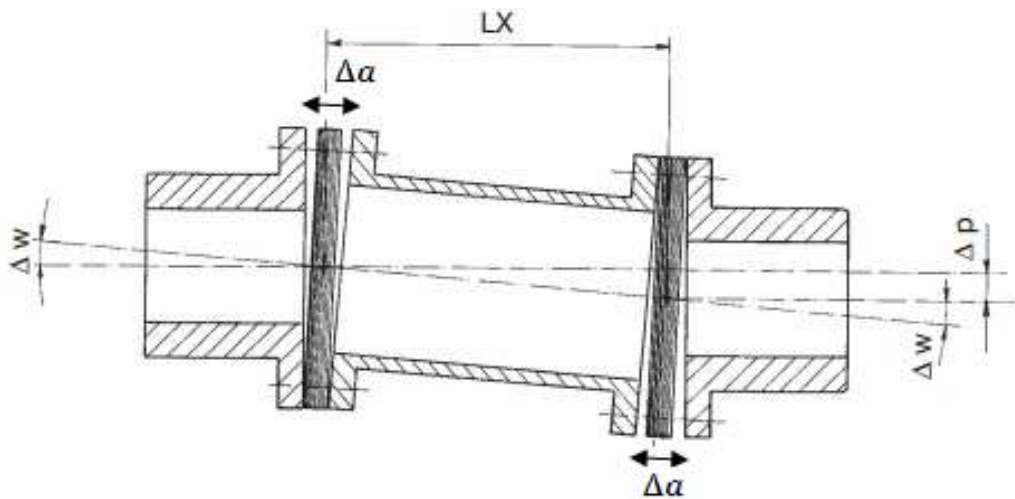


Figura 1.10 Disallineamenti del giunto in esecuzione doppia

Come si vede dalla Figura 1.10 l'effetto del disallineamento angolare consiste in una flessione del giunto elastico.

1.3.3 Valutazione degli effetti di buckling dovuti alla coppia torcente

Il momento torcente applicato alla struttura non deviata comporta invece una forza P , che tende il braccetto 1 di una lunghezza e_t e comprime il braccetto 2 (Figura 1.11).

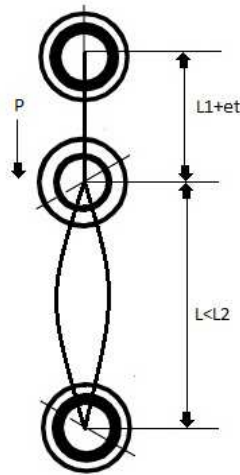


Figura 1.11 Deformazione per coppia torcente

La lamina 2 risulta lasca (non tesa) e quindi posso applicare un disallineamento F_t senza che la lamina L1 non subisca ulteriori dilatazioni.

La F_t può essere valutata in prima approssimazione come

$$F_t \cong \frac{P}{L} \cdot Y \quad (3)$$

L'andamento di F_t sarà lineare con Y fino a quando la lamina 2 non sarà più lasca, cioè avrà lunghezza originale L_2 . Questo punto si avrà in corrispondenza di un Y , detto punto critico Y_c .

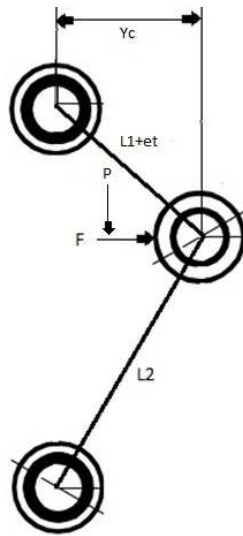


Figura 1.12 Deformazione con spinta assiale e coppia torcente

Sovrapponendo il caso di spinta assiale visto nel paragrafo 1.3.1, con il caso di coppia torcente (Figura 1.12), per Y_c avrò una risultante pari a

$$F = F_a + F_t \quad (4)$$

il braccetto 1 di lunghezza pari a

$$L1 + \frac{e_t}{2} + e_a \quad (5)$$

il braccetto 2 di lunghezza pari a

$$L2 - \frac{e_t}{2} + e_a \quad (6)$$

Globalmente quindi avrò una compressione del braccetto 2 e una trazione del braccetto 1.

Se con i disallineamenti cerco di rimanere sotto Y_c (come deve essere fatto in un dimensionamento reale), si considera l'andamento di F_a con Y cubico (vedi Formula 1).

Come verrà spiegato nel Capitolo 2, l'effetto di compressione nel braccetto del giunto elastico (Figura 1.11) può comportare un fenomeno di instabilità dinamica, l'instabilità di buckling, il cui studio è molto importante perché può portare alla rottura anticipata del giunto elastico. La prima parte del lavoro di tesi sarà focalizzato sullo studio di questo fenomeno.

Capitolo 2

L'instabilità di buckling nei giunti lamellari

Come spiegato nel paragrafo 1.3.3, i braccetti del giunto lamellare quando viene applicato il momento torcente, sono alcuni in trazione e altri in compressione. Quando viene applicata una coppia torcente molto alta, i braccetti in compressione potrebbero iniziare a inflettersi portando ad instabilità elastica di buckling. In particolare quando viene superato il carico critico che porta ad instabilità di buckling le lamine in trazione dovranno trasmettere l'intero carico di torsione, mentre la lamina in compressione perderà tutta la capacità di reazione al carico (Figura 2.1).

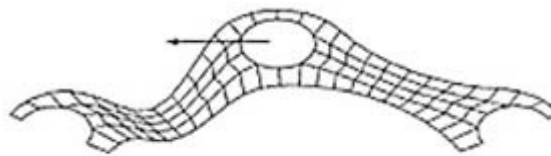


Figura 2.1 Effetto del buckling sulle lamelle

Questa condizione risulterà molto gravosa per il giunto elastico e può portare a rotture del componente. Il problema principale è che questa condizione di instabilità può avvenire anche per carichi che sono molto al di sotto delle condizioni nominali di esercizio del giunto; tale condizione va quindi verificata tramite analisi opportune.

Siccome spesso in molti giunti elastici l'instabilità di buckling si presenta per coppie non molto elevate, sono state sviluppate soluzioni industriali per innalzare questo limite; tra queste la soluzione più comune consiste nell'adozione di un precarico radiale, applicato in fase di montaggio del giunto sull'albero, realizzabile ad esempio attraverso una variazione termica. Il precarico radiale consiste nel montare il giunto sull'albero in modo che esso sia

pre-allungato. Il pre-allungamento del giunto comporta un aumento del diametro del cerchio primitivo dei lobi e quindi della lunghezza dei braccetti. In questo modo il buckling si manifesterà per carichi di compressioni maggiori di quelli di prima poiché prima di raggiungere la lunghezza critica di compressione del braccetto, il carico dovrà “eliminare” il pre-allungamento iniziale. Di contro questa soluzione implica un innalzamento dello stress medio in tutti i braccetti. Nei prossimi paragrafi verrà analizzato in dettaglio il fenomeno dell'instabilità di buckling per vari modelli fisici, quali trave e piastra, e verranno spiegati dei metodi per valutare il carico critico di strutture più complesse tramite software al elementi finiti (FEM); tale soluzione sarà quella adottata in questa tesi.

2.1 Il carico critico euleriano per la trave

Come proposto nel paragrafo precedente, i braccetti della lamella del giunto elastico possono essere considerati come delle travi snelle.

Secondo la teoria di Eulero [6] il carico critico è quella forza di compressione che porta la trave snella su cui agisce a inflessione; tale fenomeno è anche noto come l'instabilità a carico di punta. Essa consiste nell'improvviso collasso della struttura per gli sforzi di compressione, sebbene essi siano minori di quelli ammissibili.

In dettaglio per descrivere il carico di punta si consideri una sollecitazione di compressione sulla testa di un'asta. L'asta inizia a piegarsi e assume un eccentricità δ rispetto alla direzione iniziale (Figura 2.2).

Questa eccentricità introduce un momento flettente pari a $P \cdot u(x)$, con $u(x)$ equazione che descrive la deformata dell'asta. A questo momento si oppone il momento interno, pari a $EJ \cdot u''(x)$. La condizione di equilibrio impone che la somma delle forze esterne più interne sia nulla:

$$EJ \cdot u''(x) + P \cdot u(x) = 0 \quad (7)$$

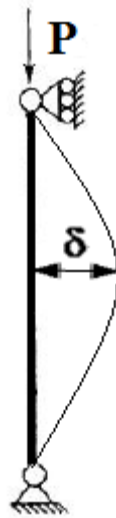


Figura 2.2 Trave di Eulero

Si ottiene un'equazione differenziale con condizioni al contorno $u(0) = u(L) = 0$.

Essa ha soluzione

$$u(x) = A \cos(\omega x) + B \sin(\omega x) \quad (8)$$

con $\omega = \left(\frac{P}{EJ}\right)$.

Dalla prima condizione si ottiene $A = 0$. La seconda condizione imporrà quindi

$$B \sin(\omega L) = 0 \quad (9)$$

Questa equazione può avere per $\sin(\omega L) \neq 0$ un'unica soluzione, cioè $B=0$ e quindi $u(x)=0$ (configurazione indeformata, soluzione banale).

Per $\sin(\omega L) = 0$ invece la condizione al contorno è soddisfatta per qualunque valore di B , esistono quindi infinite configurazioni equilibrate; quindi si ha per $\omega L = n\pi$, con n intero da zero ad infinito. Ricavando ω e sostituendolo nella equazione di definizione di ω si ricava:

$$P_n = n^2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{EJ}{L^2} \quad (10)$$

Il più piccolo dei valori di P_n , per $n=1$, è il carico critico euleriano, che rappresenta il passaggio dalla condizione di equilibrio stabile ad una instabile.

In generale se la trave è vincolata in modo diverso:

$$P_{cr} = \pi^2 \cdot \frac{EJ_{min}}{l_1^2} \tag{11}$$

con J_{min} pari al minore dei momenti di inerzia della sezione trasversale, E è il modulo di elasticità, l_1 una dimensione che si pone in relazione alla lunghezza l dell'asta e al vincolo a cui è sottoposta, $l_1 = \mu l$ (Figura 2.3).

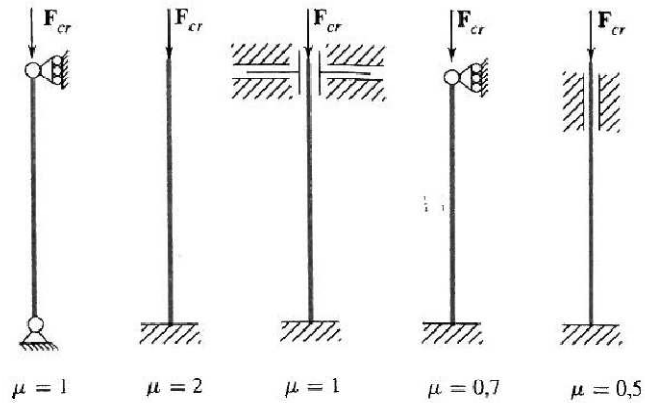


Figura 2.3 Coefficiente μ al variare dei vincoli

Dal carico critico si ricava la tensione critica:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2} \tag{12}$$

con $\lambda^2 = \frac{l_1^2 A}{J}$ e λ = snellezza dell'asta.

Come mostrato in Figura 2.4 lo sforzo limite a compressione in funzione della snellezza dell'asta diminuisce.

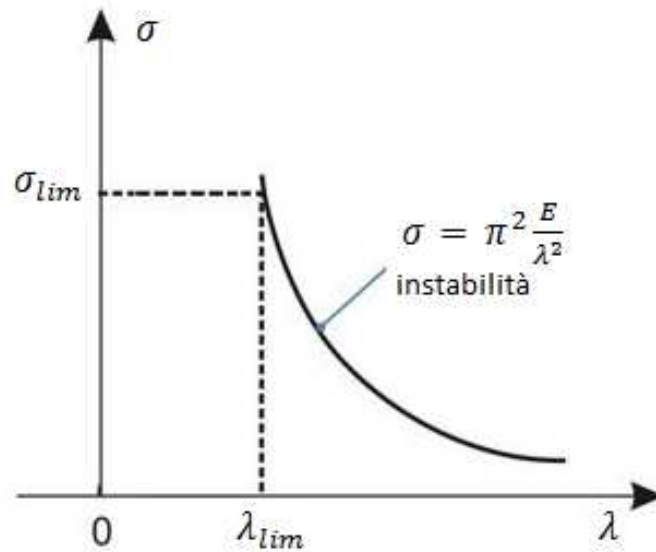


Figura 2.4 Andamento snellezza - sforzo limite della trave

I metodi per evitare questo fenomeno sono: riduzione della compressione (o il pre-tensionamento della trave), aumento area della sezione, riduzione lunghezza della trave. Tali modifiche trovano facile applicazione nel giunto elastico lamellare rispettivamente con il precarico radiale, l'incremento dello spessore delle lamelle e l'aumento del numero di lobi (a parità di diametro del cerchio primitivo).

2.2 Il carico critico euleriano per la piastra

Un modello più sofisticato utilizzabile per descrivere i braccetti della lamella è la piastra ([7] e [8]). Si consideri una piastra sottile, di spessore h , larghezza b e lunghezza a , caricata agli estremi ($x=0$ e $x=a$) con un carico uniforme di compressione, pari a $N = \sigma h$ (Figura 2.5).

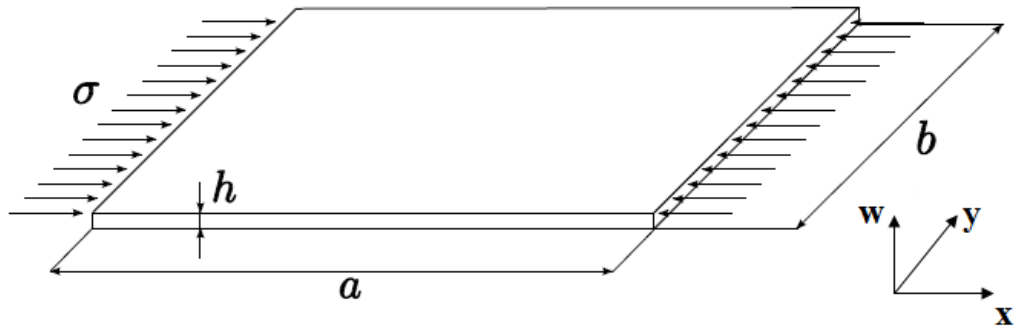


Figura 2.5 Modello di piastra

La piastra caricata a compressione è soggetta ad una deflessione verticale w . Il carico critico di buckling può essere trovato a partire dall'equazione di equilibrio verticale:

$$D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \sigma h \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \quad (13)$$

con $D = \text{rigidezza flessione} = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$

Questa è un'equazione differenziale parziale e deriva dall'equazione di equilibrio in direzione verticale, sostituendo alle forze di Taglio gli equilibri al momento attorno agli assi x e y , per poi esprimere i momenti in funzione di $w(x,y)$.

L'equazione viene risolta con il metodo di Galerkin.

La funzione $w(x,y)$ viene prima posta nella forma di una doppia serie trigonometrica, che soddisfa la condizione di spostamento nullo lungo i bordi.

$$w(x,y) = \sum_{m,n} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (14)$$

con m,n che vanno da 1 a infinito, e sono il numero delle semi onde in direzione longitudinale e trasversale. Vengono poi calcolate le derivate di w presenti nell'equazione differenziale e sostituite in essa, ottenendo:

$$\begin{aligned}
 & D \left[\sum_{m,n} a_{mn} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^4 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} + 2 \sum_{m,n} a_{mn} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} + \right. \\
 & \left. + \sum_{m,n} a_{mn} \left(\frac{n\pi}{b} \right)^4 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \right] - \sigma h \sum_{m,n} a_{mn} \left(\frac{m\pi}{a} \right)^4 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}
 \end{aligned} \tag{15}$$

La formulazione debole è:

$$\int_0^a \int_0^b (15) \cdot v(x,y) dx dy = 0 \tag{16}$$

Con $v(x,y)$ funzione test che assume la forma di $w(x,y)$ cioè:

$$v(x,y) = \sin \frac{p\pi x}{a} \sin \frac{q\pi y}{b} \tag{17}$$

Si consideri che $S_p = \sin \frac{p\pi x}{a}$ e $S_q = \sin \frac{q\pi y}{b}$ sono funzioni ortogonali:

$$\int_0^a S_m S_p dx = \begin{cases} \frac{a}{2} & \text{se } m = p \\ 0 & \text{se } m \neq p \end{cases} \tag{18}$$

$$\int_0^b S_n S_q dy = \begin{cases} \frac{b}{2} & \text{se } n = q \\ 0 & \text{se } n \neq q \end{cases} \tag{19}$$

Sostituendo le equazioni (18) e (19) in (16), svolgendo l'integrale e considerando che la soluzione relativa alla configurazione di buckling non è quella banale ($a_{mn} \neq 0$), si ottiene:

$$D \left[\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right]^2 - \sigma h \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 = 0 \tag{20}$$

Dall'equazione (20) si ricava:

$$\sigma = k_{m,n} \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{h}{b}\right)^2 \quad (21)$$

con $k_{m,n} = \left(\frac{mb}{a} + n^2 \frac{a}{mb}\right)^2$

Il σ critico (σ_c) si ha per il minimo valore di $k_{m,n} = k_c$; dalla formula di $k_{m,n}$ si intuisce che il minimo valore si ha per $n=1$:

$$k_c = \left(\frac{mb}{a} + \frac{a}{mb}\right)^2 \quad (22)$$

I valori di k_c minimi si trovano invece, fissati i valori di m , plottando i valori di k_c funzione di $\frac{a}{b}$, ottenuti dalla formula (22) (Figura 2.6).

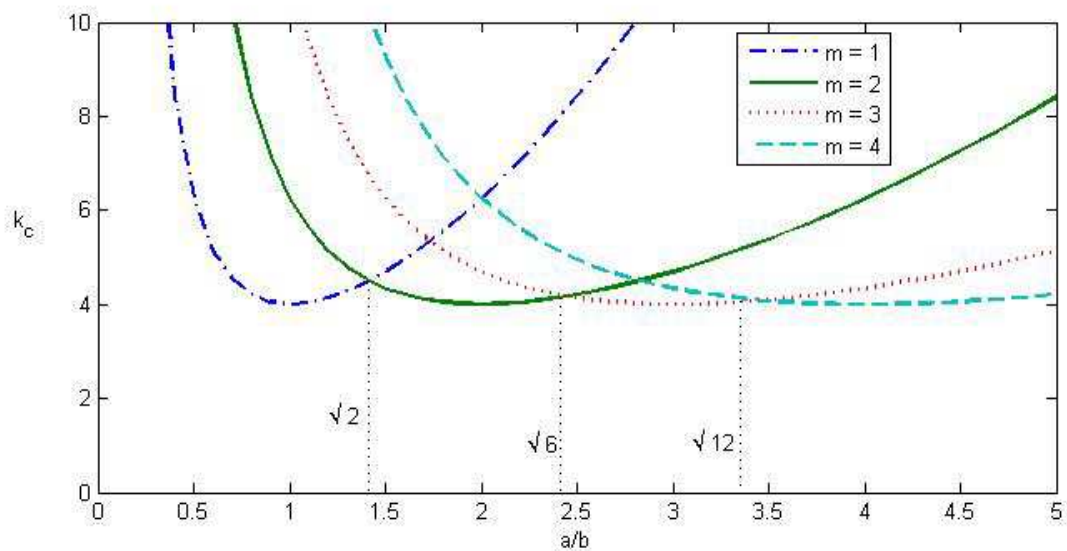


Figura 2.6 Coefficiente di buckling a compressione per le piastre

Dal grafico di Figura 2.6 si vede come i valori di k_c varieranno a seconda del valore di $\frac{a}{b}$, noto anche come aspect ratio. Ad esempio per piastre lunghe ($\frac{a}{b} > 3$) k_c minimo si avrà per $m=4$ (curva azzurra in Figura 2.6) e tenderà al suo minimo valore, pari a 4. Mentre per piastre corte ($\frac{a}{b} < 1$) il k_c minimo si avrà per $m=1$ (curva blu in Figura 2.6) e tenderà a valori sempre più maggiori di 4 al diminuire di $\frac{a}{b}$; ciò significa che travi corte corrispondono a valori di k_c maggiori di travi più lunghe e di conseguenza avranno carichi critici più alti. Queste considerazioni confermano quanto affermato nel paragrafo 2.1; l'aumento dello spessore delle lamelle (aumento di h) comporta un aumento del carico critico, l'aumento del numero di lobi (a parità di diametro del cerchio primitivo) comporterà braccetti più corti e quindi valori di carico critico più alti.

2.3 Analisi di buckling con il Metodo degli Elementi Finiti

Parallelamente a queste trattazioni analitiche per i casi notevoli, un altro approccio è quello numerico basato sul software Fem. Tali software offrono la possibilità di eseguire analisi di instabilità elastica, per predire il buckling di strutture più complesse ([5] e [9]). Il primo metodo è attraverso un'analisi elastico lineare agli autovalori, che ha lo scopo di determinare il carico critico e il corrispondente modo di buckling. Questa analisi funziona molto bene per travi dritte e piastre, viste nei precedenti paragrafi, che non si piegano fino al carico critico di buckling. In pratica, però, questo caso ideale non si presenta mai, poiché ci potrebbero essere imperfezioni geometriche, ma soprattutto poiché nelle applicazioni reali il carico non è quasi mai in una direzione neutra, ma genera sempre dei momenti. Si avranno quindi un'azione contemporanea di sforzi membranali e flessionali che possono interagire anche prima del buckling teorico e il problema diverrà fortemente non lineare. Nell'approccio FEM si ricorre in questo caso ad un secondo metodo, che consiste in un'analisi non lineare con grandi spostamenti, nota come analisi di "post-buckling", che individua il carico critico e il successivo percorso post-critico. Il valore di carico

critico che si ottiene con l'analisi non lineare è diverso da quello ottenuto con l'analisi lineare, che è generalmente sovrastimato (Figura 2.7).

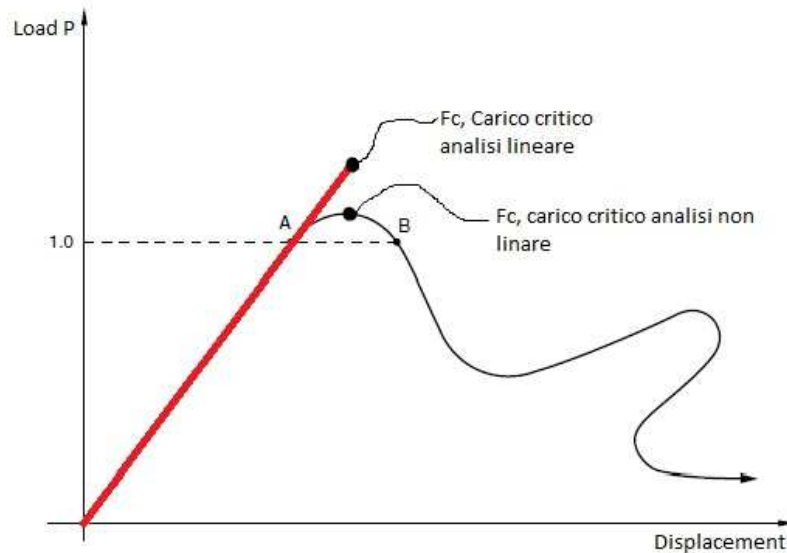


Figura 2.7 Esempio di andamento analisi lineare e non lineare

Nei paragrafi 2.3.1 e 2.3.2 verranno spiegati in dettaglio i due metodi, lineare e non lineare.

2.3.1 Analisi di buckling lineare

L'analisi di buckling lineare consiste in un'analisi agli autovalori. Il problema agli autovalori ha lo scopo di cercare i carichi per i quali la matrice di rigidezza del sistema diventa singolare.

Il problema agli autovalori strutturale si presenta nella forma:

$$K^{nm} v^m = 0 \quad (23)$$

K^{nm} è la matrice di rigidezza (nxm) tangenziale del modello quando si applicano i carichi di qualsiasi tipo, n sono i gradi di libertà dell'intero modello e v^m è il vettore delle m soluzioni non banali degli spostamenti (autosoluzioni).

Come già accennato all'inizio del paragrafo, analizzando i fenomeni di buckling, strutture rigide sono soggette principalmente a sforzi assiali (travi) o sforzi membranali (piastre), e più raramente a sforzi flessionali. L'esempio, già ampiamente trattato, è la trave di Eulero; essa risponde molto rigidamente a un carico di compressione fino a che viene raggiunto il carico critico. Superato il carico critico la trave collassa e la sua rigidità diventa molto bassa. Un'analisi di buckling agli autovalori può stimare anche la forma del modo di collasso.

I carichi di buckling vengono calcolati o come primo step rispetto ad uno stato "base" della struttura, caratterizzato solamente dalle condizioni iniziali, o alla fine di un ultimo step di analisi generale, esempio un'analisi statica. Se il modello dopo un'analisi generale e prima dell'analisi di buckling comprende delle non linearità, lo step "base" cambierà e sarà quello dopo l'analisi generale con geometria deformata. Lo stato "base" può includere anche precarichi delle strutture P^N .

Lo step di predizione dell'autovalore di buckling è articolato in questo modo:

- 1) Viene fissato un incremento del carico Q^N , non necessariamente della stessa tipologia di P^N .
- 2) K_0^{nm} è la matrice di rigidità corrispondente allo stato "base", che include gli effetti eventuali dei precarichi P^N .
- 3) Tramite K_0^{nm} vengono calcolati gli autovalori λ_i corrispondenti al problema iniziale, con i riferito all' i -esimo modo di buckling.
- 4) Il nuovo problema agli autovalori dato dall'incremento di carico Q^N sarà:

$$(K_0^{nm} + \lambda_i K_{\Delta}^{nm}) v_i^m = 0 \quad (24)$$

Dove K_{Δ}^{nm} è l'incremento della matrice di rigidità iniziale dovuto all'incremento di carico P^N .

- 5) Da questo nuovo problema si ricaverà il nuovo λ_i e si riparte dal punto 3.

I carichi critici di buckling saranno pari a $P^N + \lambda_i Q^N$. Normalmente il valore più basso di λ_i è il più interessante, perché corrispondente al carico critico più basso (Figura 2.8, esempio di trave).

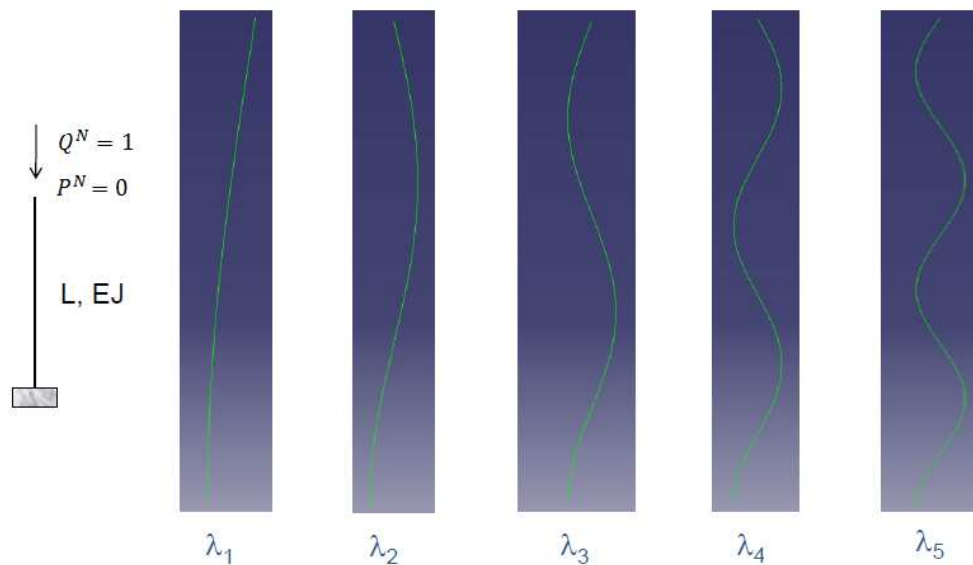


Figura 2.8 Prime forme modali della trave caricata di punta

Le forme dei modi di buckling in direzione tangenziale (v_i^m) sono vettori normalizzati e non rappresentano le reali grandezze della deformazione al carico critico. In particolare tali forme sono normalizzate in modo che la massima componente di spostamento sia pari a 1.

In uno step di predizione del buckling, i software commerciali come Abaqus per prima cosa eseguono analisi statiche perturbate per determinare l'incremento di sforzi $\Delta\sigma$ dovuti a Q^N . Se lo stato "base" non include le non-linearità geometriche, la matrice di rigidezza usata in questo step di perturbazione statica è la rigidezza elastica tangenziale, se invece sono incluse le non-linearità geometriche, nella matrice di rigidezza si terrà conto sia dei termini dovuti agli sforzi iniziali, sia gli eventuali precarichi P^N . Nel calcolo della matrice di rigidezza verranno inoltre incluse anche condizioni al contorno non nulle (scostamenti dalla posizione di equilibrio).

Le condizioni al contorno che possono influenzare un'analisi di buckling sono:

- condizioni imposte nello stato "base"
- condizioni usate per calcolare gli sforzi di perturbazione $\Delta\sigma$
- condizioni per l'estrazione degli autovalori.

A seconda di quali condizioni sono presenti l'algoritmo di soluzione del problema opererà in maniera differente [9].

L'analisi di buckling lineare, generalmente più vantaggiosa dal punto di vista dell'onore computazionale, presenta alcuni problemi, che spesso portano alla determinazione di un carico critico sbagliato.

Il primo problema riguarda quelle strutture in cui molti modi di buckling corrispondono ad autovalori poco spazati tra di loro. In questi casi si possono verificare problemi numerici e conviene iniziare l'analisi con un carico P^N appena sotto il carico di buckling, prima di estrarre gli autovalori. Se $P^N = \mu Q^N$, con μ uno scalare costante, e la struttura è rigida e in campo elastico e il problema è lineare, la rigidezza strutturale cambia a $K_0^{nm} + \mu K_\Delta^{nm}$ e i carichi di buckling sono dati da $(\mu + \lambda_i)Q^N$.

La struttura non va comunque caricata sopra il carico critico, poiché il processo di estrazione potrebbe causare risultati non corretti. Nella maggior parte delle strutture di questo tipo la vicinanza degli autovalori indica che la struttura è sensibile alle imperfezioni e quindi che l'analisi di buckling lineare non dà risultati precisi.

Il secondo problema è la presenza di autovalori negativi nelle analisi di buckling. La presenza di autovalori negativi indica che la struttura potrebbe instabilizzarsi se il carico venisse applicato nella direzione opposta. Un esempio è la piastra sottoposta ad un carico di taglio, che instabilizza allo stesso valore per il carico applicato positivamente e negativamente.

Il terzo problema è che spesso gli incrementi di carico $\lambda_i Q^N$ possono causare cambiamenti di geometria molto significativi. Se ciò avviene va considerata la non linearità geometrica e conviene quindi utilizzare un'analisi non-lineare per determinare i carichi di collasso, specialmente per strutture sensibili ad imperfezioni.

Infine durante le analisi di buckling lineari, la risposta del modello è definita da una rigidezza elastica lineare. Tutte le non linearità e le proprietà anelastiche del materiale, così come tutti gli effetti di variazione di deformazione nel tempo, non sono considerati durante l'analisi. Tutte le proprietà del materiale che potrebbero cambiare la matrice di rigidezza, termiche (a parte l'espansione

termica gestibile come precarico sulla struttura), diffusione di massa, elettriche, non vengono attivate durante l'analisi.

2.3.2 Analisi di buckling non lineare

Molto spesso i problemi dell'analisi di buckling lineare sono dovuti a non-linearità geometriche. Esse spesso influenzano il carico critico della struttura o il suo punto di collasso. Nei punti di non-linearità la curva carico-spostamento può anche presentare una rigidità negativa e la struttura deve rilasciare energia di deformazione per rimanere in equilibrio.

In questi casi, per modellare il comportamento non lineare della struttura, sono possibili diversi approcci. Il primo è trattare la risposta al buckling come un problema dinamico, quindi bisogna includere nel modello di risposta gli effetti di inerzia; quando la soluzione statica diventa instabile si passa ad un procedimento dinamico. Il secondo approccio consiste nell'eseguire un'analisi statica in controllo di spostamento.

Le non linearità comportano spesso un andamento irregolare nella risposta, costituita da più stati di equilibrio statico; questi possono essere trovati con un'analisi di rischio, usata in quei casi dove il carico è proporzionale ad un parametro scalare. Questo metodo può fornire delle soluzioni anche nei casi di risposte instabili e complesse (Figura 2.9).

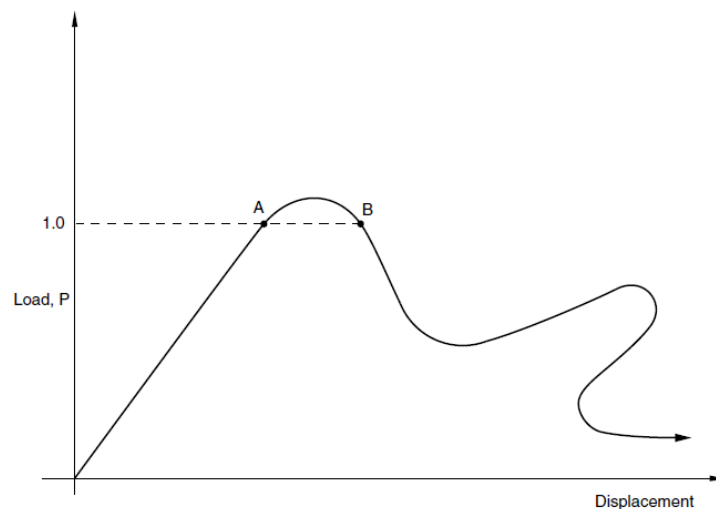


Figura 2.9 Esempio curva spostamento-carico, analisi non lineare

L’analisi di rischio viene utilizzata come continuo di uno step precedente, ad esempio un’analisi statica. Ogni carico che è presente all’inizio dell’analisi e non ridefinito è trattato come un carico “morto” con ampiezza costante P_0 , mentre i carichi dei quali è definita l’ampiezza nell’analisi sono chiamati carichi di “riferimento” P_{ref} . Il carico durante l’analisi di rischio è sempre proporzionale ad un parametro scalare λ , il carico puntuale P_{tot} è definito dalla formula:

$$P_{tot} = P_0 + \lambda(P_{ref} - P_0) \quad (25)$$

dove λ è il “load proportionality factor” (fattore di proporzionalità del carico, LPF) e viene trovato come una parte della soluzione ad ogni incremento di carico.

Per risolvere le equazioni di equilibrio non-lineare, Abaqus utilizza il metodo di Newton. L’utente fissa un incremento iniziale dell’”arc length” Δl_{in} ; esso è l’incremento di lunghezza iniziale che avrà la lunghezza d’arco della curva carico-spostamento lungo la traiettoria di equilibrio statico. L’incremento di LPF iniziale $\Delta \lambda_{in}$ sarà calcolato come:

$$\Delta \lambda_{in} = \frac{\Delta l_{in}}{l_{period}} \quad (26)$$

dove l_{period} è specificato dall’utente ed è il fattore di scala dell’arch length totale, fissato tipicamente pari a 1. Il valore di $\Delta \lambda_{in}$ è usato durante la prima iterazione dell’analisi di rischio, quindi $\lambda = \Delta \lambda_{in}$, mentre per le iterazioni successive il valore di $\Delta \lambda$ è calcolato automaticamente in funzione della convergenza della soluzione.

Il nuovo λ calcolato sarà pari a:

$$\lambda = \lambda_i + \Delta \lambda \quad (27)$$

dove λ_i è l’LPF calcolato all’iterazione precedente.

L'incremento automatico può essere comunque controllato fissando un Δl_{\min} e Δl_{\max} .

Siccome l'ampiezza del carico è parte della soluzione, serve un metodo per specificare quando l'analisi è completa. Si può pertanto specificare un massimo valore dell'LPF, λ_{end} , o un massimo valore di spostamento per uno specificato grado di libertà. Se non è specificato nessuno di questi due massimi valori, l'analisi continua per il numero di incrementi massimo fissati.

L'analisi di rischio lavora bene in quei problemi dove la traiettoria di equilibrio nel piano carico-spostamento è regolare e non presenta biforcazioni dopo il buckling (post-buckling). Invece, nei casi dove ci sono biforcazioni, cioè più soluzioni di equilibrio una volta raggiunto il carico di buckling, per analizzare un problema di post-buckling il problema deve essere cambiato da un problema con risposta discontinua nel punto di buckling, ad un problema con risposta continua invece della biforcazione. Questo può essere fatto introducendo un'imperfezione iniziale nella geometria "perfetta" così da avere comunque una risposta nel modo di buckling prima che venga raggiunto il carico critico.

Le imperfezioni vengono introdotte nel modello tramite perturbazioni della geometria; ci sono diversi modi per farlo.

Il primo modo consiste nel fare per prima cosa un'analisi di buckling lineare sulla struttura "perfetta" e stabilire i probabili modi di collasso. Poi vengono applicati questi modi calcolati precedentemente alla struttura "perfetta", opportunamente scalati. I modi di buckling più bassi sono quelli che comportano le imperfezioni più critiche, quindi vanno scalati e aggiunti alla geometria "perfetta" così da ottenere la struttura "perturbata" voluta. L'imperfezione ha la forma:

$$\Delta x_i = \sum_{i=1}^M w_i \phi_i \quad (28)$$

ϕ_i è l' i^{th} forma del modo di buckling, w_i il fattore di scala associato. Il modo più basso ha generalmente il fattore di scala più alto.

Si trova infine la curva carico-spostamento eseguendo l'analisi di rischio, perturbando la geometria "perfetta" con le imperfezioni precedentemente trovate e investigando gli effetti nella risposta.

Con questa analisi vengono incluse anche altri importanti effetti non lineari, come particolari proprietà del materiale o contatti, che nell'analisi lineare sono ignorati.

Il secondo modo è introdurre le imperfezioni iniziali tramite perturbazioni dei carichi o delle condizioni al contorno. Nel primo caso vengono imposti dei carichi di innesco dell'instabilità fittizi, che devono perturbare la struttura nei modi di buckling che ci si aspetta. Questi carichi vengono tipicamente introdotti prima dell'analisi di rischio negli step precedenti, così che essi nell'analisi di rischio diventino carichi morti e quindi di ampiezza fissata. L'ampiezza di questi carichi deve essere sufficientemente piccola da non influire su tutta la soluzione di postbuckling e viene scelta dall'utente.

Alla struttura possono essere applicati dei carichi che alterano la matrice di rigidità del sistema rendendola asimmetrica, carichi di "inseguimento". In questi casi va impostata un'analisi per matrici asimmetriche.

Particolare attenzione va posta ai precarichi sulle strutture; nel caso in cui si applicano tali precarichi nell'analisi di rischio, ad esempio una variazione termica che comporta un allungamento, essi verranno considerati come carichi di "riferimento" e quindi verranno amplificati nell'analisi come l'LPF. Di contro se si vogliono applicare precarichi costanti, essi devono essere applicati in step precedenti all'analisi di rischio; nell'analisi di rischio verranno considerati come carichi morti di ampiezza costante. Queste considerazioni valgono anche per altre proprietà di campo quali termiche, elettriche, gravità, etc.

Per le proprietà del materiale possono essere usate solo quelle che dipendono da una storia di carico, altre proprietà quali acustiche, termiche (eccetto il coefficiente di espansione termico), diffusione di massa, elettriche, non possono essere attivate. In generale si può concludere che nell'analisi di rischio il concetto di tempo è sostituito dal concetto di "arc length". Quindi, ogni effetto legato ad un cambiamento nel tempo o velocità di deformazione, quali proprietà di campo e del materiale elencate sopra, non possono essere usati correttamente se definiti nello step dell'analisi di rischio.

2.4 Soluzioni adottate

Nel caso specifico di questo lavoro di tesi si è deciso di eseguire un'analisi di buckling non lineare (analisi di rischio) principalmente a causa delle elevate deformazioni in gioco e imperfezioni presenti nel modello.

Il precarico radiale del giunto viene introdotto nel modello tramite una variazione termica, in uno step di analisi statica precedente all'analisi di rischio. Il precarico causerà una perturbazione della struttura dalla condizione di equilibrio iniziale e all'inizio dell'analisi di rischio verrà visto come un carico morto (P_0), cioè un carico di ampiezza costante, quindi non subirà incrementi.

Poi un carico di torsione unitario viene introdotto come imperfezione all'inizio dell'analisi di rischio, responsabile del buckling nella lamella; esso verrà considerato come un carico di riferimento (P_{ref}). Durante l'analisi si valuta come cambia la risposta al crescere del carico torcente. Dal grafico carico-spostamento si potrà identificare il carico di buckling, come quel punto dove si ha una discontinuità e quindi un cambiamento di rigidità del modello.

Come verifica del valore del carico critico ottenuto dall'analisi di rischio, è stata eseguita anche un'analisi di buckling lineare, con il carico di torsione applicato come precarico P^n , e il precarico radiale, applicato in uno step di analisi statica precedente all'analisi di buckling, viene visto come perturbazione dello stato "base" della struttura .

Capitolo 3

Il giunto WGL e il modello numerico GLtx

In questo capitolo verrà spiegato in dettaglio il sistema meccanico analizzato in questa tesi e il modello numerico di riferimento creato in Abaqus per effettuare le necessarie analisi FEM. In particolare nell'ambito di un progetto di ricerca commissionato al Politecnico di Milano dall'azienda "Maina, Organi di Trasmissione S.P.A.", si vuole realizzare un modello reale di giunto elastico a pacchi lamellari, tipo WGL. Questo giunto è particolarmente adatto per sistemi di trasmissioni di potenza, quali generatori eolici, che dovranno trasmettere la potenza dal mozzo dove sono calettate le pale eoliche. Il giunto elastico lamellare dovrà compensare i fenomeni di disallineamento introdotti nel Capitolo 1 e avere la rigidità torsionale richiesta. I valori di coppia torcente e i disallineamenti angolari/assiali di progetto sono stati forniti dall'azienda.

Oggetto di studio sono state diverse forme di lamella, con diverse tipologie di taglia. A seconda della taglia dell'albero del generatore eolico infatti cambierà la taglia del giunto elastico e la potenza massima trasmettibile.

Nel modello numerico verrà spiegato in dettaglio la modellazione FEM del giunto lamellare a 6 lobi (GL6tx) per due diverse taglie. Inoltre verranno riprodotti in dettaglio tutti i vincoli tra i vari componenti del giunto elastico e i vincoli di collegamento con l'albero.

3.1 La turbina eolica

I giunti elastici lamellari sono molto adatti ad essere utilizzati per la trasmissione di potenza in turbine eoliche ([10], [11], [12]).

Le principali turbine eoliche utilizzate oggi sono quelle ad asse di rotazione orizzontale, cioè asse di rotazione parallelo al terreno. Queste tipologie di turbine sono costituite da diversi componenti (Figura 3.1); il primo è il rotore,

con le pale calettate sul mozzo di supporto. Il secondo è l'albero principale (drive train), che include le parti rotanti della turbina eolica (escluso il rotore). E' composto da un albero, un moltiplicatore di giri, un generatore elettrico, una trasmissione con giunto elastico lamellare, un freno meccanico. Il drive train, il generatore elettrico e il sistema di controllo costituiscono la gondola, nome dato al guscio protettivo dei componenti interni. La gondola viene fatta ruotare tramite un sistema di imbardata controllato da un mainframe, che fa abbandonare automaticamente l'assetto frontale oltre una certa spinta del vento. La gondola poggia su una torre, fissata al terreno. Infine ci sono tutti i componenti legati al sistema elettrico, quali cavi, quadro elettrico, trasformatori e convertitori di potenza.

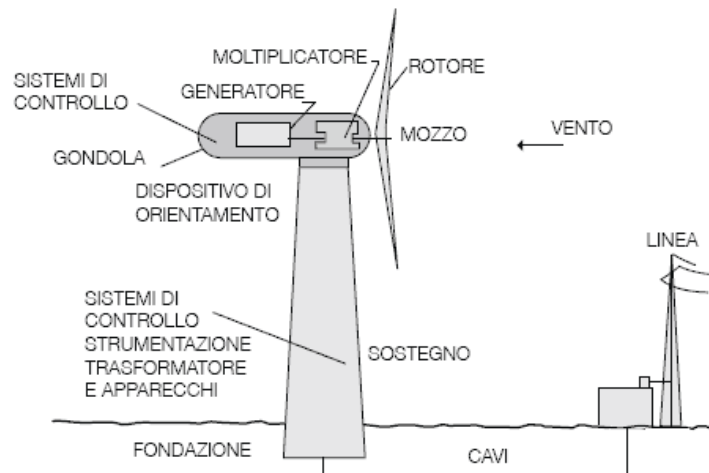


Figura 3.1 Schema dell'impianto eolico

Nel dettaglio il rotore è costituito principalmente dal mozzo e dalle pale della turbina eolica. Le pale sono i componenti principali dell'impianto, poiché dalla loro interazione col vento dipende la velocità di rotazione del rotore, quindi dell'albero e di conseguenza la potenza generata. I più diffusi attualmente sono quelli tripala, costituiti da tre pale poste a 120° una dall'altra. Esse sono provviste di controllo del passo (inclinazione pale) e, specialmente le macchine più grandi, di controllo di stallo. Le pale infatti sono svirgolate in modo che a velocità elevate del vento inizi uno stallo sulle pale, dalla punta verso il centro; cala così l'area attiva delle pale, e di conseguenza la potenza. Le pale nella

maggior parte delle turbine sono fatte di compositi, fibre di vetro o di carbonio, rinforzate con materie plastiche.

Nel drive train sono presenti le altre parti rotanti, che includono un albero a bassa velocità sul lato del rotore e uno ad alta velocità sul lato del generatore, fra i due è presente un moltiplicatore di giri e una trasmissione con giunto elastico. La trasmissione con giunto elastico collega l'albero ad alta velocità in uscita dal moltiplicatore di giri con il generatore elettrico (Figura 3.2). Ci sono poi altri componenti come i cuscinetti, il freno, le parti rotanti del generatore. Il moltiplicatore di giri dovrà aumentare la velocità di rotazione del rotore da un basso valore (decine di rpm) ad un valore adatto per un generatore di potenza (centinaia o migliaia di rpm).

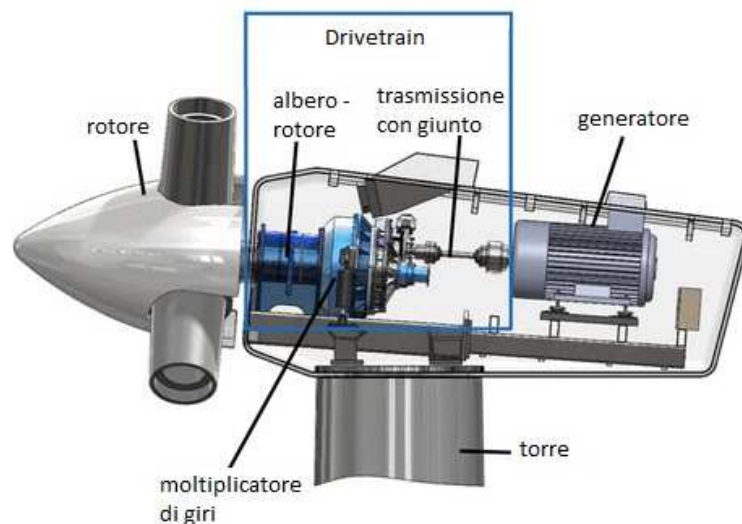


Figura 3.2 Schema della turbina eolica

Il generatore elettrico è azionato dall'albero veloce. Possono essere di tipo a corrente continua o alternata, con frequenza anche non costante, negli impianti di piccola taglia non collegati alla rete. Se invece sono collegati alla rete servono alternatori sincroni o asincroni a frequenza costante.

La torre più le fondamenta di cui è costituita serve per sospendere il rotore e la gondola ad altezze notevoli, anche fino ai 180 m. Dall'altezza della torre dipendono le condizioni di ventosità, intensità del vento e costanza. Tanto più è

alta tanto queste condizioni crescono e diventano migliori, comportando rotori più grandi e aumento dell'energia prodotta. Più è larga la sezione della torre, più è stabile e ben progettata la fondazione nel terreno, con però aumenti di costo e maggior impatto ambientale. La torre è realizzata in acciaio, che garantisce la massima robustezza a stress meccanici (vibrazioni) dovuti alle sollecitazioni esterne sul rotore.

Il sistema di controllo è il dispositivo di interfaccia del generatore con la rete e controlla il funzionamento della macchina, gestisce l'erogazione dell'energia elettrica, l'arresto del sistema oltre certe velocità del vento, che possono causare troppa generazione di calore per attriti del rotore sull'asse e sollecitazioni meccaniche elevate della struttura. E' costituito da sensori di velocità, posizione, flusso, temperatura, corrente, voltaggio, controllori dei meccanismi e dei circuiti elettrici, amplificatori di potenza (interruttori, amplificatori elettrici, pompe idrauliche, valvole), attuatori (motori, pistoni, magneti, solenoidi), sistemi di intelligenza quali computer e microprocessori.

Il sistema di controllo è importantissimo per la vita a fatica del drive train e degli altri componenti strutturali specialmente in quelle condizioni di cambiamento nella direzione del vento, velocità, turbolenza, nei cicli di accensione e spegnimento della turbina. E' importante per la produzione di energia e per la trasmissione della coppia lungo il drive train.

Schematicamente il ciclo di potenza che va dalle pale all'uscita del generatore è riportato in Figura 3.3.

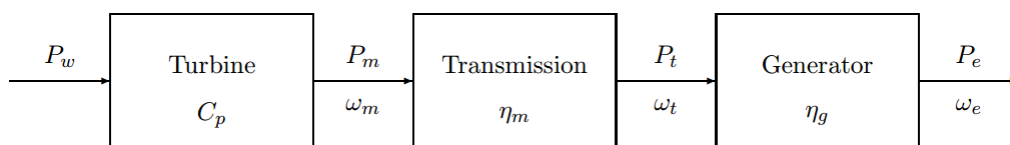


Figura 3.3 Flusso di potenza turbina eolica

P_w è la potenza del vento:

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (29)$$

ρ è la densità dell'aria, A è l'area del disco del rotore, U la velocità dell'aria. P_m è la potenza estratta dalla turbina ed è pari a $P_w C_p$. C_p è un coefficiente di performance, non è costante ma dipende dalla velocità del vento, dalla velocità di rotazione della turbina e dai parametri legati alle pale quali angolo di incidenza e passo (inclinazione); test sperimentali offrono delle curve del C_p al variare di questi parametri. P_t è la potenza in uscita dal moltiplicatore di giri ed è data da $\eta_m P_m$, con η_m rendimento meccanico del moltiplicatore di giri, calcolato sperimentalmente. Infine P_e è la potenza in uscita dal generatore, data da $\eta_g P_t$ (η_g è il rendimento del generatore).

La trasmissione in cui è inserito il giunto elastico sarà tra il moltiplicatore e il generatore, ruoterà con velocità ω_t e dovrà trasmettere una potenza pari a P_t ; attualmente in industria si possono raggiungere potenze fino a circa 10MW.

Dalla potenza P_t sull'albero si calcola facilmente la torsione agente in esso, utile per la scelta del giunto elastico

$$M_t = \frac{P_t SF}{\omega_t} \quad (30)$$

dove SF è il fattore di servizio (Capitolo 1).

Le fluttuazioni del vento e la dinamica del rotore impongono carichi variabili significativi sui componenti del drive train.

Nelle turbine eoliche i disallineamenti maggiori si verificano nelle connessioni tra i due alberi e sulle zone dei cuscinetti. Le ragioni di questi disallineamenti sono molteplici; ad esempio sono dovute ad un inaccurato assemblaggio dei componenti, del moltiplicatore di giri, dei cuscinetti, etc.. Altre ragioni sono la posizione relativa tra i vari componenti in rotazione dopo l'assemblaggio, la distorsione dei supporti flessibili per la coppia torcente, le crescite di

temperatura e quindi le dilatazioni strutturali della macchina, i posizionamenti scorretti dei giunti, con faccia inclinata rispetto all'asse dell'albero.

Nel paragrafo successivo verrà mostrata in dettaglio la trasmissione con giunto elastico, oggetto di studio di questa tesi, la trasmissione con giunti elastici lamellari WGL dell'azienda Maina S.P.A.

3.1.1 La trasmissione con giunti elastici lamellari WGL

In Figura 3.4 è riportata la trasmissione con giunto elastico lamellare WGL.

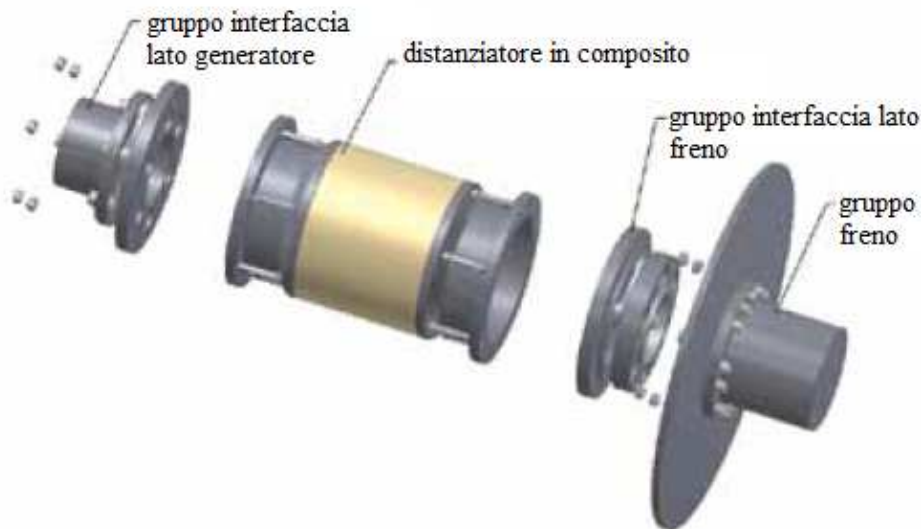


Figura 3.4 Trasmissione con giunto elastico lamellare WGL

Essa è costituita da diversi sotto-assiemi indipendenti che possono essere montati e sostituiti facilmente, rendendo così la manutenzione e il trasporto più facile [13].

Si possono identificare due mozzi, uno con il disco del freno (gruppo di interfaccia lato freno), che sarà collegato al moltiplicatore di giri, l'altro senza disco del freno (gruppo di interfaccia lato generatore), che sarà collegato al generatore. I due mozzi sono collegati tra di loro tramite un distanziatore, che può essere realizzato con un materiale isolante elettrico con lunghezza su misura, o realizzato con un materiale composito, in particolare una fibra di vetro

impregnata con un'opportuna resina. Questo materiale garantisce oltre a robustezza e resistenza come i comuni acciai, una certa leggerezza, resistenza alla corrosione e protezione termica. Tra i due mozzi e il distanziatore c'è un gruppo di interfaccia di collegamento, dove è presente il giunto elastico.

Il gruppo di interfaccia lato generatore (Figura 3.5) oltre al mozzo, è composto anche da flange di interfaccia; una flangia ha lo scopo di accoppiare più pezzi meccanici in modo non permanente mediante viti e bulloni. Il mozzo e le flange sono realizzate con acciaio al carbonio C45 per forgiatura o presso-forgiatura, bonificato (tempratura e rinvenimento) in modo da avere una buona resistenza a trazione e una maggiore tenacità. La superficie esterna può essere protetta con una vernice protettiva o come alternativa si può utilizzare un acciaio inox trattato, come l'AISI 420.

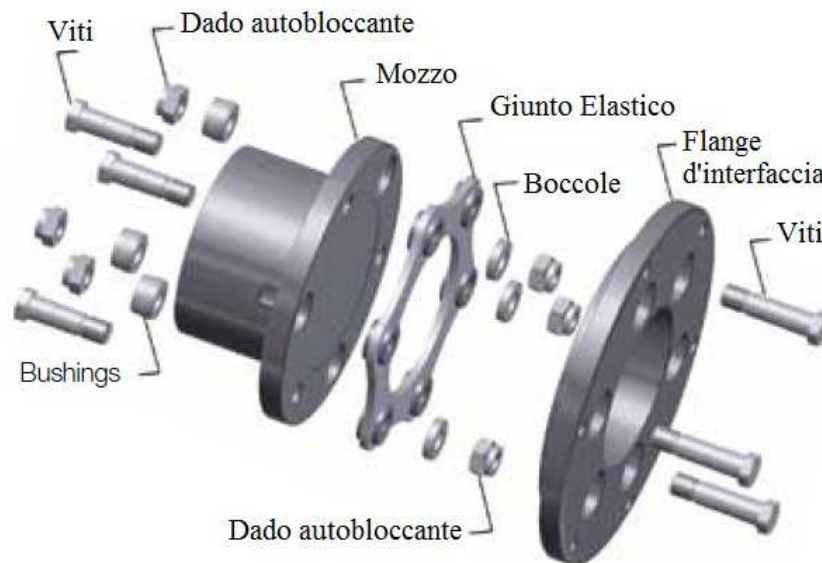


Figura 3.5 Gruppo di interfaccia lato generatore

In quelle applicazioni dove sono richieste temperature di esercizio molto fredde (sotto i -40°C) si devono impiegare invece acciai alliganti con alta resilienza con percentuali di carbonio minori o uguali a 25%.

Tra il mozzo e le flange d'interfaccia c'è il giunto elastico lamellare, che, come illustrato nel Capitolo 1, deve essere flessibile; esso è realizzato con acciaio inox AISI 301 per molle, normalizzato (tempra e incrudimento) in modo da avere buona resistenza allo snervamento e tenacità e rifinito per soddisfare i requisiti del giunto. Nella Tabella 3.1 sono riportate le principali caratteristiche di questo materiale; non sono le caratteristiche base del materiale, ma sono quelle ottenute dopo il trattamento termico descritto.

Componenti principali %	<i>C</i> 0,15max <i>Mn</i> 1 max <i>Si</i> 2 max <i>Cr</i> 16-18 <i>Ni</i> 6-8
Proprietà fisiche	
Densità <i>gr/cm</i> ³	7,75
Struttura	Austenitica
Temperatura di fusione °C	1398-1421
Resistenza temperatura continuata °C	760
Proprietà elettromagnetiche	Non-magnetico
Permeabilità magnetica	$\mu = 1,02$
Proprietà meccaniche	
Modulo Elastico <i>MPa</i>	171241
Carico di rottura <i>R_m</i> in <i>Mpa</i>	1726
Carico di snervamento <i>Mpa</i>	1350
Resistenza corrosione	
Atmosfera acqua dolce	Buona
Atmosfera Industriale	Buona
Atmosfera marina	Discreta
Acqua Salata	No
Acido	Discreta
Base	No

Tabella 3.1 Proprietà acciaio AISI301 trattato

Le viti, opportunamente calibrate e le boccole (rondelle) sono realizzate con acciai ad alta resistenza. Le loro superfici sono fosfatizzate in modo da migliorare la resistenza alla corrosione, all'usura e al grippaggio e sono lubrificate con oli. Le viti sono poi inserite insieme ad un dado autobloccante di acciaio e serrate con comuni chiavi a forcella. In alternativa si possono usare acciai inox per resistenza alla corrosione.

Il gruppo di interfaccia lato freno (Figura 3.6) è realizzato con gli stessi componenti lato generatore, in più c'è un anello di interfaccia realizzato con lo stesso materiale del mozzo, un anello centrale per il freno a disco e il freno a disco stesso. Il disco del freno è realizzato con un materiale a basso contenuto di carbonio e ha le superfici granulari. Esso sarà agganciato alla pinza del freno che è la sede delle pastiglie frenanti; durante la frenata, un meccanismo farà pressione sulle pastiglie, che agiranno contro il disco, generando una forza d'attrito proporzionale alla pressione. Di conseguenza il disco riceverà una coppia che contrasterà la sua rotazione. Essendo il diametro del disco molto maggiore di quello dell'albero, la coppia frenante che riceverà sarà molto maggiore della coppia di rotazione dell'albero. Il freno a disco verrà utilizzato sia come freno di stazionamento che per le situazioni di emergenza in cui si dovrà fermare la macchina.

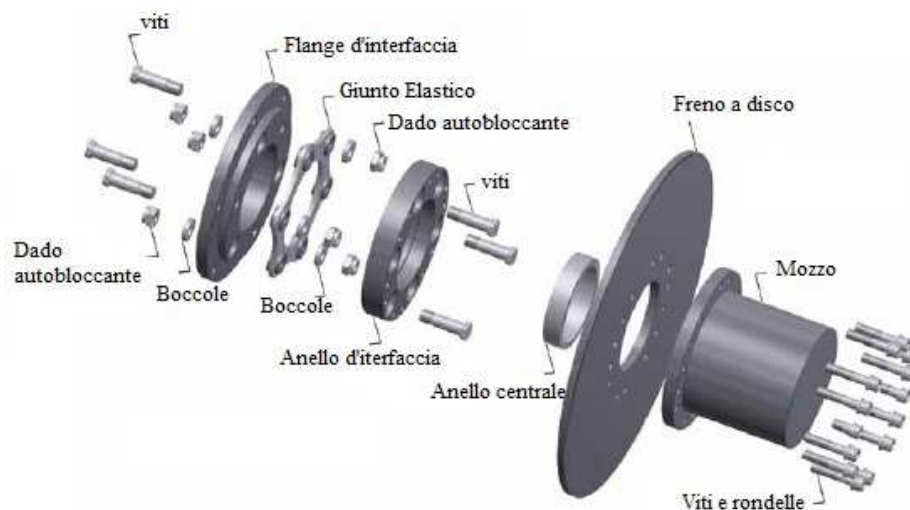


Figura 3.6 Gruppo di interfaccia lato freno

I giunti elastici utilizzati hanno un diametro del cerchio primitivo predefinito, che dipende dal diametro del mozzo. Essi sono classificati per taglia, ad ogni taglia corrisponde un diametro primitivo. Oltre alla taglia si differenziano tra di loro per il numero dei lobi. Dall'accoppiamento taglia-numero lobi dipendono i requisiti richiesti per ogni applicazione (velocità, disallineamenti, reazioni assiali, coppia trasmessa, sovraccarichi, dimensioni radiali). A parità di numero di lobi, è necessario che la coppia nominale da trasmettere e il disallineamento assiale massimo consentito crescano proporzionalmente con la taglia. A parità di taglia la coppia nominale cresce proporzionalmente con il numero di lobi, poiché cresce il numero dei bulloni che trasmette la coppia e quindi la coppia trasmessa, mentre siccome la lunghezza dei braccetti diminuisce, i disallineamenti assiali e angolari nominali consentiti diminuiscono. In Tabella 3.2 sono riportati i casi analizzati in questa tesi e forniti dalla Maina S.P.A.

<i>Numero Lobi</i>	<i>Tipo di Taglia</i>	<i>Diametro [mm]</i>	<i>Coppia di picco [Nm]</i>	<i>Assiale nominale [mm]</i>	<i>Angolare massimo in x [°]</i>	<i>Angolare massimo in y [°]</i>
4	Tg6	162,7	7000	2,5	1,5	1,5
	Tg12	305	50000	4,5	1,5	1,5
6	Tg6	162,7	13000	1,5	1	1
	Tg12	305	84000	2,7	1	1
8	Tg12	305	120000	2	0,8	0,8
	Tg17	488	500000	3	0,8	0,8
10	Tg12	305	155000	1,5	0,6	0,6
	Tg17	488	650000	2	0,6	0,6

Tabella 3.2 Giunti elastici lamellari studiati, carichi e disallineamenti imposti

Tali casi sono stati scelti per poter coprire l'intero catalogo dei prodotti e valutare l'influenza dei parametri geometrici e dalle forze imposte sul giunto. Dai risultati trovati per questi modelli si potrà inoltre estrapolare il funzionamento per altri tipi di accoppiamenti possibili.

I giunti elastici WGL possono coprire range di potenza nominale dai 240 kW ai 6,5 MW, con velocità di rotazioni di 1000 rpm e quindi forze centrifughe non significative e fattori di servizio pari a 1,5.

Per assicurare un bilanciamento opportuno tra flessibilità e capacità di trasmissione della coppia, i giunti lamellari possono essere assemblati in differenti configurazioni selezionando il numero opportuno di lamine, i tipi Tx, T, F hanno numero di lamine decrescente, e la forma della lamella, i tipi HF o HT si differenziano come introdotto nel paragrafo 1.2, per la forma della lamella. A pari tipo, al crescere della taglia cresce il numero di lamelle e il loro spessore. In Tabella 3.3 sono riportate per le taglie studiate (modelli ti tipo Tx) il numero di lamelle e il loro spessore.

<i>Tipo di taglia</i>	<i>Numero di lamelle</i>	<i>Spessore lamella</i>
Tg6	20	0,3
Tg12	26	0,45
Tg17	32	0,6

Tabella 3.3 Tipi di taglie studiate, proprietà lamelle

Come si vede dalla Tabella 3.3 al crescere della taglia cresce il numero di lamelle per avere maggiore flessibilità e il loro relativo spessore, per migliorare la resistenza a torsione (rigidità torsionale).

Il montaggio dei giunti elastici WGL deve essere accurato per garantire le deformazioni richieste durante il funzionamento. Il giunto lamellare è pre-assemblato dal produttore; esso viene serrato alla flangia e al mozzo tramite viti calibrate, una boccola e un dado autobloccante. Se questo serraggio non è corretto possono verificarsi rotture; questo perché i collegamenti allentati sono soggetti a forze alternate e si rompono per fatica. Al contrario un corretto serraggio non comporta sforzi alternati per effetto del disallineamento.

Il bloccaggio con viti eserciterà sul giunto un precarico assiale, che favorirà l'impacchettamento delle lamelle, che durante il funzionamento tornerebbero a separarsi. Il precarico assiale non deve essere troppo elevato, poiché le lamelle potrebbero plasticizzarsi nella zona vicino ai lobi. Viene quindi fissato un

precarico assiale in modo che nella zona locale vicino ai lobi ci sia uno sforzo massimo di 1080 MPa, pari all'80% del carico di snervamento.

In più si fa sì che il diametro primitivo contenente i fori delle viti delle flange d'interfaccia sia maggiore del diametro primitivo contenente i lobi della lamella. L'effetto di questo precarico radiale sarà un pre-allungamento dei singoli braccetti della lamella che innalzerà il carico critico di buckling (Capitolo 2). Ovviamente tra il mozzo e la flangia ci deve essere una distanza maggiore dello spessore del giunto per permettere la deformazione dello stesso. In Figura 3.7 si può vedere un esempio di bloccaggio tra giunto elastico, flangia e mozzo.

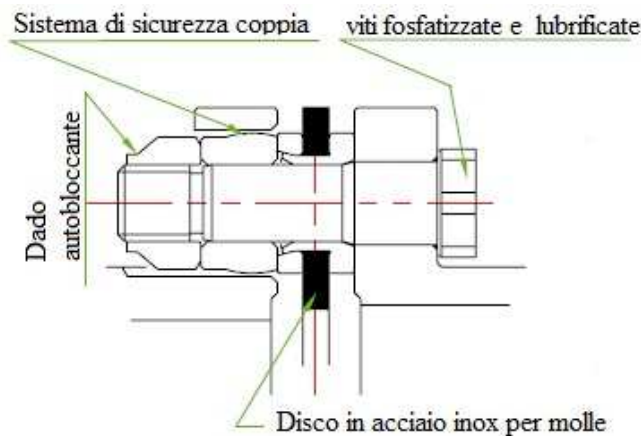


Figura 3.7 Sistema di bloccaggio di sicurezza del giunto

Questo montaggio è alternato tra i lobi che fanno da perni conduttori e i lobi che fanno da perno condotto. Tra il dado e il giunto e tra la testa della vite e il giunto ci sono le boccole, che servono a distribuire il carico assiale su una superficie più ampia e a proteggere il giunto.

Molto spesso su questi sistemi è montato un dispositivo di sicurezza che previene i sovraccarichi distruttivi. Anche se il disco collassa, tale sistema fa trasmettere la coppia attraverso le boccole, che, insieme alle viti, si congiungono con i fori opposti della flangia. In più, le flange possono essere equipaggiate con anelli anti-ventilazione (riducono il rumore a velocità molto elevate) e con una protezione sicura contro la eiezione del giunto (Figura 3.8 a). Possono essere necessarie anche viti speciali e boccole coniche di bloccaggio per rendere il

serraggio con la vite e l'assemblaggio con il giunto elastico più veloce e più semplice, così come la rimozione da ogni connessione. (Figura 3.8 b)

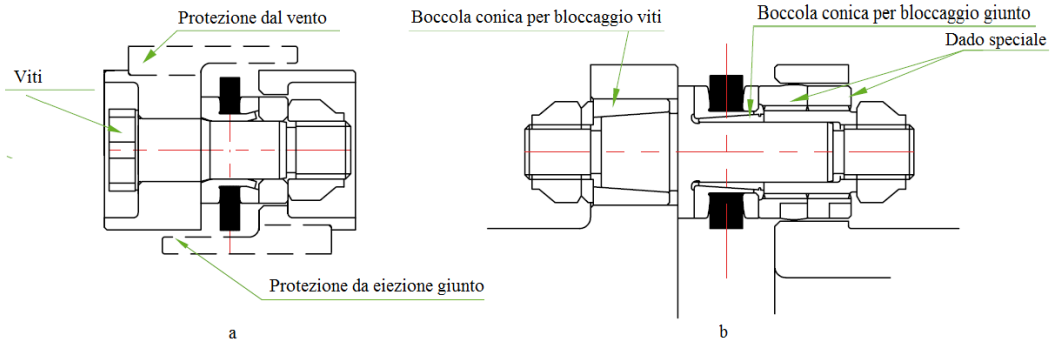


Figura 3.8 Sistemi di sicurezza del giunto, protezione vento (a), bloccaggio (b)

Altri dispositivi di sicurezza prevengono i danni dovuti ai sovraccarichi della coppia dentro il moltiplicatore di giri e nei componenti interni del generatore. Uno dei dispositivi usati è una frizione di emergenza lubrificata con olio, con un valore predefinito di slittamento, con una tolleranza massima del 15%. La frizione interviene durante ogni possibile sovraccarico impulsivo, cioè di durata breve ma intenso, che può avvenire dopo un qualsiasi malfunzionamento. Possono essere di due tipi: un tipo, a boccola conica, con dimensioni ridotte e installata sul distanziatore, e una più tradizionale, con dischi multipli, assemblata tra il distanziatore e i mozzi (Figura 3.9).

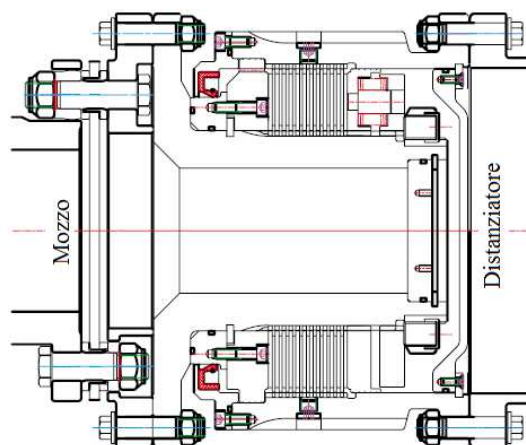


Figura 3.9 Esempio di frizione a dischi multipli

Il funzionamento è semplice, se la coppia non supera il limite imposto, la frizione è a contatto con l'albero e trasmette la coppia, se il limite imposto invece viene superato, la frizione slitta diminuendo la coppia trasmessa. Questo dispositivo nonostante ha resistenza all'usura, ha un ciclo di vita limitato, stimato intorno alle centinaia di interventi, che dipendono dalla coppia imposta, dal numero di interventi e dalla velocità di rotazione.

I giunti sono soggetti a sbilanciamenti durante la loro rotazione. Lo sbilanciamento in generale viene espresso in termini di massa sbilanciata (grammi) e la sua distanza dal centro di rotazione (millimetri). Lo sbilanciamento U è il prodotto fra i due ed è espresso in grammi per millimetro. Lo sbilanciamento può essere espresso meglio in termini di spostamento di massa, così da impostare dei limiti di bilanciamento in prospettiva con le tolleranze e gli accoppiamenti del componente. Infatti lo spostamento di massa viene espresso in micrometri o millimetri.

Il bilanciamento è una procedura nella quale viene controllata la distribuzione di massa di un componente rotante e, se richiesto, viene aggiustata, solitamente rimuovendo metallo, così che le forze di sbilanciamento o le vibrazioni (che di solito sono le conseguenze di uno sbilanciamento) si riducono. Esistono due tipi di sbilanciamento: su un singolo piano, o su due piani. Lo sbilanciamento su un singolo piano (sbilanciamento statico) si ha quando il centro di gravità di una parte rotante non giace sull'asse di rotazione. Questa parte non sarà quindi in equilibrio statico quando sarà posizionata in una posizione random rispetto al suo asse. Il bilanciamento su singolo piano può essere fatto anche senza rotazione, ma di solito si fa con macchine equilibratrici in modo molto preciso. In Figura 3.10 è riportato un esempio di sbilanciamento su singolo piano.

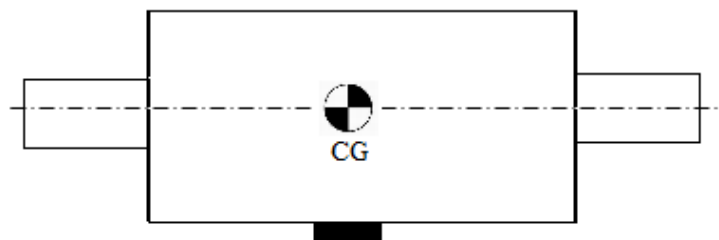


Figura 3.10 Esempio di sbilanciamento su singolo piano

Lo sbilanciamento su due piani invece (sbilanciamento dinamico) è presente quando lo sbilanciamento esistente in due piani è sfasato (Figura 3.11). L'asse principale d'inerzia di rotazione e l'asse geometrico sono asimmetrici l'uno rispetto all'altro. Se non è vincolata con cuscinetti, una parte rotante con sbilanciamento di questo tipo tenderà a ruotare attorno al suo asse principale d'inerzia non coincidente con quello geometrico.

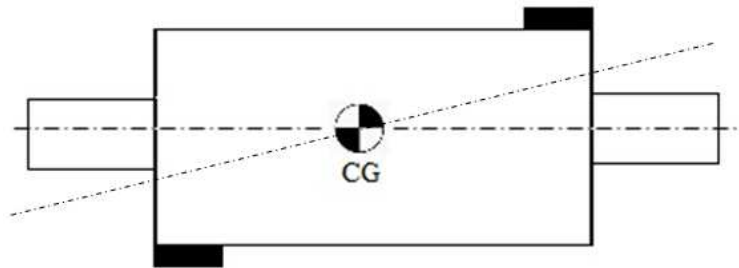


Figura 3.11 Esempio di sbilanciamento su due piani

I componenti standard della trasmissione con giunti elastici sono interamente in acciaio, con le superfici tornite e tolleranze geometriche e dimensionali limitate. Questo consente di produrre componenti che sono intrinsecamente bilanciati. L'unica eccezione è il distanziatore, che deve essere bilanciato dinamicamente, rimuovendo materiale sui due piani.

Il disco del freno invece è incorporato sul suo mozzo ed è bilanciato rimuovendo materiale solo su un piano. Un esempio di bilanciamento si ha in Figura 3.12, dove è riportato un mozzo con materiale rimosso per il bilanciamento su singolo piano.



Figura 3.12 Esempio di mozzo bilanciato

3.2 Il modello numerico FEM del pacco lamellare GLtx

Introdotta le caratteristiche meccaniche di una turbina eolica è possibile concentrarsi sul componente oggetto di questo lavoro di tesi, il pacco lamellare del giunto elastico (modello GL6tx).

E' realizzato un modello numerico di questo componente con il software Abaqus 6.11 [14]. Esso si limita alla modellazione del giunto elastico, delle lamine, delle flange d'interfaccia e dei collegamenti per il serraggio. Si potrebbe dividere la modellazione in 3 passaggi principali:

1. Nel primo passaggio si modella ogni elemento del componente, si decide che tipo di modello assegnargli (trave, piastra, solido, etc...), si assegna la sezione del pezzo e le proprietà del materiale di cui esso sarà costituito e viene fatto poi l'assemblaggio dei vari componenti. Infine si assegnano le interazioni tra di essi, per far si che si muovano secondo i gradi di libertà previsti.
2. Nel secondo passaggio si creano gli step di analisi necessari per valutare il comportamento strutturale del modello. Per ogni analisi si avranno dei carichi e dei vincoli necessari affinché il comportamento della struttura sia riprodotto correttamente.
3. Nel terzo passaggio, che influisce particolarmente sull'esecuzione dell'analisi, viene assegnata la mesh per ogni parte del modello, vengono impostati i parametri dell'analisi, che poi sarà pronta per essere eseguita.

Nel seguito saranno analizzati in dettaglio i passaggi fondamentali per la realizzazione del modello del pacco lamellare

3.2.1 Modellazione, assemblaggio e interazioni

Il modello è composto da cinque parti.

La prima parte è il gambo della vite di collegamento, un componente che dovrà avere una rigidità flessionale elevata e sarà principalmente sottoposto a sforzi assiali e di taglio; viene per questo motivo modellato come una trave 3D deformabile (wire). Infatti, in abaqus, il wire serve per modellare un solido nel quale il suo spessore e la sua profondità sono considerate piccole rispetto alla

sua lunghezza. Ad esso viene poi assegnata una sezione; il profilo della sezione sarà circolare, di diametro pari a quello dei lobi delle lamelle. Parallelamente alla creazione della sezione, deve essere assegnato un materiale, che per questa parte è l'acciaio AISI301. Le proprietà imposte a questo materiale sono la densità, il modulo elastico e il coefficiente di Poisson; le caratteristiche del materiale sono riassunte in Tabella 3.1. Se all'elemento wire associa una sezione beam con materiale provvisto di modulo di poisson positivo, questo vuol dire che quando il wire viene allungato, oltre ad una deformazione in direzione longitudinale avrà una deformazione in direzione trasversale, come nella realtà avviene. In Figura 3.13 è riportata un immagine della parte, con tratteggiata la sezione che dovrebbe avere.

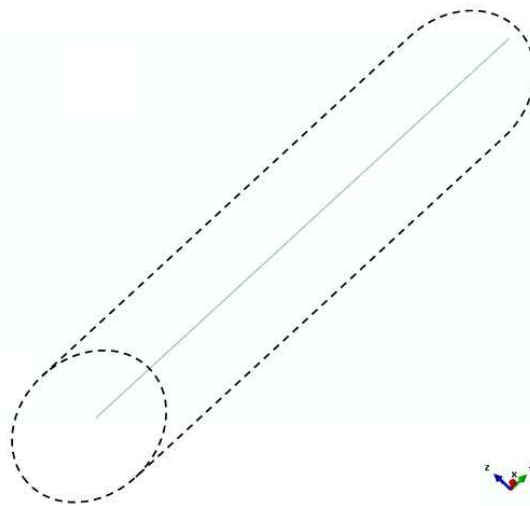


Figura 3.13 Modello GL6tx, gambo della vite

La seconda parte è il dado o la testa della vite, a seconda del lobo su cui agisce. La testa della vite e il dado sono modellate allo stesso modo con un solido 3D deformabile, ottenuto dall'estrusione di un cerchio e quindi di forma cilindrica, dotato di una certa lunghezza (non importante per l'analisi). A questa parte viene assegnata una sezione solida omogenea, di acciaio AISI301, anche se nella realtà viene realizzata con materiali più resistenti (vedi paragrafo 3.1). L'analisi numerica tuttavia non è influenzata da questa scelta, poiché questo componente

è adibito solamente ad esercitare il precarico assiale richiesto, che verrà applicato sulle lamelle (Figura 3.14).

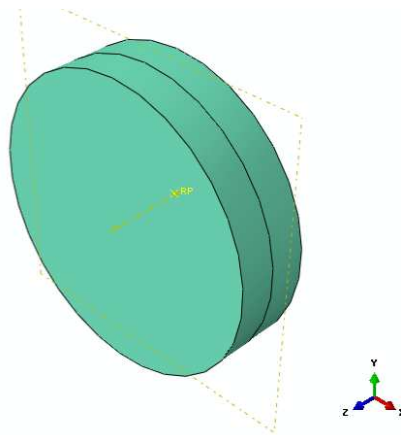


Figura 3.14 Modello GL6tx, testa o dado bullone

La terza parte è la lamella (Figura 3.15), parte principale del giunto elastico, che viene modellata con una superficie 3D deformabile piana. Tale soluzione permette di modellizzare un solido nel quale lo spessore è considerato piccolo comparato alla larghezza e la profondità (piastra).

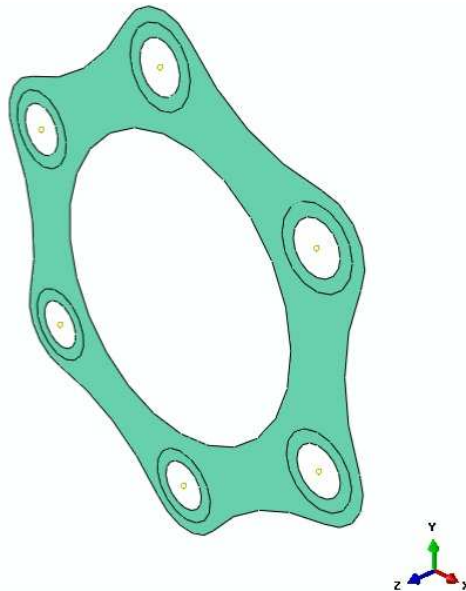


Figura 3.15 Modello GL6tx, lamella

Alla superficie verrà assegnata la sezione shell omogenea di acciaio AISI301. Questa sezione è utile per modellare questo tipo di parte in cui gli sforzi nella direzione dello spessore sono trascurabili, ma dove ho comunque un comportamento a flessione e quindi oltre ad una deformazione lungo il piano medio, ho una deformazione in direzione ortogonale e una rigidità flessionale non trascurabile.

La quarta parte è la boccola, anch'essa una superficie 3D con sezione omogenea di acciaio AISI301, anche se nella realtà è realizzata con un materiale più resistente. Lo spessore tipico per le taglie analizzate varia dai 4mm, per le taglie più piccole, ai 9 mm, per quelle più grandi. Per gli sforzi agenti sulla boccola, valgono le stesse considerazioni fatte per la lamella (Figura 3.16).

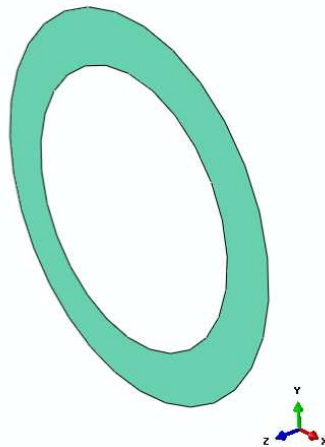


Figura 3.16 Modello GL6tx, boccole

Infine l'ultima parte è la flangia. Durante il funzionamento la flangia sarà sottoposta a sforzi di taglio, dovuti al momento torcente e sforzi di flessione. La flangia è provvista di fori dove vengono inseriti i bulloni.

Nella realtà la flangia è un componente di grandi dimensioni e spessori non trascurabili, quindi è plausibile pensare che essa sia molto rigida e che quindi la sua deformazione rispetto a quelle delle lamelle sia trascurabile. Quindi si è deciso di modellare le due flange di interfaccia del giunto come un solido omogeneo 3D, con un acciaio dotato di un modulo elastico sensibilmente più

grande di quello del pacco lamellare. In questo modo la deformazione delle flange sarà effettivamente trascurabile.

La flangia è responsabile però anche del precarico radiale agente sul giunto elastico. Per simulare il precarico radiale la flangia è stata creata come un solido omogeneo 3D, composto da travi (quindi da elementi wire 3D con sezione beam) alle quali estremità sono agganciate le teste delle viti o i dadi. Associando al materiale della flangia un coefficiente di espansione termico, si potrà simulare, come si vedrà in seguito, una variazione termica opportuna, che avrà l'effetto di allungare le travi in direzione assiale trascinando con se i bulloni (gambo della vite più dado e testa) in direzione radiale. I bulloni essendo inseriti nella lamella comporteranno un allungamento dei singoli braccetti.

Le flange saranno due, una collegata con i perni conduttori e l'altra con i perni condotti. Riguardo alla sezione che viene assegnata alla flangia, si usa una sezione di tipo beam con profilo circolare. Siccome è una struttura molto rigida, l'allungamento è dato solamente dalla variazione termica e non dipende dalle dimensioni della sezione. In Figura 3.17 è riportata una delle due flange del modello a 6 lobi, l'altra sarà uguale, ma ruotata di 120.

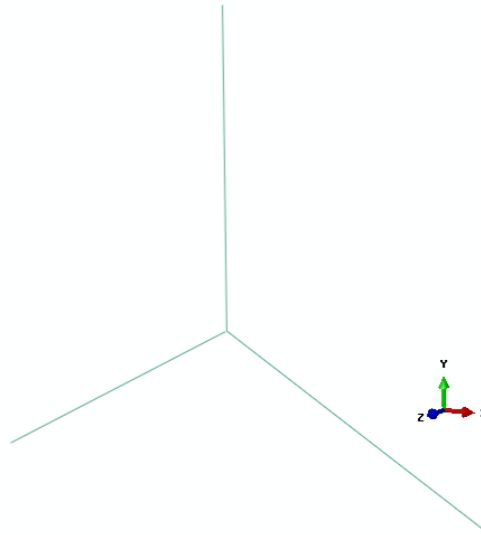


Figura 3.17 Modello GL6tx, flange

Queste parti vengono poi assemblate tra di loro opportunamente per creare il modello completo del pacco lamellare collegato alle flange. Quando viene assegnata ad una parte una sezione di tipo shell, deve essere specificato se

questa shell è una bottom o top surface (superficie sotto o sopra), oppure una middle surface (superficie media). Questa assegnazione è importante quando viene fatto l'Assemblaggio delle varie parti, per poterle posizionare alla giusta distanza, senza che poi nella simulazione ci sia la compenetrazione delle parti tra di loro. Per le lamelle è assegnata una middle surface, così che le lamelle vengono posizionate ad una distanza tra di loro pari al loro spessore. Alle boccole invece è assegnata la bottom surface e sono poste ad una distanza dalla lamella pari a metà dello spessore della stessa.

Per quanto riguarda i gambi delle viti (beam), essi vengono posizionati all'interno dei fori dei lobi della lamella. La loro lunghezza quindi deve essere pari alla distanza tra le lamelle più esterne del giunto.

Le teste o i dadi delle viti sono posizionate sopra una delle lamelle più esterne al giunto, non importa particolarmente quale, ad una certa distanza dalle boccole.

Nel modello completo (Figura 3.18) devono essere poi fissati i sistemi di riferimento assoluti o relativi e gli eventuali punti di riferimento. Questi saranno necessari per definire le interazioni tra le parti e i carichi o i vincoli agenti sul sistema.

Siccome tutti questi "componenti" sono necessari per i moduli successivi, nel seguito sarà fornita una spiegazione dettagliata.

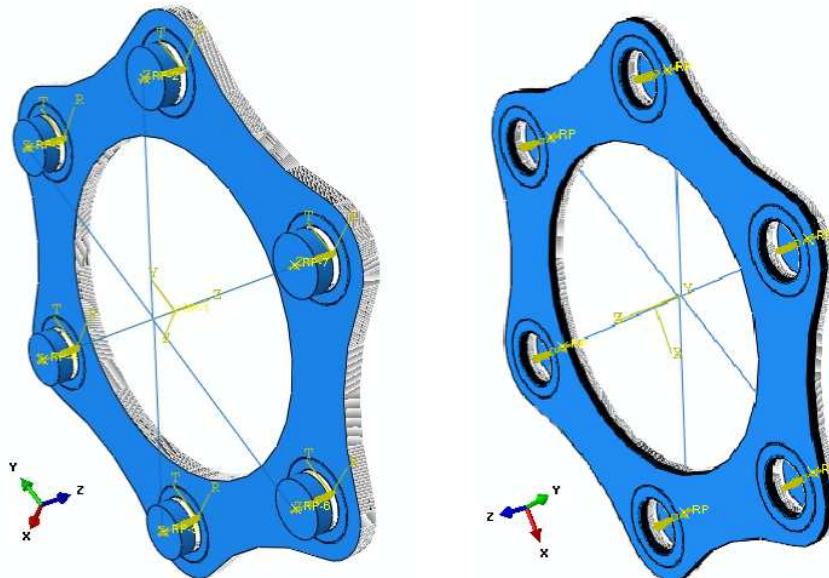


Figura 3.18 GL6tx, modello completo

E' inoltre importante definire il contatto meccanico tra le parti unite nell'assemblaggio. La prossimità fisica di due parti quindi non è sufficiente per indicare il tipo di interazione che c'è tra due superfici. E' pertanto molto importante definire l'interazione, poiché di conseguenza dipenderanno i gradi di libertà del modello.

Le interazioni sono dipendenti dagli step; quando vengono definite, deve essere indicato in quali step dell'analisi saranno attivi. Nel caso di questo modello, tutte le interazioni create saranno valide per tutti gli step creati successivamente. Prima di tutto deve essere definito il tipo di contatto che ci sarà tra le parti; nelle proprietà del contatto, se di tipo meccanico, si dovrà definire il suo comportamento in direzione normale (normal behavior) e in direzione tangenziale (tangential behavior).

L'unico contatto definito è quello delle lamelle, tra di esse e con le boccole per le due lamelle più esterne. Esso è un contatto meccanico, dovuto all'impacchettamento tra le lamelle, che avranno tra di loro un certo coefficiente d'attrito. Questo contatto sarà definito quindi con un tangential behavior di tipo penalty utilizzato quando si può avere un movimento relativo delle superfici (slittamento elastico). Questo slittamento elastico dipenderà dal coefficiente d'attrito, che nel caso in esame è pari a 0,2 e di tipo isotropo, cioè uniforme in tutte le direzioni della lamella. Per quanto riguarda invece il normal behavior, viene definito un contatto di tipo "hard", utilizzato in quei casi in cui posso avere pressioni di contatto anche negative (coesione superficiale).

Una volta definita la proprietà del contatto deve essere definito il tipo di contatto, che per le lamelle è il contatto superficie-superficie (surface to surface contact). Esso descrive il contatto tra due superfici deformabili (shell) o tra una superficie deformabile e una rigida. In Figura 3.19 è riportata un immagine di una delle interazioni create lamella-lamella. L'alternanza tra le superfici rosse (superficie master) e viola (superficie slave), garantiscono il corretto accoppiamento nel vincolo di contatto

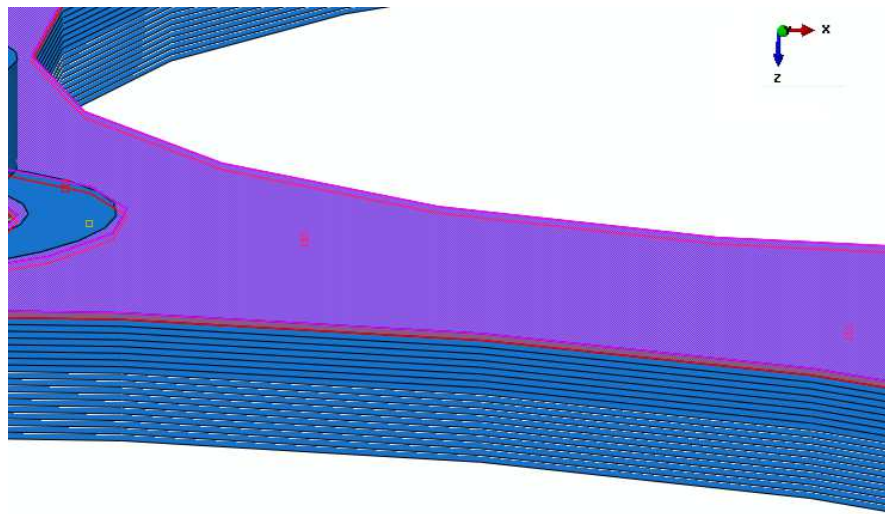


Figura 3.19 Modello GL6tx, contatto tra le lamelle

Le stesse considerazioni valgono per il contatto tra la lamella e la boccola, che comunque è sempre una superficie shell (Figura 3.20).

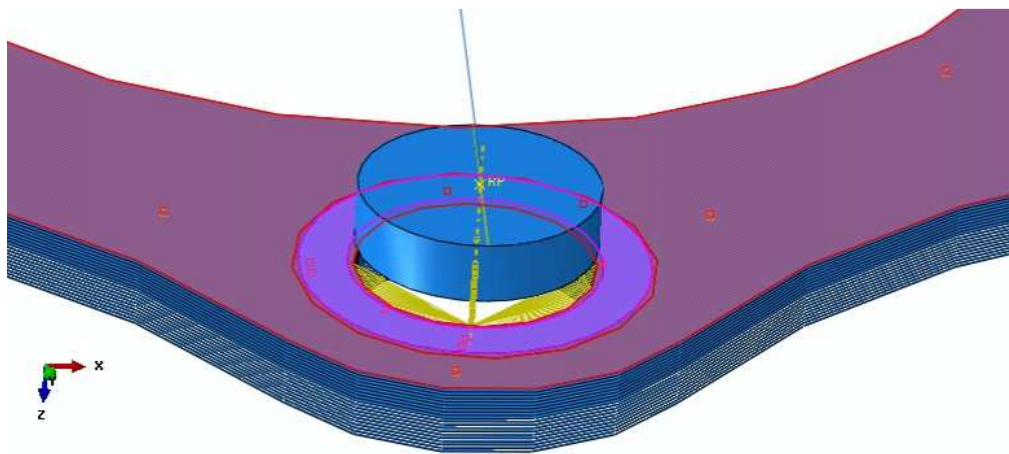


Figura 3.20 Modello GL6tx, contatto tra lamella superiore e boccole

In termini di interazioni vengono definiti anche i vincoli tra le parti, che stabiliranno i gradi di libertà nelle analisi successive. I vincoli usati per collegare le parti di questo modello sono tutti dei vincoli di tipo coupling. Questo tipo di vincolo permette di imporre il moto di una superficie uguale a quello di un singolo punto (punto di riferimento). Se poi si applica un vincolo al singolo

punto, è come se di vincolasse l'intera superficie. Nel modello sono stati utilizzati vincoli coupling di tipo cinematico, che vincolano il moto dell'insieme dei punti della superficie al moto del punto di riferimento. Se viene creato un coupling dove elimino tutti i gradi di libertà, traslazioni e rotazionali, questo vuol dire che tutti i punti della superficie seguiranno il moto rigido del punto di riferimento (multiple point constraints, MPC).

I coupling possono essere specificati anche rispetto ad un sistema di riferimento locale invece del sistema di riferimento globale. In questo modo possono cambiare le direzioni dei vincoli traslazionali o rotazionali imposti. Un tipico esempio di utilizzo di un sistema di riferimento locale, si ha quando si vogliono vincolare strutture circolari e cilindriche con un punto (ad esempio i gambi delle viti con i fori delle lamelle). Siccome molto probabilmente la deformazione di questo elemento potrebbe essere in direzione radiale, non coincidente con nessuno dei tre assi del sistema di riferimento globale, si crea un sistema di riferimento locale di tipo cilindrico, così da riuscire meglio a vincolare la struttura in direzione radiale.

Per vincolare il modello numerico del giunto elastico sono stati creati diversi coupling.

Il primo coupling riguarda il gambo della vite; esso idealmente dovrebbe essere collegato rigidamente al foro della lamella in cui è inserito. Per questo motivo è stato creato un coupling cinematico MPC (Figura 3.21) che collega un punto estremo del gambo della vite ai punti del bordo dei fori di ogni lamella. In questo modo, ad esempio, se il gambo della vite viene spostato su un diametro primitivo più esterno, anche tutte le lamelle verranno tirate in questa direzione. Questo coupling si riferisce ad un sistema di riferimento locale, collocato in posizione coincidente con il punto estremo della vite, di tipo cilindrico, soluzione ideale poiché il gambo e il foro delle lamelle sono figure geometriche circolari. Ovviamente questo coupling deve essere creato per ogni gambo delle viti presente in ogni foro delle lamelle; nel caso di modello a 6 lobi i coupling di questo tipo saranno quindi 6.

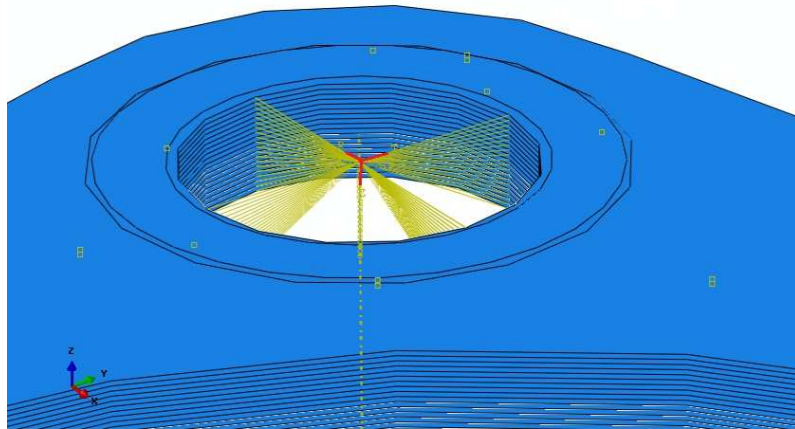


Figura 3.21 Modello GL6tx, coupling gambo vite - lamelle

Il secondo coupling (Figura 3.22) riguarda invece il collegamento tra il punto estremo del gambo della vite del coupling precedente e il bordo interno della boccia sulla faccia del giunto senza testa o dadi.

Per questo coupling valgono le stesse considerazioni della lamella, poiché la boccia è appoggiata sulla lamella e si deforma vincolata ad essa tramite l'interazione spiegata precedentemente.

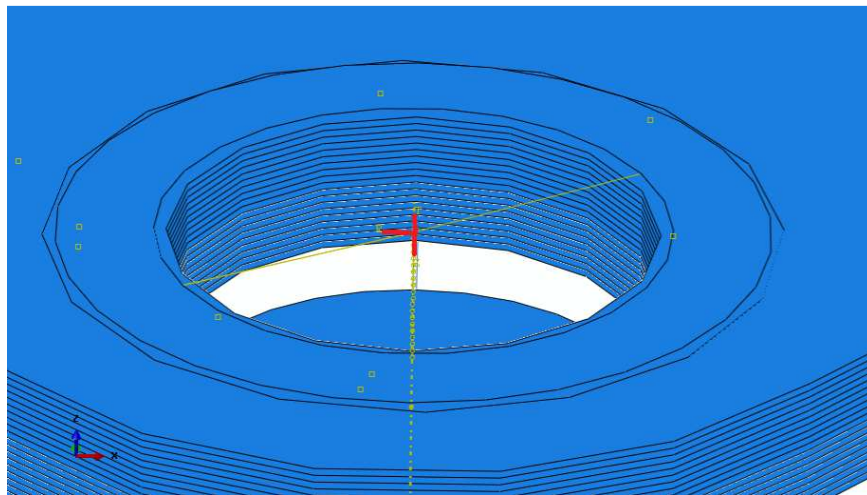


Figura 3.22 Modello GL6tx, coupling gambo vite - boccia

Il terzo coupling, in numero pari a 6 per il modello a 6 lobi, riguarda un MPC tra il gambo della vite e la testa o il dado. Questo collegamento rispetta il fatto che

nella realtà la testa, il dado e la vite sono parti di un unico componente, che è il bullone. Il coupling (Figura 3.23) collegherà il punto estremo del gambo, opposto a quello dei coupling precedenti ma con stesso sistema di riferimento locale, alla superficie inferiore della testa o dado. In questo modo se il gambo viene tirato, anche la testa si tira imponendo così una deformazione assiale. Questo coupling quindi assume molta importanza quando applico il precarico assiale al bullone.

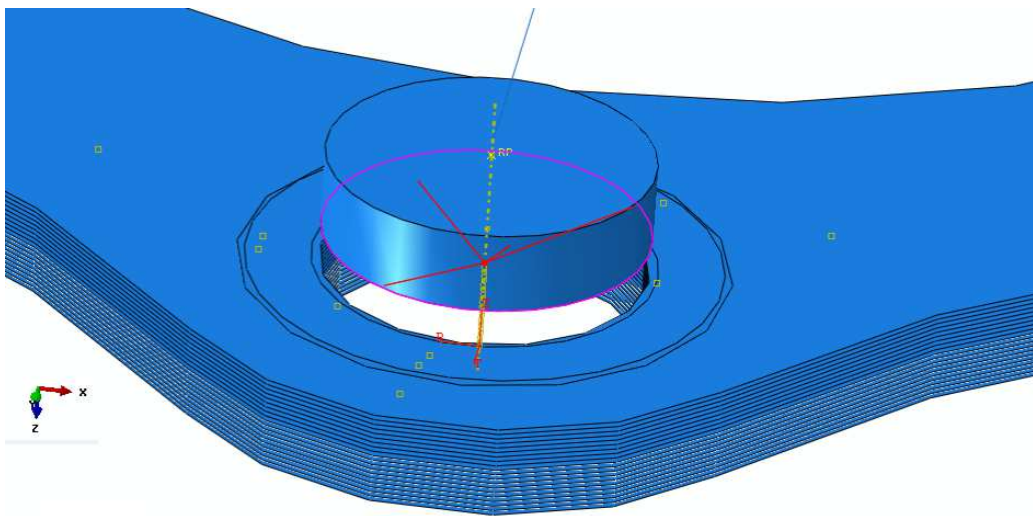


Figura 3.23 Modello GL6tx, coupling gambo vite - testa o dado bullone

Per spiegare meglio il quarto e l'ultimo coupling bisogna spiegare per prima cosa come sono collegate le flange al bullone. Le flange, come già detto sono due, una sarà collegata ai 3 solidi rappresentanti la testa (di aspetto uguali a quelli dei dadi), l'altra ai 3 solidi rappresentanti i dadi. Questo viene fatto poiché in seguito la flangia collegata al dado andrà vincolata in modo che esso sia effettivamente un perno condotto, mentre l'altra flangia non verrà vincolata, infatti la testa sarà un perno conduttore.

Tre coupling di collegamento rigido (MPC) collegheranno quindi l'estremità di una delle flange con le corrispondenti teste dei bulloni, mentre altri tre coupling di collegamento rigido (MPC) collegheranno l'altra flangia con i dadi del bullone.

Poichè le teste o i dadi del bullone non hanno vertici è stato creato un reference point al centro di una delle superfici. Ciascun coupling collegherà quindi questo reference point alle estremità delle flange. In più gli stessi coupling collegheranno i bulloni alle boccole (Figura 3.24).

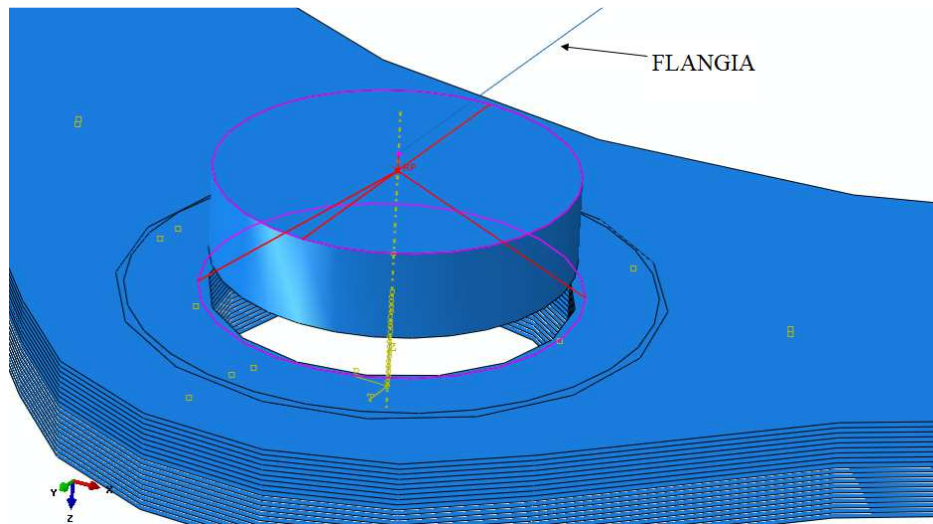


Figura 3.24 Modello GL6tx, coupling boccola - testa o dado - flangia

Questo coupling, fissato rispetto al sistema di riferimento globale, è molto importante perché è il principale responsabile del trasferimento del moto rigido dal centro della flangia dove verrà applicato il carico, a tutto il giunto elastico.

3.2.2 Analisi di buckling, rischio e statica

Il modello così assemblato può essere utilizzato per fare più analisi di diverso tipo. Ogni analisi prevederà degli step che sono comuni e altri che si differenzieranno a seconda del tipo di analisi.

Gli Step comuni a tutte le analisi effettuate, che caratterizzano il modello costruito sono tre: step “initial”, step “precarico assiale”, step “precarico radiale”.

Lo step “initial” consente l’inizializzazione del modello. In particolare permette di definire lo stato di perturbazione della struttura “base”, caratterizzato dalle condizioni al contorno e dalle interazioni che sono state applicate al modello.

Nel caso del modello numerico di questa tesi lo step initial prevede tutte le interazioni (contatti e coupling) precedentemente viste e in più un vincolo incastro (Figura 3.25) che viene applicato al centro della flangia collegata ai perni condotti (dadi). Esso viene applicato come condizione al contorno (Boundary condition) di tipo incastro. Essendoci poi i 3 coupling di collegamento della flangia con i bulloni, questo vincolo è equivalente al bloccaggio dei bulloni sulla flangia a terra.

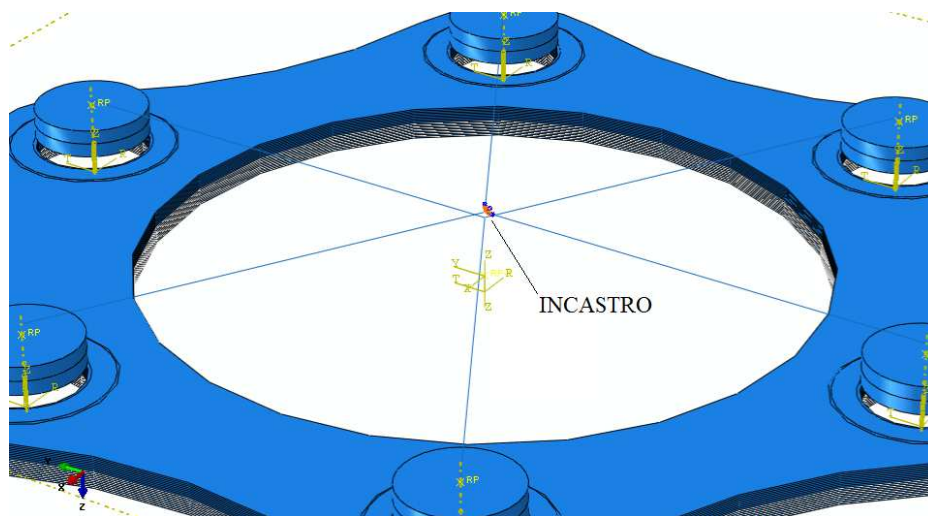


Figura 3.25 Modello GL6tx, vincolo ad incastro flangia superiore

Lo step “precarico assiale” consiste in una analisi statica non lineare. Nel calcolo si tiene conto quindi della non linearità geometrica. Le analisi statiche comprendono un incremento di “tempo” da 0 a 1, dove viene variato il carico applicato fino al valore impostato. Ovviamente per problemi non lineari, con questo tipo di analisi non è possibile prevedere accuratamente il reale andamento del carico con lo spostamento ma, nonostante il transitorio iniziale, la condizione finale trovata sarà sicuramente accurata.

Entrando nel dettaglio delle soluzioni utilizzati dal software Abaqus, si sottolinea che l’analisi statica svolta per questo step, così come tutte le altre analisi effettuate per questo modello, sono stata impostate per risolvere le equazioni con un metodo diretto, che trova l’esatta soluzione al sistema di equazioni lineari, a scapito di costi computazionali. L’alternativa è usare

l'impostazione per un metodo iterativo, che non sempre però giunge alla soluzione esatta. Per quanto riguarda il calcolo della soluzione si imposta il metodo default, che fa decidere ad Abaqus quando usare un metodo con matrici simmetriche o asimmetriche, privilegiando l'accuratezza sempre a scapito di costi computazionali. Per risolvere le equazioni di equilibrio non lineari si può impostare il metodo di Newton (Full Newton), o il metodo quasi-Newton, che si usa nel caso di problemi con matrice Jacobiana (è la matrice di rigidezza nei problemi strutturali) simmetrica e comporta un risparmio in costi computazionali. Siccome è difficile conoscere esattamente, nel caso di modelli complessi, com'è la matrice Jacobiana del modello, come nel caso in esame, si imposta il metodo Full Newton. Un'altra opzione riguarda le iterazioni dell'analisi. Abaqus distingue tra iterazioni regolari di equilibrio, nelle quali la soluzione varia in modo regolare, e iterazioni con discontinuità gravi (severe discontinuities) riguardanti forti cambiamenti nei contatti. Di default Abaqus continua ad iterare finché queste discontinuità gravi sono piccole o non ci sono più e le tolleranze di equilibrio sono rispettate (opzione Convert Severe discontinuity attiva). Si può impostare però che Abaqus passi lo stesso all'iterazione successiva (opzione Convert Severe discontinuity disattivata) nonostante c'è una grave discontinuità, ma con il rischio che la convergenza non sia rispettata. Tale condizione si verifica specialmente nei problemi con molti punti di contatto, dove l'analisi terminerebbe comunque per le eccessive iterazioni. Per il modello di studio ci si aspetta che la discontinuità dovuta alle penetrazioni nel contatto non sia troppo elevata, perciò l'opzione viene impostata su disattivata.

Nelle opzioni dello step ce n'è anche una riguardante la variazione del carico nel tempo, questa opzione (default load variation with time) può essere impostata in modo che il carico applicato istantaneamente all'inizio dello step rimanga costante per tutto lo step (impostato su Instantaneous), oppure che il carico vari in modo lineare lungo lo step, dal valore alla fine dello step precedente al valore impostato (Ramp linearly over step). Siccome tra uno step statico e l'altro in questo modello spesso si ha a che fare con una crescita del carico, ad esempio in uno step imposto il momento torcente al valore nominale, nell'altro al valore di picco, è stata impostata la crescita rampa lineare.

Nelle analisi non lineari, Abaqus usa l'extrapolazione dagli step precedenti per velocizzare la soluzione. L'extrapolazione si riferisce a quei metodi per trovare il primo tentativo della soluzione incrementale. Di default l'extrapolazione è impostata su lineare, cioè Abaqus l'extrapolazione della precedente soluzione incrementale all'inizio di ogni incremento, per iniziare il calcolo della soluzione dell'equazione non lineare per l'incremento successivo. In alcuni casi però l'extrapolazione può causare iterazioni eccessive, ad esempio per cambiamenti nell'ampiezza del carico o nelle condizioni al contorno, oppure quando si verifica uno scarico della struttura in seguito a rotture o buckling. In questi casi l'extrapolazione deve essere impostata su off. L'extrapolazione può essere anche parabolica; essa usa le precedenti soluzioni di spostamento incrementale per ottenere la prima ipotesi di soluzione alla corrente soluzione incrementale. Questa seconda opzione va bene per soluzioni regolari, e non per modelli complessi, come quello in esame.

Definite le opzioni di analisi per questo step, è possibile procedere con la definizione dei carichi.

Per lo step "precarico assiale" sono stati utilizzati dei carichi di tipo "bolt load" (bullone di carico), uno per ogni bullone.

I bolt load in Abaqus servono a modellare le forze di serraggio dei bulloni. Quando viene creato un bolt load deve prima di tutto essere specificata dall'utente la sezione attraverso la quale viene applicato. Questa sezione solitamente viene creata tagliando la geometria del bullone. Nel caso in esame quindi è stato creato prima di tutto un piano passante per la mezzeria della parte testa-dado bullone (Figura 3.26), attraverso il quale la parte è stata partizionata. Questa partizione crea una divisione in due del bullone in corrispondenza del piano creato. Specificata la sezione, deve essere indicato l'asse lungo cui agisce il bolt load.

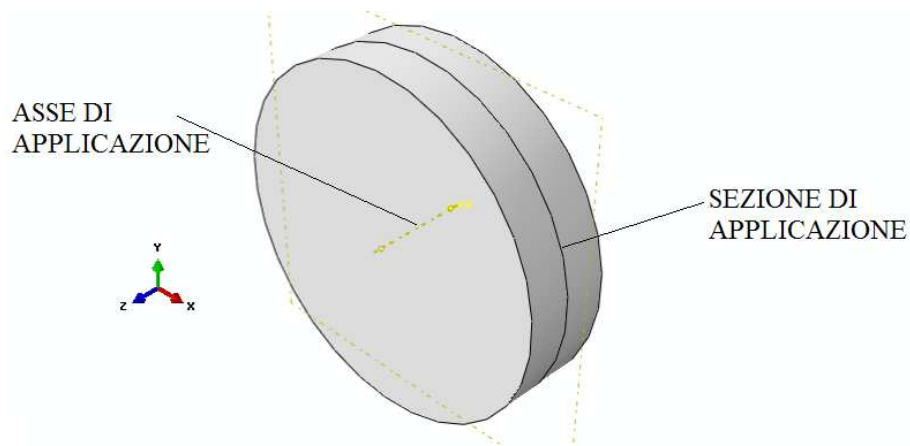


Figura 3.26 Modello GL6tx, partition cell testa o dado bullone

Una volta definita la sezione e l'asse deve essere specificata l'ampiezza del bolt load in termini di forza applicata [N] (caso in esame) o variazione di lunghezza [mm]. La presenza del bolt load in Abaqus viene indicata tramite delle frecce (Figura 3.27).

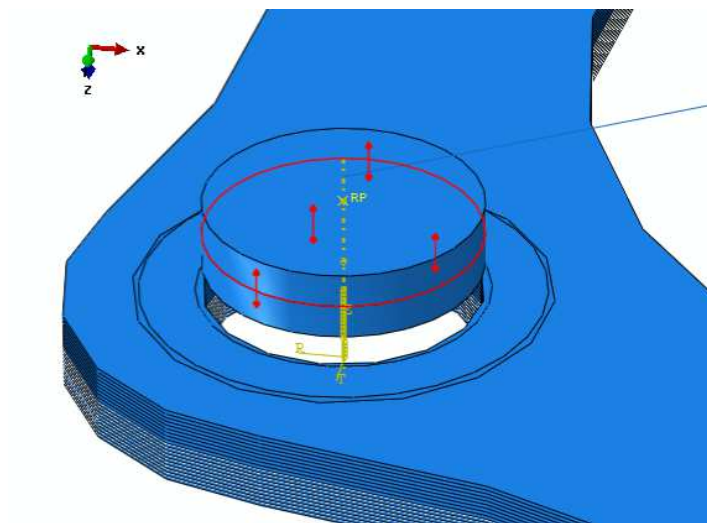


Figura 3.27 Modello GL6tx, precarico assiale sulle lamelle

Il valore di precarico assiale applicato deve portare a un carico massimo, nella zona intorno ai lobi, pari a circa 1080Mpa, il valore di precarico viene quindi determinato facendo una serie di simulazioni attraverso un approccio iterativo.

Lo step del precarico radiale è successivo allo step del precario assiale. Nella realtà tale precarico è una conseguenza del serraggio dei lobi su un diametro maggiore rispetto a quello nominale, come già spiegato nel paragrafo 3.1. Per facilità di modellazione, si separa precarico assiale da precarico radiale. Come introdotto in precedenza questo ultimo step viene eseguito utilizzando le stesse impostazioni del precedente.

Per quanto riguarda i carichi invece, il precarico radiale si applica con un predefined field (campo predefinito). Esso definisce una deformazione del modello in seguito a cambiamenti nelle proprietà del materiale. Un esempio di predefined field per una struttura solida è la variazione di temperatura (ΔT), che attraverso un opportuno coefficiente comporta una dilatazione del materiale (Δl): tale coefficiente è la misura della capacità di dilatazione termica di un corpo, ed è una proprietà del materiale di cui è costituito il corpo stesso.

Vale quindi la relazione:

$$\Delta l = \alpha \cdot R \cdot \Delta T \quad (31)$$

dove α è il coefficiente di dilatazione termica e R la lunghezza della struttura. Nel modello del giunto per applicare il precarico radiale si sceglie quindi un predefined field di tipo “Temperatura”, da applicare alle flange, dotate di un coefficiente di espansione α unitario. Poi va impostato come varia il predefined field lungo la regione selezionata; in questo caso si specifica costante lungo la regione. Infine si specifica il valore del ΔT , calcolato conoscendo il Δl (precarico radiale) da voler dare al giunto, e quindi alle flange, e conoscendo R , la lunghezza del ramo della flangia (Figura 3.28).

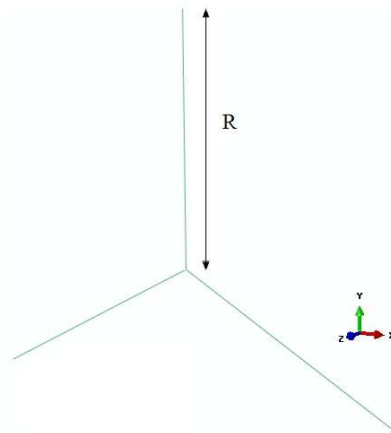


Figura 3.28 Modello GL6tx, lunghezza R della flangia

Gli altri step, come detto all’inizio del sottoparagrafo, variano a seconda delle analisi che devono essere fatte sul giunto. In Tabella 3.4 sono riportati i principali step analizzati in questo lavoro di tesi e le relative descrizioni.

<i>Analisi</i>	<i>Descrizione</i>
A	Analisi di rischio per valutare il comportamento della struttura pre-post buckling quando applico una torsione.
B	Analisi di rischio per valutare il comportamento della struttura quando applico un disallineamento assiale.
C1	Analisi di rischio per valutare il comportamento della struttura quando applico un disallineamento dovuto a flessione nella direzione 1.
C2	Analisi di rischio per valutare il comportamento della struttura quando applico un disallineamento dovuto a flessione nella direzione 2.
D	Analisi statica per valutare il comportamento della struttura quando applico carichi semplici e combinati.
E	Analisi di buckling per valutare gli effetti del precarico radiale (modifica primo modo di buckling).
Add	Analisi Addendum (Add) per valutare il precarico radiale necessario per avere un σ_{max} pari al 90% dello snervamento e analisi di buckling con il precarico radiale trovato.

Tabella 3.4 Analisi effettuate

L'Analisi A consente di valutare la curva di rigidezza (carico-spostamento) del giunto elastico in seguito all'applicazione del momento torcente crescente sulla struttura. Viene eseguita applicando uno step di analisi di rischio (Static, riks). Nel Capitolo 2 è stata spiegata in dettaglio l'importanza di utilizzare un'analisi di rischio, e in questo paragrafo verrà spiegato come impostarla correttamente. Come l'analisi statica deve essere attivata l'opzione di grandi deformazioni al fine di considerare gli effetti non lineari. Poi si imposta il criterio per interrompere l'analisi, che per l'Analisi A si basa sul massimo momento torcente di picco LPF, vedi Tabella 3.2 per valori. Gli incrementi da un'iterazione all'altra si impostano in modo automatico, con arch length (vedi Capitolo 2) da 1 a $1 \cdot 10^{36}$ con minimo incremento di arch length possibile di $1 \cdot 10^{-5}$. Tali valori sono pre impostati da Abaqus. Il massimo numero di iterazioni è pari a 1000. Per quanto riguarda le opzioni per risolvere le equazioni vengono utilizzate le stesse viste precedentemente nell'analisi statica. Il carico iniziale applicato è un momento unitario, ed è applicato al centro della flangia collegata ai perni conduttori (Figura 3.29). Durante l'analisi di rischio tale momento attorno a z (CM3) viene incrementato secondo il crescere del LPF imposto dall'analisi fino al valore massimo.

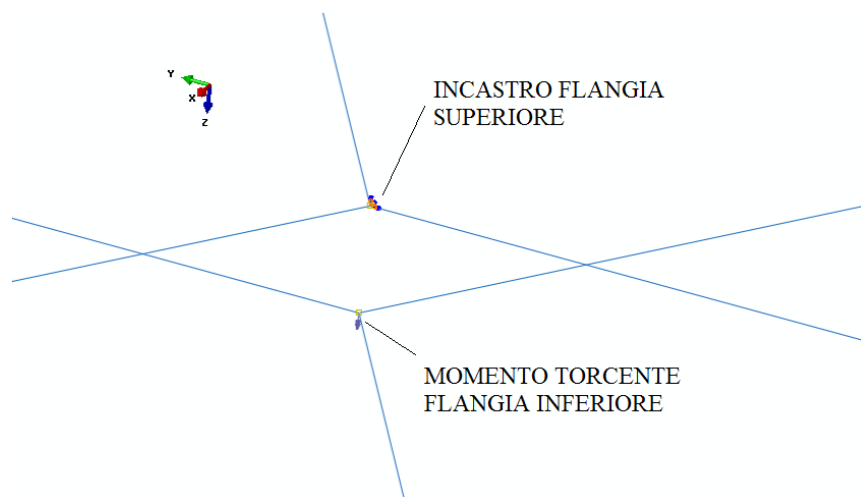


Figura 3.29 Modello GL6tx, carico Analisi A

L'Analisi B definisce la curva di rigidezza assiale. Comprende anch'essa un'analisi di rischio, impostata allo stesso modo dell'Analisi A ma il criterio di interruzione dell'analisi non impone un LPF massimo, ma un massimo

spostamento di un punto, pari al disallineamento assiale nominale (vedi Tabella 3.2 per valori). Nello specifico si tiene sotto controllo il grado di libertà traslazionale in direzione z del punto centrale della flangia collegata ai perni conduttori (nel seguito denominato “punto di applicazione”, Figura 3.30).

Il carico applicato nell’Analisi B crescerà di valore durante l’analisi di rischio fino al valore che garantirà lo spostamento massimo imposto nell’analisi.

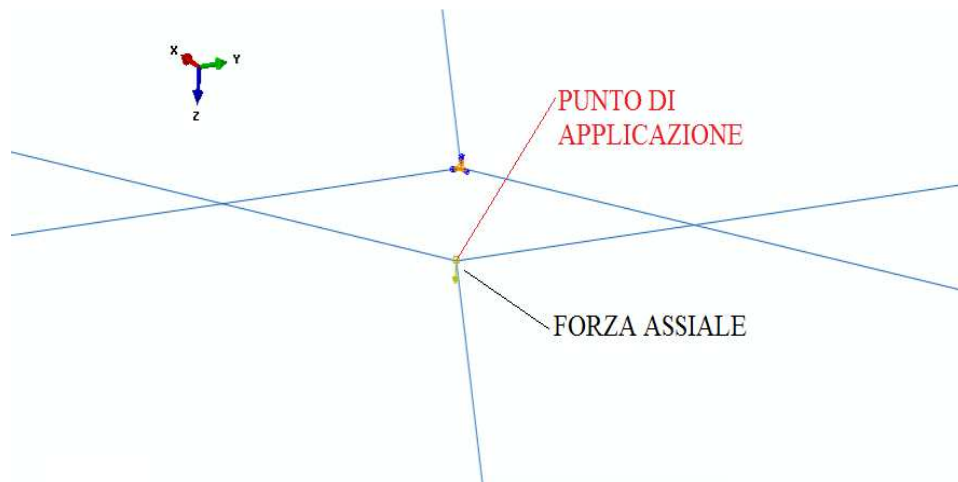


Figura 3.30 Modello GL6tx, carico Analisi B

L’Analisi C1 e l’Analisi C2, attraverso un’analisi di rischio, valutano la curva di rigidezza flessionale rispetto a 2 assi notevoli. Esse sono impostate in modo che non debba essere superato un massimo disallineamento angolare imposto (vedi Tabella 3.2) nella direzione 1 e direzione 2. Riguardo alla direzione 1 e alla direzione 2, non sempre esse coincidono con l’asse x e l’asse y, dipende fortemente dalla geometria del modello. Quello che è importante è che una delle due direzioni deve coincidere con un asse passante per un perno conduttore e un perno condotto, mentre l’altra con un asse passante in mezzeria fra perni conduttori e perni condotti. Nel caso del modello a 6 lobi la rappresentazione dei 2 assi considerati nelle analisi è riportata in Figura 3.31.

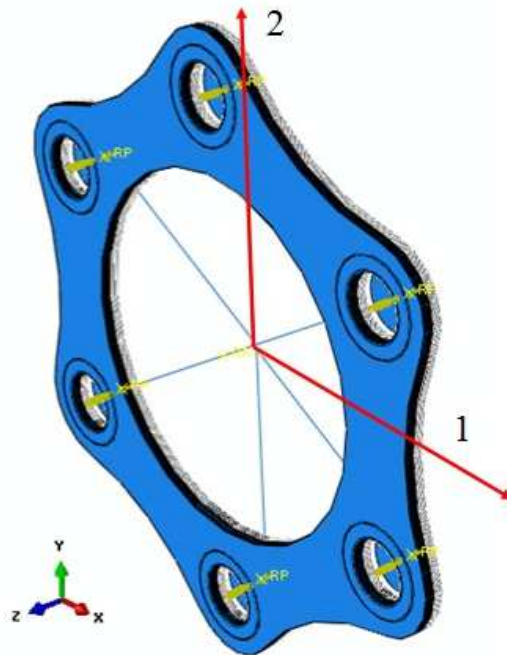


Figura 3.31 Modello GL6tx, assi 1 e 2

Per l'Analisi C1 l'interruzione viene impostata quando il DOF 4 (rotazione attorno a x, asse 1) supera il disallineamento angolare massimo imposto. Analogamente per l'Analisi C2 si imposta il DOF 5 (rotazione attorno a y, asse 2). Riguardo al carico (Figura 3.32), per l'Analisi C1 verrà applicato sul "punto di applicazione" un momento unitario CM1 (attorno a x) e per la C2 un momento unitario CM2 (attorno a y).

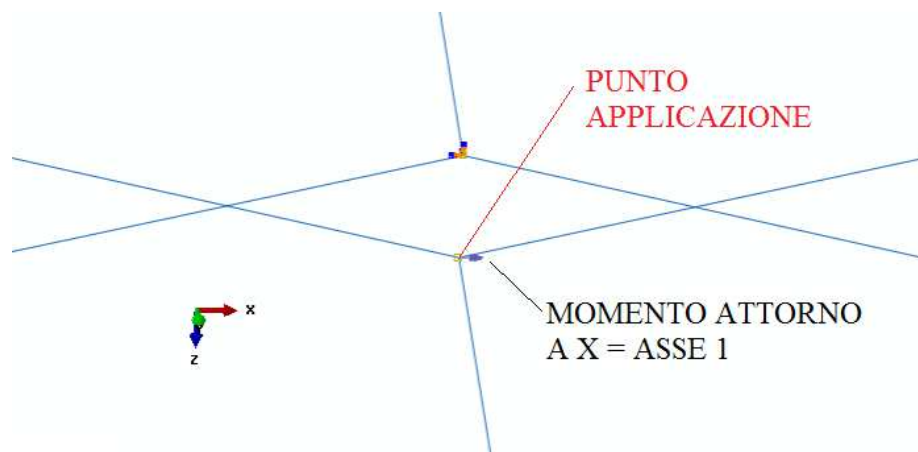


Figura 3.32 Modello GL6tx, carico Analisi C1

L'Analisi D comprende diversi step di analisi statica in cui si valuta lo stato del giunto elastico con una condizione di carico o di disallineamento imposta. In Tabella 3.5 sono riportati i vari step dell'analisi.

<i>Step</i>	<i>Carico applicato</i>
1	Momento di picco
2	Momento nominale
3	Disallineamento assiale massimo
4	Disallineamento assiale nominale
5	Disallineamento assiale 10% del nominale
6	Disallineamento angolare massimo
7	Disallineamento angolare nominale
8	Disallineamento angolare 10% nominale
9	Momento nominale e disallineamento assiale nominale
10	Momento nominale e disallineamento angolare nominale
11	Momento nominale, disallineamento assiale metà del nominale e disallineamento angolare metà del nominale

Tabella 3.5 Modello GL6tx, step Analisi D

I carichi vengono applicati come forze o momenti con distribuzione uniforme sul “punto di applicazione” con valore imposto secondo la Tabella 3.2. I disallineamenti invece vengono imposti nel modello come vincolo (boundary condition) di tipo spostamento/rotazione sul “punto di applicazione”. In questo modo si lasciano liberi tutti i gradi di libertà e si vincola, cioè si impone un valore predefinito, solo il grado di libertà legato al disallineamento. Nel modello un disallineamento assiale imposto è ottenuto tramite una forza assiale (vedi Figura 3.30), mentre un disallineamento angolare tramite un momento flettente (vedi Figura 3.32).

Per il modello a 6 lobi, le analisi precedenti sono state svolte anche senza precarico radiale applicato.

L'Analisi E infine consiste in due analisi di buckling lineari (step buckle), una dopo lo step di precarico assiale e prima del precarico radiale, l'altra dopo il precarico radiale. Lo scopo è vedere come si modifica il primo modo di buckling (carico critico di torsione) in seguito all'applicazione del precarico radiale (per una spiegazione dettagliata dell'analisi di buckling lineare vedi il Capitolo 2).

Le due analisi di buckling sono state impostate allo stesso modo. Si attiva prima di tutto l'opzione di grandi deformazioni (analisi non lineare), come fatto con tutti gli altri step. Poi deve essere scelto il metodo iterativo per estrarre gli autovalori, Lanczos o Subspace. Il primo è più veloce specialmente quando sono richiesti un gran numero di autovalori per sistemi a più gradi di libertà. Il metodo Subspace invece è più veloce quando sono richiesti pochi autovalori (solitamente meno di 20). Il metodo Lanczos non può essere utilizzato quando ci sono vincoli coupling distribuiti, elementi di contatto, precarichi sopra il carico di buckling; quindi nel caso in esame la scelta ricade obbligatoriamente sul metodo Subspace. Selezionando il metodo Subspace sono poi richiesti il numero di autovalori da calcolare (5 in questa analisi) e i vettori usati per iterazione (pari a 20). In generale, la convergenza è più rapida al crescere dei vettori impiegati, ma la memoria richiesta diventa maggiore. Infine è richiesto il massimo numero di iterazioni, impostato a 100. Viene poi assegnato un momento con distribuzione uniforme CM3 (torcente attorno a z) con ampiezza unitaria, poiché è una perturbazione con carico torsione che porta ad instabilità di buckling la struttura. Ogni frame della soluzione riporterà il valore del modo di buckling (momento torcente).

Per investigare ulteriormente gli effetti del precarico radiale sulla struttura è stata inoltre predisposta un'analisi "Addendum". Essa consiste in diverse analisi statiche, con precarico radiale e momento torcente di picco. Il precarico radiale è stato aumentato fino a trovare quello che portava ad uno sforzo massimo di Von Mises pari al 90% del carico di snervamento. Si trova così un massimo valore di precarico radiale da non superare. Con questo precarico radiale viene svolta poi un'analisi di buckling lineare (vedi Analisi E), trovando così il massimo aumento possibile del primo modo di buckling (carico critico).

3.2.3 Definizione della mesh

L'operazione di meshatura, è un aspetto particolarmente delicato in queste tipo di analisi. Pur non entrando nel merito di tutto le opzioni utilizzabili, poiché complicate e non necessarie per questo lavoro di tesi, si descrivono le proprietà principali della mesh, utili per la modellazione del giunto elastico.

Innanzitutto per ciascuna parte si assegna un “mesh control”, differente a seconda che si tratti di un componente 2D o 3D. Per le superfici si deve decidere la forma dell'elemento: “quad”, “quad-dominated” o “tri”. L'opzione “quad” comporta una mesh composta solamente da elementi quadrilateri. Se non fosse possibile avere in ogni parte elementi quadrilateri con mesh regolare, c'è l'opzione “quad-dominated” che sfrutta elementi triangolari ove quelli quadratici non sono utilizzabili. Infine c'è l'opzione “tri” che usa solamente elementi triangolari. Analogamente per una parte 3D si decide invece la forma dell'elemento tra: “hex”, “hex-dominated”, “Tet”, “Wedge”. “Hex” comporta solo elementi esaedrici, “hex-dominated” la maggior parte elementi esaedrici, “Tet” elementi tetraedrici, “Wedge” prismi triangolari.

Scelta la forma dell'elemento deve essere scelta la tecnica di meshatura: “free”, “structured”, “sweep”, “bottom-up”. La mesh “structured” applica un modello di mesh prestabilito a modelli più complessi. Questi modelli prestabiliti sono modelli di mesh per forme regolari, come un quadrato o un cubo. Può essere applicata a strutture 2D, piane e curve, o a regioni 3D con opzione “hex” o “hex-dominated”. La mesh sweep viene utilizzata per solidi complessi e superfici ottenuti per estrusione o rivoluzione; prima di tutto viene creata la mesh in un lato della regione (lato sorgente), poi vengono copiati i nodi un piano di elementi alla volta fino a che il lato finale (lato obiettivo) è raggiunto. I nodi vengono copiati lungo un bordo, chiamato “sweep path”. Questa operazione è paragonabile all'estrusione di un solido facendo traslare una superficie di una certa geometria lungo una direzione (path). Può essere applicata con elementi “hex”, “hex-dominated” o “wedge”. La free mesh non usa un modello di mesh prestabilito. Siccome questa mesh non è strutturata, è quella che permette più flessibilità, quindi si può applicare per una vasta gamma di regioni. Si può infatti

usare in regioni 2D con elementi di forma “Tri”, “Quad”, “Quad-dominated” oppure regioni 3D con elementi di forma “Tet”.

Una tipica mesh free è con elementi quadrilateri, ed è quella usata di default per superfici 2D, piane o curve. Può essere usata con due algoritmi: asse mediano (medial axis), fronte di avanzamento (advancing front). Nel primo si creano partizioni interne che dividono la regione in zone mesh strutturate più semplici. Nel secondo invece vengono generati elementi quadrilateri nel contorno della regione e poi vengono continuamente generati elementi andando lungo la regione più interna. Solitamente il fronte di avanzamento genera elementi con una dimensione e un aspetto più uniforme, che influenza sensibilmente il tempo dell’analisi. “Bottom-up” mesh infine è un processo di mesh manuale, incrementale, che permette di costruire una mesh esaedrica in una regione solida. Siccome è complicato da usare, si usa solo per regioni molto difficili da meshare con le altre tecniche.

Una volta che è fissato il controllo della mesh per la parte, vanno poi messi i “seed”. I “seed” sono marcatori che si mettono lungo i bordi della regione per specificare la densità di elementi che si vorrebbero in quella regione. I “seed” possono essere impostati in modo da essere uniformi lungo il bordo, oppure da seguire un andamento (crescono in numero o diminuiscono in numero) lungo una certa direzione (bias).

Riguardo agli elementi del giunto elastico, siccome hanno forme molto regolari, sono stati meshati con “seed” uniformi. In questo paragrafo è riportata la mesh definitiva realizzata per il pacco lamellare a 6 lobi. Il processo di meshatura infatti è stato ripetuto più volte in maniera iterativa al fine di ottimizzare i tempi di calcolo e l’accuratezza dei risultati.

Per la lamella è stata utilizzata una mesh “quad-dominated” e, a causa della forma complessa, con tecnica di meshatura free (Figura 3.33).

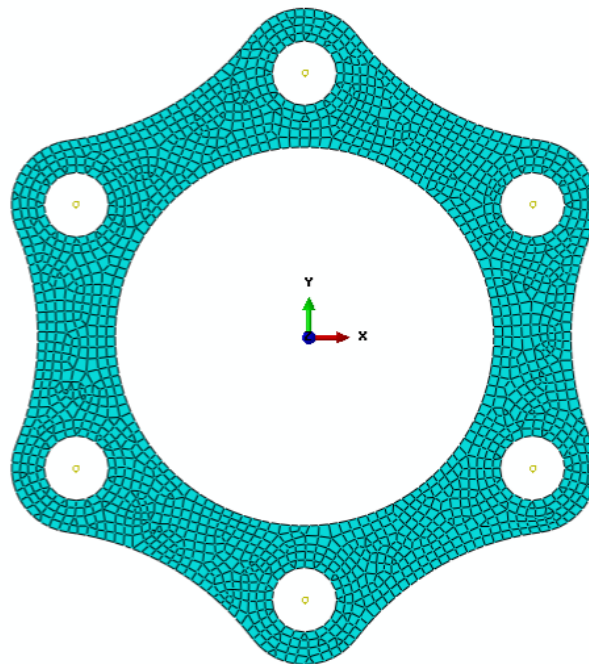


Figura 3.33 Modello GL6tx, meshatura lamelle

La forma della mesh della lamella è determinante per la convergenza dell'analisi statica "precarico assiale", per la quale i contatti presenti richiedono una certa regolarità.

Le boccole hanno shell con forma più regolare, è stata quindi scelta una mesh quad di tipo free (Figura 3.34).

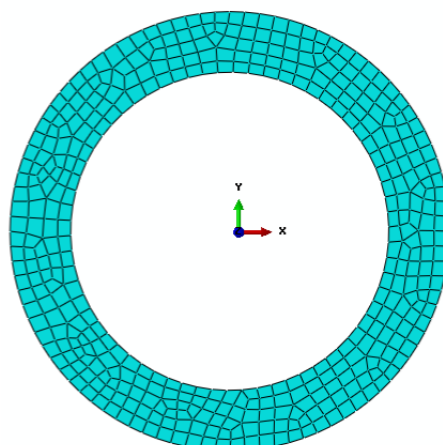


Figura 3.34 Modello GL6tx, meshatura boccole

Sempre a causa dei contatti predefiniti anche la mesh delle boccole è determinante per l'analisi del precarico assiale.

La testa della vite o il dado è un solido 3D di forma cilindrica regolare. E' stata quindi utilizzata una mesh "sweep" con forma dell'elemento "hex" (Figura 3.35).

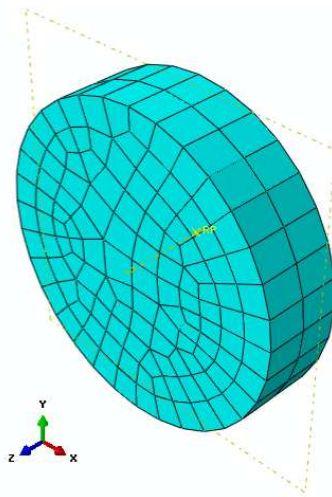


Figura 3.35 Modello GL6tx, meshatura testa o dado

Il gambo della vite e la flangia sono elementi beam, a cui non è possibile associare un controllo della mesh. La mesh può essere solamente con elementi lineari. Per il gambo è stato utilizzato un seed uniforme con distanza tra un elemento e l'altro pari allo spessore delle lamelle (Figura 3.36).

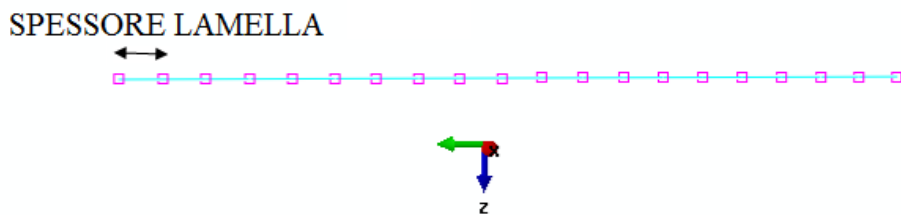


Figura 3.36 Modello GL6tx, meshatura gambo della vite

Per la flangia invece non è importante come sono distribuiti i “seed” lungo i rami. E’ stato comunque scelto un compromesso tra numero “seed” e dimensione flangia (Figura 3.37).

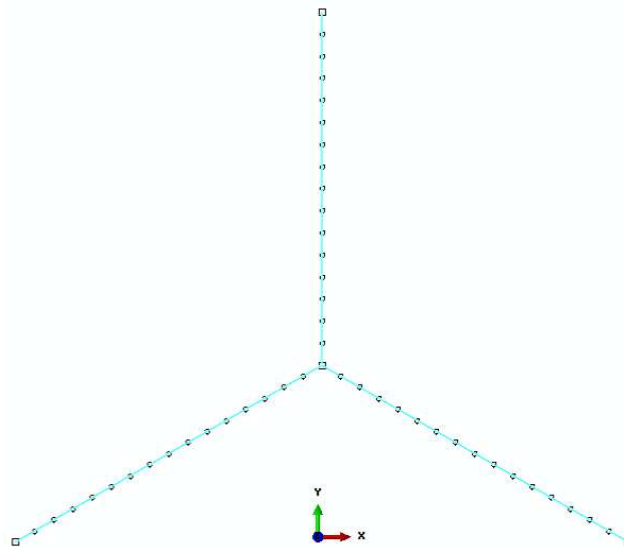


Figura 3.37 Modello GL6tx, meshatura flange

In Figura 3.38 è riportato il modello completo meshiato del giunto elastico, in particolare per la taglia 6.

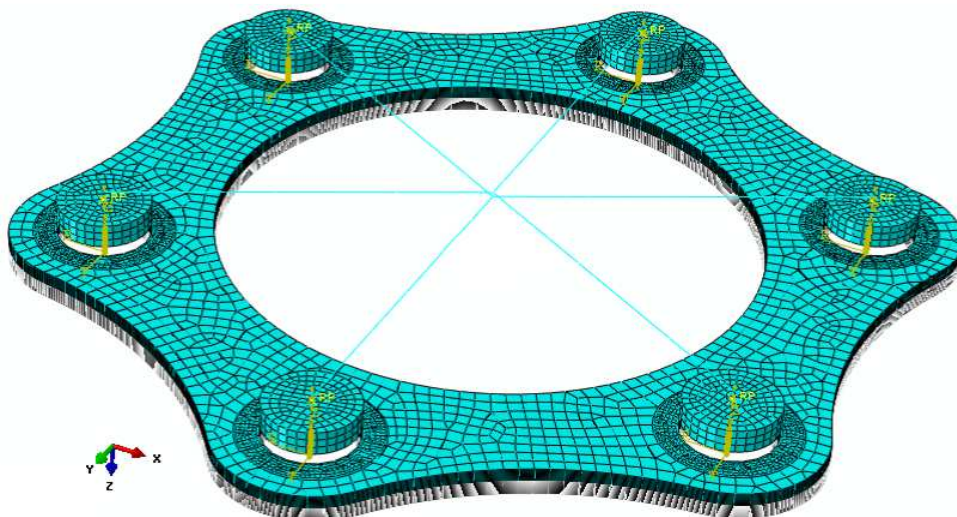


Figura 3.38 Modello GL6tx, taglia 6, meshatura completa

Per la taglia 12, è stato ripetuto lo stesso procedimento e il risultato è riportato in Figura 3.39.

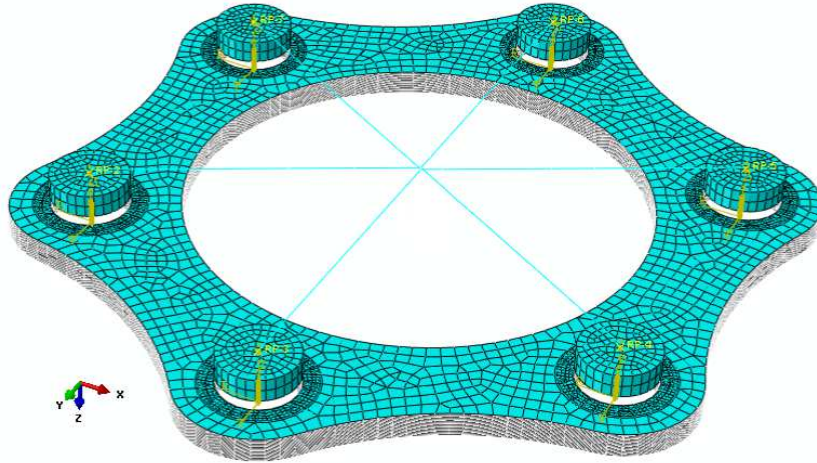


Figura 3.39 Modello GL6tx, taglia 12, meshatura completa

Riguardo agli altri modelli studiati in questa tesi (GL4tx, GL8tx e GL10tx), i cui risultati sono riportati nel Capitolo 4, si è proceduto con una modellazione analoga a quella della soluzione a 6 lobi, adattando la mesh alla forma delle lamelle. Nelle Figure 3.40, 3.41 e 3.42, sono riportati i modelli completi rispettivamente a 4, 8, 10 lobi per la taglia 12. Per le taglie create per ogni modello si faccia riferimento alla Tabella 3.2

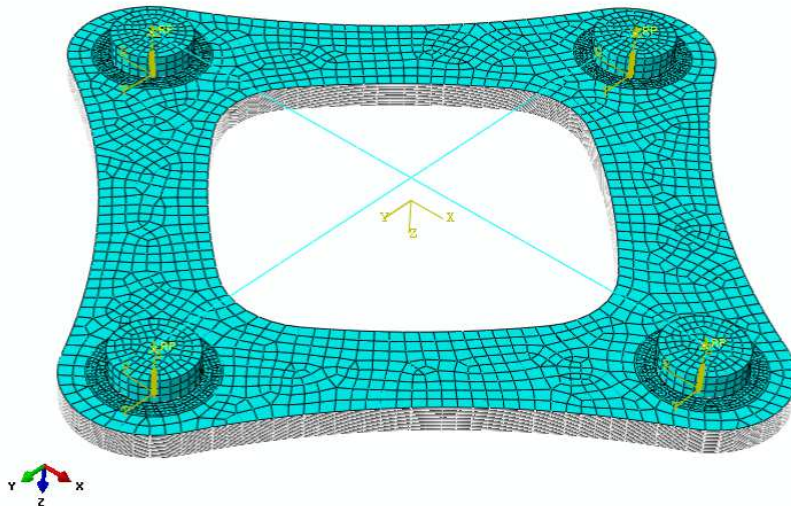


Figura 3.40 Modello GL4tx, taglia 12, meshatura completa

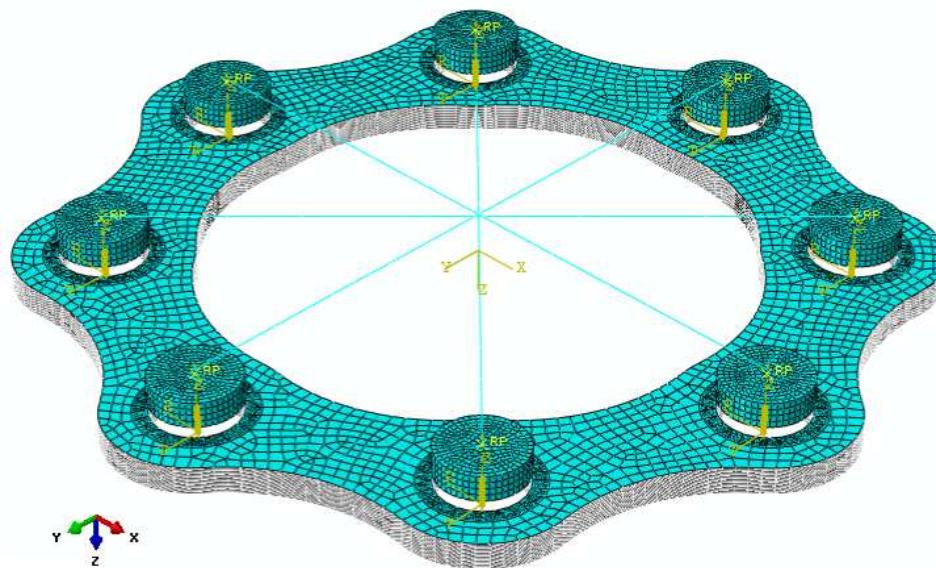


Figura 3.41 GL8tx, taglia 12, meshatura completa

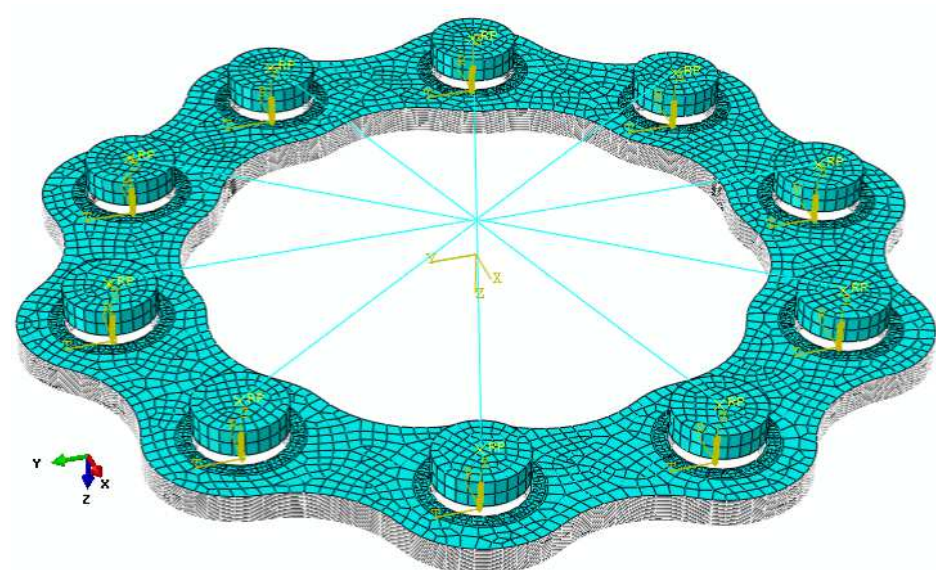


Figura 3.42 GL10tx, taglia 12, meshatura completa

Capitolo 4

Risultati numerici

In questo capitolo vengono riportati i risultati delle analisi numeriche svolte. Nel primo paragrafo saranno riportate le curve carico-spostamento e i massimi valori di sforzo per il modello a 6 lobi (GL6tx), per le taglie di studio (taglia 6 e taglia 12, vedi Tabella 3.2), mostrando nei dettagli i risultati delle simulazioni svolte e confrontandole con i dati sperimentali reali, ottenuti su un banco prova del pacco lamellare presso i laboratori del Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano. Questa attività consentirà una prima validazione del modello numerico utilizzato. Nel secondo paragrafo saranno mostrati i risultati per gli altri modelli di studio e taglie (GL4tx, GL8tx, GL10tx) mostrando gli effetti dei cambiamenti di modello sulle analisi.

4.1 Risultati del modello GL6tx

4.1.1 Considerazioni preliminari sui valori di precarico

La verifica principale che deve essere fatta analizzando i risultati numerici è che gli sforzi non superino lo sforzo di snervamento del materiale. In realtà siccome il giunto è progettato con fattori di servizio molto alti, come limite è stato imposto un valore superiore a quello di snervamento (1350 MPa), pari a 1500MPa. Essendo in condizioni di stato di sforzo multiassiale, questo valore limite è stato confrontato con lo sforzo equivalente di Von Mises. Se lo sforzo equivalente di Von Mises non eccede i valori di sforzo massimi stabiliti, la condizione di lavoro del giunto lamellare sarà in campo elastico, senza plasticizzazione del materiale. Riguardo allo studio dei fenomeni di fatica, che non sono argomento di questa tesi, si ricorda che i valori di disallineamenti limiti forniti dalla Maina SPA dovrebbero garantire una vita a fatica illimitata

(Capitolo 1). Un'indagine più approfondita sulla vita a fatica del giunto elastico viene considerata come sviluppo futuro di questo lavoro di tesi.

Il primo risultato di studio riguarda il precarico assiale. L'effetto del precarico assiale impostato comporta un massimo sforzo di Von Mises di circa 1080 MPa (80% dello snervamento) nella zona in prossimità dei bulloni sulla struttura non perturbata. Tale valore garantisce il contatto tra le lamelle. Valori più elevati potrebbero portare a plasticizzazione della lamella nelle diverse condizioni di carico. In Tabella 4.1 sono riportati i valori impostati, ottenuti iterativamente dopo una serie di simulazioni.

<i>Taglia</i>	<i>Precarico Assiale [kN]</i>	<i>Von Mises max zona bulloni [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
6	28	1035 MPa	120 MPa
12	45	1000 MPa	155 MPa

Tabella 4.1 GL6tx, precarico assiale - sforzi massimi ottenuti

Come atteso i modelli di taglia maggiore, che comportano un numero superiore di lamelle e bulloni di dimensione maggiore, richiedono un precarico assiale più alto. La compressione delle lamelle comporta inoltre uno sforzo di Von Mises non nullo sui braccetti delle lamelle. I valori, comunque limitati come entità, sono riportati in Tabella 4.1.

In Figura 4.1 è riportata un immagine dell'effetto del precarico assiale in prossimità del bullone più sollecitato. Dall'immagine si può vedere l'effetto di compressione sulle lamelle. Questo effetto di compressione diminuisce rapidamente allontanandosi dal foro. Inoltre è possibile notare l'effetto di sollecitazione molto elevato nella zona intorno al foro.

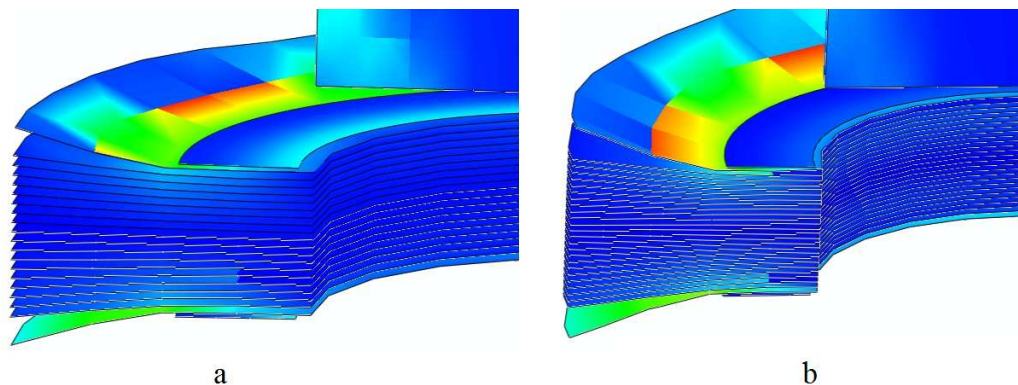


Figura 4.1 GL6tx, sforzi per precarico assiale, taglia 6 (a), taglia 12 (b)

Il secondo risultato riguarda il precarico radiale. Trattandosi di un'analisi preliminare, per indagare gli effetti del precarico radiale sul primo modo di buckling le analisi sono state svolte con un valore pre-impostato, basato sull'interferenza geometrica tra il diametro primitivo dei perni e dei fori del pacco lamellare. Un'analisi più dettagliata (analisi Addendum) è riportata nel paragrafo 4.1.4. In Tabella 4.2 sono riportati i valori del Δl e quindi del ΔT impostati sulla flangia secondo quanto esposto nel paragrafo 3.2.2.

<i>Taglia</i>	Δl [mm]	ΔT	<i>Von Mises max</i> <i>zona bulloni</i> [MPa]	<i>Von Mises max</i> <i>sui braccetti</i> [MPa]
6	0,08	0,001	1085	305
12	0,1	0,00065	890	225

Tabella 4.2 GL6tx, precarico radiale - sforzi massimi ottenuti

L'effetto del precarico radiale comporta una trazione delle lamelle, con un conseguente aumento dello sforzo di Von Mises massimo sui braccetti. Riguardo al massimo sforzo nella zona vicino ai bulloni, non si hanno variazioni significative. In Figura 4.2 si mostra, a parità di scala cromatica (FS 1500MPa), un'immagine del giunto elastico in esame senza e con il precarico radiale applicato e l'incremento di sforzo su ciascun braccetto.

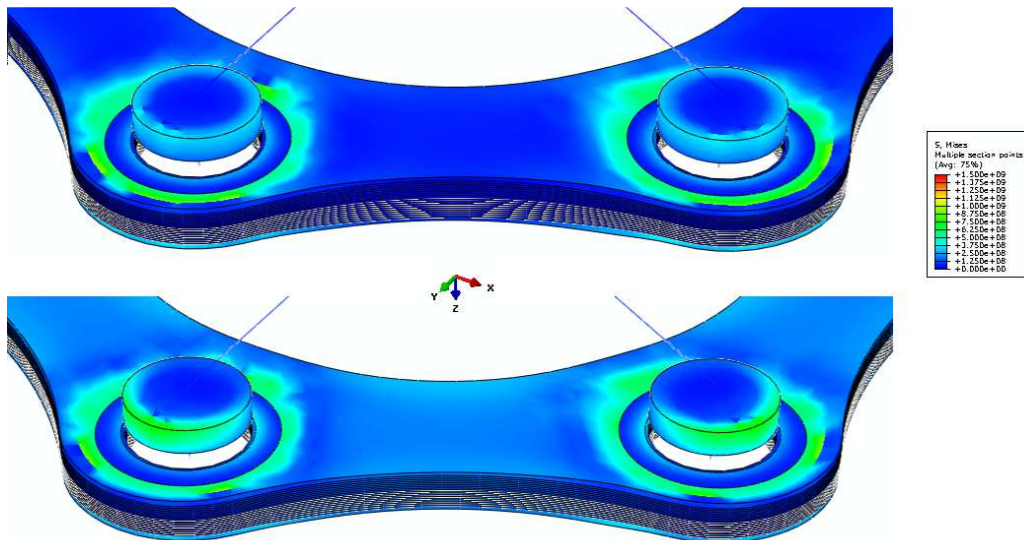


Figura 4.2 GL6tx, sforzi per precarico assiale (sopra) e radiale (sotto)

4.1.2 Risultati numerici (analisi di rischio e statica)

Vengono riportati per primi i risultati dell'Analisi A (vedi Capitolo 3), un'analisi di rischio con e senza precarico radiale applicato. Si valuta quindi l'effetto del precarico sul primo modo di buckling.

In Figura 4.3 sono riportate le curve coppia-rotazione con e senza precarico radiale per la taglia 6 mentre in Figura 4.4 sono riportate le stesse curve per la taglia 12. Dalle due figure si vede come lo step di analisi di rischio dell'Analisi A mostra un tipico comportamento pre-post buckling con un cambiamento di pendenza e quindi di rigidità in corrispondenza del primo modo di buckling riportato con un pallino nero nelle figure. Riguardo all'applicazione del precarico radiale, le due figure evidenziano l'innalzamento del valore del primo modo di buckling e un leggero aumento di rigidità media complessiva del pacco lamellare. Questo risultato è in accordo con la teoria del buckling e dei giunti elastici (Capitolo 1 e 2).

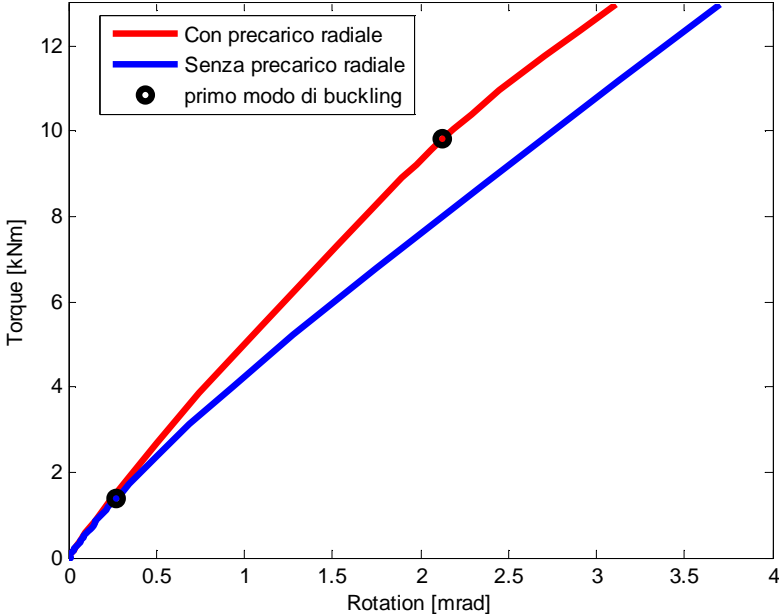


Figura 4.3 GL6tx, Analisi A, taglia 6, rigidzza torsionale

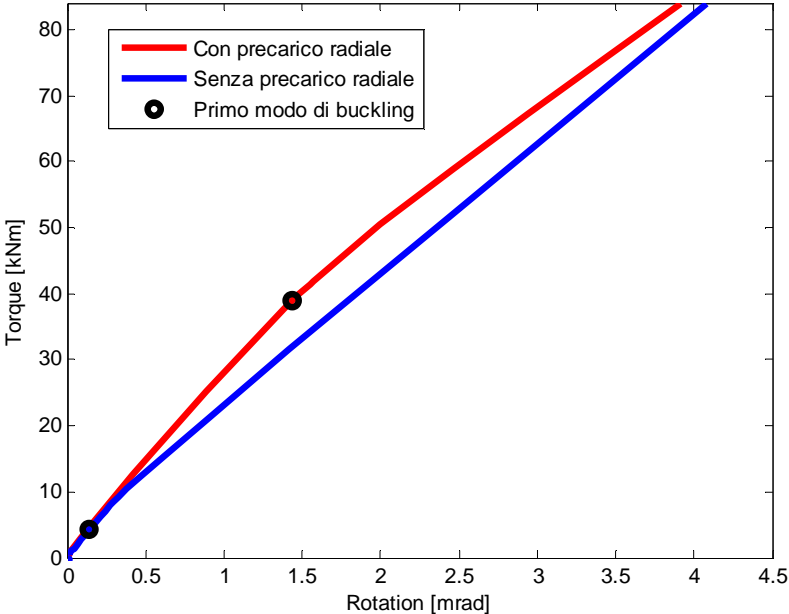


Figura 4.4 GL6tx, Analisi A, taglia 12, rigidzza torsionale

In Figura 4.5 è riportata per la taglia 6 (per la taglia 12 il risultato è simile), la deformata del pacco lamellare soggetto al carico torcente nominale, con (figura sotto) e senza (figura sopra) precarico radiale. Si vede come il superamento del carico di buckling comporti un'apertura dei braccetti compressi e come il precarico radiale a parità di momento applicato diminuisca questo effetto.

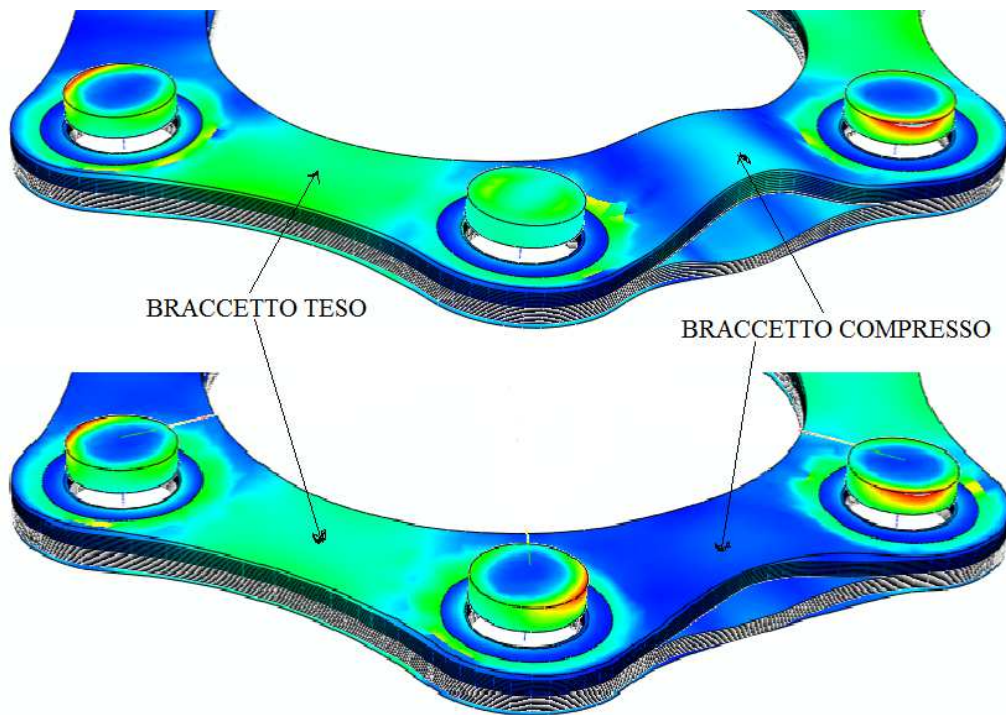


Figura 4.5 GL6tx, Analisi A, buckling senza (sopra) con (sotto) precarico radiale

In Tabella 4.3 sono riportati i valori di sforzo di Von Mises massimo sui braccetti, caricati con una coppia torcente max, pari a 2 volte quella nominale, con il precarico radiale applicato.

Taglia	Momento di Picco [Nm]	Von Mises max zona bulloni [MPa]	Von Mises max sui braccetti [MPa]
6	13000	1130	605
12	84000	990	615

Tabella 4.3 GL6tx, Analisi A, sforzi massimi ottenuti

E' possibile notare un incremento di sforzo notevole sui braccetti ed in particolare su quelli tesi per i quali la condizione di torsione risulta la più gravosa.

Prima di procedere con le altre analisi di rischio, è utile riportare i risultati dell'Analisi E di buckling lineare (Tabella 4.4), ad ulteriore conferma dei valori dei modi di buckling trovati con l'Analisi A.

<i>Taglia</i>	<i>Primo modo senza precarico [Nm]</i>	<i>Primo modo con precarico [Nm]</i>
6	911	9667
12	4363	41466

Tabella 4.4 GL6tx, Analisi E, modi di buckling ottenuti

I risultati dell'Analisi B sono riportati in Figura 4.6 per la taglia 6 con e senza precarico radiale e in Figura 4.7 per la taglia 12 con e senza precarico radiale. Esse mostrano le curve forza – disallineamento assiale (in direzione z), che hanno un andamento con rigidità non lineare (con caratteristica irrigidente). Il precarico radiale aumenta questa rigidità grazie al tensionamento delle lamelle, ma non si evidenzia nessun comportamento pre-post buckling, essendo quest'ultimo eccitato dall'azione di torsione. In Tabella 4.5 sono riportati i valori di sforzo con il disallineamento assiale nominale imposto nel caso di precarico radiale applicato nella zona dei bulloni.

<i>Taglia</i>	<i>Disallineamento Assiale nominale [mm]</i>	<i>Von Mises max zona bulloni [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
6	1,5	1245	350
12	2,7	910	265

Tabella 4.5 GL6tx, Analisi B, sforzi massimi ottenuti

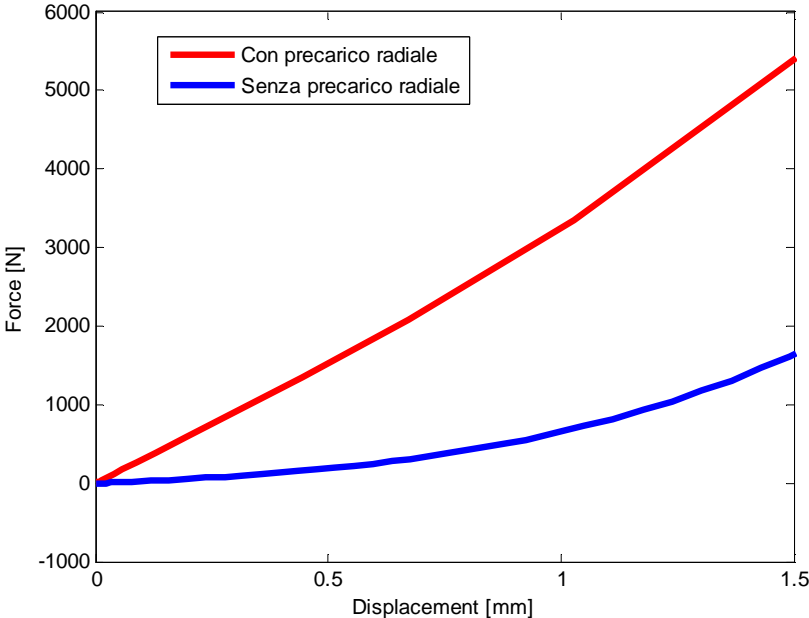


Figura 4.6 GL6tx, Analisi B, taglia 6, rigidezza assiale

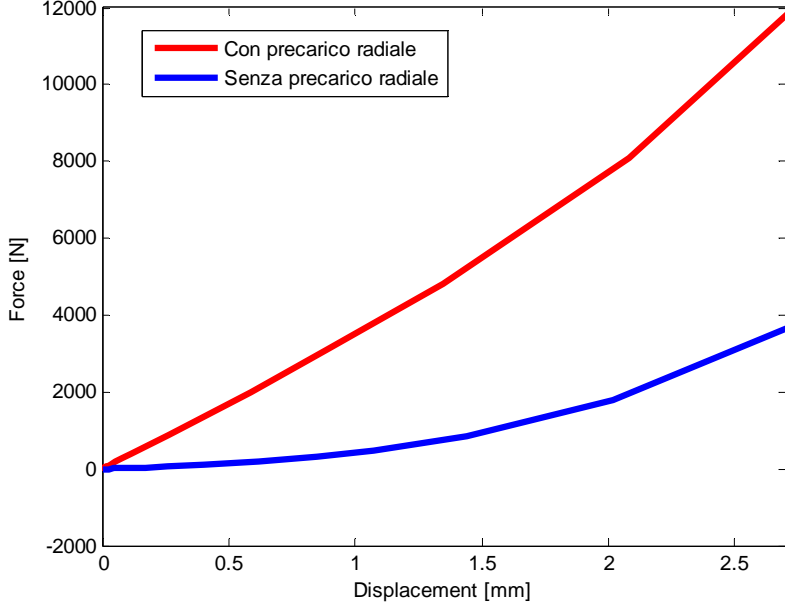


Figura 4.7 GL6tx, Analisi B, taglia 12, rigidezza assiale

Nella Figura 4.8 è invece possibile vedere sul piano x - z la deformazione del giunto elastico dovuta al disallineamento assiale per la taglia 6. Si osserva bene il disallineamento assiale in direzione z tra le due flange (indicato con Δa nella figura).

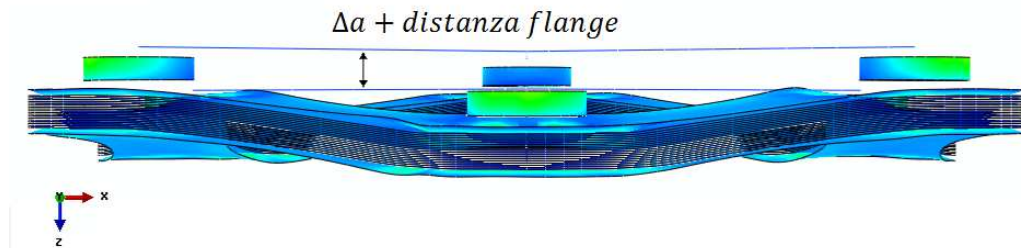


Figura 4.8 GL6tx, Analisi B, deformazione ottenuta

Con l'Analisi C1 si ricava la curva momento flettente – disallineamento angolare; in particolare nel modello a 6 lobi la direzione 1 coincide con l'asse x (passante in mezzeria tra perni conduttori e perni condotti). Nelle Figure 4.9 e 4.10 rispettivamente per la taglia 6 e 12 si osserva un comportamento molto simile e una rigidezza lineare.

Come già visto per le analisi precedenti, anche in questo applicando il precarico radiale si ottiene un aumento di rigidezza del modello.

In Tabella 4.6 sono riportati i valori di sforzo con il disallineamento angolare massimo imposto e precarico radiale applicato.

Taglia	Disallineamento angolare max [°]	Von Mises max zona bulloni [MPa]	Von Mises max sui braccetti [MPa]
6	1	1105	370
12	1	950	310

Tabella 4.6 GL6tx, Analisi C1, sforzi ottenuti

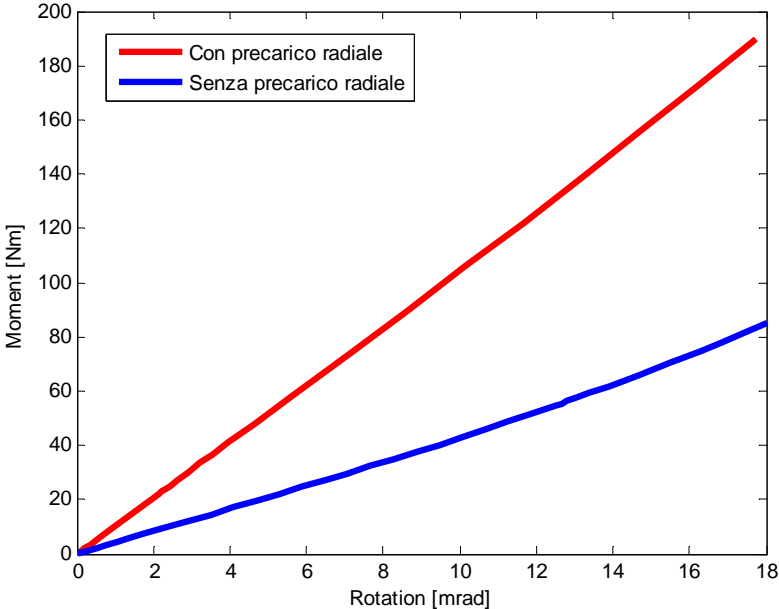


Figura 4.9 GL6tx, Analisi C1, taglia 6, rigidezza flessionale

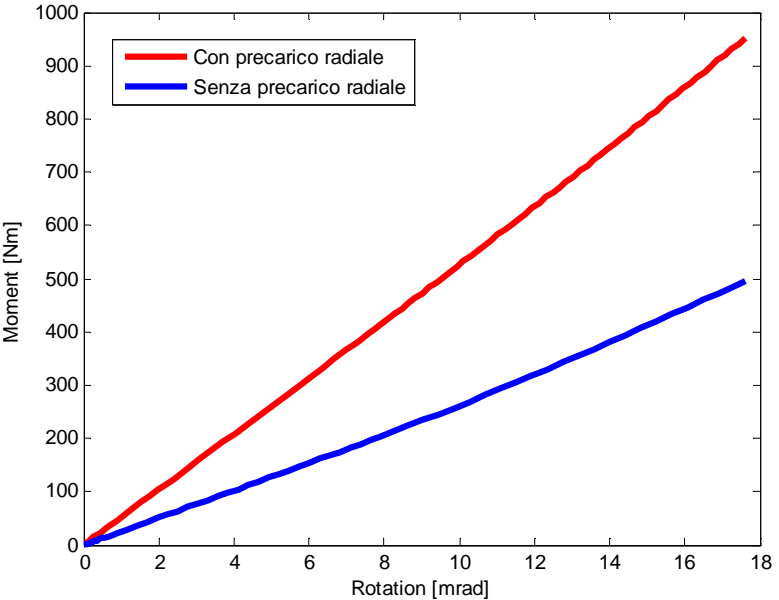


Figura 4.10 GL6tx, Analisi C1, taglia 12, rigidezza flessionale

Nella Figura 4.11 per la taglia 6 con precarico radiale si vede sul piano $y-z$ la deformazione del giunto elastico dovuta al disallineamento angolare. Si osserva la rotazione relativa intorno a x ($\Delta\theta_x$) tra perni conduttori e perni condotti.

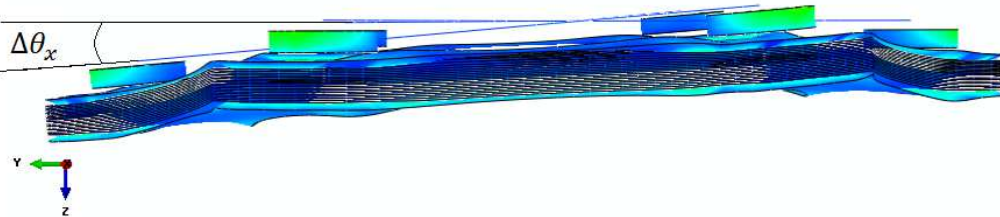


Figura 4.11 GL6tx, Analisi C1, deformazione ottenuta

L'Analisi C2 comporta un disallineamento angolare del giunto elastico in seguito all'applicazione di un momento flettente in direzione 2, coincidente con un asse passante per un perno conduttore e un perno condotto, che in questo modello coincide con y . Con l'Analisi C2 si trova ancora la curva momento flettente – disallineamento angolare ma secondo questo nuovo asse. Il comportamento di tale curva sarà molto simile a quello dell'Analisi C1, con una rigidezza lineare (Figura 4.12 e 4.13) e un aumento di rigidezza dovuto al precarico radiale.

In Tabella 4.7 sono riportati i valori di sforzo in corrispondenza dei bulloni con il disallineamento angolare massimo imposto nel caso di precarico radiale applicato.

Taglia	Disallineamento angolare max [°]	Von Mises max zona bulloni [MPa]	Von Mises max sui braccetti [MPa]
6	1	1120	365
12	1	967	320

Tabella 4.7 GL6tx, Analisi C2, sforzi ottenuti

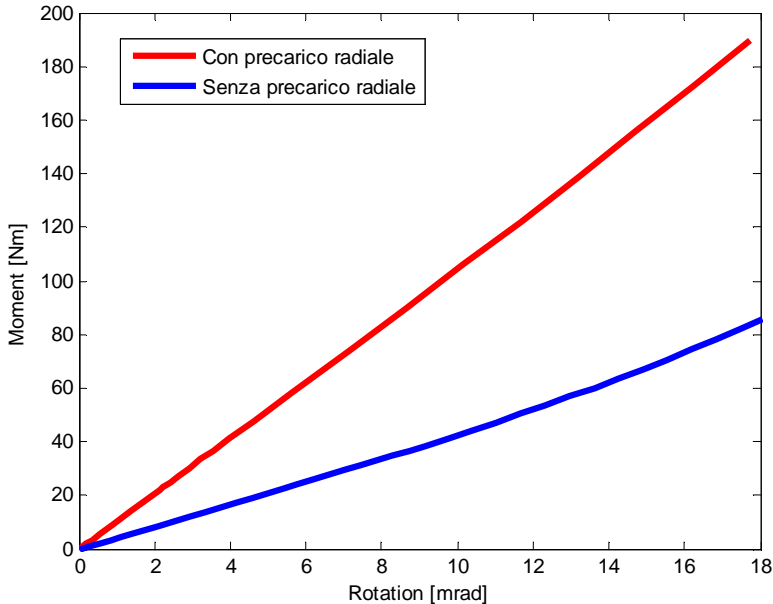


Figura 4.12 GL6tx, Analisi C2, taglia 6, rigidezza flessionale

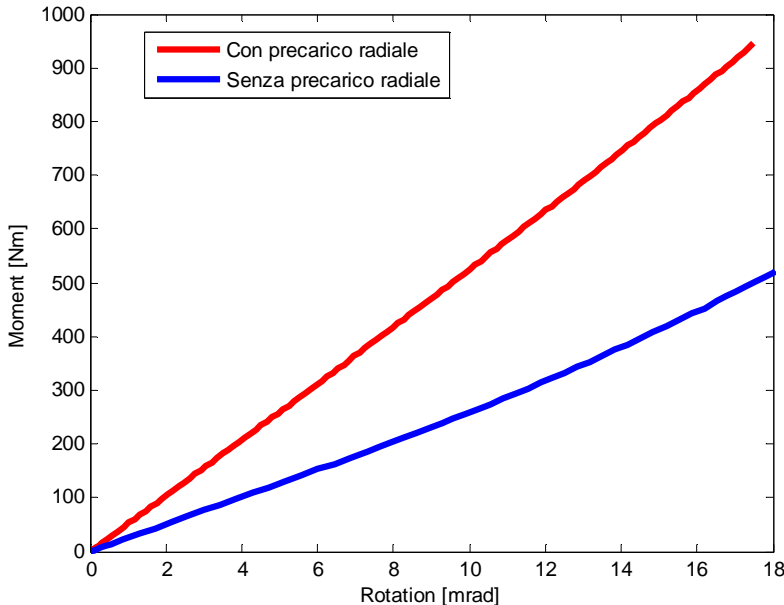


Figura 4.13 GL6tx, Analisi C2, taglia 12, rigidezza flessionale

Nella Figura 4.14 si riporta la deformazione del giunto elastico sul piano $x-z$ dovuta al disallineamento angolare per la taglia 6 con precarico radiale, con una rotazione relativa delle 2 flange pari a $\Delta\theta_y$.

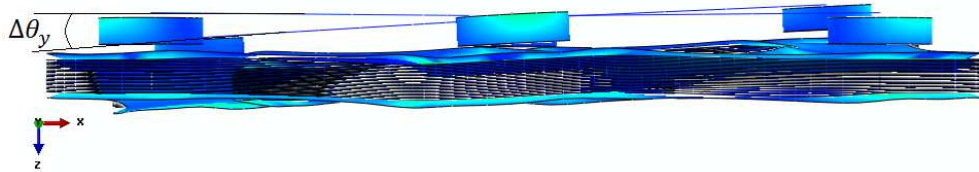


Figura 4.14 GL6tx, Analisi C2, deformazione ottenuta

Completate le analisi di rischio sono state valutate le analisi statiche (Analisi D). Riguardo a questi 11 step statici (vedi Tabella 3.5), vengono riportati solamente i risultati con il precarico radiale applicato, che come mostrato in precedenza comporta un aumento dello stato di tensione medio sui braccetti. I risultati dell'Analisi D vengono riportati nella Tabella 4.8 (taglia 6) e 4.9 (taglia 12) in termini di sforzo di Von Mises massimo in zona bulloni (σ_1) e sui braccetti (σ_2), di disallineamento assiale Δa , angolare $\Delta\theta_y$, e torsionale $\Delta\theta_z$ del punto di applicazione, e di coppia torcente applicata (M_t).

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
σ_1 [MPa]	1125	1060	1350	1200	1000	1125	1095	1020	1205	1115	1135
σ_2 [MPa]	605	350	395	325	265	365	345	265	440	450	430
Δa [mm]	0,00	0,00	2,25	1,50	0,15	0,00	0,00	0,00	1,50	0,00	0,75
$\Delta\theta_z$ [mrad]	3,05	1,63	0,16	0,15	0,12	0,11	0,11	0,11	1,31	1,34	1,34
$\Delta\theta_y$ [mrad]	0,00	0,00	0,02	0,02	0,00	18,00	12,00	1,20	0,03	12,00	6,00
M_t [Nm]	13000	6400	0	0	0	0	0	0	6400	6400	6400

Tabella 4.8 GL6tx, Analisi D, taglia 6, sforzi ottenuti

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
σ_1 [MPa]	1025	980	930	920	885	980	925	890	1020	1035	1030
σ_2 [MPa]	615	295	290	230	205	300	255	210	360	380	370
Δa [mm]	0,00	0,00	4,05	2,70	0,27	0,00	0,00	0,00	2,70	0,01	1,35
$\Delta\theta_z$ [mrad]	3,92	1,75	0,09	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05	1,55	1,61	1,60
$\Delta\theta_y$ [mrad]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	18,00	12,00	1,20	0,02	12,00	6,00
Mt Nm]	84000	42000	0	0	0	0	0	0	42000	42000	42000

Tabella 4.9 GL6tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti

Come già spiegato nel Capitolo 3 (vedi Tabella 3.2), in questi step è stata eseguita un'analisi statica sia semplice (torsione, o disallineamento) o combinata (ultimi 3 step). In grigio nelle tabelle sono stati indicati i carichi (torsione) e i disallineamenti (angolari o assiali) imposti nei vari step. Da queste due tabelle si vede come le due taglie portino a risultati molto simili, questo poiché al crescere delle dimensioni del giunto elastico, aumentano anche il numero di lamelle di cui è costituito, in maniera parametrica.

Si osservi che lo step 1 comporta la stessa deformazione ottenuta nell'ultima iterazione dell'Analisi A, lo step 4 con l'ultima iterazione dell'Analisi B e lo step 6 con l'ultima iterazione dell'Analisi C2.

I risultati particolarmente interessanti riguardano invece gli ultimi 3 step in cui i carichi combinati (condizione più vicina alle normali condizioni operative), concorrono alla deformazione complessiva del giunto.

In Figura 4.15 è possibile vedere la condizione dello step 9 in cui il momento torcente nominale è sommato a un disallineamento assiale nominale per la taglia 6.

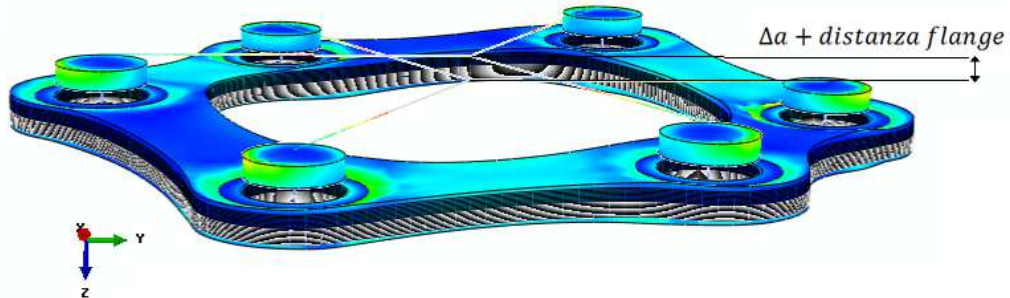


Figura 4.15 GL6tx, Analisi D Step 9, deformazione

Si osserva che il momento torcente applicato comporti uno sforzo maggiore sui braccetti tesi e minore sui braccetti compressi, che tendono ad aprire le loro lamelle.

Lo step 10 invece è ottenuto con un momento torcente nominale e un disallineamento angolare nominale (Figura 4.16 per taglia 6).

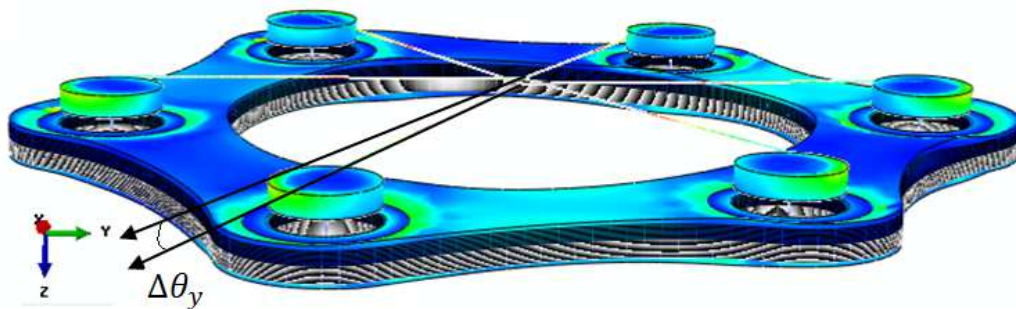


Figura 4.16 GL6tx, Analisi D Step 10, deformazione

Valgono le stesse considerazioni dello step 9, anche se in questo caso gli sforzi sono leggermente superiori.

Infine lo step 11 prevede una condizione mista tra momento torcente nominale, disallineamento assiale e angolare metà del nominale.

In Figura 4.17 è possibile vedere l'effetto sul giunto elastico di quest'ultima condizione di carico combinato, che risulta comunque meno critica del caso precedente.

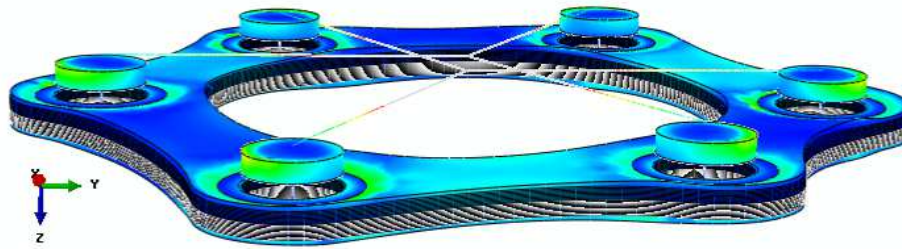


Figura 4.17 GL6tx, Analisi D Step 11, deformazione

4.1.3 Risultati sperimentali

Parallelamente alle analisi numeriche, al fine di fare una prima validazione del modello numerico, sono stati assemblati due differenti banchi prova, rispettivamente per l'analisi a torsione e ai disallineamenti assiali e angolari. In Figura 4.18 è riportato il banco prova di torsione.



Figura 4.18 Banco prova di torsione

Per applicare una forza sono stati utilizzati due servo-attuatori idraulici con un interasse di 2816 mm. Ogni attuatore (MTS modello 244.11, Forza max ± 15 kN) è equipaggiato con un sensore di posizione per il controllo di spostamento (trasduttore di spostamento induttivo LVDT con risoluzione inferiore a 0,01 mm) e una cella di carico per misurare la forza applicata (modello HBM U10M/50kN, sensibilità 2mV/V). Per misurare la rotazione delle flange invece sono stati utilizzati due trasduttori laser (MEL M5L/10, FS ± 10 mm), ad una distanza di 570 mm.

I test dinamici sono stati svolti imponendo una forma d'onda triangolare con frequenza 0,05 Hz e ampiezza (in termini di coppia applicata alle lamelle del giunto) di 6 kNm e 32 kNm, rispettivamente per le taglie 6 e taglie 12.

In Figura 4.19 sono riportati i grafici ottenuti coppia-rotazione per le 2 taglie considerate. Si osserva la transizione in corrispondenza del primo modo di buckling, in accordo con il modello numerico, di circa 2kNm per la taglia 6 e 10 kNm per la tg12.

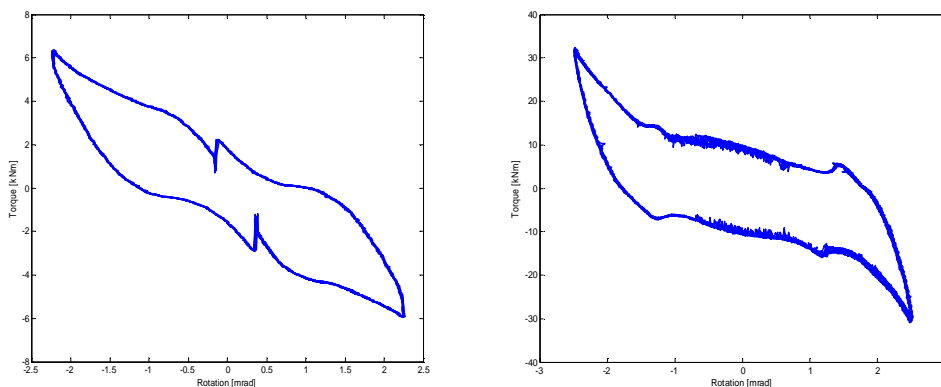


Figura 4.19 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza torsionale

In Figura 4.20 è riportato il banco prova per riprodurre i disallineamenti assiali e angolari.

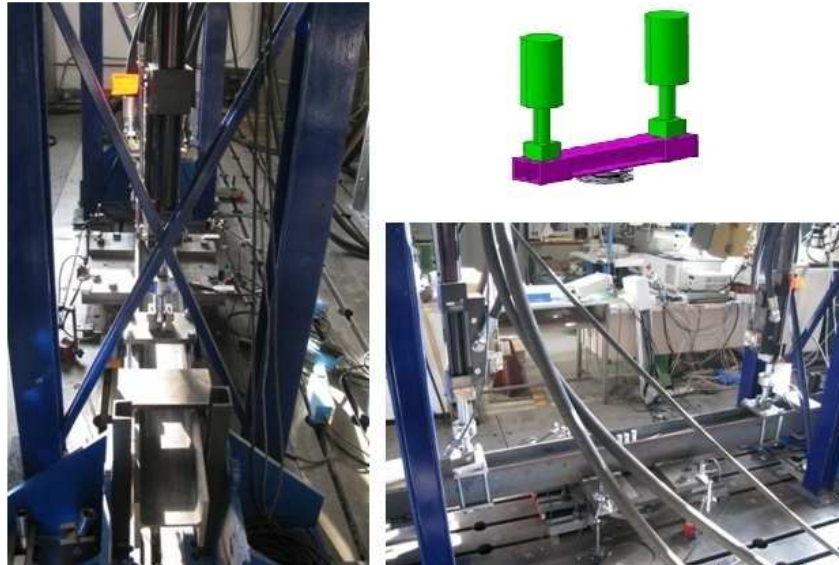


Figura 4.20 Banco prova disallineamenti assiali e angolari

Il disallineamento angolare nelle due direzioni (asse x e y) è ottenuto ruotando il giunto elastico. Sono stati utilizzati gli stessi attuatori e strumenti di misura del banco precedente, anche se i trasduttori laser per misurare le rotazioni delle flange in entrambe le direzioni in questo caso sono stati 4.

In Figura 4.21 sono riportati i risultati del test assiale per la taglia 6 e 12. Si nota il comportamento non-lineare (con caratteristica irrigidente), presente anche nel modello numerico. Una leggera discrepanza con il modello numerico in termini assoluti è attribuibile ad una imperfezione di montaggio del giunto in prova.

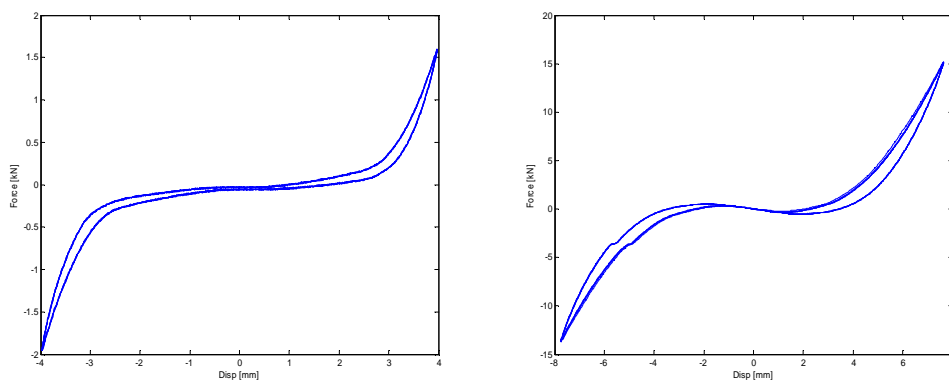


Figura 4.21 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra), rigidità assiale

In Figura 4.22 si riportano i risultati del disallineamento angolare in direzione x per le 2 taglie. Alla frequenza di prova può essere osservato un leggero effetto isteretico. Si vede comunque un andamento con rigidità pressoché lineare per le due taglie; per la taglia 12, uno scostamento sensibile dalla linearità è visibile al di fuori del range 0 e 18 mrad (utilizzato negli studi numerici). In termini assoluti a causa delle imperfezioni riscontrate sul modello in esame e già introdotte precedentemente, la rigidità flessionale è circa la metà di quella stimata numericamente.

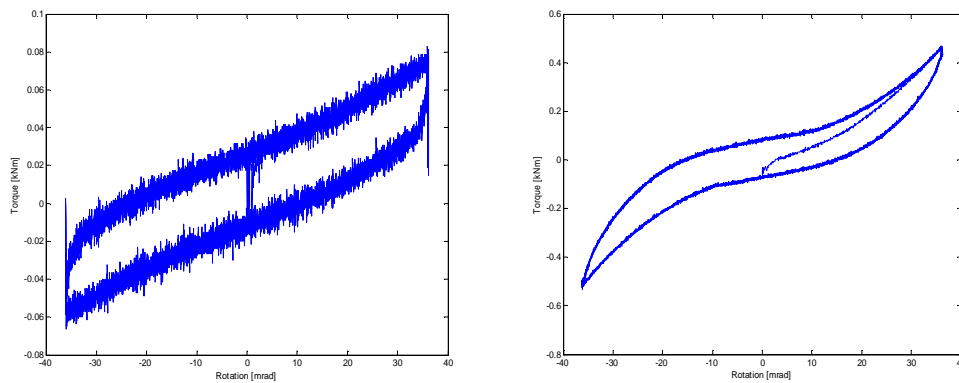


Figura 4.22 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra) rigidità flessionale x

Infine in Figura 4.23 sono riportati i risultati del disallineamento angolare in direzione y per le 2 taglie. Questi risultati sono, come per il modello numerico di quello in direzione x, molto simili ai corrispondenti in direzione x.

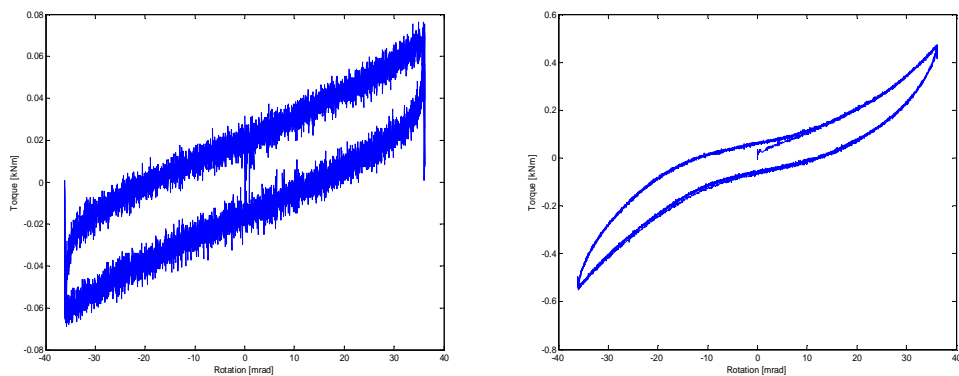


Figura 4.23 GL6tx, taglia 6 (sinistra), 12 (destra), rigidità flessionale y

4.1.4 Analisi Addendum

Successivamente alle analisi sperimentali, è stata svolta un'analisi aggiuntiva, l'analisi Addendum, che, come suggerisce il nome, ha lo scopo di investigare gli effetti sul massimo sforzo di Von Mises sui braccetti del giunto elastico, al crescere del precarico radiale. Con questa analisi si trova il valore di precarico radiale che, con momento di picco applicato, comporta un massimo sforzo sui braccetti di 1215 Mpa (90% del carico di snervamento). Viene quindi definita una condizione limite di precarico radiale massimo imponibile.

<i>Taglia</i>	<i>Precarico [mm]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
6	0,08	605
	0,1	610
	0,2	810
	0,3	1060
	0,36	1100
	0,4	1315
12	0,1	615
	0,2	590
	0,3	685
	0,6	1065
	0,7	1190
	0,72	1215
	0,8	1315

Tabella 4.10 GL6tx, Analisi Addendum, sforzi massimi

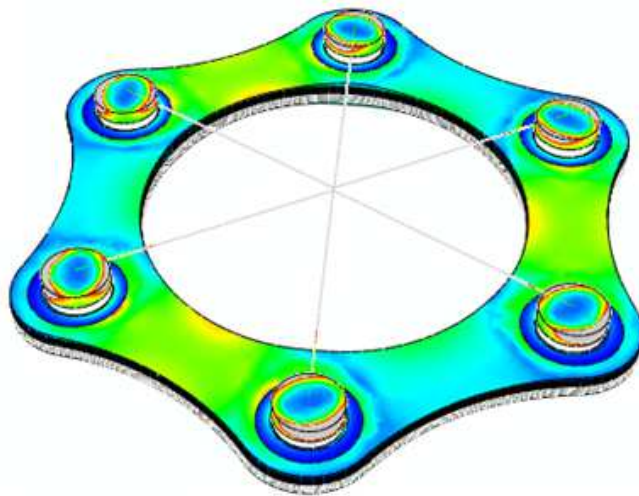
In Tabella 4.10 sono riportati i valori ottenuti e in particolare evidenziato in grigio il valore limite di precarico radiale per la taglia 6 e taglia 12 (sforzo massimo uguale a 1215 MPa). Svolgendo poi un'analisi di buckling lineare con questo valore limite si trova il nuovo carico critico (torcente) di buckling. In Tabella 4.11 sono riportati i valori.

<i>Taglia</i>	<i>Precarico limite [mm]</i>	<i>Carico Critico senza precarico [Nmm]</i>	<i>Carico Critico con precarico [Nmm]</i>
6	0,36	911	31500
12	0,72	4363	194000

Tabella 4.11 GL6tx, Analisi Addendum, carichi critici

I valori ottenuti superano il momento di picco applicato sul giunto elastico, osservando il funzionamento dello stesso sempre in condizioni pre-buckling.

In Figura 4.24 è riportata un immagine della taglia 6 con questo precarico radiale limite applicato e momento torcente di picco. E' possibile osservare gli alti sforzi medi sui braccetti, che dovranno essere tenuti in considerazione nella stima della vita utile del componente.

**Figura 4.24 GL6tx, taglia 6, sforzi con precarico limite**

4.2 Risultati dei modelli GL4tx, GL8tx e GL10tx

Presentata nel dettaglio l'analisi del punto GL6tx sono stati studiati anche i pacchi lamellari GL4tx, GL8tx, GL10tx, in modo da estendere le considerazioni fatte anche ad altre geometrie. Per questi modelli sono state effettuate tutte le analisi con il precarico radiale applicato, poiché i risultati per il modello a 6 lobi hanno mostrato i vantaggi introdotti da questa soluzione. L'Analisi A, tuttavia, è stata fatta anche senza precarico radiale applicato così da poter mostrare meglio il cambiamento del primo carico di buckling.

Il precarico radiale pre-impostato per le analisi è stato scelto in base alla taglia di studio. In Tabella 4.12 sono riportati i valori utilizzati.

<i>Taglia</i>	<i>Precarico Radiale [mm]</i>
6	0,08
12	0,1
17	0,12

Tabella 4.12 Gltx, precarico radiale imposto

Riguardo al precarico assiale, dalle analisi svolte su diversi modelli si è vista la forte influenza che esso ha sullo sforzo massimo di Von Mises nella zona attorno ai lobi.

Un'indagine più dettagliata considera lo sforzo in questa zona anche a valle dell'applicazione degli altri carichi. In Tabella 4.13 sono riportati i valori di precarico assiale imposti e lo sforzo massimo di Von Mises, generato nella zona intorno ai lobi sulla struttura non perturbata. E' possibile notare come a parità di modello, per una taglia più grande, che comporta un numero maggiore di lamelle, è richiesto un precarico assiale maggiore per arrivare a sforzi di Von Mises simili; tale risultato era già stato trovato sul modello GL6tx. Per la taglia 12 e 17 dei modelli GL8tx e GL10tx si sono tenuti gli stessi valori di precarico assiale per mostrare gli effetti del cambiamento del modello sugli sforzi. Come confronto sono riportati anche i valori del modello a 6 lobi.

<i>Modello</i>	<i>Taglia</i>	<i>Precarico Assiale [kN]</i>	<i>Von Mises max zona bulloni, senza precarico radiale [Mpa]</i>	<i>Von Mises max zona bulloni, con precarico radiale [MPa]</i>
4	6	32	1056	1144
	12	98	1047	1020
6	6	28	1035	1175
	12	45	1000	890
8	12	98	1060	1064
	17	141	632	700
10	12	98	1245	1445
	17	141	726	890

Tabella 4.13 Gltx, precarico assiale, sforzi massimi zona bulloni

In grigio invece sono riportati i risultati a parità di taglia, quindi di numero lamelle e spessore (vedi Tabella 3.3) e precarico assiale applicato sui diversi modelli. Si vede come al crescere del numero di lobi aumenta anche lo sforzo di Von Mises massimo sulla zona dei bulloni, questo poiché ci saranno più bulloni ad esercitare il serraggio e quindi a comprimere la lamella.

In Tabella 4.14 è possibile invece vedere il cambiamento degli sforzi di Von Mises massimi sui braccetti del giunto elastico. Dai risultati della Tabella si vede come a parità di modello al crescere della taglia e quindi del precarico assiale e radiale applicato diminuiscono gli sforzi sui braccetti. Questo poiché il numero delle lamelle cresce e il carico si ripartisce in maniera uniforme. Invece a parità di taglia, al crescere del numero dei lobi diminuisce l'area di distribuzione del carico di compressione dovuto al precarico assiale sui braccetti delle lamelle, che sono più corti; quindi lo sforzo risulta più alto.

<i>Modello</i>	<i>Taglia</i>	<i>Von Mises max sui braccetti, senza precarico radiale [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti, con precarico radiale [MPa]</i>
4	6	30	160
	12	20	130
6	6	155	305
	12	120	225
8	12	85	175
	17	25	130
10	12	150	235
	17	80	150

Tabella 4.14 G1tx, precarico assiale, sforzi massimi sui braccetti

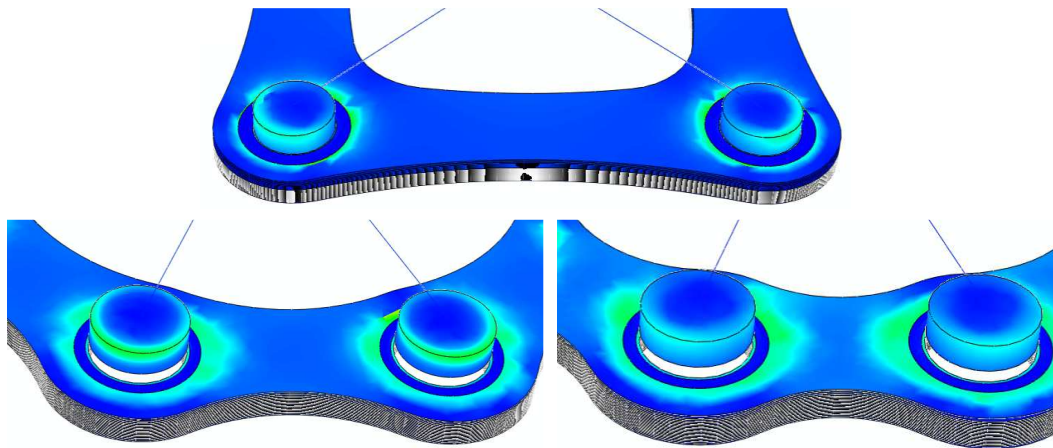


Figura 4.25 G14tx (sopra), 8tx (basso a sinistra), 10tx (basso a destra) sforzi con precarichi

In Figura 4.25 è possibile vedere per la taglia 12 dei modelli a 4 (sopra), 8 (basso a sinistra) e 10 (basso a destra) lobi, la differenza di sforzo dovuta al precarico assiale e radiale applicati (secondo i valori indicati nelle Tabelle 4.12 e 4.13). Come già accennato il modello a 4 lobi risulta meno caricato dell'8 e 10 lobi; quest'ultimo di contro è il più caricato.

Riguardo all'Analisi A nelle Figure 4.26, 4.27 e 4.28, sono riportati i risultati per ogni modello e taglia con e senza precarico radiale applicato. Si può vedere per ogni modello il tipico comportamento pre-post buckling, il carico critico di buckling e l'aumento di rigidezza dovuto al precarico radiale, a conferma dei risultati ottenuti sul modello GL6tx.

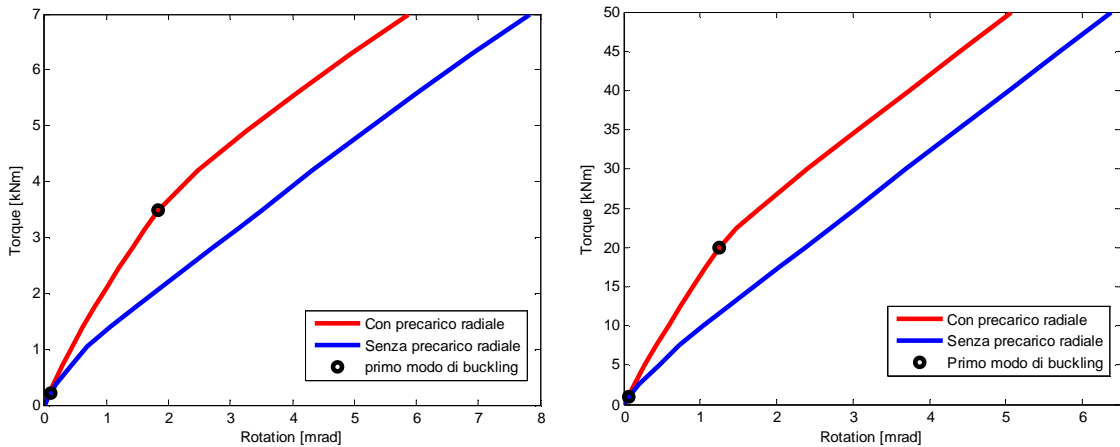


Figura 4.26 GL4tx, Analisi A, taglie 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza torsionale

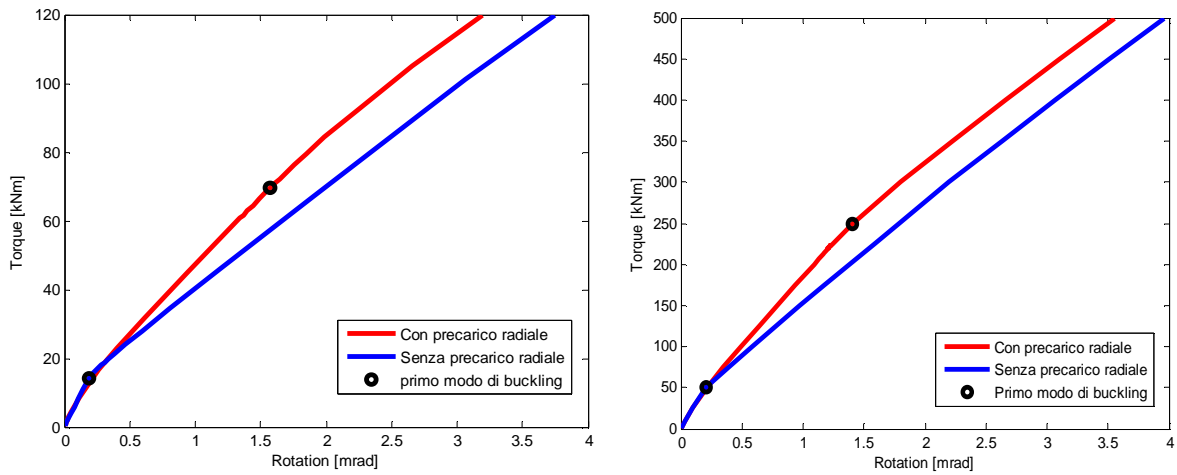


Figura 4.27 GL8tx, Analisi A, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza torsionale

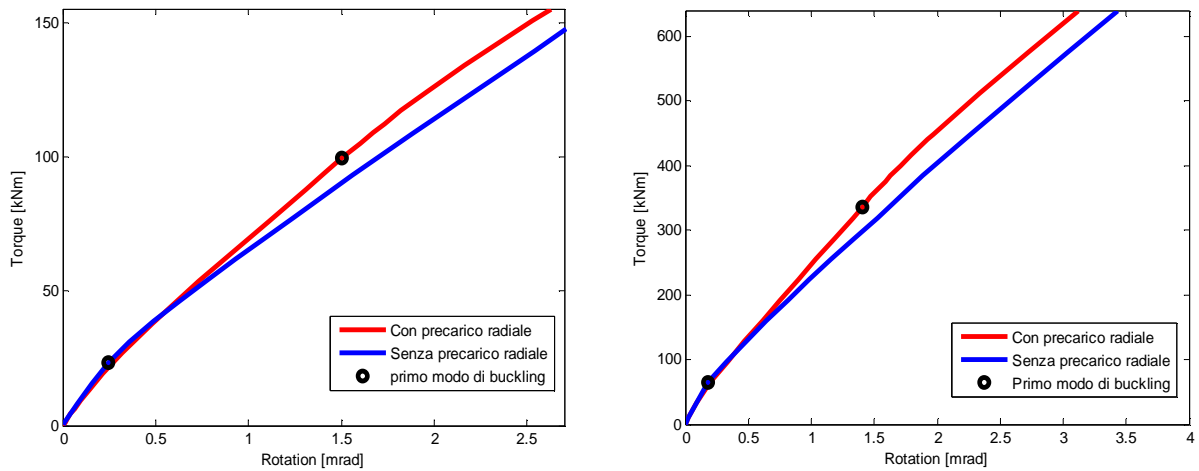


Figura 4.28 GL10tx, Analisi A, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza torsionale

Come già riscontrato nel paragrafo precedente, a parità di modello, al crescere della taglia aumenta la rigidezza a torsione, questo poiché si hanno più lamelle sovrapposte. Come atteso, taglie maggiori comportano infatti la possibilità di sopportare momenti torcenti più alti. Riguardo al precarico radiale è possibile notare come l’applicazione del precarico comporta il crescere del primo modo di buckling. Per confrontare invece le differenze tra i vari modelli, si riporta in Figura 4.29 il grafico con le curve di rigidezza torsionale per la taglia 12, per ognuno dei 4 modelli analizzati; sono riportate solamente le curve con precarico radiale applicato.

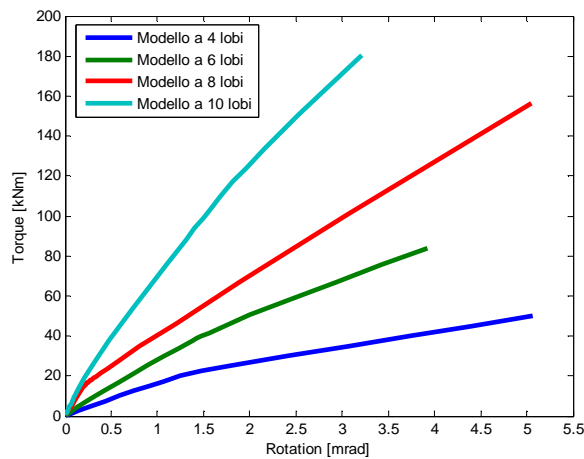


Figura 4.29 GLtx, Analisi A, taglia 12, rigidezza torsionale

A parità di taglia si vede come al crescere del numero di lobi cresce la rigidezza a torsione e il momento torcente massimo trasmettibile. In conclusione se si vuole un comportamento più rigido a torsione e allo stesso modo una maggiore coppia trasmettibile, è necessario aumentare il numero dei lobi in alternativa all'aumento della taglia. Riguardo al primo modo di buckling, al crescere del numero di lobi diminuisce il rapporto momento di picco – primo modo di buckling, questo poiché i braccetti diventano di lunghezza minore (più tozzi) e quindi il primo modo di buckling si presenta per carichi più alti.

In Tabella 4.15 sono riportati i valori di sforzo massimo ottenuti dalle Analisi A di ogni modello con precarico radiale imposto, al valore di coppia torcente di picco.

<i>Modello</i>	<i>Taglia</i>	<i>Von Mises max zona bulloni [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
4	6	1390	575
	12	1190	545
6	6	1130	605
	12	990	615
8	12	1300	630
	17	1650	610
10	12	1442	655
	17	1310	590

Tabella 4.15 Gltx, Analisi A, sforzi ottenuti

Si vede come a parità di modello, all'aumentare della taglia gli sforzi risultano comunque comparabili tra di loro, questo poiché si proporziona l'aumento della taglia, con un aumento di coppia e di lamelle, così che il giunto risponda in modo simile. Questa considerazione è valida, come si vedrà in seguito, anche per tutte le altre analisi. A parità di taglia (valori in grigio), si vede come l'aumento del numero di lobi comporta invece in generale un aumento degli sforzi sui braccetti a causa di un momento torcente maggiore applicato, In Figura 4.30, 4.31 e 4.32 sono riportati i risultati dell'Analisi B per i modelli di studio.

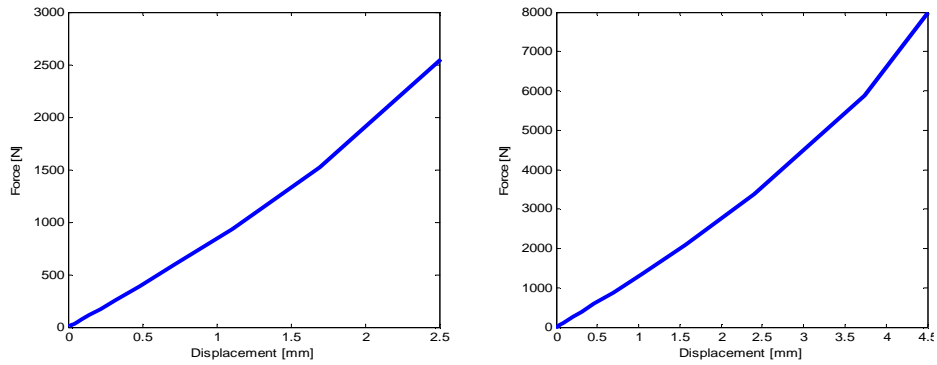


Figura 4.30 GL4tx, Analisi B, taglie 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza assiale

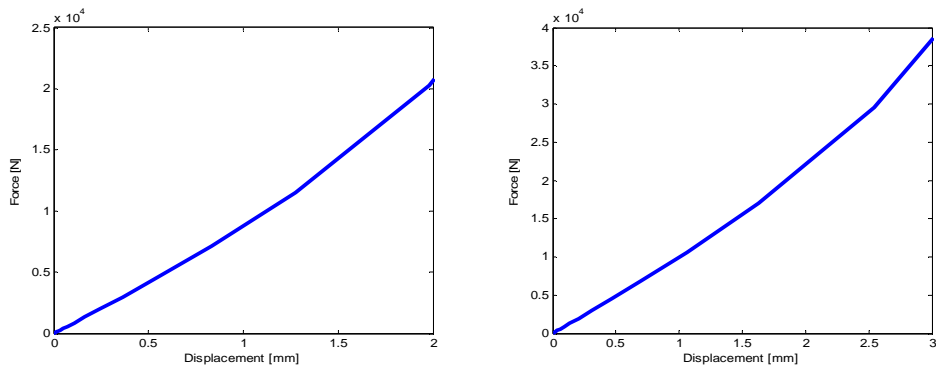


Figura 4.31 GL8tx, Analisi B, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza assiale

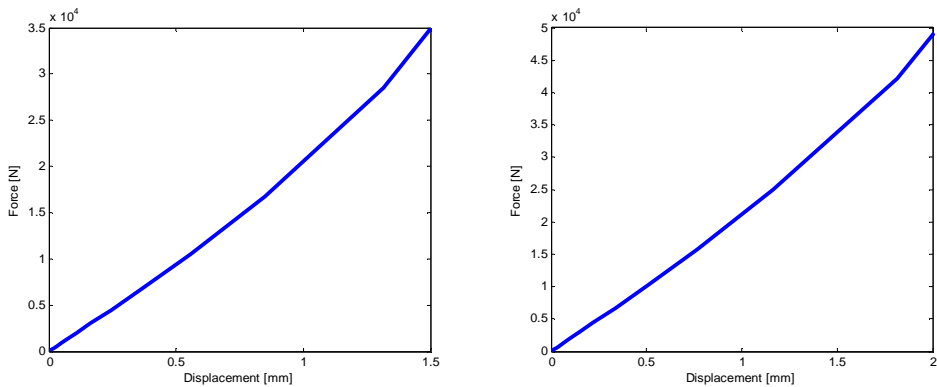


Figura 4.32 GL10tx, Analisi B, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza assiale

Tutte le curve per i vari modelli e le varie taglie hanno comportamento simile con rigidezza non lineare (di tipo irrigidente). Come già visto per l'Analisi A si

osserva un aumento della rigidità conseguente all'aumento delle lamelle e del loro spessore.

In Figura 4.33 si confrontano le curve di rigidità assiale per le taglie 12 dei 4 modelli.

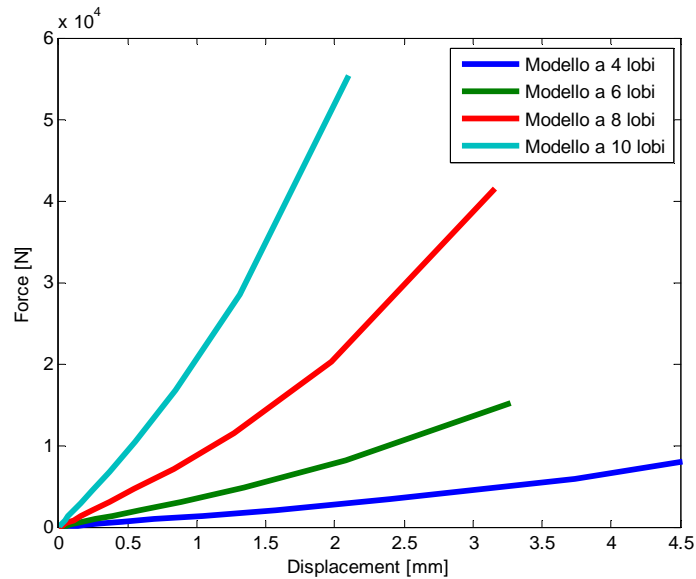


Figura 4.33 GLTx, Analisi B, taglia 12, rigidità assiale

Più il numero dei lobi cresce più il modello è rigido anche in termini di disallineamento assiale, consentendo la trasmissione di carichi molto alti. Questo giustifica il fatto che per assorbire un disallineamento assiale maggiore, serve un modello più flessibile, con un numero di lobi ridotto.

In Tabella 4.16 sono riportati invece i valori degli sforzi massimi per un disallineamento assiale massimo (vedi Tabella 3.2), con precarico radiale applicato.

<i>Modello</i>	<i>Taglia</i>	<i>Von Mises max zona bulloni [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
4	6	1350	200
	12	1285	195
6	6	1245	185
	12	910	220
8	12	1251	280
	17	920	190
10	12	1535	300
	17	1020	210

Tabella 4.16 Gltx, Analisi B, sforzi ottenuti

I risultati dell'Analisi B confermano il comportamento del modello al variare del numero di lobi e al crescere della taglia visto anche per l'Analisi A (Tabella 4.15) e per la Figura 4.29. Un'ulteriore considerazione è che a pari taglia e al crescere del numero di lobi (valori in grigio) la condizione di disallineamento assiale è meno gravosa per i braccetti rispetto al carico di torsione. In assenza di precarico radiale questi valori sarebbero ancora più bassi.

Riguardo alle Analisi C1 e C2 esse comportano lo stesso risultato in termini di curva disallineamento angolare – momento flettente già visto nel modello GL6tx. Per questo motivo verranno riportate le curve solamente dell'Analisi C1. Per i risultati sugli sforzi verranno riportati anche quelli dell'Analisi C2, poiché localmente gli sforzi sui braccetti e sulla zona vicino ai lobi sono diversi.

In Figura 4.34, 4.35, 4.36 sono riportati i risultati dell'Analisi C1 per i modelli di studio in termini di curve di rigidità flessionale.

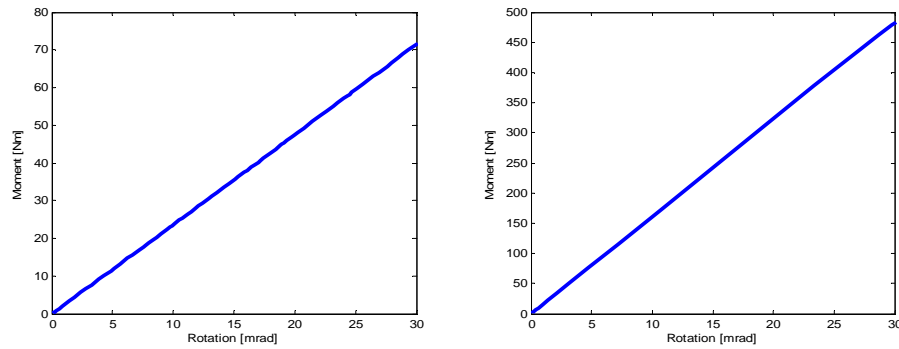


Figura 4.34 GL4tx, Analisi C1, taglie 6 (sinistra), 12 (destra), rigidezza flessionale

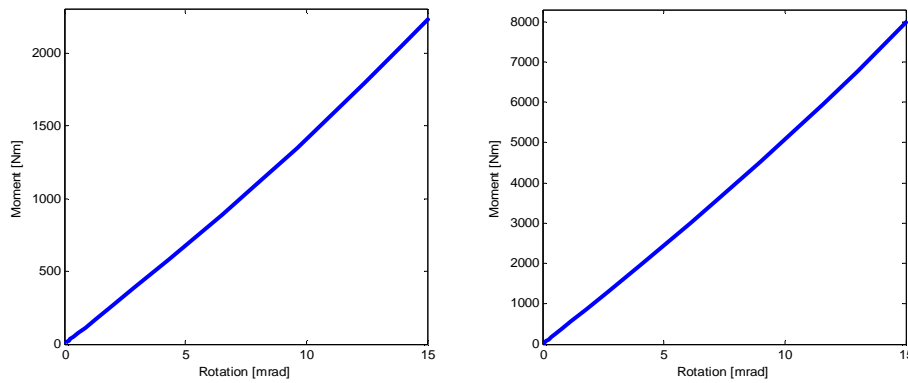


Figura 4.35 GL8tx, Analisi C1, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza flessionale

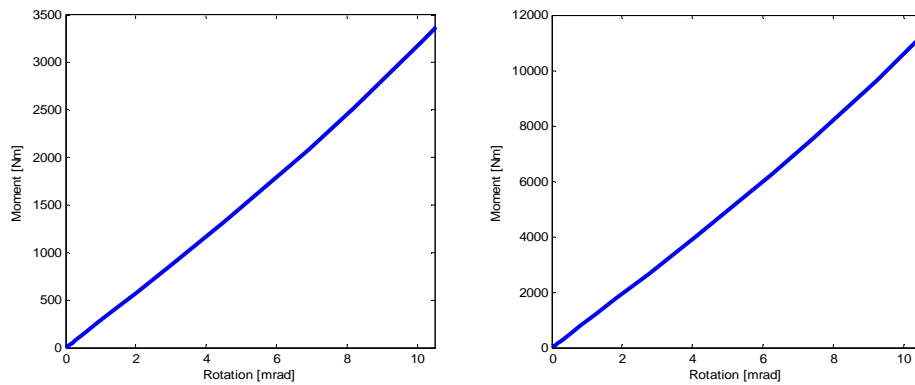


Figura 4.36 GL10tx, Analisi C1, taglie 12 (sinistra), 17 (destra), rigidezza flessionale

Come si vede tutte le curve presentano un andamento simile a quello del modello a 6 lobi, cioè una rigidità pressoché lineare.

In Figura 4.37 è possibile vedere un confronto tra le curve di rigidità flessionale per le taglie 12 dei vari modelli di studio.

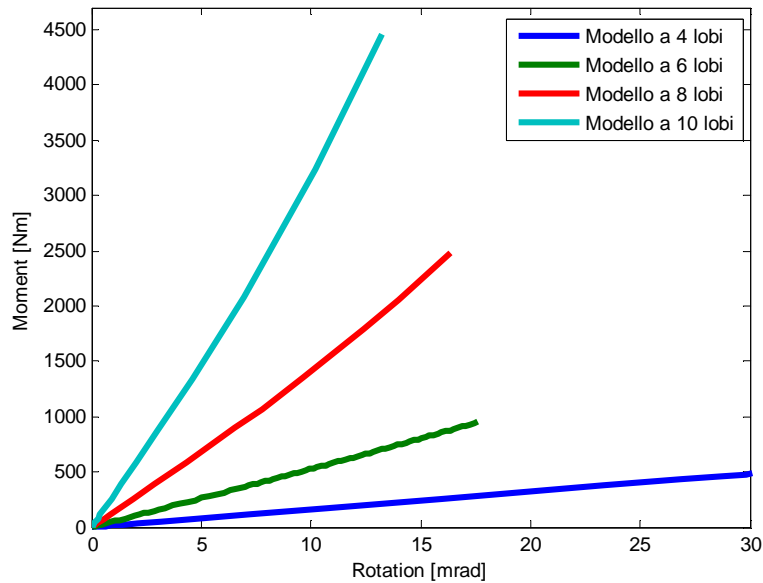


Figura 4.37 GLTx, Analisi C1, taglia 12, rigidità flessionale

Anche queste curve confermano come all'aumentare del numero di lobi ci sia un aumento di rigidità nel modello, che consentirà il trasferimento di carichi maggiori ma sopporterà disallineamenti angolari minori.

In Tabella 4.17 è possibile vedere i valori degli sforzi massimi nella zona di bulloni e braccetti per l'Analisi C1, quando il disallineamento massimo è applicato. E' confermato il comportamento visto anche per le altre analisi per cui al crescere del numero di lobi, a parità di taglia, cresce lo stato di sforzo sul giunto elastico. La condizione di disallineamento angolare (flessione) è meno gravosa della torsione ma più gravosa del disallineamento assiale per quanto riguarda gli sforzi sui braccetti.

<i>Modello</i>	<i>Taglia</i>	<i>Von Mises max zona bulloni [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
4	6	1383	280
	12	1240	255
6	6	1105	220
	12	950	220
8	12	1315	375
	17	910	310
10	12	1650	390
	17	880	310

Tabella 4.17 Gltx, Analisi C1, sforzi ottenuti

Analogamente in Tabella 4.18 si riportano i risultati per l'Analisi C2, molto simili a quelli dell'Analisi C1.

<i>Modello</i>	<i>Taglia</i>	<i>Von Mises max zona bulloni [MPa]</i>	<i>Von Mises max sui braccetti [MPa]</i>
4	6	1566	370
	12	1375	350
6	6	1120	230
	12	970	200
8	12	1250	360
	17	880	330
10	12	1560	385
	17	860	295

Tabella 4.18 Gltx, Analisi C2, sforzi ottenuti

I risultati numerici dell'Analisi D sono stati ulteriore conferma del comportamento visto nelle precedenti analisi. A parità di modello al crescere della taglia e a parità della taglia al crescere del numero di lobi ho un aumento di rigidità; nel secondo caso ho anche un incremento dello stato di sforzo sul

giunto elastico. In Tabella 4.19, 4.20, 4.21, i risultati dell'Analisi D verranno riportati solo per la taglia 12 dei modelli GL4tx, GL8tx e GL10tx (per il GL6tx si veda il paragrafo precedente). In grigio i valori imposti di coppia e disallineamento angolare e assiale (vedi Tabella 3.5 per gli step dell'Analisi D).

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
σ_1 [MPa]	1255	1065	1360	1185	995	1245	1165	985	1175	1315	1225
σ_2 [MPa]	545	260	225	165	115	230	185	110	273	395	300
Δa [mm]	0,00	0,00	6,75	4,50	0,45	0,00	0,00	0,00	4,50	1,77	2,25
$\Delta\theta_z$ [mrad]	5,06	1,77	0,06	0,12	0,13	0,05	0,05	0,05	1,60	2,41	2,07
$\Delta\theta_y$ [mrad]	0,00	0,02	0,04	0,03	0,01	30,00	20,00	2	0,00	20,00	10,00
Mt Nm]	50000	25000	0	0	0	0	0	0	25000	25000	25000

Tabella 4.19 GL4tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
σ_1 [MPa]	1370	1105	1225	1125	1055	1225	1115	1060	1115	1370	1220
σ_2 [MPa]	590	315	280	230	180	295	240	155	345	470	335
Δa [mm]	0,00	0,00	3,00	2,00	0,2	0,00	0,00	0,00	2,00	0,11	1,00
$\Delta\theta_z$ [mrad]	3,19	1,33	0,09	0,16	0,19	0,09	0,09	0,09	1,33	1,60	1,52
$\Delta\theta_y$ [mrad]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	13,50	9,00	0,90	0,00	9,00	4,50
Mt Nm]	120000	60000	0	0	0	0	0	0	60000	60000	60000

Tabella 4.20 GL8tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti

Step	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
σ_1 [MPa]	1470	1460	1521	1495	1445	1550	1515	1460	1525	1695	1545
σ_2 [MPa]	540	350	315	285	270	310	280	220	380	440	365
$\Delta\alpha$ [mm]	0,00	0,00	2,25	1,50	0,15	0,00	0,00	0,00	1,50	0,07	0,75
$\Delta\theta_z$ [mrad]	2,48	1,13	0,13	0,15	0,17	0,13	0,13	0,13	1,13	1,28	1,27
$\Delta\theta_y$ [mrad]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	10,50	7,00	0,70	0,00	7,00	3,50
Mt Nm]	155000	77500	0	0	0	0	0	0	77500	77500	77500

Tabella 4.21 GL10tx, Analisi D, taglia 12, sforzi ottenuti

Le tre tabelle confermano la parametricità utilizzata in fase di progettazione dei 3 modelli di studio, cioè uno stato di sforzo comparabile sui braccetti e nelle zone vicino ai lobi. Il modello a 10 lobi risulta il più caricato; per questo motivo al crescere del numero dei lobi, a parità di taglia, posso trasmettere una coppia molto più grande, a scapito però del disallineamento angolare e assiale massimo trasmettibile, limitati altrimenti gli sforzi sarebbero tali da rompere il giunto.

Invece a parità del numero di lobi per ottenere risultati comparabili con modelli a più lobi dovrei far crescere la taglia, aumentando eccessivamente il numero e lo spessore delle lamelle e comportando così giunti elastici troppo pesanti e ingombranti.

Nelle Figure 4.38, 4.39, 4.40 è riportato lo step 11 dell'Analisi D in cui tutti i carichi sono contemporaneamente applicati per i 3 modelli (taglia 12).

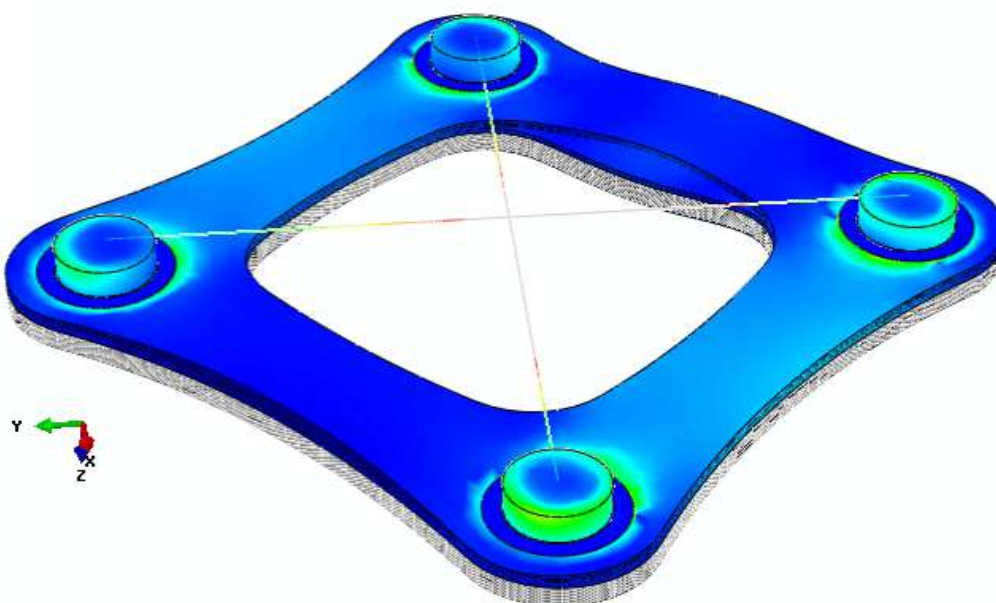


Figura 4.38 GL4tx, Analisi D step 11, taglia 12, deformazione

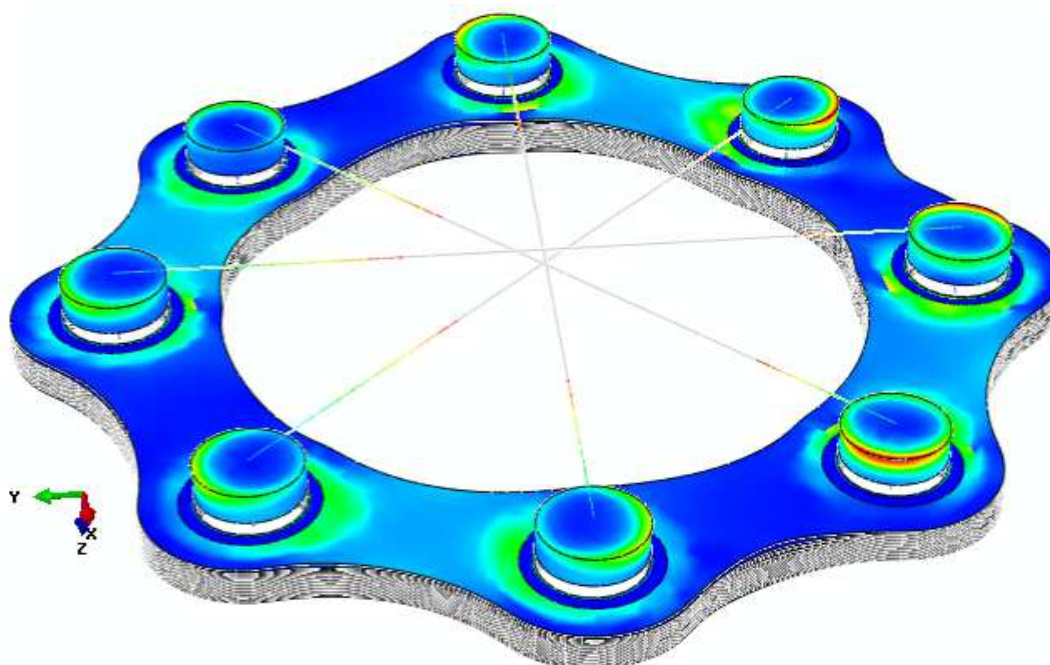


Figura 4.39 GL8tx, Analisi D step 11, taglia 12, deformazione

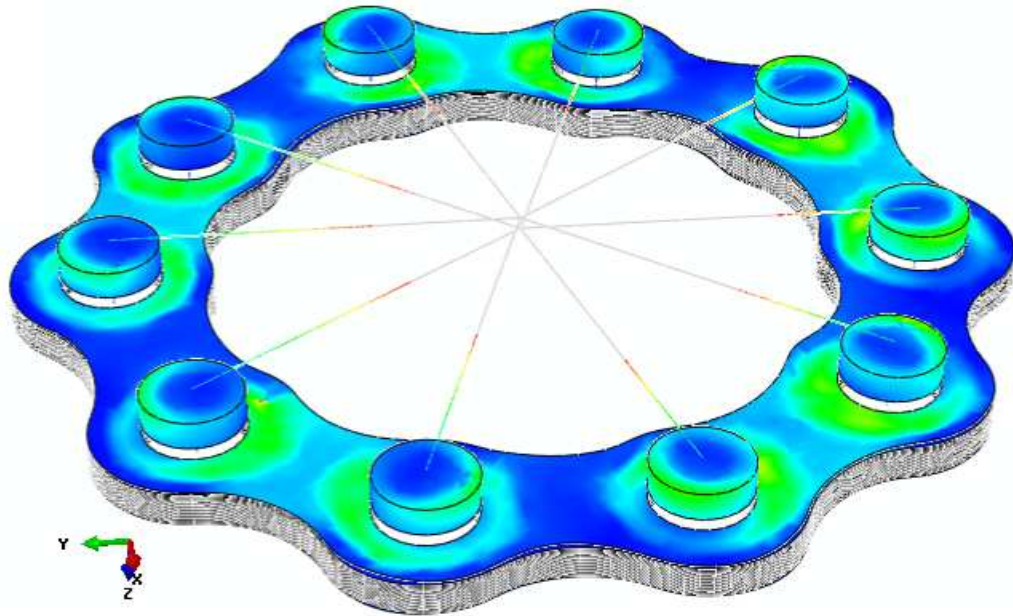


Figura 4.40 GL10tx, Analisi D step 11, taglia 12, deformazione

Dalle 3 figure a parità di scala cromatica è possibile vedere come il modello a 10 lobi sia molto più rigido di quello a 8 e 4 lobi. Di contro il modello a 4 lobi invece è molto flessibile e permetterà quindi disallineamenti assiali e angolari elevati con sforzi più bassi. Su questo modello, si osserva inoltre che le condizioni di carico D11 sono tali da innescare un principio di instabilità di buckling (si veda Figura 4.38).

Dallo studio di questi modelli, pur in assenza di una analisi completa dell'intero campionario, è possibile evidenziare il comportamento del giunto elastico in accordo con la teoria trovata in letteratura. In particolare si osserva come le differenze geometriche, il cambiamento di taglia e di numero di lobi, il precarico assiale e radiale, incidano sulle prestazioni del pacco lamellare. Queste analisi permettono quindi di poter operare la scelta, nelle varie condizioni operative di utilizzo, del giunto elastico da utilizzare.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stato analizzato il comportamento statico e dinamico (con particolare riferimento ai fenomeni di buckling) di un giunto elastico a lamelle (GLtx). L'analisi si è focalizzata sul pacco lamellare, del quale è stato realizzato un modello FEM. Parallelamente una campagna di prove ha consentito una prima validazione dei risultati numerici. Sono state eseguite prove di torsione, disallineamento assiale e angolare, oltre a prove statiche per valutare il comportamento del giunto in presenza di carichi combinati. Sono state valutate diverse soluzioni di giunto (GL4tx, GL6tx, GL8tx, GL10tx) e diverse taglie (tg6, tg12, tg17).

Riguardo alle prove di torsione, il fatto che le curve di rigidità solo in questa condizione presentino un andamento pre-post buckling (analisi non lineare), permette di affermare che il fenomeno si presenta quando il giunto è sollecitato a torsione. Analizzando le immagini del modello numerico sollecitato a torsione si vede inoltre la differenza fra i braccetti tesi e compressi e l'apertura di quest'ultimi in seguito al superamento del carico critico di buckling.

In tutti i modelli si è visto come a conferma della teoria rilevata in letteratura, un aumento del precarico radiale comporti un aumento del valore del carico critico di buckling. Di contro ciò implica un aumento degli sforzi sul modello, specialmente sui braccetti, che risulteranno più sollecitati. Un'analisi di dettaglio sul modello GL6tx riguardo agli effetti del precarico radiale ha confermato quest'ultima considerazione, evidenziando come un aumento eccessivo del precarico radiale comporti valori troppo alti di sforzo sui braccetti che, nelle condizioni normali di esercizio, potrebbero superare il valore di snervamento. Per questo motivo si cerca di limitare il precarico radiale a far sì che non si raggiunga il carico critico di buckling almeno fino al valore di momento torcente nominale.

Durante lo studio è emerso un problema dell'analisi non lineare in termini di costi computazionali e difficoltà di calcolo; bastano infatti piccole variazioni geometriche per poter portare l'algoritmo di calcolo a non convergenza. Uno

sviluppo futuro per questo lavoro di tesi potrebbe riguardare la ricerca di un metodo per poter ottimizzare il numero di analisi da effettuare per una stima a priori del precarico radiale ottimale. Si potrebbe scegliere un'analisi di buckling lineare per determinare i modi della struttura al variare del precarico radiale e determinarne così il valore ottimale. A questo punto partendo dal valore identificato si potrebbe svolgere un'analisi non lineare per definire le curve di rigidità a torsione.

Riguardo al precarico assiale, esso influisce sugli sforzi sui braccetti e sulla zona intorno ai lobi. In questo lavoro di tesi non è stato investigato in dettaglio l'effettivo contributo del precarico assiale sul contatto delle lamelle, limitando la scelta alla forza assiale corrispondente alle coppie di serraggio nominali dei bulloni. Uno sviluppo futuro può essere una modellazione più precisa della giunzione bullonata, infittendo la mesh nella zona prossima ai bulloni, e un'indagine più accurata degli effetti di contatto tra le lamelle e tra la lamella e la boccia vicino ai lobi. Questo studio in fase di progettazione è molto importante perché un precarico assiale eccessivo potrebbe portare alla plasticizzazione della lamella nella zona intorno ai lobi, mentre un precarico assiale basso potrebbe portare ad un preventivo distacco delle lamelle.

Le curve di rigidità assiale hanno mostrato un comportamento non lineare di tipo irrigidente. Questo risultato conferma la teoria dei giunti elastici secondo cui l'andamento forza/disallineamento assiale segue una legge cubica.

Invece le curve di rigidità flessionale hanno evidenziato un andamento lineare; anche questo risultato è in accordo con la teoria dei giunti elastici. Schematizzando infatti i braccetti del giunto a travi il legame momento flettente – rotazione mostra in campo elastico una rigidità di tipo lineare. Si è visto anche che il disallineamento angolare secondo piani differenti porta a risultati molto simili.

Analisi statiche sono state eseguite per valutare il comportamento a torsione e ai disallineamenti assiali e angolari. Tutti i modelli di studio hanno confermato che il giunto elastico risulta globalmente molto rigido a flessione, è più flessibile ai disallineamenti assiali e angolari (secondo le specifiche dei giunti elastici). Sempre dai risultati di queste analisi si è visto come la condizione di torsione è quella che presenta gli sforzi maggiori sui braccetti. Riguardo agli sforzi nelle

zone intorno ai lobi, seppur con le limitazioni introdotte in precedenza, tutte le analisi effettuate hanno evidenziato il carico assiale e il disallineamento angolare e assiale come i più critici. Uno sviluppo futuro potrebbe riguardare l'indagine sperimentale della zona vicino ai bulloni, servendosi anche di misure estensimetriche o simili.

Lo studio delle diverse soluzioni del giunto GLtx, ha permesso poi di fare delle considerazioni sul numero delle lamelle, sul loro spessore e sulla scelta del numero dei lobi.

Dai risultati è emerso come all'aumentare della taglia è possibile rendere il giunto parametrico aumentando contemporaneamente il numero di lamelle e il loro spessore. Uno sviluppo futuro per questo lavoro di tesi sarebbe uno studio più approfondito del rapporto tra spessori e numero delle lamelle, al fine di individuare la soluzione ottima in termini di rigidità a torsione, cedevolezza angolare e flessionale e costi di produzione.

Parallelamente si è visto come a parità di taglia all'aumentare del numero di lobi aumenta la rigidità del modello (e conseguentemente la coppia trasmissibile) per tutti i casi analizzati perdendo però in flessibilità.

Quindi la scelta taglia – numero di lobi deve essere fatta in modo molto accurato a seconda dell'applicazione (flessibilità ai disallineamenti richiesta, potenza da trasmettere, ...).

Un'ulteriore considerazione riguarda la scelta dei materiali. La pratica industriale prevede oggi anche l'utilizzo di giunti elastici lamellari in materiale composito, per i quali la possibilità di direzionare le fibre permette di controllare meglio la flessibilità e la rigidità nelle direzioni volute. Un cambiamento di materiale e la scelta di soluzioni in composito richiederebbe un aggiornamento del modello numerico.

In questo lavoro di tesi non è stato preso in considerazione l'effetto della fatica. Uno sviluppo futuro può essere un'analisi FEM per valutare eventuali rotture sotto determinate condizioni di carico (spettri di carico) o in presenza di difetti localizzati.

Bibliografia

- [1] John Piotrowski, *Shaft Alignment Handbook, Third Edition, Cap. 4*, 1995
- [2] Zagatti Enzo, *Giunti: criteri di scelta e proporzionamento*, 1983
- [3] Jon R. Mancuso, *Coupling and Joints, Design, Selection and application, 1999*
- [4] Michael M. Calistrat, *Giunti Di Trasmissione*, 2000
- [5] A. Bernasconi, M. Carboni, M. Guagliano, *Instabilità Elastica (buckling)*, Corso Di Laboratorio Progettuale di Calcolo Strutturale, Politecnico Di Milano, Dipartimento Di Ingegneria Meccanica
- [6] A. Bernasconi, M. Filippini, M. Giglio, A. Lo Conte, G. Petrone, M. Sangirardi, *Fondamenti di costruzione di macchine, cap. 15*, 2002
- [7] J. Singer, J. Arcbocz, T. Weller, *Buckling experiments: experimental methods in buckling of thin-walled structures*, Vol.1, 1998-2000
- [8] Prof. Chiara Bisagni, *Lecture notes on Flat Panel subjected to compression*, Course Of Instability of structures, Politecnico Di Milano, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, 2007-2008
- [9] Abaqus 6.10 Documentation, *Abaqus Analysis User's Manual, Vol. II*
- [10] J.F. Manwell, J.G. McGowan, A.L. Rogers, *Wind Energy Explained, Theory, Design, Application*, 2009
- [11] Dr. Gray L. Johnson, *Wind Energy Systems*, 21 November 2001
- [12] Bincheng Jiang, *Modeling of Dynamics Of Driveline of Wind Station*, Chalmers University Of Technology, Sweden 2010

-
- [13] Maina, Organi di Trasmissione, *Disc Coupling for Wind Turbines catalogue*
- [14] Abaqus 6.10 Documentation, *Abaqus/CAE User's Manual*
- [16] Wikipedia, l'enciclopedia libera:
www.wikipedia.it
- [16] Ensis, Engineering Simulation System:
www.ensis-ve.com/analisi_fem.html
- [17] Esco, Couplings Technical Information:
www.esco-couplings.co.in/technical-info.php
- [18] Altra Industrial Motion, Disc Couplings 101:
<http://news.altramotion.com/index.php/2010/05/disc-couplings-101/>
- [19] Cesareni, forniture industriali, Giunti flessibili a lamelle:
<http://www.cesarenisrl.com/img/34-02.pdf>
- [20] TransMoto, costruzioni tecniche industriali:
<http://www.trans-moto.it/pdf/disallineamenti.pdf>

