

# ANALISI NUMERICA DELL'INFLUENZA DEI PARAMETRI DI PROGETTO SULLE DISTRIBUZIONI DI TENSIONE NELLE GIUNZIONI BULLONATE

Maurizio Cosolo, Paolo Lazzarin<sup>o</sup> e Marino Quaresimin<sup>oo</sup>

*Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova - Via Venezia 1 - 35131 Padova*

*<sup>o</sup> Dipartimento di Ingegneria, Università di Ferrara - Via Saragat, 1 - 44100 Ferrara*

*<sup>oo</sup> Istituto di Ingegneria Gestionale, Università di Padova - Via X Giugno, 22 - 36100 Vicenza*

## Sommario

Il lavoro sintetizza i risultati di analisi numeriche volte alla determinazione degli stati di tensione presenti in giunti simmetrici a doppio coprighiunto al variare dei coefficienti di attrito, delle forze di serraggio, della disposizione e del numero dei bulloni ad alta resistenza. Allo scopo sono stati utilizzati modelli diversi, di tipo assialsimmetrico e tridimensionale, i primi utili soprattutto nella determinazione delle pressioni indotte tra gli elementi a contatto dalla fase di serraggio, i secondi utili alla determinazione della posizione delle zone di massima concentrazione in condizioni di esercizio. Le metodologie messe a punto danno una chiave di lettura al rilevante numero di dati sperimentali disponibili e costituiscono uno strumento di grande utilità nelle previsioni di resistenza a fatica ad elevato numero di cicli di giunti di diversa geometria, che non hanno ancora trovato adeguata classificazione nelle Normative in vigore.

## Abstract

*The paper summarises the results of several numerical analyses performed with the aim to quantify the influence of tightening moment, surface conditions, number and pattern of high strength bolts on the stress distributions present in butt spliced bolted joints. Modelling methodologies provide not only a useful tool for the interpretation of experimental data of fatigue strength already available for this type of connection but could be used in the next future to estimate fatigue strength of different bolted connections not yet classified by the Standards in force.*

## 1. Introduzione

In alcuni recenti contributi [1-3] sono stati presentati i risultati di una indagine sperimentale sul comportamento a fatica di giunti simmetrici a doppio coprighiunto realizzati in lega leggera, a completamento di analoghe ricerche svolte in passato sulle giunzioni in acciaio [4-7]. Un gran numero di dati sperimentali sono stati posti direttamente a confronto con le curve di progettazione fornite da alcune normative europee, evidenziando, fra l'altro, per i giunti in lega leggera una incomprensibile penalizzazione rispetto alle giunzioni saldate.

Al variare delle geometrie dei giunti e delle condizioni di assemblaggio (coppia di serraggio, coefficienti di attrito, tipo, disposizione e numero di bulloni) è del tutto naturale attendersi una diversa risposta dei giunti in termini di resistenza a fatica ad elevato numero di cicli. Ciò rende subito evidente l'utilità delle simulazioni numeriche per valutare distribuzioni di tensione ed effetti di concentrazione delle tensioni. Il numero dei parametri in gioco è decisamente più elevato di quanto non sia per le giunzioni saldate e, inoltre, le analisi numeriche risultano nel complesso più delicate per le difficoltà di simulazione di ciò che avviene tra le superfici a contatto (all'interfaccia tra rondella e coprighiunto, tra coprighiunto e piastra principale), rendendo necessaria l'adozione di un approccio non lineare. Ne deriva un drastico aumento dei tempi di calcolo, per la necessità di raggiungere condizioni di convergenza nelle fasi di carico e scarico del giunto.

Viene presentata una sintesi delle analisi effettuate su modelli non lineari realizzati con elementi finiti di tipo diversi (assialsimmetrici e tridimensionali), limitata ai dati relativi alla geometria più classica e utilizzata, quella propria dei giunti simmetrici a doppio coprighiunto in acciaio.

## 2. Analisi numeriche

Il problema delle distribuzioni di tensione nei giunti di figura 1 è tridimensionale e richiede analisi non lineari per i possibili scorrimenti che si possono manifestare tra le superfici a contatto al variare delle forze di serraggio e di esercizio. Una valutazione dei profili di pressione e del cono di diffusione conseguente alla fase di serraggio può trovare comunque adeguate risposte già con modelli assialsimmetrici, con una sensibile riduzione dei gradi di libertà coinvolti e dei tempi di calcolo. Tutte le analisi sono state effettuate utilizzando il metodo degli elementi finiti e, in particolare, il codice di calcolo ANSYS 5.3 installato su workstation SUN Ultra Sparc II-1170 (170 MHz - 128 Mb RAM).

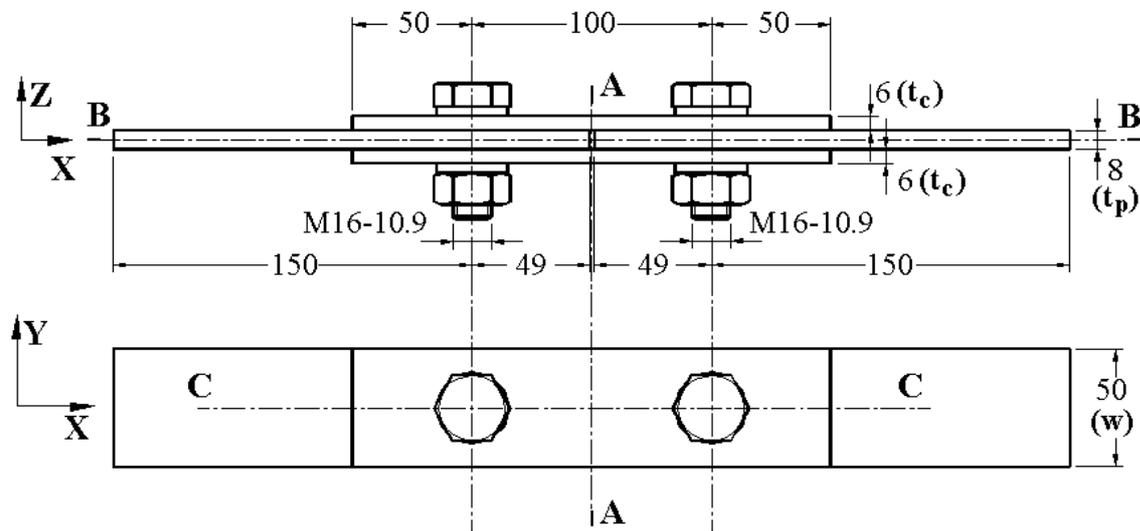
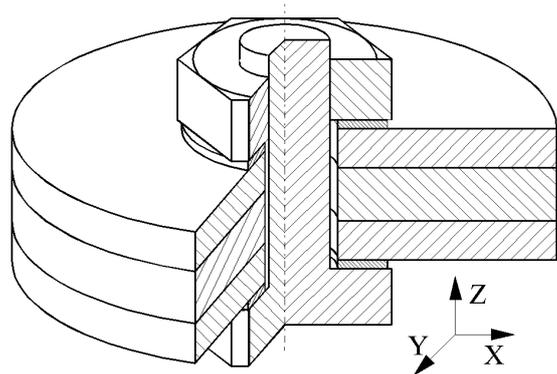


Figura 1

Geometria del giunto base e grandezze variabili nelle analisi parametriche

### 3. Modelli assialsimmetrici

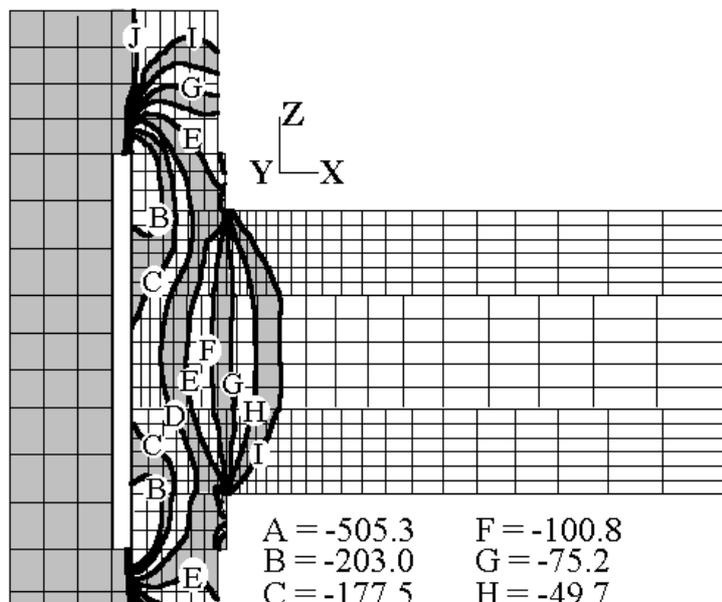
Con tali modelli sono state evidenziate le conseguenze della modellazione della rondella solidale al bullone, delle variazioni del coefficiente d'attrito e della forza di serraggio, della scelta dei valori di rigidità utilizzati nella definizione degli elementi di contatto e degli eventuali errori di forma delle lamiere. Sul modello di figura 2 sono stati valutati gli effetti del serraggio di un bullone M16 di classe 10.9 su tre dischi di diametro esterno pari a 50 mm.



Il disco centrale, di spessore 8 mm, simula il piatto principale, i due dischi esterni i coprigiunti, di spessore 6 mm. Il foro passante ha un diametro di 17 mm. Il gambo della vite è stato modellato con un cilindro di sezione pari all'area resistente fornita dalle normative ( $A_{res}=157 \text{ mm}^2$ ). Per la simulazione della forza di serraggio una parte del gambo è stata modellata con materiale ortotropo rispetto alla temperatura e ad esso è stato applicato un salto termico tale da provocare la necessaria contrazione assiale. Tutte le superfici di contatto sono state modellate con elementi non lineari CONTAC48 disposti simmetricamente. È stata

analizzata la variazione dei seguenti parametri:

- la forza di serraggio  $N_s$ , variabile tra il 30% e il 120% del valore suggerito dalla Norma sulle costruzioni in acciaio CNR UNI 10011 ( $N_s = 88 \text{ kN}$  per un bullone M16-10.9);
- il coefficiente d'attrito tra le lamiere (0.1 - 0.2 - 0.3 - 0.45);
- il coefficiente d'attrito  $\mu_c$  tra rondelle e coprigiunti (0.10 - 0.2 - 0.3).
- il collegamento tra rondella e bullone, considerati dapprima elementi distinti ( $\mu_b = 0.1, 0.2$ ) quindi solidali fra loro.



In figura 3 è riportato un tipico andamento delle tensioni  $\sigma_{zz}$  (disposte secondo la direzione dell'asse del bullone). Esse assumono sui coprigiunti una distribuzione troncoconica con angolo di apertura di circa  $40^\circ$ . Sulla piastra principale invece, il volume compresso risulta in pratica coincidente col cilindro avente per basi le due aree di contatto. Dalla mappa degli spostamenti radiali si è osservata l'assenza di scorrimento tra coprigiunti e lamiere, mentre tali scorrimenti si presentano invece tra rondella e coprigiunti, ma solo in presenza di un coefficiente d'attrito  $\mu_c$  minore o uguale a 0.2. Con  $\mu_c = 0.3$  quindi, anche questo scorrimento scompare, modificando in certa misura l'andamento delle pressioni di contatto tra rondella e coprigiunto. In corrispondenza dell'interfaccia piatto-coprigiunti le pressioni di contatto ( $\sigma_{zz}$ ) risultano sostanzialmente indipendenti dal coefficiente d'attrito

(figura 4.a), mentre le componenti  $\tau$  presentano una distribuzione invariata solo in corrispondenza dei maggiori valori di tale coefficiente (figura 4b).

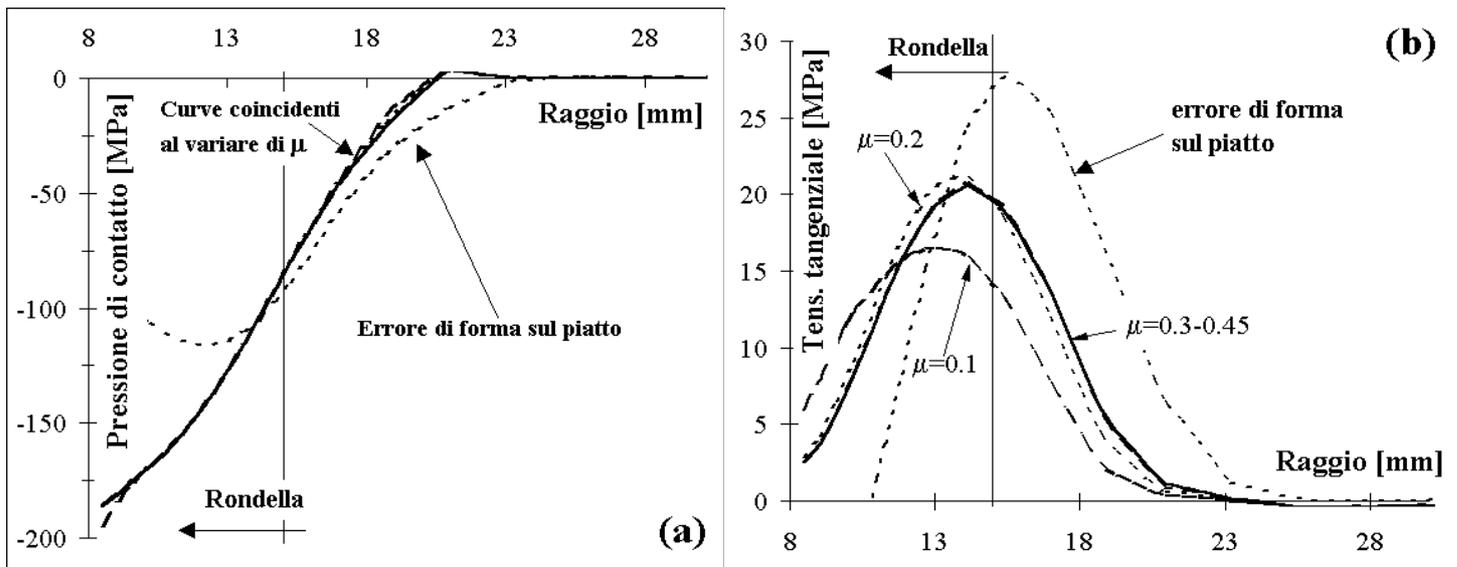
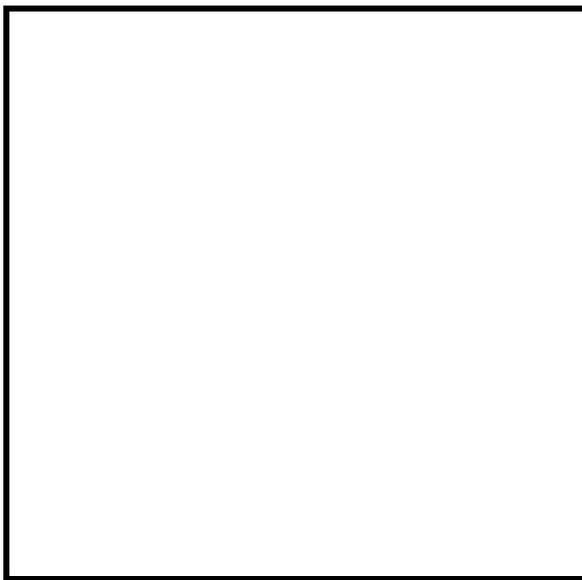


Figura 4

a) Pressioni di contatto ( $\sigma_{zz}$ ) e b) tensioni tangenziali tra piatto e coprigiunto al variare del coefficiente di attrito  $\mu$  tra i due elementi ( $\mu = 0.1, 0.2, 0.3$  e  $0.45$ ) ed in presenza di errore di forma del piatto



L'effetto di tolleranze dimensionali sullo spessore e quindi di errori di forma sulle lamiere è stato analizzato aumentando lo spessore della piastra principale di 0.2 mm in corrispondenza del bordo esterno, lasciando invariato lo spessore sul lato interno (ossia in corrispondenza del foro).

Si sono riscontrate sensibili variazioni sia delle tensioni (incrementate di circa il 30% sul coprigiunto all'interfaccia con piatto principale, figura 4b) che delle pressioni di contatto (figura 4a); queste ultime presentavano un massimo spostato verso l'esterno e, quindi, non più posizionato in corrispondenza del bordo del foro. Risultava inoltre variato il diametro dell'area di contatto (da 20 a 23 mm).

Le variazioni della pressione di contatto tra piatto e coprigiunto in funzione della forza di serraggio sono riportate in figura 5. La risposta è perfettamente lineare, con un'area di contatto indipendente dal valore della forza di serraggio applicata. Può essere utile dire che all'interfaccia tra rondella e coprigiunto si poteva osservare l'esaurirsi delle pressioni non in corrispondenza dei nodi periferici della rondella, ma in corrispondenza della fila di nodi immediatamente più esterna [8], conseguenza diretta della

modellazione FEM adottata.

Le analisi hanno poi evidenziato come il modellare rondella e bullone come corpi solidali non comporti variazioni degne di nota sulle pressioni di contatto tra piatto e coprigiunto (figura 6a) né sulle deformazioni circonferenziali sul lato esterno del coprigiunto (figura 6b), a condizione che il coefficiente di attrito tra rondella e bullone  $\mu_{rb}$  sia maggiore o uguale a 0.2.

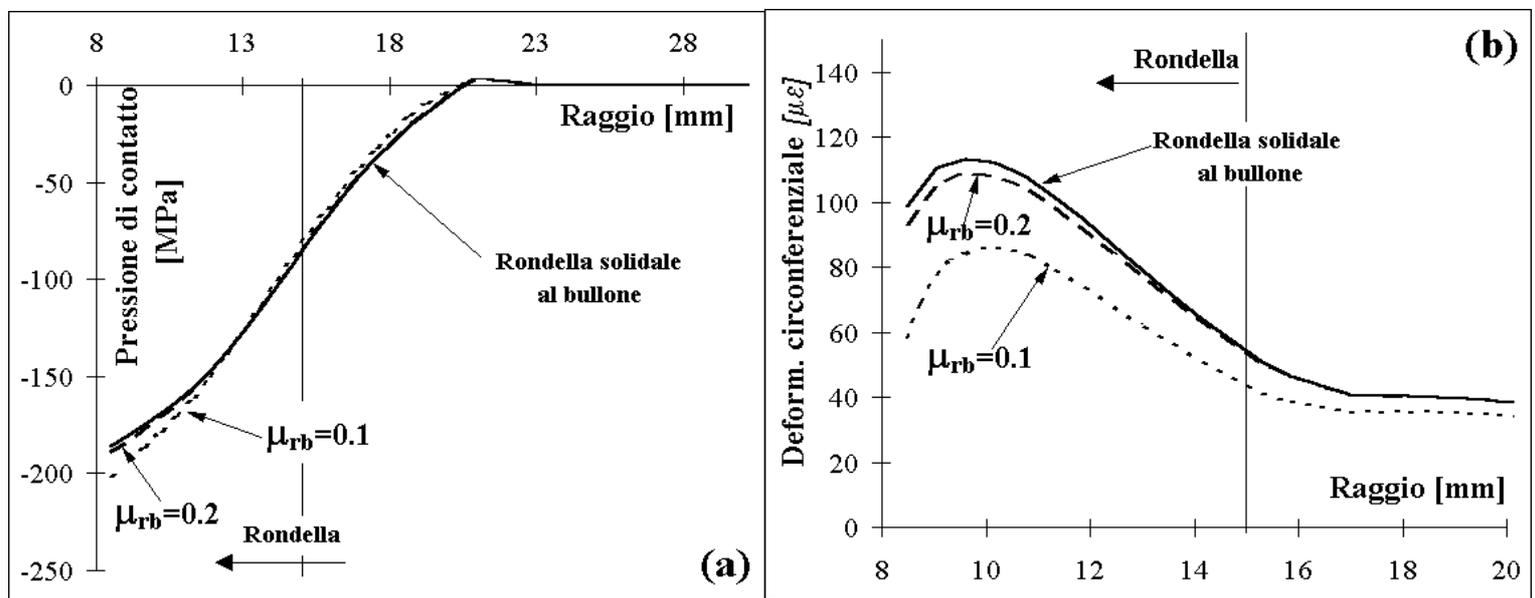


Figura 6

Effetto della modellazione del contatto tra rondella e bullone su a) pressioni di contatto ( $\sigma_z$ ) tra piatto e coprigiunto e b) deformazioni circonferenziali sul coprigiunto (lato esterno)

#### 4. Analisi con elementi tridimensionali

Si è valutata la distribuzione delle tensioni all'interfaccia piatto-coprigiunto, laddove si ha la nucleazione delle cricche di fatica [1-4] in conseguenza dell'azione combinata della forza di serraggio e della forza esterna di trazione applicata al piatto principale.

Le analisi hanno preso in esame due valori del coefficiente d'attrito tra le lamiere =0.45 (con giunto bilanciato) e =0.30 e forze esterne di trazione comprese tra 10 kN e 56 kN, tali da realizzare una tensione nominale di trazione sul piatto principale variabile tra 25 MPa e 140 MPa. La tensione nominale è stata sempre riferita alla sezione lorda dei piatti, come suggerito dalle normative per giunti dimensionati ad attrito con bulloni ad alta resistenza.

In tutte le considerazioni relative ad una storia di carico di fatica si è supposto di applicare un carico con un rapporto nominale pari a zero (ciclo oscillante dall'origine).

Si sono individuate le variazioni prodotte sulla pressione di contatto e, soprattutto, si è studiata la zona in cui sperimentalmente si era riscontrato l'innescò delle cricche di fatica; tale zona è disposta sulla superficie del piatto, davanti al foro, approssimativamente al di sotto del bordo della rondella elastica, o ai lati del foro stesso.

La geometria base (figura 1) ha un solo bullone per lato, ha una larghezza di 50 mm, uno spessore di 8 mm per il piatto e di 6 mm per i coprigiunti. Per il suo bilanciamento si è fatto riferimento alle proprietà dell'acciaio Fe360 per le lamiere e a quelle dei bulloni M16-10.9. La forza  $P_b$  trasmissibile per attrito tra le due superficie a contatto risultava quindi:

$$P_b = 2Ns/1.25 = 63.3 \text{ kN}$$

essendo =0.45 il coefficiente d'attrito e 1.25 il coefficiente di sicurezza contro lo slittamento.

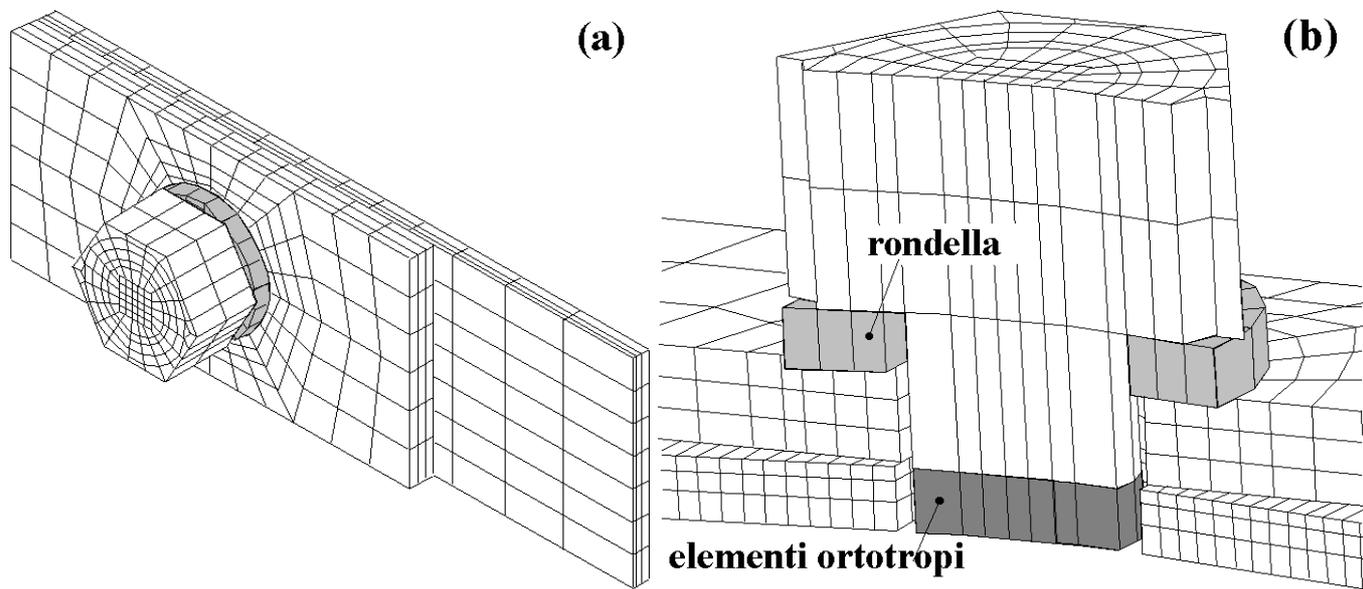
La forza  $P_m$  che la lamiera principale poteva trasmettere, con un coefficiente di sicurezza 1.5 rispetto allo snervamento, valeva invece:

$$P_m = 235508/1.5=62.7 \text{ kN}$$

Il rapporto caratteristico  $P_b/P_m$  risultava quindi unitario in presenza di un coefficiente d'attrito = 0.45, (al quale il progettista può come noto, fare riferimento se le superficie sono sabbiato e il montaggio è realizzato in officina), pari a 0.67 quando = 0.3.

Testa della vite, dado e rondelle avevano le dimensioni reali, mentre il gambo della vite è stato modellato come un cilindro di diametro 14.14 mm, pari al diametro resistente del gambo stesso. Come in precedenza la forza di serraggio è stata fittiziamente introdotta con un salto termico imposto ai nodi del tratto cilindrico centrale, modellato con materiale a comportamento ortotropo rispetto alla temperatura.

Alla luce dei risultati ottenuti in precedenza con i modelli assialsimmetrici, le rondelle sono state per semplicità rese solidali alla testa della vite e al dado, con una significativa riduzione dei tempi di calcolo (comunque molto elevati). Dapprima è stata sfruttata solo la condizione di simmetria rispetto al piano A-A di figura 1, poi anche quella rispetto al piano B-B (figura 7a). Si è rinunciato alla possibilità di sfruttare la simmetria lungo il piano C-C per la nota tendenza degli elementi di contatto di fornire risultati poco affidabili in corrispondenza di zone vincolate.



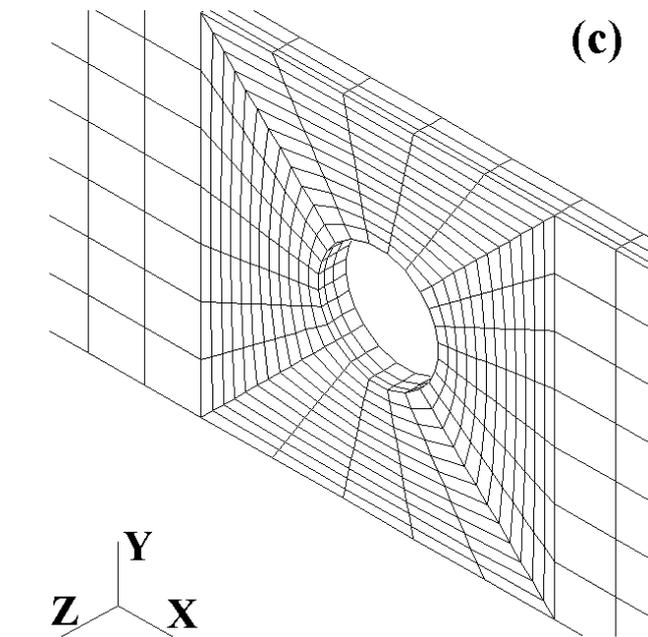
(c) **Figura 7**

a) Mesh del modello definitivo (un quarto di giunto)

b) Sezione della mesh (si noti l'assenza di nodi affacciati sulle coppie di superfici a contatto e la presenza di elementi ortotropi per l'applicazione del serraggio)

c) Mesh del piatto nella zona del bullone

Ci si è resi conto, dopo alcune analisi preliminari, come andasse evitata, per agevolare la convergenza, la presenza di nodi affacciati tra le superfici di contatto, pur facendo in modo che gli elementi delle superfici affacciate avessero dimensioni comparabili (figura 7b). Nel modello finale gli elementi di contatto, generati in automatico con una routine realizzata *ad hoc* in linguaggio Turbo Pascal, risultavano disposti in modo simmetrico tra piatto principale e coprigiunti, mentre nel contatto tra rondella e coprigiunto i nodi della rondella sono stati definiti come



*target nodes*, quelli dei coprigiunti *contact nodes*. Il primo modello presentava circa 15000 gradi di libertà e richiedeva circa 4 ore di *CPU time*. Sfruttata la doppia simmetria e aggiunta una fila di elementi sullo spessore del piatto principale, il modello definitivo presentava circa 8800 gradi di libertà, 2070 elementi *brick* e 1300 elementi di contatto (per un tempo di CPU pari a circa 2,5 ore ed un volume dei files di input ed output di circa 80 Mbytes). Ovviamente tutte le successive analisi parametriche hanno sfruttato la condizione di doppia simmetria, con adattamenti della geometria base ma senza variazioni nella fittezza della suddivisione in elementi finiti (figura 7c). Essendo il problema non conservativo, la soluzione risultava legata alla sequenza di applicazione dei carichi, che ha seguito i passi di tabella 1.

Tabella 1

Sequenza seguita nelle analisi dei giunti

Fase	Numero sub-step	Risultati memorizzati	Descrizione
1	1	nessuno	Serraggio al 5% del valore nominale con elementi <i>link</i> per eliminare le labilità
2	1	nessuno	Disattivazione dei <i>link</i> tramite comando EKILL
3	3	ultimo <i>sub-step</i>	aumento della forza di serraggio fino al valore previsto
4	10	ogni 2 <i>sup-step</i>	Applicazione progressiva del carico di trazione fino al valore nominale previsto
5	4	ultimo <i>sup-step</i>	Eliminazione completa del carico di trazione

A serraggio avvenuto le pressioni di contatto risultavano sostanzialmente assialsimmetriche e con profili pressoché coincidenti con quelli già ottenuti con i modelli assialsimmetrici, almeno fino ad una distanza di 18 mm dall'asse del foro; si assisteva comunque ad una riduzione dell'area di contatto, con un raggio che passava da 20,5 mm a 19,5 mm, probabilmente dovuta anche alle dimensioni degli elementi, leggermente aumentate rispetto al caso assialsimmetrico.

Per ciascuna analisi si è determinata la variazione della tensione principale massima tra lo stato finale (conseguente al serraggio e all'applicazione del massimo valore della forza di esercizio) e quello presente allo scarico, simulato con forze progressivamente decrescenti. Essendo il problema non conservativo, le tensioni allo scarico non coincidevano infatti con quelle inizialmente presenti sui giunti a serraggio avvenuto. Questa variazione, definita  $\Delta\sigma_1$ , è stata utilizzata come parametro principale per il successivo confronto delle distribuzioni di tensione ottenute per le diverse geometrie analizzate. La forma tipica della zona maggiormente sollecitata sulla superficie del piatto in termini di  $\Delta\sigma_1$  appare in figura 8, con valori di massimo sulla superficie del piatto decrescenti verso l'interno dello spessore.

La figura 9a mostra come, a causa della forza esterna, l'area di contatto si modifichi sostanzialmente all'aumentare della tensione nominale, riducendosi davanti al bullone e aumentando sul lato opposto. Al variare del coefficiente d'attrito, posto via via pari a 0.40 - 0.45 - 0.50, il rapporto  $\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_{nom}$  (per  $N_s=88$  kN e  $\Delta\sigma_{nom} = 140$  MPa) rimaneva praticamente invariato e pari a 1.45 [8]. Al variare invece della forza di serraggio tale rapporto mostrava l'andamento di figura 9b, con sensibili incrementi nei casi relativi a valori di  $N_s$  maggiori di quello consigliato da normativa.

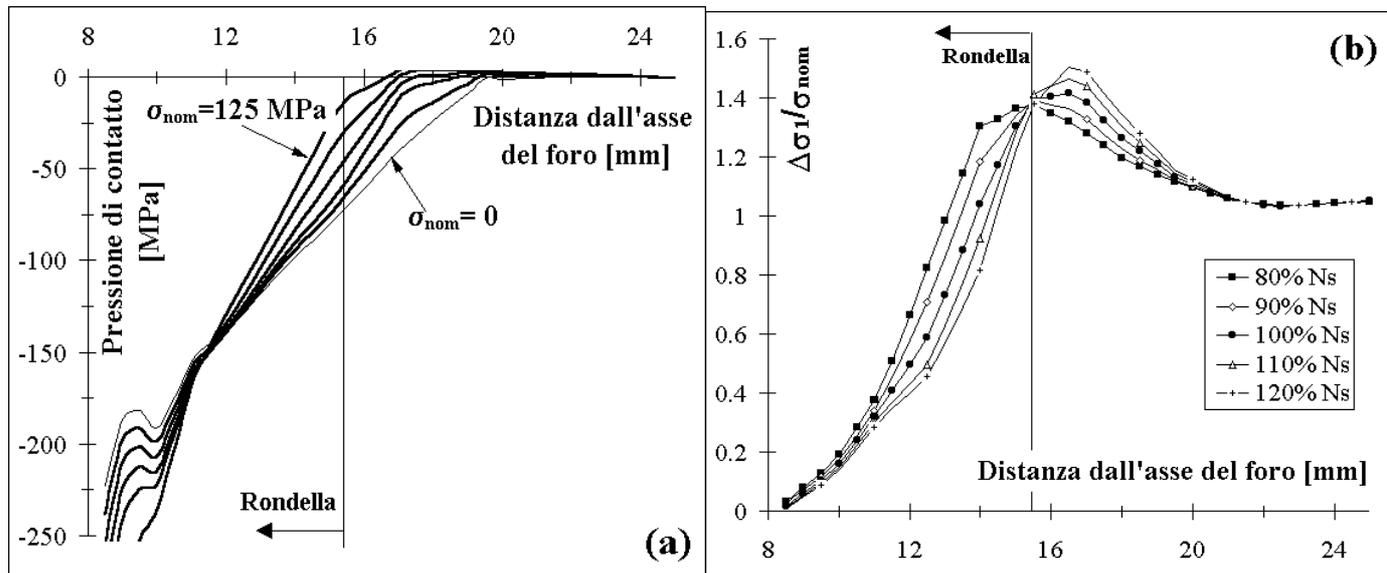


Figura 9

a) Distribuzione delle pressioni sulla superficie del piatto davanti al foro in direzione  $x$  al variare della forza di trazione applicata ( $\mu=0.3$ )

b) Andamento del rapporto  $\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_{nom}$  sul piatto davanti al foro al variare del serraggio del bullone

La tabella 2 sintetizza caratteristiche geometriche e conseguente rapporto critico  $\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_{nom}$  per altre 11 diverse geometrie, suddivise in 3 serie A, B e C, tutte relative a giunti con *pattern* 1x1 che presentavano variazioni di larghezza del piatto rispetto alla geometria base. In particolare, nei giunti della serie A si è mantenuto costante lo spessore delle lamiere; in quelli della serie B si è variato lo spessore del piatto in modo da lasciare invariata la sezione nominale lorda e quindi  $P_b/P_m$ ; infine, nei giunti della serie C si è variato anche lo spessore dei coprigiunti in modo da mantenerlo in rapporto costante con quello del piatto.

Si è poi studiata, a parità di larghezza  $w$ , l'influenza dello spessore delle lamiere sul parametro critico  $\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_{nom}$ . Caratteristiche geometriche e risultati sono riportati per questi casi in tabella 3.

Si è infine variato il numero di bulloni passando dal *pattern* iniziale 1x1 alle seguenti configurazioni:

- 2x1, con  $P_b/P_m = 2$  e 1, raddoppiando nel primo caso il numero di bulloni, nel secondo incrementano nella stessa proporzione anche la sezione del piatto principale;
- 3x1, con  $P_b/P_m = 3$  e 1, con gli stessi criteri appena esposti;
- 4x1, solo per  $P_b/P_m = 1$ .

I valori del rapporto critico  $\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_{nom}$  per queste ultime analisi sono riportati in tabella 4. Va inoltre precisato che il punto di massimo si spostava sulla sezione netta, ai lati del foro, nei giunti bilanciati a 3 e 4 bulloni. Per tali geometrie inoltre si manifestava

comunque uno slittamento in corrispondenza del primo bullone (lato esterno), con un conseguente incremento del tasso di lavoro dei bulloni più interni.

Tabella 2

Concentrazioni di tensione in giunti di pattern 1x1 e diversa geometria  
( $\sigma_{nom} = 140 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0.45$ )

Serie (1x1)	w [mm]	tp [mm]	tc [mm]	w/d	Alorda [mm <sup>2</sup> ]	F [kN]	Pb/Pm	lnom
A1	40*	8	6	2.5	320	44.8	1.25	1.47
B1	40*	10	6	2.5	400	56	1.011	1.56
A2,B2,C1	50	8	6	3.125	400	56	1.011	1.45
A3	64	8	6	4	512	71.7	0.782	1.60
B3	64	6.25	6	4	400	56	1.011	1.50
C2	64	6.25	4.7	4	400	56	1.011	1.60
A4	80	8	6	5	640	64	0.625	1.89
B4	80*	5	6	5	400	56	1.011	1.6
C3	80*	5	3.75	5	400	56	1.011	1.72
B5	96*	4.17	6	6	400	56	1.011	1.73
C4	96*	4.17	3.13	6	400	56	1.011	1.91

(\*: la geometria non rispetta i vincoli previsti dalla CNR UNI 10011)

Tabella 3

Concentrazioni di tensione in giunti di pattern 1x1 e diverso spessore

(larghezza piatti  $w=50 \text{ mm}$ ;  $\sigma_{nom} = 140 \text{ MPa}$ )

Serie (1x1)	tp [mm]	tc [mm]	tp/d	Alorda [mm <sup>2</sup> ]	F [kN]	Pb/Pm	lnom
D1,E1	8	6	0.50	400	56	1.011	1.45
D2	6.25	6	0.39	312.5	44	1.29	1.40
E2	6.25	4.69	0.39	312.5	44	1.29	1.44
D3	5	6	0.31	250	35	1.62	1.37
E3	5	3.75	0.31	250	35	1.62	1.40
D4	4.17	6	0.26	208	29	1.94	1.35
E4	4.17	3.13	0.26	208	29	1.93	1.39

Tabella 4

Concentrazioni di tensione in giunti con più file di bulloni M16-10,9 ( $\sigma_{nom} = 140 \text{ MPa}$ )

(\*: massima concentrazione ai lati del foro)

## 5. Conclusioni

Sono state valutate numericamente con modelli assialsimmetrici e tridimensionali le distribuzioni di tensione in giunti realizzati con bulloni ad alta resistenza dimensionati ad attrito. Con i primi modelli è stata analizzata la fase di serraggio, chiarendo l'influenza che coefficienti di attrito, forze di serraggio, tolleranze dimensionali hanno sul volume compresso posto al di sotto delle rondelle.

Le analisi tridimensionali hanno consentito la determinazione degli effetti di concentrazione delle tensioni in condizioni di esercizio, quantificati per le diverse geometrie in termini di rapporto tra le variazioni della tensione principale massima e della tensione nominale  $\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_{nom}$ . In giunti bilanciati, caratterizzati cioè da un  $P_b/P_m$  unitario, tale rapporto aumenta all'aumentare del numero di bulloni, passando da 1,44 per la configurazione 1x1 a 1,84 per quella 4x1. Si modifica anche la posizione del massimo, che passa da una zona posta di fronte al primo bullone in presa (lato esterno) ai lati del foro stesso.

Lavoro svolto con il contributo CNR 1997

## Bibliografia

1. B. Atzori, P. Lazzarin, R. Tovo, in Proc. of Sixth Int. Conference on Aluminium Weldments, INALCO 95, Cleveland, 243-254 (1995)
2. P. Lazzarin, V. Milani, M. Quaresimin, *Int. J. Fatigue*, 19 (5) 401-407 (1997)
3. Atzori B., Lazzarin P., Quaresimin, M, *Int. J. Fatigue*, 19 (7) 579-588 (1997)
4. P. Lazzarin, F. Mutignani, in Proc. of ECCS Nordic Steel Colloquium, Odense, 9th-11th September 1991, 373-385 (1991).
5. P. Lazzarin, F. Mutignani, F. Carnio, in Proc. Nordic Steel construction conference, Malmö, 19-21 June 1995, 131-138, 1995 (1995)
6. P. Lazzarin, F. Mutignani, M. Quaresimin, *Costruzioni Metalliche*, n.3, 31-39 (1996)
7. P. Lazzarin, G. Meneghetti, F. Mutignani, M. Quaresimin, Atti del Convegno C.T.A., Ancona, 2-5 ottobre 1997 (1997)
8. M. Cosolo, Comportamento meccanico di unioni bullonate, Tesi di laurea, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova, Anno accademico 1996-97.

# Atti del convegno

[ [Precedente](#) ] [ [Successiva](#) ]

Versione HTML realizzata da

