

RESISTENZA A FATICA DI PERNI DI STERZO PER SOSPENSIONI MOTOCICLISTICHE SOGGETTI AD UNO STATO DI SOLLECITAZIONE TRIASSIALE

Dario Croccolo^a, Rossano Cuppini^a and Filippo Berto^b

^aDIEM, Università degli Studi di Bologna, viale Risorgimento, 2, 40136, Bologna, Italia

^bDipartimento di Tecnica e Gestione dei sistemi industriali, Stradella San Nicola 3, 36100, Vicenza, Italia

E-mail: dario.croccolo@unibo.it; rossano.cuppini@mail.ing.unibo.it; berto@gest.unipd.it

SOMMARIO

La rottura del collegamento tra il perno di sterzo ed il trapezio di una sospensione anteriore motociclistica o dell'elemento debole (normalmente il perno) risulta estremamente pericolosa per il conducente e l'eventuale passeggero. La probabilità di rottura deve, dunque, essere mantenuta su valori vicini a zero per tutto il ciclo di vita del prodotto attraverso una accurata caratterizzazione del materiale nelle diverse condizioni di utilizzo e di sollecitazione dei componenti. La conoscenza della resistenza a fatica del perno di sterzo sollecitato, prevalentemente, dal forzamento nel trapezio e da cicli di flessione in presenza di intagli, anche acuti, risulta di fondamentale importanza per una corretta valutazione del rischio di rottura di tale componente. In questo lavoro si è, dunque, deciso di iniziare la caratterizzazione dinamica di tale elemento partendo dalla condizione di carico a flessione alterna simmetrica dallo 0 in presenza del solo intaglio dovuto al forzamento. Tale situazione prevede una condizione di sollecitazione triassiale composta da una sollecitazione principale di flessione alterna simmetrica dallo 0 e da altre due tensioni principali statiche circonferenziali e radiali. La caratterizzazione del materiale è stata verificata sperimentalmente eseguendo una serie mirata di prove di fatica dopo avere applicato il criterio proposto da Sines al fine sia di determinare le tensioni limite di partenza delle prove sia di valutare la riduzione di resistenza dovuta al forzamento.

1. INTRODUZIONE

L'accoppiamento tra il perno di sterzo ed il trapezio di una sospensione anteriore motociclistica è molto importante per l'affidabilità e la sicurezza del veicolo. La rottura del collegamento o del perno, infatti, è estremamente pericolosa perché può portare a gravi conseguenze per il conducente e l'eventuale passeggero. Tra gli scopi principali del progettista vi è, dunque, quello di assicurare la massima sicurezza senza innalzare i costi.

Una delle principali cause di rottura del perno, che è l'elemento debole del collegamento, è dovuta alla flessione alterna a cui è sottoposto durante l'esercizio. Obiettivo del presente lavoro è la caratterizzazione, mediante prove mirate, del comportamento a fatica di tale elemento soggetto ad uno stato di sollecitazione triassiale composta da una sollecitazione principale di flessione alterna simmetrica e da altre due tensioni principali statiche

(circonferenziale e radiale) applicando il criterio di Sines [1]. L'accoppiamento oggetto di tale studio è realizzato dalla Paioli Meccanica S.p.A. di Bologna.

2. IMPOSTAZIONE METODOLOGICA

Il collegamento tra il perno di sterzo ed il trapezio (Fig. 1) è realizzato per interferenza con inserimento a freddo. L'interferenza diametrica nominale è di 0.06mm ed i componenti di riferimento sono prodotti per scooters con elevate prestazioni.

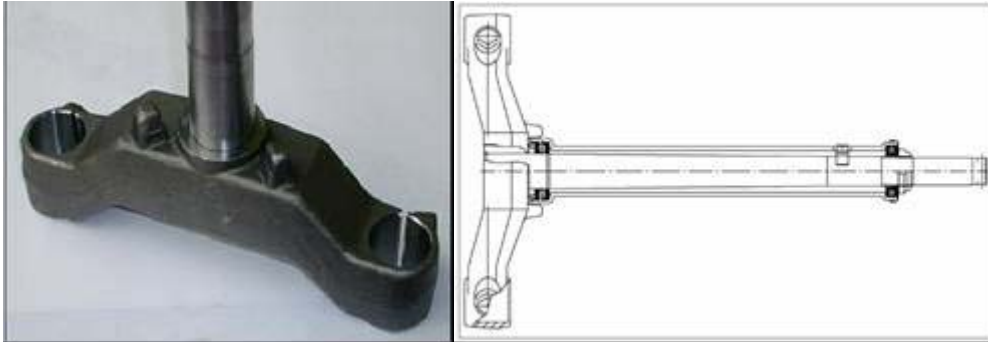


Figura 1: *Accoppiamento tra perno e trapezio.*

A causa dell'elevata complessità della geometria del trapezio non è stato possibile effettuare le prove sui componenti reali pertanto è stata utilizzata una boccia equivalente di forma cilindrica in grado di ricreare, sulle superfici di contatto, lo stesso stato tensionale (in termini di pressione media e di tensione circonferenziale) dell'accoppiamento reale. In un precedente lavoro [2], infatti, è stato introdotto un modello analitico che permette di determinare lo stato tensionale presente nella zona di interferenza in funzione dei principali parametri geometrici che caratterizzano l'accoppiamento. Utilizzando tale modello sono state determinate le caratteristiche geometriche della boccia equivalente. Anche il perno è stato semplificato rendendolo un cilindro cavo al fine di evitare effetti d'intaglio differenti dal forzamento tra le parti (Fig. 2).



Figura 2: *Boccia equivalente e perno disaccoppiati.*

Perni e boccole equivalenti sono entrambi realizzati in acciaio 39NiCrMo4 bonificato. Dalla stessa barra di materiale di diametro $d=35\text{mm}$ sono stati ricavati due provini unificati, aventi diametro $d_0=20\text{mm}$, da sottoporre a prova di trazione. Le prove sono state eseguite su di una pressa idraulica da 500kN di carico massimo (Fig. 3) poiché si prevedevano carichi di rottura superiori ai 300kN.



Figura 3: Pressa idraulica Instron da 50 kN utilizzata per le prove di trazione.

Durante lo svolgimento delle prove di trazione sono stati effettuati tre cicli di carico e scarico in campo elastico per ogni provino al fine di stimare il modulo di elasticità E come media di 6 rilevazioni. I risultati relativi alle prove di trazione sono riportati in Tabella 1, mentre le foto di uno dei provini rotto e ricomposto dopo la rottura sono riportate in Figura 4.

Tabella 1: Risultati relativi alle prove di trazione effettuate sui provini in acciaio 39NiCrMo4 bonificato con diametro iniziale $d_0=20\text{ mm}$.

Provino	1	2
E I ciclo (MPa)	207.660	204.266
E II ciclo (MPa)	207.671	205.539
E III ciclo (MPa)	208.402	206.249
E medio (MPa)	206.631	
Carico di rottura (kN)	332	333
Tensione di rottura R_u (MPa)	1.057	1.061
Tensione di rottura media R_u (MPa)	1.059	

Le dimensioni di progetto dei perni e delle boccole sono le seguenti:

- Diametro interno del perno: 16mm
- Diametro esterno del perno: $29,97\pm 0,01\text{mm}$
- Diametro interno della boccola: $29,92\pm 0,01\text{mm}$
- Diametro esterno della boccola: 53,3mm
- Lunghezza di accoppiamento: 35,7mm

I componenti sono stati lavorati al tornio con una buona precisione tanto da ritenere che presentino una rugosità superficiale compresa tra 0,008mm e 0,010mm.

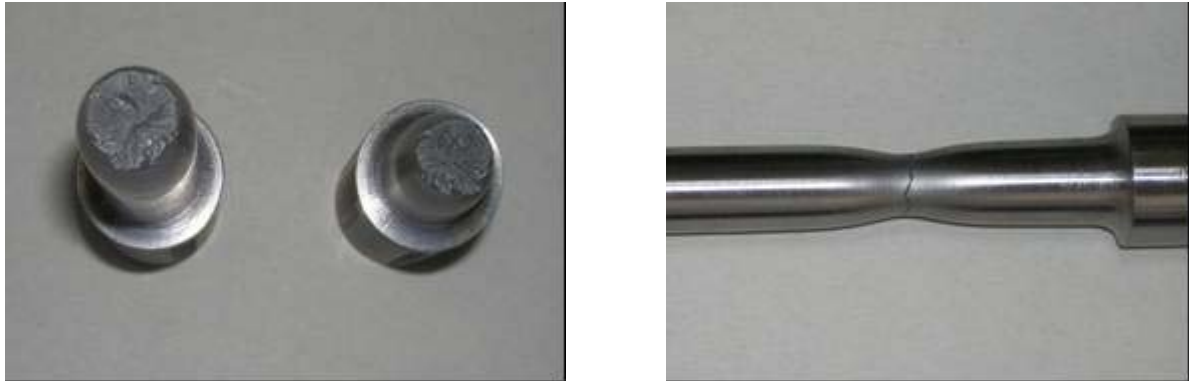


Figura 4: *Provino dopo la rottura e fenomeno della strizione.*

Sono stati realizzati 12 perni e 12 boccole equivalenti le cui dimensioni geometriche sono state misurate con un calibro centesimale al fine di determinare, con buona precisione, i parametri geometrici degli accoppiamenti che sono, ovviamente, risultati tutti diversi tra loro.



Figura 5: *Estensimetro incollato sul diametro esterno di una boccola.*

Al fine, però, di conoscere i valori reali delle pressioni di accoppiamento dei 12 provini assemblati sono stati fissati degli estensimetri sulle boccole (Fig. 5) ed è stata applicata una procedura di calcolo già utilizzata dagli autori in [4] che ha sempre fornito risultati attendibili. Gli estensimetri (gauge factor=2,02 e resistenza 120Ω) sono stati incollati sulla superficie esterna delle boccole, in direzione trasversale, in corrispondenza del punto medio della lunghezza di accoppiamento. In questo modo, al termine dell'operazione di inserimento, è stato possibile conoscere il valore della deformazione tangenziale $\epsilon_t(\mu\epsilon)$ in corrispondenza del diametro esterno della boccola e, quindi, risalire al valore della pressione all'interfaccia p_F di ogni accoppiamento sapendo che:

$$p_F = -\sigma_r = \frac{\sigma_t \cdot (1 - Q_A^2)}{2 \cdot Q_A^2} \quad (1)$$

con

$$\sigma_t = E \cdot \varepsilon_t \quad (2)$$

e

$$Q_A = \frac{D_{i_boccola}}{D_{e_boccola}} \quad (3)$$

I valori delle dimensioni geometriche, delle deformazioni tangenziali e delle relative pressioni all'interfaccia per i 12 provini sono riportati in Tabella 2.

Tabella 2: *Dimensioni geometriche, deformazioni e pressioni degli accoppiamenti realizzati.*

N° provino	Diametro interno boccola (mm)	Diametro esterno perno (mm)	$\varepsilon_t(\mu\varepsilon)$	$p_F(\text{MPa})$	$\sigma_r(\text{MPa})$	$\sigma_\theta(\text{MPa})$
1	29,93	29,96	209	46,9	-46,9	-84,3
2	29,90	29,96	480	108,0	-108,0	-194,2
3	29,90	29,96	550	123,8	-123,8	-222,6
4	29,91	29,96	510	114,7	-114,7	-206,2
5	29,91	29,97	803	180,6	-180,6	-324,5
6	29,91	29,97	800	179,9	-179,9	-323,3
7	29,90	29,96	541	121,8	-121,8	-219,0
8	29,93	29,97	362	81,2	-81,2	-146,0
9	29,89	29,96	675	152,0	-152,0	-273,3
10	29,91	29,96	509	114,4	-114,4	-205,6
11	29,89	29,95	626	140,9	-140,9	-253,5
12	29,91	29,97	470	105,6	-105,6	-189,8

Il piantaggio dei perni nelle boccole ha richiesto l'utilizzo di un'attrezzatura appositamente progettata per realizzare il corretto posizionamento sulla macchina delle parti da accoppiare rispetto agli afferraggi e, contemporaneamente, ottenere un allineamento sufficientemente preciso degli assi di perno e boccola. Tale attrezzatura, illustrata in Figura 6, è composta da tre elementi di centraggio e da un distanziale. Il primo elemento di centraggio si accoppia all'afferraggio, nonché attuatore inferiore della macchina, e ad alla faccia inferiore del distanziale. Il secondo elemento di centraggio si accoppia alla faccia superiore del distanziale ed alla faccia inferiore della boccola. Infine il terzo elemento di centraggio si accoppia alla faccia superiore della boccola ed alla superficie cilindrica del perno fungendo da guida durante gli inserimenti. L'intera attrezzatura serve, dunque, per mantenere stabilmente allineati gli assi del foro della boccola e del perno durante l'operazione di accoppiamento che avviene imponendo una corsa fissa pari a 35,7mm in controllo di posizione. La pressa idraulica impiegata per tale operazione ed illustrata in Figura 6 è una Instron da 250kN.

Il carico di flessione alterna simmetrica è stato applicato al perno ed alla boccola accoppiati mediante una attrezzatura appositamente progettata e realizzata per ridurre i tempi di esecuzione delle prove realizzate su una pressa idraulica Instron da 100kN (Fig. 7). Tale attrezzatura permette di applicare il carico direttamente sul perno mentre la boccola viene fissata ad una piastra collegata al basamento della pressa mediante due cavallotti ed una serie

bulloni M14 classe 8.8 al fine di realizzare un incastro perfetto. Le prove sono state effettuate a frequenza molto bassa (3Hz) a causa degli elevati spostamenti del perno nel punto di applicazione del carico. Infatti la distanza del punto di applicazione del carico dall'incastro tra perno e boccia doveva essere sufficientemente elevata al fine di potere trascurare le componenti taglianti della sollecitazione.



Figura 6: *Attrezzatura utilizzata per i piantaggi.*

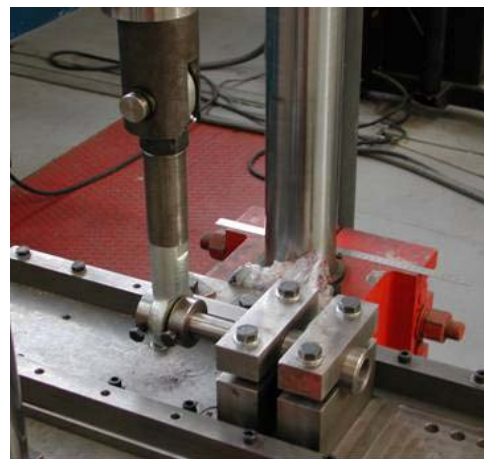


Figura 7: *Attrezzatura per le prove di fatica.*

3. RISULTATI SPERIMENTALI

La costruzione del tratto a termine del diagramma bi-logaritmico σ -N è basata sul criterio proposto da Sines. Tale criterio assume lo sforzo tangenziale ottaedrale (τ_{ott}) come grandezza

indice del pericolo prodotto dalle componenti alternate dello sforzo, ritenendola rappresentativa della media quadratica degli sforzi di scorrimento in tutte le possibili direzioni. Il limite disponibile dipende dal materiale e da una funzione lineare dell'invariante primo delle componenti statiche dello sforzo. Esso può essere rappresentato dalla seguente espressione:

$$\tau_{\text{ott}} = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{(\sigma_{I_a} - \sigma_{II_a})^2 + (\sigma_{I_a} - \sigma_{III_a})^2 + (\sigma_{II_a} - \sigma_{III_a})^2} \leq A - \alpha \cdot (\sigma_{I_m} + \sigma_{II_m} + \sigma_{III_m}) \quad (4)$$

che può anche essere scritta nel modo seguente:

$$\sqrt{I_{2_alt}} \leq A - \alpha \cdot (I_{1_stat}) \quad (5)$$

dove I_{2_alt} è l'invariante di secondo ordine delle tensioni nominali alternate, I_{1_stat} è l'invariante del primo ordine delle tensioni idrostatiche, le costanti A e α si ricavano dalla prova di fatica a trazione monoassiale a valore medio nullo che fornisce l'ampiezza $\sigma_{Aa}(0)$, e da quella a fatica pulsante positiva, avente valor medio uguale all'ampiezza, che ha come limite l'ampiezza $\sigma_{Pa}(0)$. Pertanto si ricava:

$$A = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_{Aa}(0) \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{2}}{3} \left(\frac{\sigma_{Aa}(0)}{\sigma_{Pa}(0)} - 1 \right) \quad (7)$$

Al fine di costruire la banda di dispersione delle curve a termine è necessario stimare le tensioni limite per un numero di cicli pari, ad esempio, a 10^5 e $5 \cdot 10^5$ dato che il criterio di Sines è valido per un numero di cicli superiore a 10^4 . A causa dell'effetto d'intaglio il numero di cicli reali a rottura dei provini risultano inferiori al numero di cicli teorici previsti dal criterio di Sines e, dunque, consentono di tracciare il tratto a termine del diagramma σ - N reale. A questo punto è possibile estrapolare il valore della tensione limite di fatica reale per un numero di cicli pari a 10^6 e quindi stimare di quanto viene ridotta la resistenza a fatica del perno a causa del forzamento.

Le resistenze a ciclo alterno simmetrico dallo 0 $\sigma_{Aa}(0)$ e quella a ciclo pulsante positivo $\sigma_{Pa}(0)$ vanno calcolate in relazione ai numeri di cicli prestabiliti utilizzando le equazioni delle rette dei diagrammi di Wöhler e di Haigh. La tensione limite ($\sigma_{Aa_10^N}(0)$), per un qualunque numero di cicli maggiori di 10^3 , risulta ricavabile dall'equazione della retta σ - N riportata in Figura 8. La tensione a ciclo pulsante positivo $\sigma_{Pa}(0)$ si ricava, invece, intersecando, nel diagramma di Haigh, la retta inclinata a 45° passante dall'origine ($\sigma_a = \sigma_m$) con le singole rette

limite $\sigma_a = \sigma_{Aa_10^N}(0) - \sigma_m \cdot \frac{\sigma_{Aa_10^N}(0)}{R_u}$ così come indicato in Figura 9.

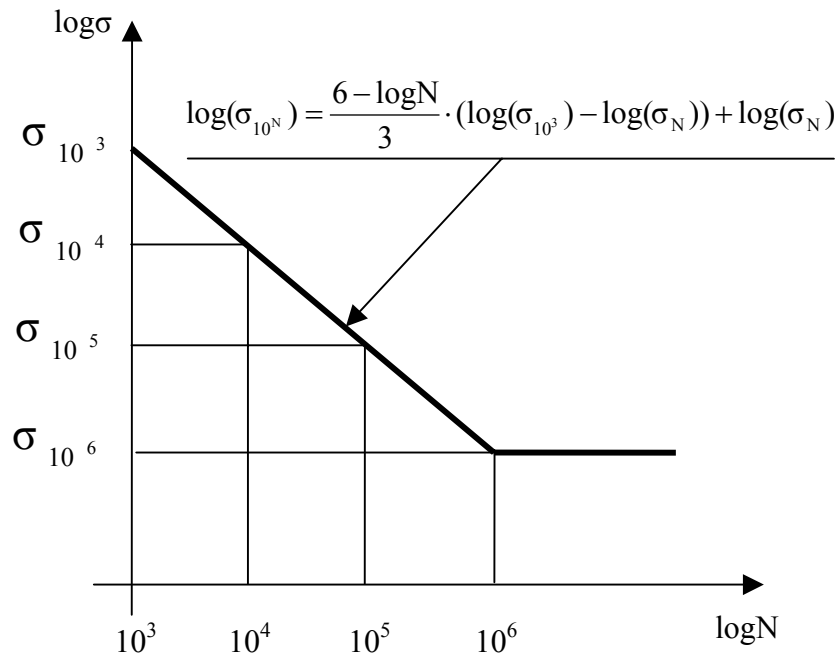


Figura 8: Curva σ - N teorica e relativa equazione.

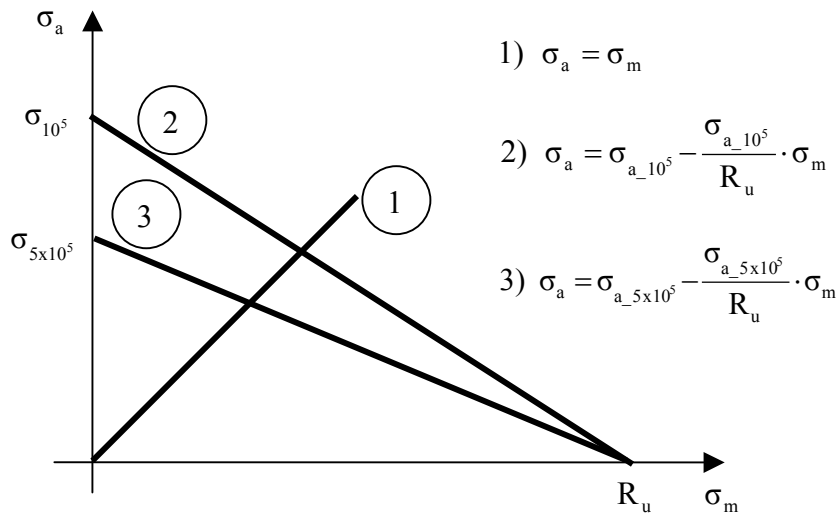


Figura 9: Diagramma di Haigh ed equazioni delle rette limite.

Definito σ_N il limite di fatica a 10^6 cicli, i valori di $\sigma_{Aa_{10^N}}(0)$ per 10^5 e per $5 \cdot 10^5$ cicli si ottengono come segue:

$$\sigma_{Aa_{10^5}}(0) = \sigma_{10^5} = 10^3 \frac{1}{3} [2 \log(\sigma_N) + \log(\sigma_{10^3})] \quad (9)$$

$$\sigma_{Aa_{5 \times 10^5}}(0) = \sigma_{5 \times 10^5} = 10^3 \frac{1}{3} [(2 + \log 5) \log(\sigma_N) + (1 - \log 5) \log(\sigma_{10^3})] \quad (10)$$

dove

$$\sigma_N = 0,5 \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot R_u = 333\text{MPa} \quad \sigma_{10^3} = 0,9 \cdot R_u = 953\text{MPa} \quad (11)$$

con C_L coefficiente di carico (assunto pari a 1 nel caso di flessione), C_G coefficiente del gradiente di tensione (assunto pari a 0,9 nel caso di flessione con diametri superiori a 10mm ed inferiori a 50mm) e C_S coefficiente di finitura superficiale (assunto pari a 0,7 nel caso di tornitura di precisione per un materiale con $R_u=1060\text{MPa}$).

Una volta noti i valori di $\sigma_{Aa_{10^N}}(0)$ si ricavano quelli di $\sigma_{Pa_{10^N}}(0)$ mediante la seguente formula:

$$\sigma_{Pa_{10^N}}(0) = \frac{\sigma_{Aa_{10^N}}(0)}{1 + \frac{\sigma_{Aa_{10^N}}(0)}{R_u}} \quad (12)$$

Sostituendo i valori calcolati con la (11) nella (9), nella (10) e poi nella (12) si ottengono i seguenti valori delle tensioni limite:

$$\sigma_{Aa_{10^5}}(0) = \sigma_{10^5} = 473\text{MPa}$$

$$\sigma_{Aa_{5 \times 10^5}}(0) = \sigma_{5 \times 10^5} = 370\text{MPa}$$

$$\sigma_{Pa_{10^5}}(0) = 327\text{MPa}$$

$$\sigma_{Pa_{5 \times 10^5}}(0) = 274\text{MPa}$$

Il criterio di Sines applicato al perno che risulta sollecitato con due tensioni principali statiche ed una alterna simmetrica dallo 0 si riduce nella seguente disuguaglianza:

$$\sqrt{(\sigma_{b_{10^N}})^2} \leq \sigma_{Aa_{10^N}}(0) - \left(\frac{\sigma_{Aa_{10^N}}(0)}{\sigma_{Pa_{10^N}}(0)} - 1 \right) (\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (13)$$

Utilizzando la (13) come uguaglianza sono state, dunque, calcolate le tensioni alterne $\sigma_{b_{10^N}}$ e, noti i bracci di azione della forza rispetto alla sezione critica del perno, sono state ricavate le forze da applicare ai provini per un numero di cicli pari a 10^5 e a $5 \cdot 10^5$; tali forze, come esposto in precedenza, non tengono conto dell'effetto d'intaglio dovuto al forzamento.

I valori delle tensioni $\sigma_{b_{10^N}}$, dei bracci di azione e delle forze sono riportati nella Tabella 3 insieme al numero di cicli teorici ed al numero di cicli ottenuti sperimentalmente, mentre in Figura 10 è riportata la curva sperimentale σ - N per i 12 provini portati a rottura. La curva ha una banda di dispersione dal 10% al 90% di probabilità di sopravvivenza abbastanza contenuta ($T_\sigma=1,57$) che dimostra una buona attendibilità dei risultati delle prove.

Tabella 3: Cicli teorici e sperimentali ottenuti applicando il criterio di Sines.

N° provino	σ_b Sines [MPa]	Braccio [mm]	F [N]	τ_{max} [MPa]	τ_{max}/σ_b	Cicli teorici	Cicli sperimentali
1	532	84	15.361	58	0,11	100.000	43.334
2	608	88	16.760	63	0,10	100.000	39.568
3	628	89	17.110	64	0,10	100.000	14.758
4	617	88	17.008	64	0,10	100.000	36.183
5	699	85	19.971	75	0,11	100.000	13.064
6	698	88,5	19.158	72	0,10	100.000	25.501
7	489	87	13.650	51	0,10	500.000	94.790
8	450	85	12.860	48	0,11	500.000	137.015
9	519	83	15.189	57	0,11	500.000	59.870
10	482	85	13.764	52	0,11	500.000	51.760
11	509	83	14.848	56	0,11	500.000	139.131
12	474	83	13.867	52	0,11	500.000	48.861

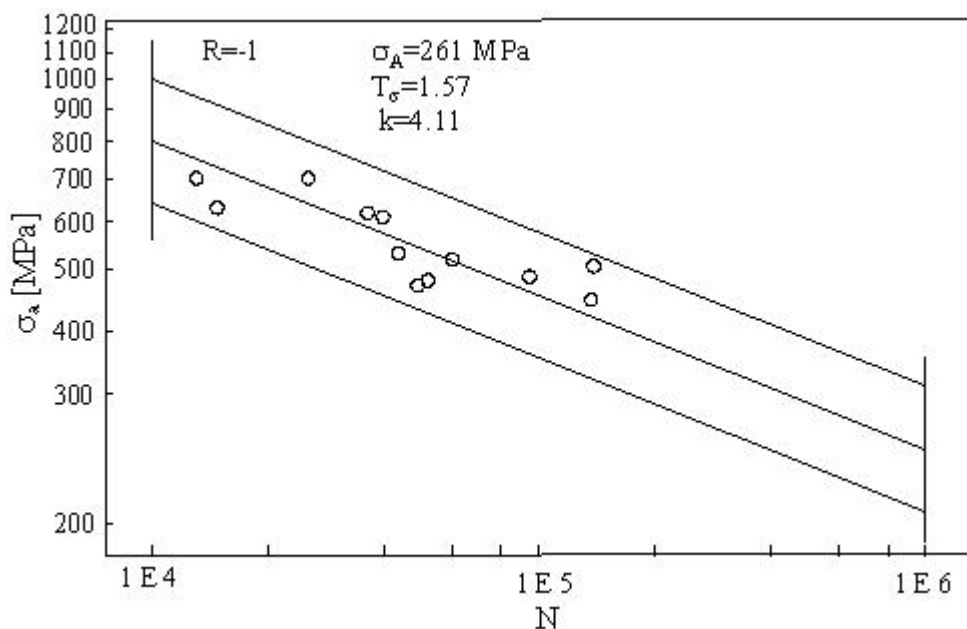


Figura 10: Curva σ - N sperimentale (σ_a riferita alla sezione del perno nella zona di accoppiamento).

La sollecitazione di taglio generata dalla F nella sezione critica del perno risulta trascurabile per tutti i provini testati anche volendo considerare il suo valore massimo che si realizza in un punto di sollecitazione di momento flettente nulla. Facendo riferimento alla sezione del perno riportata in Figura 11 il valore della τ_{max} può essere calcolato come segue:

$$\tau_{max} = \frac{S_{max} \cdot F}{I \cdot b} \quad (14)$$

Dove:

$$S_{\max} = \frac{2}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad (15)$$

$$I = \frac{\pi \cdot (R_e^4 - R_i^4)}{4} \quad (16)$$

$$b = 2 \cdot (R_e - R_i) \quad (17)$$

I risultati numerici delle τ_{\max} e dei rapporti τ_{\max}/σ_b , riportati in Tabella 3, indicano chiaramente la trascurabilità delle τ rispetto alle σ poiché risultano sempre di un ordine di grandezza inferiore.

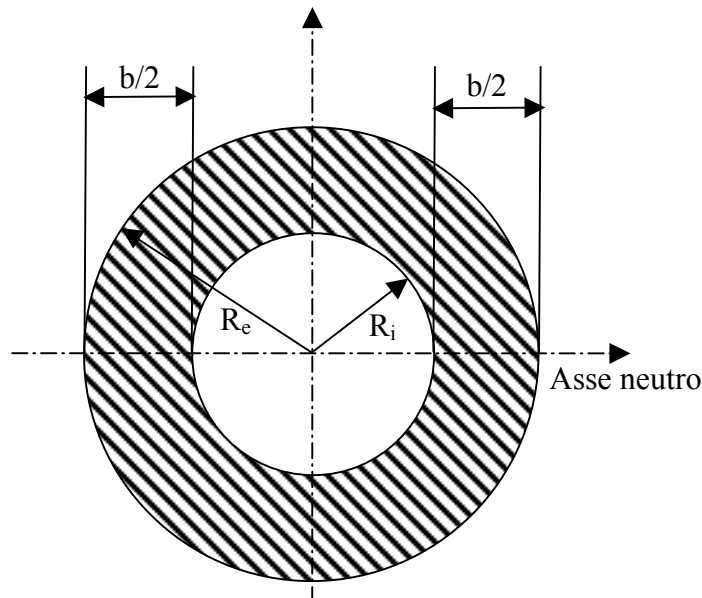


Figura 11: Sezione resistente del perno.

Una volta definita la banda di dispersione dei risultati sperimentali riportati in Figura 10 è possibile estrapolare il valore del limite di fatica σ_A (pari a 261MPa come riportato nel grafico di Figura 10) per un numero di cicli pari a 10^6 ed una probabilità di sopravvivenza del 50%. Tale valore permette di stimare la riduzione di resistenza a fatica del perno dovuta al forzamento. Tale riduzione può essere valutata calcolando un coefficiente di effetto di intaglio *equivalente* K_f dato dal rapporto tra il limite di fatica teorico $\sigma_{b_{10^6}}$ a 10^6 cicli ricavato secondo la (13) per livelli di tensioni radiale (σ_r) e circonferenziale (σ_θ) medi e l'appena citato limite di fatica σ_A .

I risultati numerici ottenuti sono i seguenti:

$$\sigma_{Aa_{10^6}}(0) = \sigma_N = 333\text{MPa} \quad (18)$$

$$\sigma_{Pa_{10^6}}(0) = \frac{\sigma_{Aa_{10^6}}(0)}{1 + \frac{\sigma_{Aa_{10^6}}(0)}{R_u}} = \frac{333}{1 + \frac{333}{1059}} = 253\text{MPa} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \overline{\sigma_r} &= -122\text{MPa} \\ \overline{\sigma_\theta} &= -220\text{MPa} \end{aligned} \quad (20)$$

Dalla (13) si ricava:

$$\begin{aligned} \sigma_{b_{10^6}} &= \sigma_{Aa_{10^6}}(0) - \left(\frac{\sigma_{Aa_{10^6}}(0)}{\sigma_{Pa_{10^6}}(0)} - 1 \right) (\overline{\sigma_r} + \overline{\sigma_\theta}) = \\ &= 333 - \left(\frac{333}{253} - 1 \right) (-122 - 220) = 441\text{MPa} \end{aligned} \quad (21)$$

A questo punto si ricava il seguente valore per K_f' :

$$K_f' = \frac{\sigma_{b_{10^6}}}{\sigma_A} = \frac{441}{261} = 1,69 \quad (22)$$

È ovvio che tale coefficiente calcolato come rapporto di tensioni limite equivalenti deve essere verificato dal punto di vista sperimentale ed interpretato dal punto di vista teorico. Il coefficiente d'effetto d'intaglio di riferimento, β_k , è stato ricavato da [5] prendendo in considerazione l'accoppiamento bloccato alla pressa di un albero liscio con $\xi=Z/d$ compreso tra $1,5 \cdot 10^{-3}$ e $2 \cdot 10^{-3}$.

$$\xi = \frac{\sigma_r}{E} \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} \right) \quad (23)$$

$$Q_I = \frac{D_{i_perno}}{D_{e_perno}} \quad (24)$$

Per gli accoppiamenti testati il valore di ξ medio calcolato mediante la (23) dove $E=206.631\text{MPa}$ è il modulo di elasticità medio ricavato dalla Tabella 1, Q_A è definito dalla (3), Q_I è definito dalla (24), è risultato essere pari a $2,2 \cdot 10^{-3}$ ovvero di poco superiore all'intervallo di riferimento.

Essendo β_k compreso tra 1,6 e 2 si ritiene che il valore di K_f' ottenuto dalla (22) risulti attendibile come prima stima della riduzione della resistenza a fatica σ_A rispetto a quella del componente non intagliato.

4. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro è stato studiato il comportamento a fatica del perno di sterzo di una

sospensione anteriore motociclistica soggetto ad uno stato di sollecitazione triassiale composto da una sollecitazione principale di flessione alterna simmetrica, dovuta ai carichi esterni, e da altre due tensioni principali statiche (circonferenziale e radiale) che nascono in seguito all'accoppiamento forzato con il trapezio. Il criterio utilizzato per stimare il limite di fatica senza considerare l'effetto d'intaglio dovuto al forzamento è quello proposto da Sines. Il collegamento di riferimento è prodotto dalla Paioli Meccanica S.p.A. di Bologna, ma a causa dell'elevata complessità geometrica delle parti, ci si è ricondotti ad una geometria semplificata che risulta equivalente a quella reale in termini di stato tensionale sul perno. Attraverso il criterio del Sines sono state calcolate le sollecitazioni alterne da applicare ai perni che garantirebbero, in condizioni ideali, una vita di 10^5 per 6 provini e di $5 \cdot 10^5$ per altri 6 di un totale di 12 provini testati. Le prove di fatica hanno, ovviamente, fornito numeri di cicli sperimentali più bassi a causa dell'intaglio mediante i quali è stato possibile costruire il diagramma bi-logaritmico σ -N riportato in Figura 10. Da questo diagramma è stato estrapolato il valore della tensione alterna σ_A per un numero di cicli pari a 10^6 ed una probabilità di sopravvivenza del 50%. Tale valore, stima della vita a fatica del perno, è stato utilizzato per la determinazione del coefficiente di effetto di intaglio equivalente K_f dell'accoppiamento calcolato come rapporto tra il limite di fatica teorico a 10^6 cicli ($\sigma_{b_{10^6}}$) e σ_A . La stima di K_f è attendibile in quanto il valore risulta contenuto nell'intervallo di variazione di β_k proposto da una autorevole fonte bibliografica.

I risultati ottenuti si prestano alle seguenti considerazioni:

- esiste una sostanziale garanzia di accuratezza e precisione della metodologia utilizzata nella conduzione delle prove e di attendibilità dei risultati ottenuti sperimentalmente;
- il criterio proposto da Sines e verificato dallo stesso autore solamente su provini lisci, può essere applicato anche a geometrie intagliate al fine di prevedere il limite di fatica in condizioni di sollecitazione multiassiale.

Al fine di verificare questa ultima affermazione si stanno conducendo una serie di prove che siano in grado di stimare il limite di fatica a 10^6 cicli ricavato, per il momento, solo come estrapolazione dei risultati ottenuti a 10^5 e $5 \cdot 10^5$ cicli. A tali prove seguirà una approfondita analisi della meccanica della frattura dei provini al fine di confermare la corretta definizione di coefficiente di effetto di intaglio a fatica in campo multiassiale di sollecitazione così come calcolato e proposto nel presente lavoro.

Bibliografia

[1] Sines G., Behaviour of Metals under Complex Static and Alternating stresses, Metal fatigue, McGraw Hill, New York, pp. 145, 1959.

[2] Croccolo D., Cuppini R., Matrà L. - Verifica e progetto di accoppiamenti bloccati alla pressa tra il perno di sterzo ed il trapezio di una sospensione anteriore motociclistica - Atti al XXXII Convegno AIAS 2003 Salerno 3-6 settembre 2003 pp. 127-128 Versione completa su CD.

[3] Croccolo, D., Cuppini R., Dal Re V – Correlation between acoustic emissions and gluing defects in conical joints – ICEM12- 12th International Conference on Experimental Mechanics- 29 August - 2 September, 2004 Politecnico di Bari, Italy– paper n° 113 - CD

[4] Berto F., Croccolo D., Cuppini R., Lazzarin P. – Fatigue tests on a compression fork-pin coupling of a front motorbike suspension under fully reversed bending load – 3rd Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics - May 12-15, 2004 Porretta Terme (Bo), pp. 59-60.

[5] Niemann-Winter, Elementi di macchine, Vol.1, Est-Springer,1981.