

INDAGINE TEORICO-SPERIMENTALE SULLA SICUREZZA STRUTTURALE DI UN COMPONENTE DI UNA SOSPENSIONE AUTOMOBILISTICA

M.Boniardi^a, D.Colombo^b, M.Gobbi^c, G.Mastinu^d, M.Pennati^e

Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, via La Masa 34 – 20156 Milano

E-mail: ^amarco.boniardi polimi.it, ^bdaniele.colombo polimi.it, ^cmassimiliano.gobbi polimi.it, ^dgianpiero.mastinu polimi.it, ^emario.pennati mecc.polimi.it

SOMMARIO

Sono illustrate le caratteristiche meccaniche di sicurezza strutturale dell'attacco alla cassa di un montante McPherson di una sospensione automobilistica. Le funzioni dell'attacco sono quelle di realizzare una cerniera elastica, di arrestare il moto del montante McPherson in caso di urti o di sovraelongazioni. Sono svolti sia calcoli semplificati sia prove sperimentali per stimare le forze limite agenti (sia affaticanti, sia relative agli urti). E' inoltre condotta una verifica defect tolerant per verificare la resistenza a fatica del componente in esame. E' concluso che il componente resiste alle sollecitazioni imposte.

ABSTRACT

The reliability of the upper strut mount of a McPherson suspension has been studied. The upper strut mount constitutes the elastic connection (spherical joint) of the suspension system to the chassis. This component reacts to static and dynamic loading excited by road irregularities and vehicle manoeuvring. Experimental tests and calculations have been completed in order to evaluate the forces acting on the component. A defect tolerant assessment has been used to estimate its service life.

1. INTRODUZIONE

Nella progettazione delle sospensioni automobilistiche è importante definire a priori la resistenza strutturale delle stesse. Spesso risulta non immediato definire le forze che in casi rari possono essere applicate alla struttura [1]. L'argomento di questa memoria è l'analisi della resistenza a frattura della cerniera elastica del montante McPherson di una sospensione automobilistica (Fig.1). Sono svolte prove sperimentali per stimare le forze agenti sul componente. E' sviluppato un modello ad elementi finiti per stimare le sollecitazioni locali. Sono eseguite analisi metallografiche per verificare la presenza di normali soluzioni di continuità nella struttura. Sono svolti calcoli per stimare la resistenza alla frattura da parte del componente.

2. COMPONENTE E MODELLO

Il componente (Fig.1, 11c) è costituito da diverse parti (Fig.2). La campana centrale 1 è collegata allo stelo dello smorzatore, dal quale arriva il carico quando la ruota non si trova in posizione di sovraelongazione verticale (bump). Un elemento di gomma (3) collega la parte 1 all'anello esterno 2 che è fissato alla carrozzeria del veicolo tramite tre bulloni. Per effetto di un carico rivolto verso l'alto, la campana 1 si alza deformando l'elemento 3 finché le due alette poste alla sua base entrano in contatto con i tamponcini di gomma (4). In questo caso (sovraelongazione verticale) la forza verticale non è applicata dallo stelo dello smorzatore ma dal tampone che avvolge lo stelo dello smorzatore (Fig.1,11h).

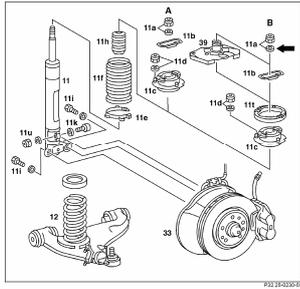


Fig.1 - Sospensione McPherson della vettura Mercedes modello W124. Il componente preso in esame è indicato con la sigla 11c (cerniera elastica del montante McPherson, in lingua tedesca Gummilager)

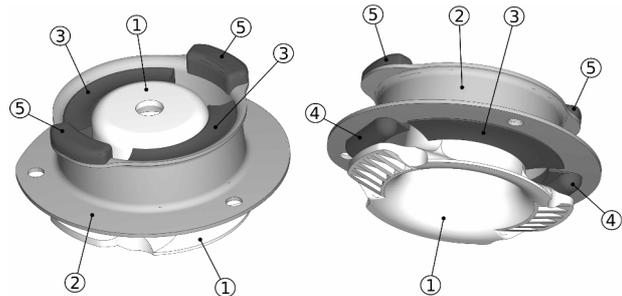


Fig.2 - Vista dall'alto e dal basso del componente (Gummilager) con indicati i numeri di riferimento adottati per le diverse parti .

2.1. Descrizione del modello FE

Per poter determinare lo stato di sollecitazione del componente e per poterne effettuare una verifica *defect tolerant*, è stato creato un modello ad elementi finiti (Fig.3). La mesh, composta da 199.396 elementi tetraedrici e 327.452 nodi, è stata ottenuta tramite le procedure di meshatura automatica fornite dal preprocessor MSC Patran 2005. La dimensione media del lato dell'elemento all'interno della mesh è pari a 3 mm. La mesh è stata infittita in prossimità degli spigoli e dei raccordi. La connessione tra le diverse parti del modello (parti 1-3, 3-2, 4-2 e 5-2) è stata ottenuta tramite il vincolo TIE implementato nel solutore ABAQUS/Standard: gli spostamenti dei nodi che giacciono su due superfici in contatto tra loro appartenenti a due parti adiacenti vengono vincolati in modo tale che le due superfici si comportino come se fossero incollate tra loro. Unico vincolo di contatto che è stato imposto è quello presente tra la parte 4 e le alette inferiori della parte 1. Questo contatto diventa effettivo quando la forza applicata alla parte 1 tramite lo stelo dello smorzatore e tramite il tampone di fine corsa causa un sensibile spostamento verso l'alto della parte 1 stessa, portando in contatto geometrico le alette inferiori e la parte 4. Il tampone di fine corsa (Fig.1,11h) non è stato modellato per i motivi che verranno ora esposti.

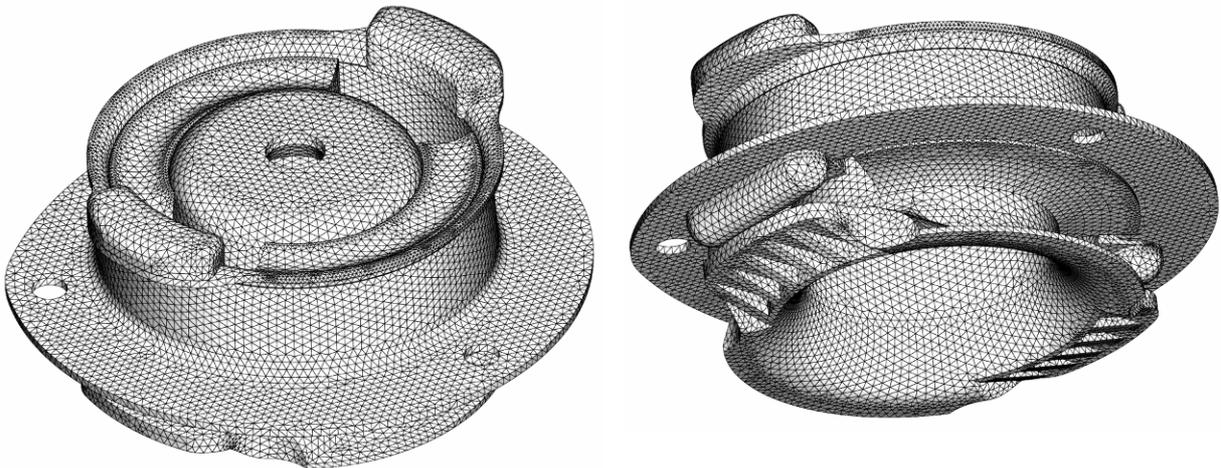


Fig. 3 - Viste dall'alto e dal basso del modello FE del componente (Gummilager)

2.2. Semplificazione ingegneristica del modello

Il comportamento del componente è complicato dalla presenza dell'elemento di gomma 3 (Fig.2). Infatti, nonostante esistano in letteratura modelli che permettono di descrivere il legame costitutivo di una gomma, la loro calibrazione risulta complicata e il loro utilizzo porta a notevoli problemi di convergenza dell'analisi. Come spesso avviene, si è scelto di modellare la gomma in modo semplificato ma ingegneristicamente significativo, assimilandone il comportamento a quello di un solido elastico lineare, omogeneo ed isotropo. Lo scopo dell'analisi è quello di prevedere lo stato di sollecitazione della sola parte 1 (Fig.2) per poterne effettuare la verifica *defect tolerant*. Il modulo

elastico della gomma è stato tarato utilizzando i rilievi sperimentali, come descritto nel seguito. d'obbligo sottolineare che questa parte di gomma lavora con buona approssimazione esclusivamente a taglio, sia che la forza che arriva dallo stelo dello smorzatore sia rivolta verso l'alto, sia che sia rivolta verso il basso.

L'ulteriore complicazione per la modellazione del componente è data dalla presenza del tampone di fine corsa (Fig.1,11h) che viene compresso dall'ammortizzatore durante il suo movimento verso l'alto. La modellazione del suo comportamento è complicata dal fatto che è costituito anch'esso di gomma e che, data la sua forma, alcune sue parti entrano in contatto tra loro all'aumentare del carico applicato. Il tampone entra inoltre in contatto con la superficie interna della parte 1 (Fig.2) durante la sua deformazione. Si può però osservare che, tranne nella fase di inizio compressione, gli anelli di cui è costituito il tampone entrano in contatto a carichi abbastanza bassi rispetto a quello massimo previsto e che, pertanto, il tampone si comporta come un cilindro di gomma compresso dalla forza derivante dallo smorzatore. Visto che il comportamento meccanico della gomma è assimilabile a quello di un fluido incompressibile, si può concludere che l'effetto della compressione applicata alla parte 1 dal tampone, una volta che gli anelli esterni di cui è costituito entrano in contatto, è paragonabile appunto a quella di un fluido incompressibile che riempie internamente la parte 1. Questo permette di semplificare la modellazione di questa parte: stelo dell'ammortizzatore e tampone vengono esclusi dalla modellazione e la forza viene introdotta nel modello tramite una pressione agente sulla superficie interna della parte 1. Grazie all'assialsimmetria di questa superficie, la risultante della forza introdotta dalla pressione è esattamente diretta come lo stelo dello smorzatore.

Invertendo la forza applicata dallo stelo dello smorzatore (forza verso il basso), il tampone non viene più compresso e risulta essere scarico. Pertanto l'introduzione della forza tramite pressione non è più valida. In questo caso la forza entra esclusivamente dallo stelo e pertanto può essere introdotta nel modello applicandola ai nodi evidenziati in Fig..5.

Il modello è vincolato a terra annullando gli spostamenti dei nodi in prossimità dei fori di collegamento della parte 2 alla carrozzeria.

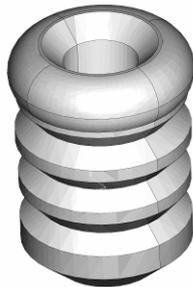


Fig.4 – Modello del tampone (Fig.1, 11h)

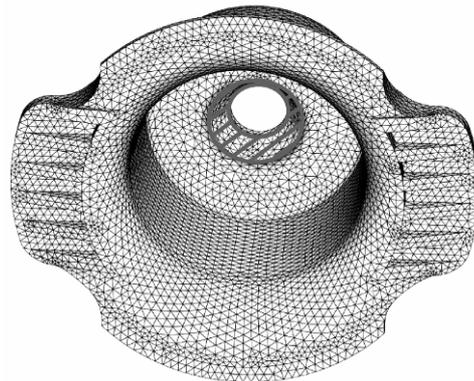


Fig. 5 – Vista interna della parte 1. La zona contornata e tratteggiata in grigio racchiude la superficie sulla quale sono state applicate le forze nodali per introdurre il carico verso il basso.

Il coefficiente di Poisson del materiale isotropo equivalente della gomma 3 che collega la parte 1 alla parte 2 è stato assunto pari a 0.49, prossimo al valore 0.5 teorico che caratterizza l'incompressibilità. Non è stato utilizzato il valore 0.5 per problemi di convergenza del solutore FE. Il modulo elastico del materiale equivalente è stato determinato per tentativi sfruttando i dati sperimentali disponibili provenienti da una prova di trazione effettuata sul componente (vedi oltre).

La validazione del modello è riportata in Tab.1. In tabella sono riportati i confronti tra valori di deformazione previsti dal modello FE e quelli registrati dalla rosetta per la condizione di inizio contatto tra la parte 1 (Fig.2) e la parte 4. Si può notare che l'errore è basso e che, con l'eccezione del braccio B in cui i valori sono coincidenti, le deformazioni previste dal modello FE risultano superiori a quelle rilevate sperimentalmente, condizione che rende conservativi i risultati ottenuti con il modello. I valori previsti dal modello possono pertanto essere utilizzati per la verifica *defect tolerant* del componente.

Braccio rosetta	Valore sperimentale [μ€]	Valore FE [μ€]	Errore [μ€]
A	155	182	27
B	125	124	-1
C	31	65	34

Tab.1 – Confronto tra le deformazioni rilevate sperimentalmente e quelle previste dal modello. Un errore positivo indica che il valore numerico è superiore a quello sperimentale.

2. PROVE SPERIMENTALI

2.1. Prove di laboratorio

E' stata applicata alla parte 1 (Fig.2) una forza verso l'alto tramite una macchina di trazione universale. Sono stati registrati lo spostamento della parte 1 (Fig.2) tramite un sensore LVDT e le deformazioni in un suo punto tramite la rosetta estensimetrica di figura 6. I risultati sperimentali della prova di trazione sono visibili nelle figure 7 e 8.



Fig. 6 - Disposizione della rosetta estensimetrica sul Gummilager.

Dall'analisi della figura 7 si nota che in prossimità di uno spostamento di 4.5 mm (circa 2000 N di carico), la curva cambia pendenza. Questo è dovuto al fatto che per quel valore di carico le alette inferiori della parte 1 entrano in contatto con i tamponcini di fine corsa (parte 4) e il componente diventa più rigido. Questa osservazione è stata utilizzata per tarare il modulo elastico del materiale isotropo equivalente utilizzato per modellare la parte 3. Il valore è stato trovato per tentativi. Il modulo elastico trovato è pari a 4.9 MPa.

Ancora dalla figura 7 è possibile notare che la curva è pressoché lineare per uno spostamento compreso tra 1.5 e 4.5 mm. Questo è dovuto al fatto che in questo tratto il tampone di fine corsa (Fig.4) è completamente compresso, nel senso che i suoi anelli esterni sono completamente a contatto tra loro, e pertanto in questo tratto è valida l'ipotesi utilizzata nel modello FE. Questo comportamento è rintracciabile anche nei valori registrati dalla rosetta (Fig.8).

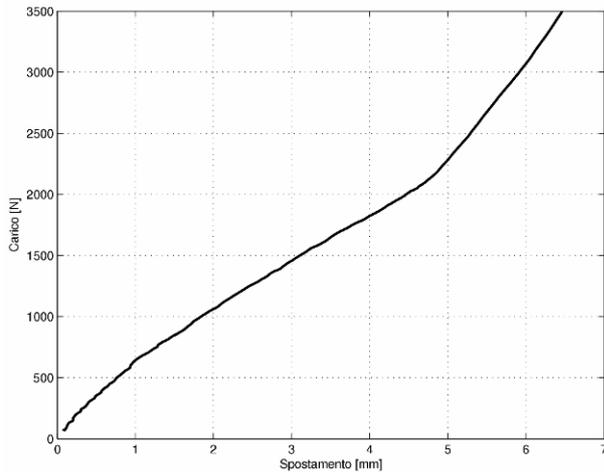


Fig.7 – Andamento del carico applicato durante la prova di trazione del componente in funzione dello spostamento della parte 1.

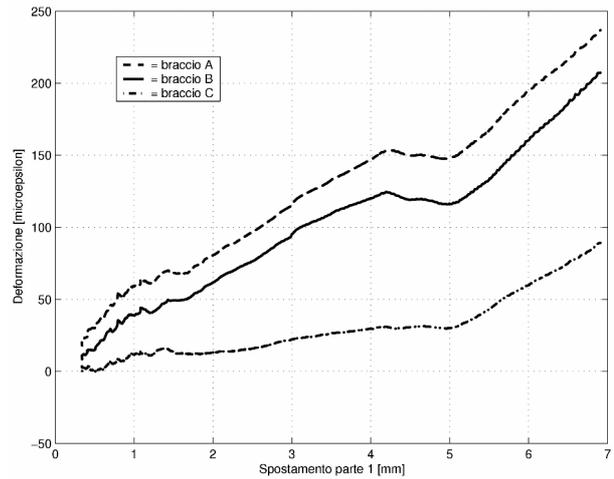


Fig.8 – Andamento delle deformazioni rilevate dall'estensimetro a rosetta durante la prova di trazione del componente in funzione dello spostamento della parte 1.

2.2. Prove su veicolo

Al fine di determinare le forze agenti sul componente in esame sono state svolte indagini sperimentali sul veicolo illustrato in Fig.9. Durante le prove sperimentali è stato utilizzato un ostacolo di sezione 70x180 mm (Fig.10). Il veicolo ha superato l'ostacolo a velocità controllata. Le misure di sollecitazione sul componente sono state effettuate usando rosette estensimetriche per lega di alluminio:HBM 1-R 13-6/120. La posizione della rosetta è indicata in n Fig.6.



Fig.9 - Veicolo strumentato utilizzato per le prove sperimentali.

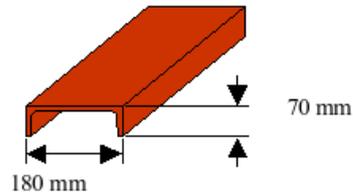


Fig.10 - ostacolo 70 x 180 mm.

I tre segnali della rosetta estensimetrica sono stati acquisiti tramite una centralina HBM modello SPIDER 8 con classe di accuratezza 0.1. La frequenza di acquisizione è 200 Hz, e i segnali sono filtrati tramite filtri PB BW a 80 Hz. Le corrispondenze tra estensimetro e canale di uscita sono indicate in tabella.

Posizione estensimetro	Canale
B	CH0
A	CH1
C	CH2

Tab.2 – Corrispondenza tra canali e bracci della rosetta

Le letture effettuate dalla rosetta estensimetrica durante il passaggio su ostacolo sono riportate in Fig.11. I corrispondenti valori degli sforzi principali sono riportati in figura 12.

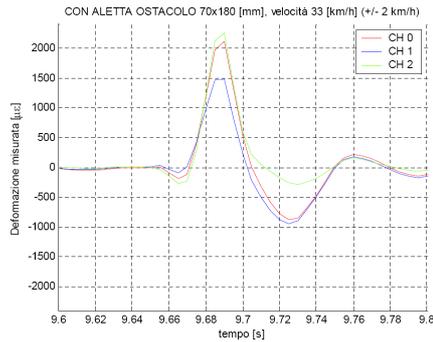


Fig.11 - Deformazioni misurate sul Gummilager relative al passaggio sull'ostacolo 70x180 mm alla velocità di 33 2 km/h.

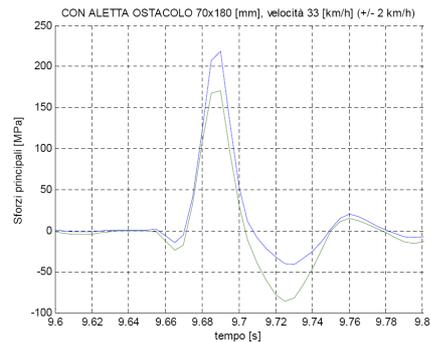


Fig.12 - Sforzi principali (σ_I linea blu, σ_{II} linea verde) nel Gummilager relative al passaggio sull'ostacolo 70x1800 mm alla velocità di 33 2 km/h.

2.3. Prove metallografiche

Sono state effettuate prove metallografiche riportate in Fig.13 e 14. Le porosità rilevate sono normali in getti pressocolati come quello in esame [2].



Fig. 13. Indagini metallografiche sul componente.

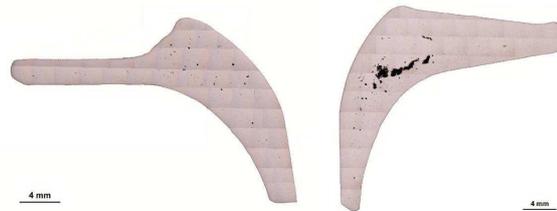


Fig. 14. Porosità rilevate durante le indagini metallografiche sul componente.

3. VERIFICA DI RESISTENZA A FATICA

Come evidenziato nel paragrafo precedente, nel componente sono presenti normalmente delle porosità estese. Viste le notevoli dimensioni, da queste cavità è lecito attendersi la nucleazione e propagazione di cricche di fatica. Affinché questi difetti non rappresentino un pericolo per l'integrità strutturale del componente, le eventuali cricche che si formano devono essere non propaganti [3-6].

3.1. Calcolo delle forze agenti sul componente

Nel caso di forze agenti sul componente (Gummilager) in condizioni normalmente gravose (richiesta di vita a fatica per 10^6 cicli), le condizioni di moto della ruota del veicolo dipendono dai modi di vibrare che sono eccitati per effetto delle irregolarità:

- primo modo di vibrare: freq.: 1 Hz, ampiezza: 0.035 m, corsa: 0.070 m
- secondo modo di vibrare freq.: 12 Hz, ampiezza: 0.007 m, corsa: 0.014 m

Le forze sul Gummilager (Fig.2) giungono in massima parte dallo stelo dello smorzatore. Il valore massimo della forza più sollecitante sul Gummilager è dato dal coeff. di smorzamento per la velocità dello stelo. Per quanto riguarda il calcolo del coeff. di smorzamento, i valori di forza sono dati montando lammortizzatore su un manovellismo (Tab.3 , Fig.15). La corsa del manovellismo è: 0.05 m.

forza	direzione forza		velocità			coeff. di smorzamento	
140 N	compressione	25 giri/min	velocità	0.07 m/s	2140	Ns/m	
215 N	compressione	50 giri/min	velocità	0.13 m/s	1643	Ns/m	
340 N	compressione	100 giri/min	velocità	0.26 m/s	1299	Ns/m	
570 N	compressione	200 giri/min	velocità	0.52 m/s	1089	Ns/m	
260 N	estensione	25 giri/min	velocità	0.07 m/s	3975	Ns/m	
530 N	estensione	50 giri/min	velocità	0.13 m/s	4051	Ns/m	
950 N	estensione	100 giri/min	velocità	0.26 m/s	3631	Ns/m	
1630 N	estensione	200 giri/min	velocità	0.52 m/s	3115	Ns/m	

Tab. 3 - Forze rilevate da macchina per rilievo caratteristica dello smorzatore e coeff. smorzamento

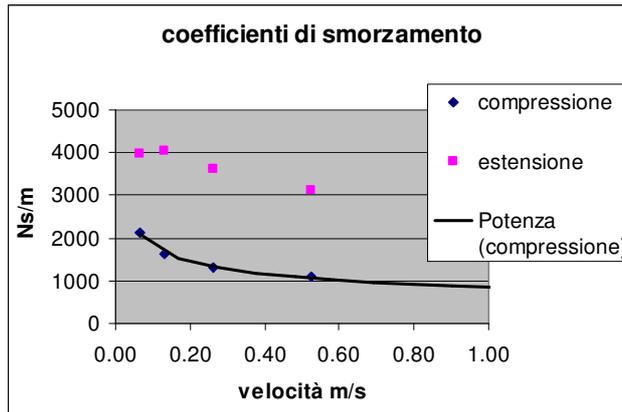


Fig.15 - Coefficienti di smorzamento in funzione della velocità degli estremi dello smorzatore

Risulta quindi

Velocità 1Hz, ampiezza 0,035m: 0.22 m/s
Velocità 10Hz, ampiezza 0,007m: 0.52 m/s

Coefficiente di smorzamento

in compressione 1Hz, 1500 Ns/m
10Hz, 1100 Ns/m
in estensione 1 Hz, 3100 Ns/m
10 Hz, 3700 Ns/m

La forza che agisce sullo stelo dello smorzatore è quindi (ipotesi molto conservativa di picchi a 1 Hz e a 10 Hz contemporanei):

in compressione 1Hz, 330 N
10Hz, 580 N
in estensione 1Hz, 813 N
10 Hz, 1635 N

Pertanto la forza totale agente sullo stelo è la seguente: in compressione 910 N (forza verso l'alto), in estensione 2449 N (forza verso il basso).

3.2. Verifica defect tolerant del componente

E' effettuato il calcolo di un coefficiente di sicurezza definito come rapporto tra il valore di soglia del ΔK , valutato per le cricche che si possono originare dal difetto, e quello che effettivamente le sollecita. Per effettuare questa valutazione si è ricorso all'approccio formulato da Murakami ed Endo [3,4,5] che permette di descrivere l'effetto che il difetto, anche di forma complessa, ha sulla vita a fatica del componente tramite il solo parametro geometrico $\sqrt{\text{area}}$: il difetto viene assimilato ad una cricca la cui lunghezza è pari alla radice quadrata dell'area che si ottiene proiettando il difetto su un piano normale allo sforzo principale massimo agente in prossimità del difetto stesso. L'analisi FE ha permesso di

individuare le zone più sollecitate della parte 1 (Fig.16). Per la verifica defect tolerant si assume che si verifichi la condizione più sfavorevole. Si suppone cioè che la più grande porosità che si è trovata all'interno del componente sia posizionata in direzione normale allo sforzo principale massimo nella zona più sollecitata. Per ottenere una soluzione conservativa, si è supposto che il componente sia soggetto alle peggiori condizioni di carico previste. Il ciclo di carico è cioè individuato da una forza verso l'alto pari a 910 N e una forza verso il basso pari a 2449 N. Come illustrato nella validazione sopra riportata, il modello FE prevede correttamente i valori di sforzo nella parte 1 (Fig.2). Per rendere ancora più conservativa la soluzione è stato però scelto di applicare il carico che porta le alette della parte 1 in contatto con i tamponcini di fine corsa della parte 4 (2000 N). Delle tre zone individuate, solo la zona 1 è la più pericolosa poiché con l'applicazione della forza verso il basso di 2449 N, a causa del cambiamento della modalità di carico della parte 1, le zone 2 e 3 risultano meno sollecitate della zona 1.

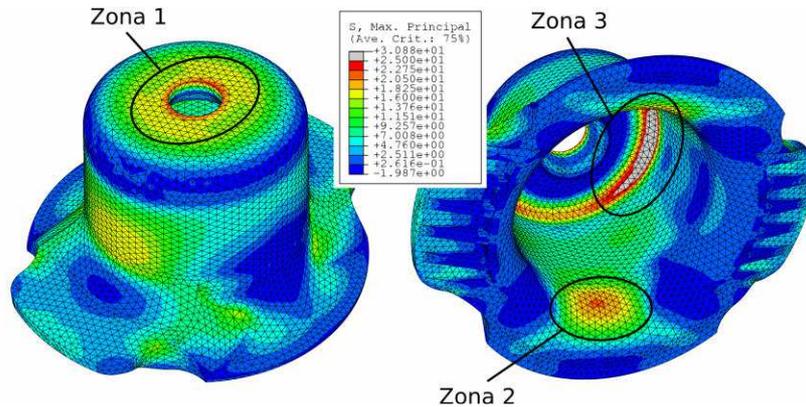


Fig.16 – Applicata una forza di 2000 N verso l'alto. In evidenza le zone più sollecitate (sforzo principale massimo [MPa])

Il valore massimo del ΔK per un difetto superficiale di forma anche complessa è valutabile con la seguente relazione [6]:

$$\Delta K_{\max} = 0.65 \cdot \Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot \sqrt{area}} \quad (1)$$

La failure analysis ha messo in evidenza cavità di ritiro caratterizzate da $\sqrt{area_{\max}}$ pari a 2250 μm . L'analisi FE permette di ricavare la variazione dello sforzo principale massimo nel ciclo di fatica ($\Delta \sigma$). Il punto più sollecitato della zona 1 risulta essere sul bordo del foro (Fig.16), dove lo stato di sforzo è monoassiale. L'applicazione dell'eq.1 ai nodi che giacciono sul bordo permette quindi di valutare il ΔK_{\max} che sollecita il difetto. Il valore di soglia del ΔK viene valutato tramite il modello di soglia presente nell'equazione di NASGRO [5,7]. Tenendo presente il fatto che per il ciclo di carico considerato R risulta negativo, il modello di soglia è espresso dalla seguente equazione:

$$\Delta K_{th} = \Delta K_1 \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{area}}{\sqrt{area} + \sqrt{area_0}}} \cdot \left[\frac{1-R}{1-f} \right]^{1+R \cdot C_{th}^m} / (1-A_0)^{(C_{th}^p - R \cdot C_{th}^m)}, \quad R < 0 \quad (2)$$

dove R è il rapporto di ciclo, f una funzione che tiene conto della crack closure, $\sqrt{area_0}$ il parametro di El-Haddad ($a_0=0,0381$ mm) e i rimanenti parametri delle costanti dipendenti dal materiale. Se si considera che il difetto considerato è molto grande, il termine $\sqrt{area}/(\sqrt{area} + \sqrt{area_0})$ è pari circa a 1 e il ΔK_{th} tende ad assumere il valore corrispondente delle cricche lunghe. Il valore di R di *cutoff* è stato assunto pari a -2.

Dalla esecuzione delle simulazioni risulta che, con riferimento alla verifica defect tolerant, il coefficiente di sicurezza più basso ottenuto nei nodi della zona 1 in prossimità dello spigolo del foro è pari a 1,65 ($\Delta K_{\max}=217$ MPa $\sqrt{\text{mm}}$, $\Delta K_{th}=358$ MPa $\sqrt{\text{mm}}$). Questo conferma che il componente lavora in condizioni di sicurezza e non svilupperà cricche pericolose per la sua integrità, a fronte delle condizioni di carico estremamente gravose e non raggiungibili nelle condizioni di lavoro reali.

4. CONCLUSIONI

E' stata svolta una Indagine teorico-sperimentale sulla sicurezza strutturale a frattura di un componente (Gummilager) di una sospensione automobilistica. Le forze eccitanti sono state sia stimate col calcolo, sia misurate con apposite gravose prove sperimentali. E' stata effettuata una verifica defect tolerant del componente al fine di stimarne in modo rigoroso le condizioni di sicurezza. Si è verificato cos che il componente resiste a vi ta illimitata alle sollecitazioni imposte. La cosa è verificata anche nella pratica. Infatti il componente in esame è stato prodotto in circa 10 milioni di esemplari senza che abbia mai dato problemi di resistenza strutturale dovuti a problemi di fatica.

BIBLIOGRAFIA

- [1] J. Reimpell et Al "The Automotive Chassis" Butterworth-Heinemann, 1995
- [2] Lados, D. et Al, Fatigue crack growth characte ristics in cast Al-Mg-Si alloys. Part I. Effect of processing conditions and microstructure' Mat.Science and Eng., A 385 (2004) 200-211
- [3] Murakami . Metal Fatigue: Effects of Small Def ects and Nonmetallic Inclusions. Oxford: Elsevier, 2002.
- [4] Beretta S., Blarasin A., Endo M., Giunti T., Murakami . Defect tolerant design of automotive components. Int. J. Fatigue. 1997; 4:319-333.
- [5] Colombo D. Progettazione di componenti di elicottero in presenza di cricche e difetti. Politecnico di Milano. Tesi di dottorato. Milano, 2005
- [6] Beretta S. Propagation of short cracks in a high strength steel for railway axles. European Conference on Fracture ECF14, Krakow, 2002
- [7] NASA Johnson Space Center. Fatigue crack growth computer program NASGRO version 4.2 reference manual. Huston, Texas, 2005. Web: <http://www.nasgro.swri.org/>