

# Verifica a fatica di carrelli aeronautici

Gianluca Catalucci<sup>1</sup>, Sergio Papalini<sup>1</sup>, Andrea Erbetta<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Dipartimento di Meccanica, Università Politecnica delle Marche, Ancona, Italia*  
*E-mail: g.catalucci@univpm.it, s.papalini@univpm.it*

<sup>2</sup>*Mecaer Meccanica Aeronautica S.p.A., Direzione Tecnica, Borgomanero (NO), Italia*

*Keywords:* carrelli aeronautici, fatica triassiale.

**SOMMARIO.** Il lavoro descrive l'applicazione di un modello teorico di calcolo della resistenza a fatica su pezzi meccanici sottoposti a sollecitazioni alternate. L'applicazione in questione riguarda le parti cinematiche e strutturali di carrelli aeronautici: tali componenti richiedono verifiche e calcoli di notevole complessità, che comprendono verifiche statiche e a fatica nelle diverse condizioni di carico. Il calcolo stabilisce non solo la resistenza in assoluto, ma la capacità di sopportare un ben preciso numero di ripetizioni del ciclo di carico. Il calcolo si basa sulla analisi delle varie condizioni, tramite modellazione ad elementi finiti, sull'identificazione degli stati di tensione di ogni punto del componente, sulla correlazione tra lo stato triassiale e il vero e proprio ciclo di fatica equivalente monoassiale, da confrontare con i dati di letteratura (curve  $\sigma$ -N). Segue il calcolo del danneggiamento globale, che determina l'accettabilità del pezzo e la sua ammissione alle prove strutturali accelerate.

## 1 INTRODUZIONE

I carrelli presi in esame appartengono ad un jet leggero, destinato al trasporto passeggeri. I carrelli sono di due tipologie: "nose landing gear", posto in prossimità del muso anteriore, in un'architettura di tipo triciclo anteriore retrattile, e "main landing gear", posto in prossimità dell'ala. Il carrello è generalmente composto da un corpo principale, cui è collegato l'elemento elastico e ammortizzato che porta la ruota. Ad esso si collegano altri elementi con funzione di controventi nella posizione estesa. Questi elementi servono solo in posizione estesa e si ripiegano, completamente scarichi, durante la retrazione.

Il corpo del carrello è composto di parti in lega di alluminio, accanto a componenti di acciaio ad alta resistenza nei punti di maggiore concentrazione delle sollecitazioni (perni, snodi). L'analisi è stata condotta attraverso la messa a punto di diversi modelli ad elementi finiti, nel quale sono state messe in conto le non linearità dovute essenzialmente ai contatti fra i vari componenti. In effetti il carrello rappresenta al tempo stesso un elemento strutturale e un cinematismo mosso da un attuatore, che effettua la retrazione e l'estensione. La conseguente presenza di cerniere e snodi, con relativi perni agenti all'interno di sedi (lug), ricavate di pezzo nei componenti principali del carrello, obbliga a considerare l'effetto del contatto tra i vari corpi.

I materiali in questione sono definiti in fase di stesura delle specifiche del progetto, tra quelli di uso aeronautico. Per tale uso i materiali scelti devono essere caratterizzati da un ottimo rapporto tra peso e resistenza: leghe di alluminio, nel caso specifico della serie 7000, come la 7075 ovvero la 7175. Per le parti strutturali di maggiori dimensioni del carrello, il loro impiego è comune nel settore aerospaziale. Di per sé questi componenti non funzionerebbero come parti cinematiche se non fossero connesse da perni, assi, snodi. Questa seconda tipologia di parti è caratterizzata da minori dimensioni, ma da forti carichi concentrati. Per questo uso non è molto importante ridurre il

peso, quanto invece far fronte ai carichi e sopportare forti tensioni e pressioni superficiali. A questo scopo si utilizzano acciai ad alta resistenza come il 15-5PH, con tensioni di snervamento sensibilmente superiori ai  $1000 \text{ N/mm}^2$ . In acciai di questo tipo la tensione di snervamento è prossima alla rottura, però la curva  $\sigma - N$  assume valori particolarmente elevati, garantendo, a parità di numero di cicli, tensioni di esercizio molto più elevate delle leghe di alluminio.

## 2 FUNZIONAMENTO E MODELLO AD ELEMENTI FINITI DEL NLG

Partendo dalla geometria tridimensionale del carrello, viene realizzato un modello ad elementi finiti del nose landing gear (NLG), composto da 3 pezzi principali: il main fitting, parte principale del carrello, che comprende una parte fissa ed uno stelo scorrevole che porta la forcella della ruota, ed i due componenti del cinematismo, l'upper ed il lower drag stay.

Il main fitting è sostanzialmente un elemento tubolare, provvisto di due bracci laterali, mediante i quali è fulcrato sul telaio dell'aeromobile, per mezzo di due cerniere coassiali. Il corpo del main presenta nella parte superiore una lug (ovvero la parte femmina di una cerniera) nella quale agisce l'attuatore, collegato mediante snodi sferici (vedi Figura 1).

L'upper ed il lower drag stay sono due bracci rotanti, dei quali l'upper è incernierato al telaio e al lower, e questo ultimo è incernierato tra l'upper ed il main fitting. La rotazione dei tre elementi, effettuata tramite l'attuatore, permette di ottenere una posizione retratta (adatta per il volo) in cui il carrello scompare all'interno della fusoliera, ed una posizione di servizio estesa, idonea per l'atterraggio (vedi Figura 1, sinistra). In tale posizione entrambi i drag stay formano un puntone che tiene fisso il main durante l'atterraggio e la sosta a terra.

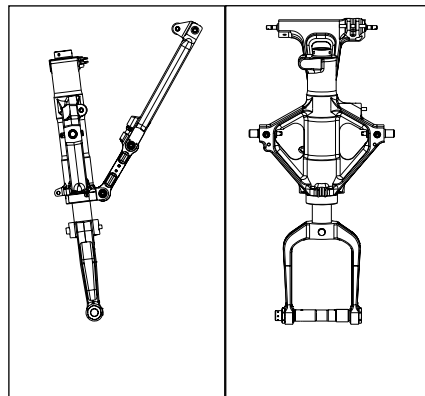


Figura 1: vista laterale e frontale del NLG.

La posizione estesa è garantita dall'attuatore, che rimane in tiro e forza in questo modo il cinematismo a non richiudersi accidentalmente. L'azionamento in spinta dell'attuatore provoca quindi la retrazione del carrello.

Il modello ad elementi finiti simula la presenza dell'attuatore mediante un puntone/tirante equivalente, in quanto non oggetto di verifica. Questo modello descrive bene lo stato di tensione lontano dalle zone di connessione, in quanto non è possibile descrivere con un modello di tali dimensioni le connessioni con gli opportuni set di elementi di contatto, a causa dell'onerosità del calcolo. Le connessioni sono quindi modellate mediante MPC (multi point constraint, vedi Figura 2): tale tecnica associa una superficie del corpo in questione con un nodo pilota, nel quale sono poste le condizioni al contorno o i carichi. Ad esempio, nel caso del main, collegato alla struttura

mediante due snodi sferici, il nodo pilota è stato posizionato al centro dello snodo sferico, in modo da connettere le superfici dell'alloggiamento del main e della boccola del perno.

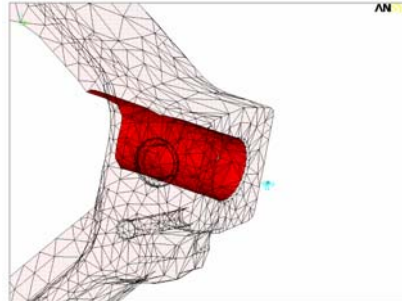


Figura 2: uso del MPC nella simulazione di uno snodo.

Un altro esempio di vincolo interno modella la connessione mediante snodo sferico tra il lower drag stay ed il main mediante un nodo pilota, in cui convergono opportune strutture composte di beam, sia lato main che lato lower drag stay: la maggiore semplicità di calcolo di questa soluzione approssimata rispetto al modello con i contatti comporta una sostanziale imprecisione dei risultati nell'immediata vicinanza della connessione.

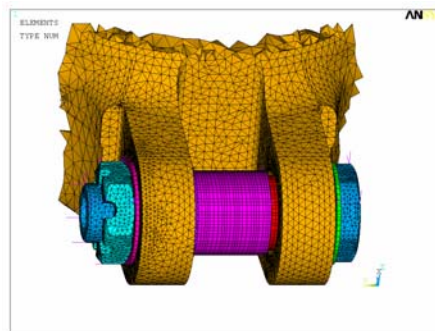


Figura 3: modello parziale per studio di effetti locali.

A questo riguardo, le analisi degli effetti locali sono state effettuate con un metodo di sottostrutturazione. In effetti sono note dal modello completo sopra descritto la direzione e l'intensità delle forze sulle connessioni: queste ultime creano situazioni di stress variabili, sui perni, sulle lug e sulle socket (parte maschio della cerniera).

In questa situazione, le parti in questione sono modellate solo parzialmente, con dei vincoli fittizi, in modo da avere attendibilità dei risultati solo nel punto in questione, in maniera duale al modello completo. Si veda a titolo di esempio la Figura 3.

### 3 DATI E RIFERIMENTI PER IL CALCOLO

#### 3.1 *Caratteristiche meccaniche dei materiali*

Le caratteristiche meccaniche dei materiali utilizzati, concordati in fase di specifica tecnica, sono reperite consultando il "Military-Handbook, metallic materials and elements for aerospace

vehicle structures” [1], che riporta anche le curve  $\sigma - N$  a diversi valori di  $R$  (stress ratio, rapporto tra  $\sigma_{\min}$  e  $\sigma_{\max}$ ).

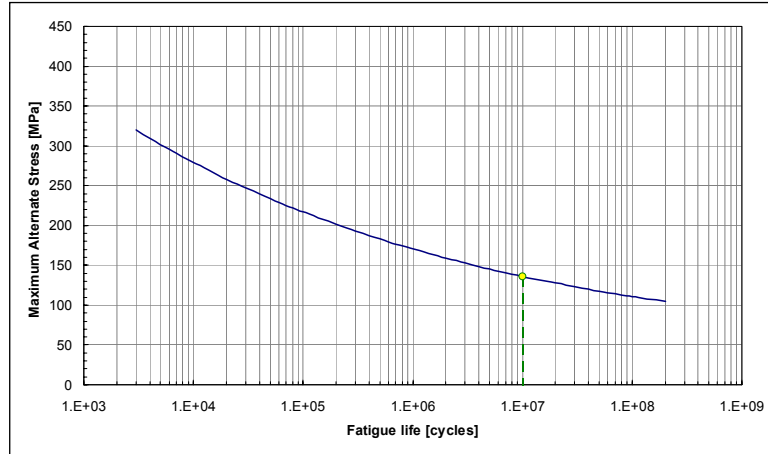


Figura 4: curva  $\sigma - N$ .

Come si vede in Figura 4, il grafico esprime il rapporto tra il numero di cicli a rottura e la tensione massima di ciclo, ad un ben preciso valore di  $R$ . In effetti la curva rappresenta un best fit di valori sperimentali discreti, in un range che va da  $10^3$  fino a  $10^7 - 10^8$  cicli. L'espressione analitica della curva in funzione della tensione alternata equivalente è del tipo:

$$\text{Log} (N_f) = A - B \log (\sigma_{eqv} - C)$$

### 3.2 Condizioni di carico

Il calcolo deve considerare una serie di condizioni di carico, che indicano le diverse fasi della vita del carrello. Come è possibile vedere dalla tabella 1, si hanno condizioni statiche, di traino in diverse condizioni, di rullaggio, sia in linea che in curva, di volo (con carichi nulli), di atterraggio, rimbalzo, rullaggio in frenatura. Per ogni condizione sono indicate le forze trasversali, verticali e longitudinali intesi come ground load, ovvero come forze applicate dal terreno sul pneumatico del carrello.

L'intera tabella, definita come spettro di carico, rappresenta un sub-block: tale frazione di vita, moltiplicata per 1000 volte, rappresenta un block. Un totale di 20 block rappresentano una vita intera del carrello. Su questo valore viene usato un coefficiente di sicurezza 8, per tener conto dello scattering dei dati delle curve  $\sigma - N$  e della variazione di tutti gli altri parametri. Se il componente dimostra di poter sopravvivere a calcolo a 8 vite, può essere ammesso alle prove accelerate al banco, nelle quali deve dimostrare di sopravvivere ad almeno 3 volte la vita.

Il concetto di occorrenza significa quante volte quella condizione di carico si verifica: nel caso in cui la condizione ricorra una sola volta all'interno del sub-block, essa è pari a  $20 \times 1000 \times 8 = 160000$ , mentre per condizioni che ricorrono più di una volta è proporzionalmente superiore. Si veda l'esempio di Tabella 1.

Loadcase ID	Analysis ID	Condition	GROUND LOADS		
			Fz	Fx	Fy
			(N)		
31	1	Static	4035	0	0
21a	2	Swivel Tow Aft 45°	4035	1062	1062
22a	3	Swivel Tow Fwd 45°	4035	1062	1062
21	4	Inline Tow Aft	4035	3002	0
22	5	Inline Tow Fwd	4035	3002	0
21b	6	Swivel Tow Aft -45°	4035	1062	1062
22b	7	Swivel Tow Fwd -45°	4035	1062	1062
7a	8	Taxi (+0.38g)	5568	0	0
7b	9	Taxi (-0.38g)	2502	0	0

Tabella 1: lista delle condizioni di carico, ground load.

#### 4 RIFERIMENTI TEORICI

I modelli teorici a cui si fa riferimento sono diversi. Innanzi tutto si fa ricorso a quello di Soderberg, che mette in relazione uno stato monoassiale di tensione a media non nulla con uno a media nulla che provoca nel tempo lo stesso danno, ovvero avente lo stesso numero di cicli. Tale criterio è sperimentalmente più conservativo rispetto al criterio di Goodman, in quanto la curva che congiunge i punti a danno costante nel piano tensione alterna – tensione media, fa riferimento allo snervamento anziché alla rottura.

Inoltre viene fatta l'ipotesi per cui il ciclo tra la tensione minima e la massima sia un ciclo monoassiale, il che significa che qualsiasi siano le direzioni della tensione massima e di quella minima, si suppone che si combinino nel modo più sfavorevole.

Le tensioni massima e minima di ciclo vengono scelte con opportuno criterio tra le tensioni principali: questo criterio è basato sulle teorie di resistenza statiche applicate alla fatica. In particolare viene applicato il criterio di Guest - Saint Venant –Tresca [2], che tra gli altri risulta conservativo, per cui si ha che, in uno stato di sforzo triassiale, con la presenza di tre tensioni principali alternate, a media nulla, queste devono essere in relazione con la tensione alternata a media nulla (fully reversed)  $\sigma_{A0}$ , secondo le formule:

$$\sigma_{Ia} - \sigma_{IIa} \leq \sigma_{A0}, \sigma_{IIa} - \sigma_{IIIa} \leq \sigma_{A0}, \sigma_{Ia} - \sigma_{IIIa} \leq \sigma_{A0}$$

che forniscono gli sforzi di confronto seguenti:

$$\sigma_{Ia} \leq \sigma_{A0}, \sigma_{IIIa} \leq \sigma_{A0}, \sigma_{Ia} - \sigma_{IIIa} \leq \sigma_{A0}$$

Nel caso in questione, si considera il ciclo più sfavorevole dal massimo della  $\sigma_I$  fino al minimo della  $\sigma_{III}$ .

Rigorosamente questo ciclo non è a media nulla, ma vi diventa utilizzando il criterio di Soderberg contestualmente ad un criterio proposto dal Military Handbook [1], per cui si ottiene di fatto una condizione in cui si ha una sola tensione alternata principale da confrontare con il valore della curva  $\sigma - N$  ad un determinato numero di cicli.

## 5 METODO DI CALCOLO

Il calcolo a fatica è stato eseguito a partire dai risultati delle analisi ad elementi finiti. Innanzi tutto sono stati ricavati i valori delle tensioni principali per tutte le condizioni di carico previste. In sintesi la procedura può essere descritta secondo le fasi illustrate qui di seguito.

Considerando due load case, chiamati A e B, si valutano punto per punto le tensioni principali, massima a minima ( $S_1$  e  $S_3$ ). La tensione massima di ciclo  $S_{max}$  è valutata come il massimo di  $S_{1A}$  e  $S_{1B}$ : se questo valore è negativo, il valore del danno è automaticamente considerato nullo.

Il valore minimo di ciclo è valutato mediante la seguente logica:

$$\begin{aligned} S_{min} &= S_{3A} \text{ se } S_{1A} < S_{1B} \\ S_{min} &= S_{3B} \text{ se } S_{1A} > S_{1B} \end{aligned}$$

Da questi presupposti, si ottengono le tensioni medie e alternate, con le formule:

$$\begin{aligned} S_m &= (S_{max} + S_{min}) / 2 \\ S_{alt} &= (S_{max} - S_{min}) / 2 \end{aligned}$$

Sorge a questo punto il problema di riferire un caso generale avente una tensione media ed una alternata, alle curve reperibili in letteratura, che tipicamente sono ricavate per un numero ben ristretto di stress ratio, diversi da quello che risulta dal calcolo. In questo caso il Military Handbook, nel campo di validità delle curve riportate sui grafici, indica la relazione:

$$S_{eq} = S_{max} (1-R)^a,$$

con  $a$  esponente avente valore unitario o inferiore ad uno, ed  $R$  inteso come stress ratio. Nel caso in cui ci si trovi fuori del campo di validità delle curve riportate a grafico, si ricorre alla relazione:

$$S_{a,0} = (S_{alt} * S_y) / (S_y - S_m) \quad \text{con } S_y = \text{tensione di snervamento del materiale,}$$

che esprime la relazione, nel piano di Soderberg con  $S_m > 0$ , fra la tensione alternata, a parità di danneggiamento, a media nulla ( $S_{a,0}$ ,  $R = -1$ ) e la effettiva tensione alternata ( $S_{alt}$ ) con media positiva ( $S_m$ ). A questo punto, da  $S_{a,0}$  si ottiene la  $S_{eq}$  mediante l'apposita formula.

Se invece la tensione media è negativa, la tensione equivalente  $S_{a,0}$  viene considerata  $S_{max}$ , in quanto sarebbe come considerare un ciclo alterno simmetrico di ampiezza  $S_{a,0}$ . La tensione equivalente serve per ottenere, a partire dalle curve  $\sigma - N$  (che presentano anche un'espressione analitica di fitting dei valori sperimentali), il numero di cicli a rottura. Avendo fatto questa ipotesi, occorre ovviamente utilizzare la curva con  $R = -1$ , in quanto la tensione massima è uguale a quella alterna.

Il calcolo del danno è ottenuto mediante un modello lineare di Miner: dapprima si ricavano le frazioni di danneggiamento calcolando il rapporto tra la tensione equivalente ed il valore che a quella tensione farebbe arrivare il pezzo a rottura per fatica, desunto dalle curve di durata. Ogni condizione di carico fornisce quindi una porzione di danno, intesa come numero positivo inferiore a 1 (qualora una singola condizione di carico fornisse 1, la verifica avrebbe immediatamente esito negativo). La somma di tutte le porzioni di danno di tutte le condizioni di carico, fornisce il danno totale. È ovvio che molte condizioni si ripetono all'interno di una intera vita di un carrello, per cui

il danno sarà esattamente quello di una sola applicazione del carico, moltiplicato per il numero di occorrenze. La procedura è stata automatizzata mediante il trasferimento dei risultati del calcolo ad elementi finiti su appositi fogli di calcolo, nei quali sono state implementate le formule per il trattamento dei file numerici e l'ottenimento del danno. L'output finale del calcolo numerico è riportato graficamente sul pezzo meccanico, per una migliore e più diretta visualizzazione. Si veda a riguardo la Tabella 2.

Occ.	1st loadcase		2nd loadcase		$\sigma_m$	$\sigma_a$	$\sigma_{eqv}$	Nf	Damage
	$\sigma_{max}$ (MPa)	$\sigma_{min}$ (MPa)	$\sigma_{max}$ (MPa)	$\sigma_{min}$ (MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)		
3.2e5	231	-86	1.7	-10	111	121	161	1785141	0.179

Tabella 2: esempio del trattamento dei valori del calcolo per l'ottenimento del danno.

L'analisi completa ha rivelato che i punti maggiormente interessati dal danneggiamento progressivo a fatica sono quelli dove si hanno forti carichi concentrati, in modo particolare le lug e le socket. In Figura 5 si vede un esempio delle mappe di danno sulla geometria del componente.

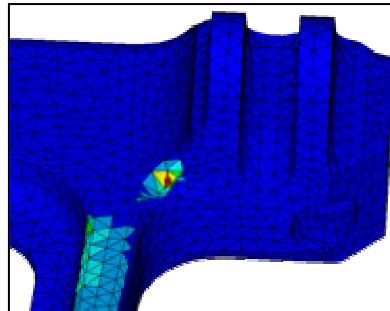


Figura 5: esempio di mappa di danno riportata sulla geometria del componente.

## 6 CALCOLO DEI PERNI DEGLI SNODI

Anche i perni fanno parte integrante del carrello e sopportano carichi fortemente concentrati, tali da richiedere l'uso di acciai ad alta resistenza. Segue la descrizione del loro calcolo, effettuato dapprima con metodi tradizionali, che, a fronte della semplicità operativa, hanno mostrato i loro limiti. Per questo motivo è stato necessario, anche in questo caso, far uso della modellazione ad elementi finiti.

### 6.1 Analisi tradizionale dei perni

L'analisi dei perni che collegano i vari corpi del carrello alla fusoliera si è rivelata la parte maggiormente critica del lavoro di analisi, soprattutto perché in alcuni casi questi sono i componenti maggiormente sollecitati dell'intero carrello. In particolare si può citare ad esempio il perno RH Pivot Pin (Right Hand Pivot Pin), che collega l'Upper Drag Stay alla fusoliera in prossimità della lug di attacco dell'attuatore. In attività di calcolo simili la prassi è stata quella di calcolare le tensioni tramite le formule messe a disposizione dai manuali specialistici, passando attraverso i coefficienti di intensificazione dello sforzo ( $K_t$ ) noti da letteratura [3].

Allo stesso tempo per la verifica di tali componenti, le forze vengono prese in considerazione solo come modulo della risultante, senza tenere in conto la direzione di applicazione, considerando

a favore della sicurezza e per semplicità la completa inversione del carico ad ogni ciclo. Nel caso in analisi queste semplificazioni hanno portato ad una sovrastima delle tensioni tale da essere in netto contrasto con quanto osservato sul componente reale. Per questo, i due aspetti sopra citati, coefficienti di concentrazione e entità del carico, sono stati trattati con l'approccio di seguito descritto, comunque semplificato, ma più aderente alla realtà fisica. Si è perciò dovuto discriminare sulla reale direzione di applicazione del carico.

Come si osserva in Figura 6 la maggior parte dei loadcase genera delle forze sul RH Pivot Pin con direzione e verso poco variabili (ovale in rosso). Solo la condizione di carrello retratto (ID33) genera una reazione opposta alle altre: questo può sembrare strano, ma l'attuatore in retrazione applica (e mantiene dopo il rientro completo del carrello) una forza doppia rispetto a quella necessaria all'estensione del carrello ed al suo mantenimento in posizione estesa. Considerare quindi la completa inversione del carico per ogni ciclo porta ad una sovrastima del danneggiamento.

Inoltre anche per i cicli che coinvolgono la condizione di retrazione (ID33) considerare il carico generato dall'altra condizione di ciclo, opposta in verso e con la medesima direzione, porta ad una sovrastima del danneggiamento. La metodologia di calcolo adottata verrà di seguito spiegata con un esempio riguardante una condizione critica del RH Pivot Pin, il ciclo ID31-ID33.

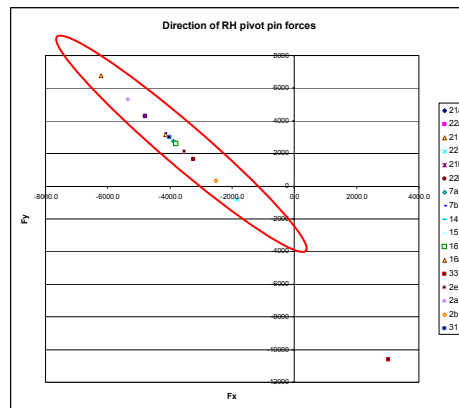


Figura 6: direzione delle forze sul RH Pivot Pin.

Prendendo come riferimento la condizione ID 33 si ottengono le distribuzioni indicate in Figura 7. E' evidente che se si considerano la massima trazione e la massima compressione applicate nello stesso punto, si sovrastima l'ampiezza del ciclo, ma essendo la distribuzione delle tensioni lineare è facile determinare il valore della tensione di compressione corrispondente al punto di massima tensione di trazione. In sintesi la modalità di calcolo dei pin è stata la seguente:

- determinazione delle forze risultanti di ciclo a partire dalle reazioni vincolari, e dell'angolo fra le risultanti.
- Se tale angolo è maggiore di  $90^\circ$ , si opera il cambiamento di segno della forza minore (ciclo trazione-compressione), altrimenti si considera un ciclo di sola trazione.
- Si determinano momenti e tensioni massime e minime in base allo schema statico definito per il pin in analisi.
- Si calcola la tensione minima di ciclo equivalente come la effettiva tensione minima di ciclo, moltiplicata per il seno dell'angolo tra le risultanti.
- Si calcola il danneggiamento di ciclo utilizzando le curve  $\sigma - N$  (nell'intervallo di validità di R) o applicando il criterio di Soderberg in condizioni di R non compreso.



## 6.2 Calcolo del fattore di intensificazione delle tensioni

È stato necessario determinare con cura anche il valore dei coefficienti di intensificazione delle sforzo da adottare. In primo luogo la geometria del componente non rientra in quelle per le quali siano noti in letteratura i valori del  $K_t$ . In secondo luogo l'adozione di valori di  $K_t$  riferiti a geometrie simili portavano a risultati in contrasto con quanto rilevato dalla evidenza sperimentale. Inizialmente si è scelto di calcolare il  $K_t$  della geometria adottata mediante il modello FEM illustrato nella Figura 8, ma i risultati, pur essendo in linea con i valori del  $K_t$  (per flessione semplice) riportati per geometrie analoghe contemplate in letteratura, non sono stati ritenuti soddisfacenti. Poiché la zona critica del componente si trova all'interno del vincolo (vedi Figura 9), in effetti le condizioni di carico sono ben diverse da quella di flessione semplice trattata in letteratura e simulata con il modello precedente. È stato necessario quindi valutare un coefficiente che correlasse il calcolo delle tensioni nominali effettuato in maniera semplice, cioè implementabile in un foglio di calcolo, alle reali tensioni nella zona critica.

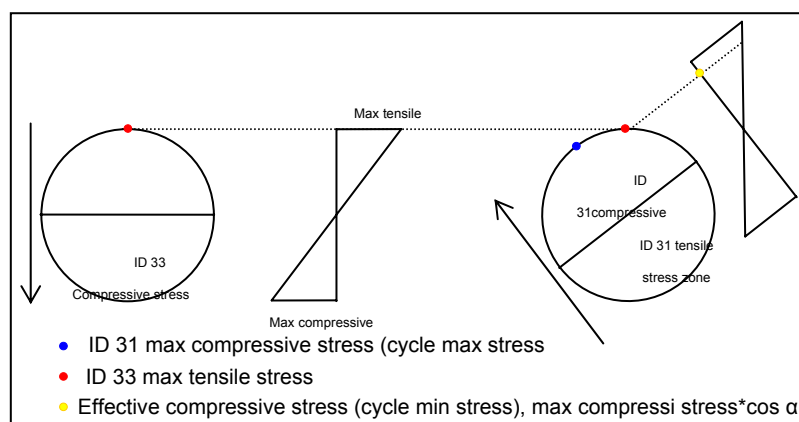


Figura 7: localizzazione dei massimi delle tensioni.

Si è deciso di determinare un fattore di intensificazione relativo al caso particolare, che tenesse conto sia del  $K_t$  che della effettiva condizione di carico e vincolo. È stato calcolato il valore della tensione nominale secondo lo schema statico della Figura 9, ottenendo un valore di 952 MPa.

Questo valore di tensione è stato messo a confronto con il valore della tensione massima sul componente, derivante da un modello FEM completo, cioè che tenesse conto della reale condizione di carico e di vincolo del corpo (con opportune condizioni di contatto). Il modello appena citato è illustrato nella Figura 9, a destra. Il massimo della tensione è pari a 927 MPa.

In sostanza il valore delle tensioni calcolato con il semplice schema statico desumibile dalla Figura 9, a sinistra, risulta inferiore di un fattore  $K = 927/952 = 0.97$ .

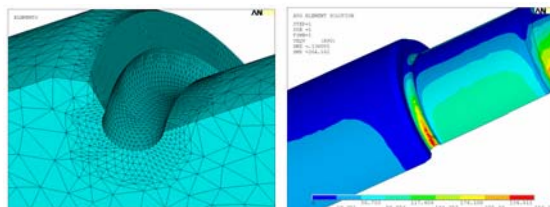


Figura 8: geometria del perno, modello EF e risultati.

Evidentemente le condizioni di vincolo e di carico (il modello tiene conto del precarico che viene applicato alla rotula del giunto sferico, ad esempio) sono tali da essere difficilmente prevedibili con metodi manuali e portano un beneficio sulle tensioni, opposto all'intensificazione delle tensioni dovuta al fattore d'intaglio del perno. Poichè del materiale del perno sono note le curve  $\sigma - N$  per  $-1 < R < 0.1$ , in questo range si è applicata la formula del Military Handbook [1], dopo essersi riportati al caso  $R = -1$  mediante la formula di Soderberg.

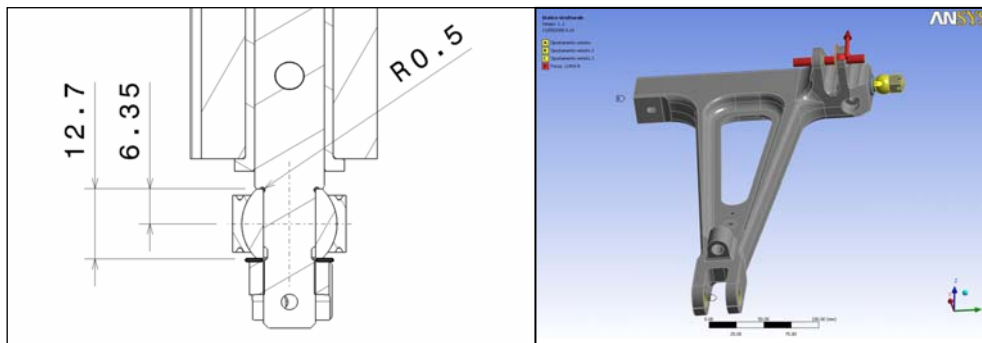


Figura 9: geometria del RH Pivot Pin e modello completo.

## 7 CONCLUSIONI

Questo lavoro illustra una procedura industriale realmente applicata per il calcolo del danneggiamento a fatica su di un componente critico come un carrello aeronautico. Nonostante diversi software offrano un modulo integrato di trattamento dei risultati per l'ottenimento del danno all'interno del codice ad elementi finiti, è stato scelto di sviluppare in proprio il calcolo per averne pieno controllo, essendo il lavoro una valutazione esterna fatta dall'Università nei confronti del Costruttore. I calcoli effettuati sono stati seguiti da prove meccaniche accelerate, che hanno confermato quanto meno la attendibilità delle previsioni.

### *Bibliografia*

- [1] Military Handbook, "Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures", Release 5J, 2003.
- [2] G. Belloni, A. Lo Conte, "Costruzione di macchine", Edizioni Hoepli, 2006.
- [3] W.D. Pilkey, D. F. Pilkey, "Peterson's Stress Concentration Factor", 2008.
- [4] E. F. Bruhn, "Analysis and Design of Flight Vehicle Structures", 1973.
- [5] Autori vari, "Advances in Multiaxial Fatigue", Mc Dowell/Ellis, 1993.
- [6] Autori vari, "Multiaxial fatigue", Miller/Browns, 1982.
- [7] Autori vari, "Fatigue Design of Components", Esis Elsevier, 1995.