

# Resistenza a fatica di catene automobilistiche

La verifica a fatica delle catene a bussola per impieghi automobilistici è stata basata per lungo tempo sulla verifica indipendente dei suoi componenti, condotta trascurando la deformabilità del perno e della bussola e assumendo, anche per le catene doppie, una distribuzione di carico uniforme tra le piastre. In questo ambito non sono ancora pienamente sfruttate le potenzialità di calcolo offerte dai modellatori solidi e dai codici commerciali a elementi finiti per il calcolo accurato dello stato di sforzo nelle maglie delle catene e quindi per una verifica a fatica più affidabile.

Le richieste dell'industria automobilistica, sempre più spinte in termini di:

- carichi che le catene devono sopportare in esercizio,
- riduzioni di peso,
- riduzione degli ingombri,

hanno fatto nascere l'esigenza di procedere alla verifica della vita a fatica delle catene sulla base di un calcolo dello stato di sforzo che tenga conto della deformabilità di tutti i costituenti la maglia della catena e, in particolare per le catene doppie, della reale distribuzione dei carichi tra le piastre. L'esecuzione di prove sperimentali su ogni nuova tipologia di catena e per diversi materiali, risulta infatti onerosa sia per i tempi necessari sia per i costi, mentre l'applicazione di simulazioni numeriche ad elementi finiti può rappresentare un importante supporto in questo ambito produttivo.

Come noto, il limite alla diffusione nell'industria dell'applicazione di modelli numerici ad elementi finiti è da ricercare nel fatto che i tem-

pi di messa a punto di ogni nuovo modello non sono compatibili con i tempi imposti dal mercato per la valutazione di nuove soluzioni costruttive o di modifiche di soluzioni esistenti. Per rispondere a tale esigenza è stata sviluppata un'interfaccia grafica finalizzata alla costruzione automatica e in tempo reale di un modello Fem di catene automobilistiche per due solutori commerciali, Abaqus e Ansys.

L'interfaccia contiene:

- un database aggiornabile di tipologie di catene di cui bisogna solo assegnare le dimensioni geometriche caratteristiche,
- un database di materiali che possono essere selezionati per i diversi componenti,
- una lista di condizioni di carico che possono essere applicate,
- un set preselezionato di risultati che l'analisi ad elementi finiti deve fornire.

Date le notevoli potenzialità di calcolo di cui oggi si dispone, è così possibile procedere, in tempi confrontabili con i tempi di verifica classici, ad una valutazione della effettiva distribuzione degli sforzi nella maglia della catena e quindi ad una verifica della sua resistenza a fatica, quando si siano introdotte variazioni di geometria o di materiale.

Al fine di valutare quanto un approccio basato sulla simulazione numerica tridimensionale delle condizioni di carico sulla catena possa influenzare la stima della verifica a fatica, è stata presa in esame una catena a maglia doppia, avente le piastre realizzate in acciaio al carbonio bonificato e i perni in acciaio carbonitrurato.

Uno specifico programma permette, sulla base della tipologia di catena, della relativa geometria, della legge costitutiva del materiale e delle condizioni di carico, la messa a punto automatica di un modello Fem per Abaqus e Ansys.

La verifica a fatica sulla base dei risultati di analisi a elementi finiti tridimensionali, mostra un ottimo accordo con i risultati delle prove di fatica sperimentali

## Programma

### ChAM<sub>MORSETEC</sub>

L'interfaccia grafica per la costruzione automatica di un modello geometrico tridimensionale di catene di trasmissioni per impieghi automobilistici e del relativo modello per l'esecuzione di analisi numeriche ad elementi finiti con due codici commerciali Abaqus e Ansys, è denominata ChAM<sub>MORSETEC</sub> ed è stata sviluppata in ambiente Visual Basic.

L'interfaccia gestisce sia la costruzione del modello della catena sia l'impostazione dell'analisi numerica attraverso finestre grafiche complete di messaggi esplicativi sui dati richiesti.

Il modello geometrico della catena in esame, inteso come modello della singola maglia completa, è costruito sulla base della tipologia di catena scelta, singola o doppia, con bussola aperta o chiusa, delle dimensionali nominali dei componenti la maglia e dei materiali selezionati da un database contenente le relative curve sperimentali  $\sigma$ - $\epsilon$ .

Fissato il livello di discretizzazione geometrica, il programma costruisce in tempo reale il modello ad elementi finiti della maglia completa della catena, impiegando elementi solidi a 20 nodi. Il modello comprende le superfici di contatto tra i componenti, le condizioni di simmetria e i vincoli e la definizione dei passi di carico da eseguire.

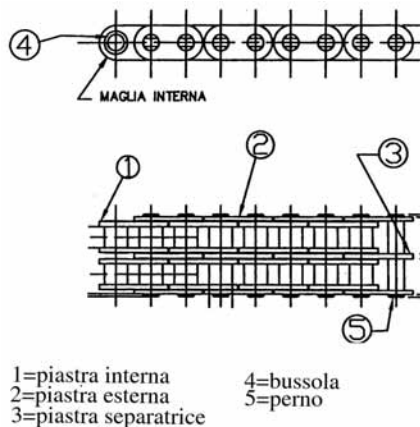
Il modello, predisposto per un'analisi statica, permette di calcolare la distribuzione relativa dei carichi tra le piastre, la distribuzione degli sforzi e delle deformazioni sui singoli componenti e la distribuzione delle pressioni sulle superfici di contatto, tenendo conto dell'effetto del forzamento iniziale del perno e della bussola con le relative piastre di collegamento.

### Modello Catena C222-0601NFS

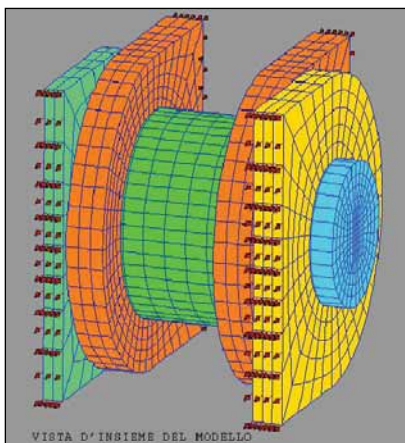
Il caso preso in esame per la verifica del modello è la catena C222-0601NFS. Questa è una catena doppia il cui disegno d'insieme è riportato nella figura 1.

La maglia completa è formata da una maglia esterna e da due maglie interne. Ognuna delle due maglie interne affiancate è formata da due piastre interne e dalla bussola, la maglia esterna è formata da due piastre esterne, da una piastra separatrice e dal perno.

Nel caso in esame si considerano solo carichi as-



**1. Disegno d'insieme della catena doppia C222-0601NFS.**



**2. Modello Fem della catena doppia C222-0601NFS.**

siali per cui il modello ad elementi finiti sfrutta la simmetria della maglia interna, la simmetria della maglia esterna e la simmetria rispetto al piano medio della piastra separatrice. Il modello composto da 4272 elementi solidi a 20 nodi è predisposto per analisi numeriche con solutore Abaqus è riportato nella figura 2. Nel modello sono vincolati i moti rigidi e sono presenti le superfici di contatto tra piastre interne e bussola, tra piastra esterna e perno, tra piastra separatrice e perno e tra maglia interna e piastre adiacenti. I contatti sono tutti definiti con attrito. Inoltre, tra bussola e fori delle piastre esterne e tra perno e piastra separatrice è presente la relativa interferenza.

### Materiali

Nel modello ad elementi finiti il materiale delle piastre e della bussola si assume abbia com-

portamento elastoplastico con criterio di snervamento alla von Mises e incrudimento isotropo, il materiale del perno si assume elastico lineare. I valori del carico di snervamento e del carico di rottura sono per l'acciaio al carbonio bonificato rispettivamente  $\sigma_{sn}=1500$  MPa e  $\sigma_R=1700$  MPa e per l'acciaio carbonitrurato rispettivamente  $\sigma_{sn}=1750$  MPa e  $\sigma_R=1850$  MPa.

### Condizioni di carico

La catena è stata caricata assialmente con due condizioni di carico esaminate separatamente:

- 1) carico pari al 70% del carico di rottura, rilevato sperimentalmente;
- 2) ciclo di carico contenente l'applicazione di un precarico, lo scarico a zero, il carico fino al limite di fatica della catena attraverso successivi incrementi.

Le analisi numeriche sono analisi statiche per il calcolo della distribuzione degli sforzi in tutti gli elementi della catena, in particolare nelle piastre, dove classicamente si localizzano le rotture per fatica.

Le analisi sono state condotte in controllo di spostamento assiale. Per simulare la prima condizione di carico è stato imposto uno spostamento di 0,16 mm delle superfici di mezzzeria tra i perni della piastra separatrice e della piastra esterna. Per simulare la seconda condizione di carico è stato imposto un ciclo di spostamento tale da dar luogo al ciclo di carico assegnato.

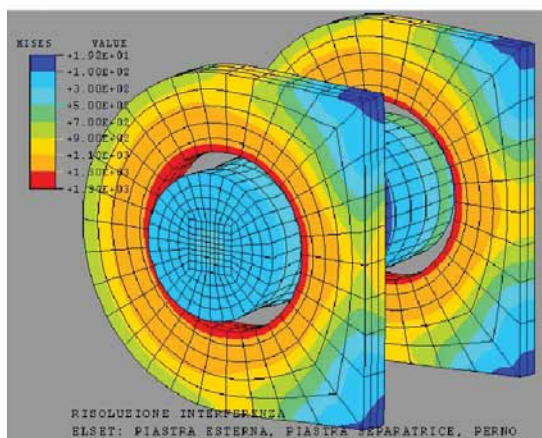
Per entrambe le condizioni di carico esaminate, l'applicazione dello spostamento imposto è stata preceduta da un passo di analisi in cui sono state risolte le interferenze tra bussola e piastre interne, tra perno e piastra separatrice e tra perno e piastra esterna.

I risultati delle analisi condotte per la catena in esame verranno riportati nelle figure seguenti. Per ragioni di leggibilità le distribuzioni di sforzo verranno presentate separatamente per la maglia esterna e per la maglia interna. Inoltre, il perno e la bussola verranno presentati con una separazione fittizia rispetto ai fori delle relative piastre.

### Risultati delle analisi numeriche

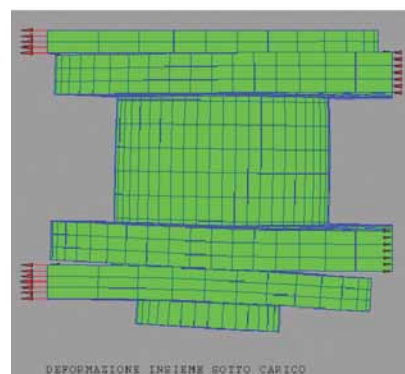
#### Prima condizione di carico

Le distribuzioni dello sforzo di von Mises dopo la risoluzione dell'interferenza è riportata nelle



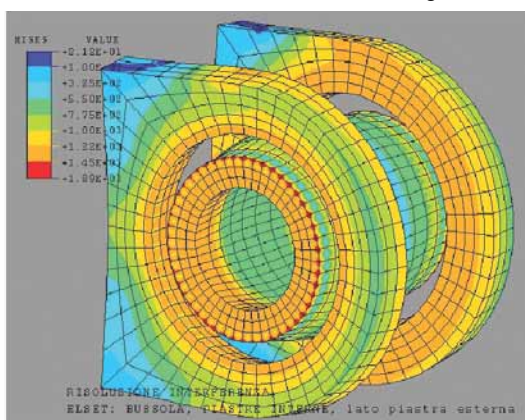
**3. Risoluzione dell'interferenza, sforzo equivalente di von Mises, maglia esterna.**

**5. Deformata dopo l'applicazione del carico.**



**4. Risoluzione dell'interferenza, sforzo equivalente di von Mises, maglia interna.**

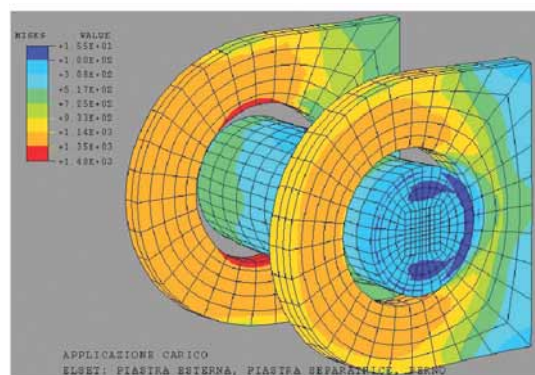
figure 3 e 4. Si può osservare che l'interferenza tra perno e piastre e l'interferenza tra bussola e piastre dà luogo ad una distribuzione dello sforzo di von Mises poco diverso sulle singole piastre il cui valore massimo, pari a 1450 MPa, è sulla piastra esterna. Le pressioni di contatto risultano comprese tra 70 e 90 MPa, al contatto tra perno e piastre, e comprese tra 90 e 120 MPa, al contatto tra bussole e piastre.



Nelle sezioni più sollecitate delle piastre, il livello di sforzo, dovuto alla sola risoluzione dell'interferenza, è pari all'80% del carico di snervamento. Questo conferma quanto risulta sperimentale e cioè che l'interferenza effettiva influenza molto la resistenza a fatica della catena e che l'applicazione del programma messo a punto, può risultare molto vantaggiosa per lo studio dello stato di sforzo dovuto all'interferenza per diversi livelli dell'interferenza iniziale.

A seguito dell'applicazione del carico assiale pari a 16.6 kN la configurazione deformata (figura 5) evidenzia l'effetto della rigidità flessionale del perno e l'effetto della rigidità relativa tra le piastre. Questo effetto causa anche una flessione fuori piano delle piastre che vanno parzialmente a contatto.

Il massimo sforzo longitudinale si ha sulla piastra esterna e vale 1230 MPa, valore poco diverso da quello calcolato dopo il solo forzamento, ma corrispondente ad una distribuzione di sforzo sulle piastre sensibilmente diversa. Il valore massimo dello sforzo di von Mises risulta di 1480 MPa all'intradosso del foro sulla piastra separatrice e la distribuzione denota una certa dissimmetria tra le piastre (figura 6).



**6. Applicazione del carico di 16.6 KN, sforzo equivalente di von Mises maglia esterna.**

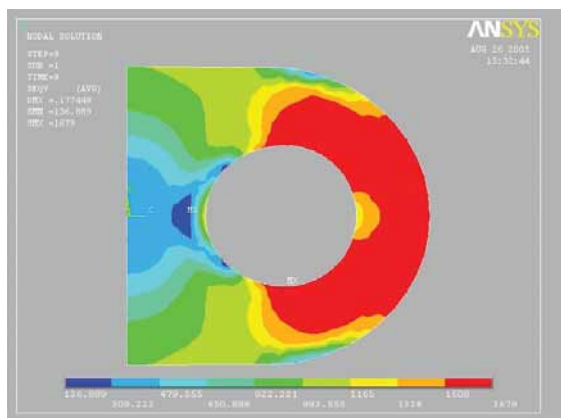
I risultati ottenuti permettono inoltre di ricavare la ripartizione del carico, risultante dall'applicazione dello spostamento imposto, tra le piastre della singola maglia. La ripartizione ottenuta è riportata nella tabella 1. Sulle piastre interne di pari spessore la diversa ripartizione del carico è dovuta unicamente all'effetto della flessione del perno ed è per questo meno marcata; sulle piastre della maglia esterna, invece, la ripartizione del carico è influenzata oltre che dalla flessione del perno anche dalla diversa rigidità delle due piastre e risulta più marcata.

Un modello non tridimensionale della catena, non potendo tener conto di tale diversa ripartizione del carico tra le piastre, fornisce indicazioni meno significative sullo stato di sforzo e di deformazione sui diversi componenti della catena.

A conferma di ciò, si riportano di seguito i risultati di un'analisi bidimensionale condotta sulle piastre della catena in esame utilizzando il solutore Ansys. I modelli realizzati impiegano elementi piani a 8 nodi e sfruttano la simmetria delle maglie. Tali analisi sono state eseguite mediante assegnazione di uno

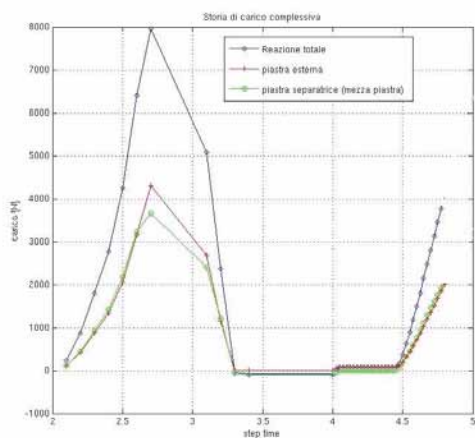
**Tabella. Ripartizione dei carichi tra le piastre della singola maglia.**

	Maglia esterna		Maglia interna	
	Piastra separatrice	Piastra esterna	Piastra interna lato separatrice	Piastra interna lato esterno
Carico [kN]	7.34	4.42	3.68	4.4
Spessore [mm]	1.4	1.03	1.27	1.27



**7. Applicazione del carico, sforzo equivalente di von Mises, piastra esterna e separatrice.**

**8. Storia di carico applicata nel secondo caso di carico e ripartizione del carico tra le piastre sulla maglia esterna (valori da moltiplicare per due per ottenere il relativo carico sulla catena).**



stesso spostamento imposto, pari a 0.16 mm, ai nodi centrali del perno sia nell'analisi delle piastre esterne che nell'analisi delle piastre interne.

La distribuzione dello sforzo di von Mises sulla piastra esterna e separatrice, dopo l'applicazione del carico è riportata nella figura 7.

- Il modello 2D non potendo tener conto dell'effetto di flessione del perno come invece si ha nel caso di una modellazione 3D, non permette di rilevare una differenza nella distribuzione degli sforzi della piastra esterna e della piastra separatrice. I risultati forniti dal modello bidimensionale sulla piastra esterna e separatrice mostrano una piastra esterna meno sollecitata che nel modello tridimensionale e una piastra separatrice sollecitata in maniera confrontabile.
- Tendenzialmente, le analisi FEA 2D calcolano una concentrazione degli sforzi nella zona più sollecitata della piastra interna, dove deve essere eseguita la verifica a fatica, che sovrastima

quella del modello 3D di circa il 15-20%.

- La metodologia di analisi classica basata sul modello 2D non consente di valutare correttamente la ripartizione dei carichi fra le diverse piastre e tende a sovrastimare lo stato di sollecitazione della catena, cosa che produrrà una valutazione conservativa in termini di limite di fatica della medesima.

## Seconda condizione di carico

La seconda condizione di carico applicata alla catena in esame è mostrata nella figura 8, il precarico è pari a 15700 N, segue lo scarico a 0 e poi il carico fino a 7600 N (valori riferiti alla catena). Nella stessa figura è riportata la ripartizione del carico tra la piastra esterna e la piastra separatrice che compongono la maglia esterna. La figura 9 riporta invece lo sforzo di von Mises sulla maglia esterna per tre livelli di carico successivi allo scarico: 2250, 4940, 7600 N (valori riferiti alla catena). Questi risultati saranno impiegati per la verifica a fatica della catena illustrata nel paragrafo 5.

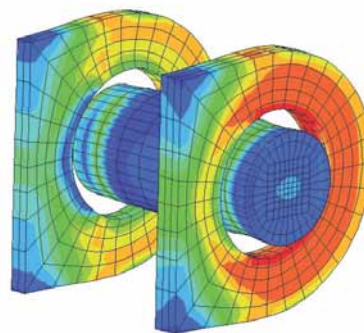
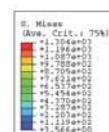
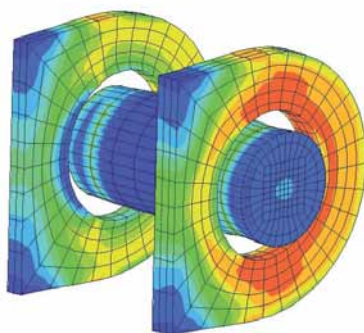
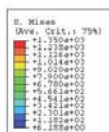
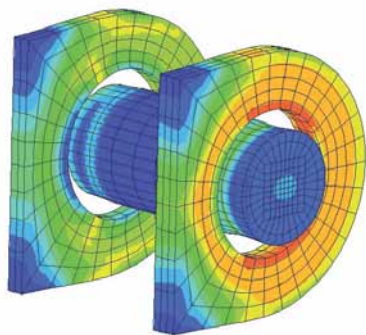
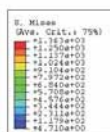
## Metodologie per la verifica a fatica di catene automobilistiche Metodo Statico

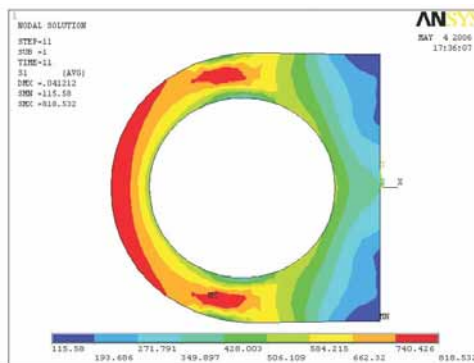
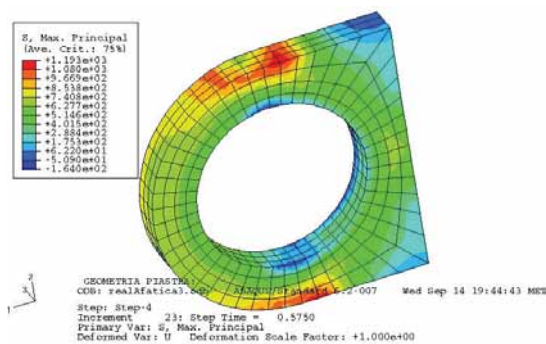
Il metodo statico di valutazione del limite di fatica consiste nell'applicare alla catena un carico di trazione pulsante di forma sinusoidale che varia da zero ad un carico prestabilito, senza mettere in rotazione la catena.

Durante lo svolgimento della prova vengono contati i cicli di carico applicati alla catena, la prova viene interrotta:

- In caso di rottura (registrando il numero di cicli all'atto del cedimento);
- In caso di superamento di una soglia (in genere 10 milioni di cicli).

## 9. Sforzo di von Mises sulla maglia esterna al crescere del livello di carico dopo lo scarico (i valori del carico sono riferiti alla maglia completa della catena).





**11. A causa della differente ripartizione dei carichi fra le piastre interne,** si notano le differenze nella distribuzione dello sforzo principale massimo fra i risultati del modello 3D (sinistra) e di quello 2D (destra).

## Metodo Dinamico

Il metodo dinamico consiste invece nel montare la catena su due ruote dentate, una motrice e l'altra condotta, e applicando alla ruota condotta una predeterminata coppia resistente.

Il singolo componente della catena, passando dal ramo lasco al ramo teso della trasmissione, vedrà variare la sua condizione da uno stato di tensione ad uno stato di non tensione, subendo così un ciclo di fatica pulsante. Anche in questo caso vengono contati e registrati i cicli applicati fino a rottura.

In entrambi i casi i dati ottenuti possono essere trattati con le metodologie statistiche alla determinazione del limite di fatica quali il metodo di Weibull con la conseguente stesura di un digramma di Wohler, oppure con la metodologia "Stair Case".

I risultati ottenuti dai due metodi descritti non coincidono perfettamente in quanto nel metodo statico vengono a mancare le componenti dinamiche del carico generate dal movimento della catena stessa. Inoltre non vengono sollecitate le bussole a causa della assenza di ingranamento. Delle formule empiriche permettono la correlazione dei dati tra i due metodi.

## Verifica a fatica della catena C222-0601NFS

La verifica sperimentale del limite di fatica della catena C222-0601NFS, condotto con il sopra descritto metodo dinamico, ha consentito di quantificare in 3800 N il carico limite di resistenza a fatica della catena in oggetto. La modalità di guasto a fatica è rappresentata dalla rottura delle piastre interne.

I modelli Fem 2D, appositamente creati per la stima del limite di fatica della suddetta catena, hanno invece condotto ad una stima di tale ca-

rico limite pari a circa 3300 N.

Per giungere a quest'ultimo risultato, si sono realizzati dei modelli bidimensionali delle piastre della catena sollecitati a livelli di carico crescenti. Tra tutte le condizioni di carico, per ogni nodo del profilo delle piastre, si è individuata la tensione principale massima di trazione e minima di compressione e con queste si è costruito il ciclo affaticante. In tal modo, una volta costruito il diagramma di Goodman-Smith per il materiale in esame, dal rapporto  $K = \sigma_{\max} / \sigma_{\min}$  si ottiene la tensione limite ammissibile a fatica in una data condizione di carico. Dal risultato di tali analisi è stato così possibile individuare nel suddetto valore di 3300 N il carico limite di resistenza a fatica della catena in oggetto, localizzando sulle piastre interne il punto di innesco delle cricche per fatica.

È interessante notare come l'analisi condotta tramite modelli Fem bidimensionali porti ad individuare correttamente la modalità di guasto della catena, ma sottostimi di circa il 15% il limite a fatica della stessa sperimentalmente individuato. Tale differenza è prossima a quella che si è riscontrata confrontando i risultati delle analisi della catena sotto carico effettuate con i modelli bidimensionali rispetto ai risultati del modello 3D proposto (figura 10). Partendo infatti dai risultati numerici forniti dall'analisi 3D per la seconda condizione di carico della catena prima descritta ed applicando, per ogni nodo delle superfici esterne delle piastre, la medesima metodologia di calcolo utilizzata con i risultati del modello 2D, si può stimare per la catena un limite di fatica prossimo ai 3670 N. In questo caso il valore sperimentale risulta sottostimato di meno del 5%.

Ciò mette ancor più in rilievo l'importanza di una corretta modellazione tridimensionale dello stato di sollecitazione della catena, che, sulla

base dei confronti fin qui eseguiti, può condurre ad una stima meno conservativa e più attendibile del limite di fatica.

A. Lo Conte, R. Sala, Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano.

A. Fanzani, D. Fagnani, M. Limonta, Morse Tec Europe Spa, Milano.

readerservice.it n. 69

## Bibliografia

- [1] Eliahu Zahavi, *Fatigue Design: Life Expectancy of Machine Parts*, CRC Press, 1996.
- [2] Bong-Ryul You and Soon-Bok lee, A Critical Review on Multiaxial Fatigue Assessment of Metals, *International Journal of Fatigue*, vol. 18, n. 4, (1996) 235-244.
- [3] A. K. Vasudevan, K. Sadananda, G. Glinka, Critical parameters for Fatigue Damage, *International Journal of fatigue*, 23 (2001), 539-553.
- [4] X. Zheng, On Some Basic Problems of Fatigue Research in Engineering, *International Journal of Fatigue*, 23 (2001) 751-766.
- [5] C. Gianini, *La Progettazione Strutturale con il Calcolatore*, Athena audiovisuals - Modena, 2003.
- [6] A. Lo Conte, R. Sala, A. Fanzani, D. Fagnani, M. Limonta, *Distribuzione dei carichi e vita a fatica di catene per impieghi automobilistici*, In Atti del XXXIV Convegno Nazionale AIAS, Milano 14-17 settembre 2005.