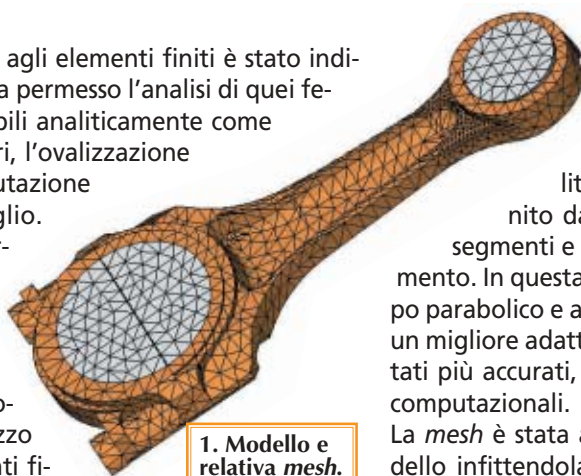


# PROGETTAZIONE DI BIELLE PER MOTORI ENDOTERMICI (II)

La procedura sintetizza i criteri di progettazione di bielle per motori endotermici veloci. Nella seconda parte vengono descritti i modelli numerici, realizzati con il metodo degli elementi finiti, i quali consentono di confermare i risultati ottenuti per via analitica e di vagliare rapidamente diverse geometrie del componente

L'utilizzo del metodo agli elementi finiti è stato indispensabile perché ha permesso l'analisi di quei fenomeni non valutabili analiticamente come il contatto tra perni e fori, l'ovalizzazione dei fori delle teste, la valutazione dei coefficienti d'intaglio. Inoltre tale metodo è servito a validare i modelli analitici utilizzati per discretizzare le masse e per l'instabilità. Nella progettazione ex-novo del componente l'utilizzo del metodo degli elementi finiti è di notevole aiuto in quanto permette di confrontare in poco tempo decine di geometrie diverse, al fine di ridurre la massa e i coefficienti d'intaglio del componente.



1. Modello e relativa mesh.

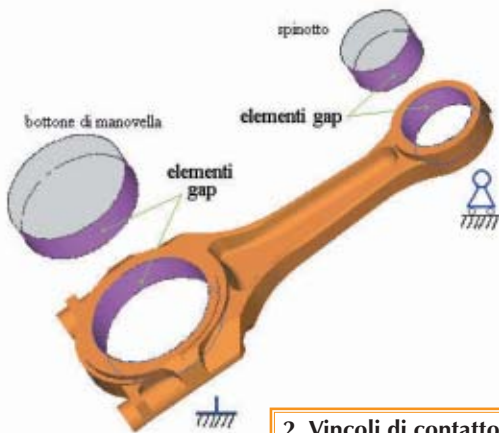
## IL MODELLO FEM

Trattandosi di un componente tridimensionale senza particolari simmetrie che permettano di effettuare uno studio bidimensionale, è stato necessario realizzare un modello 3D con il modellatore solido parametrico Solid Edge V12™ [5]. Per ridurre i tempi di calcolo si è considerata solo metà biella sfruttando la simmetria rispetto al piano del moto. La fase successiva è stata l'importazione della geometria in formato Parasolid™ nel software ad elementi finiti Cosmos DesignStar® [10] e la suddivisione in elementi finiti del modello.

Per quanto riguarda le caratteristiche della mesh sono stati adottati elementi finiti di tipo 3D tetrahedral solid utilizzati in modalità High quality: l'elemento finito è un tetraedro definito da quattro nodi ai vertici connessi da sei segmenti e da altri sei nodi posti a metà di ogni segmento. In questa modalità le funzioni di forma sono di tipo parabolico e a parità di densità di mesh consentono sia un migliore adattamento alle superfici del solido, sia risultati più accurati, aumentando però la richiesta di risorse computazionali.

La mesh è stata applicata in modo differenziato sul modello infittendola nelle zone di maggior interesse e nei punti in cui i gradienti di sforzo sono più elevati (figura 1). Sono state condotte solo analisi lineari elastiche nel comportamento del materiale.

Le forze vengono trasmesse dalla biella attraverso il contatto con lo spinotto e con il bottone di manovella. Per simulare questo comportamento sono stati di grande aiuto gli elementi gap che permettono di simulare un contatto tra due superfici senza dover calcolare analiticamente la pressione di contatto. Gli elementi gap sono stati utilizzati in modalità Node to node surface: essi connettono ogni nodo di una superficie con il nodo corrispondente sull'altra superficie, consentendo il distacco delle superfici a contatto, ma non la loro compenetrazione (vincolo unilatero). Perciò è stato necessario creare due cilindri del diametro esatto di quello dei fori e applicare ad essi i carichi ed i vincoli. Non si è potuto mantenere il gioco tra fori e perni, né



2. Vincoli di contatto.

near acceleration) pari al valore dell'accelerazione del piede di biella (scomposta nelle direzioni parallele e perpendicolari all'asse della biella) per tenere conto della componente di trascinamento.

- L'accelerazione relativa longitudinale (componente centripeta) è stata simulata imponendo una rotazione (angular velocity) con velocità angolare  $\Omega$  attorno all'asse dello spinnotto.

- L'accelerazione relativa trasversale è stata simulata in modo analogo, imponendo una rotazione (an-

esterno. È interessante notare come lo stato di sforzo sia praticamente simmetrico rispetto al piano z-y, confermando i risultati analitici secondo i quali il momento flettente è di modesta entità (figura 4).

Quando il pistone si trova in prossimità del punto morto superiore la biella è soggetta solo ad un carico assiale di trazione: i risultati dell'analisi agli elementi finiti indicano che gli sforzi di trazione sono massimi ancora nella sezione minima e si amplificano nel punto già indicato per la prova di compressione (figura 5). In quel punto si ha quindi la massima variazione dello sforzo, perciò è il punto più critico ai fini della resistenza a fatica: il metodo numerico ci ha permesso di calcolare il coefficiente d'intaglio in questa zona e di validare il modello analitico; infatti il valore dello sforzo ottenuto analiticamente è uguale a quello medio della sezione ottenuto per via numerica.

Per quanto riguarda gli

sforzi nel piede di biella si osserva che le massime sollecitazioni si hanno:

- in prossimità del foro di lubrificazione, a causa dell'effetto di intaglio (figura 6);
- nei punti soggetti al momento flettente generato dall'ovalizzazione del piede di biella, ma in misura minore rispetto al foro (figura 7).

si è simulato l'effetto del lubrificante che si interpone tra le due superfici, ma l'errore che si commette è piccolo e poco significativo: piccolo perché il gioco è dell'ordine dei centesimi di millimetro, poco significativo perché il nostro interesse non era rivolto allo studio della pressione di contatto, ma agli sforzi in sezioni relativamente distanti dalle superfici di contatto, quindi non influenzate dall'effettiva distribuzione della pressione. Le caratteristiche elastiche imposte ai perni sono le stesse utilizzate per la biella:

- modulo di Young  $E = 206 \text{ GPa}$ ;
- coefficiente di Poisson  $\nu = 0.3$ .

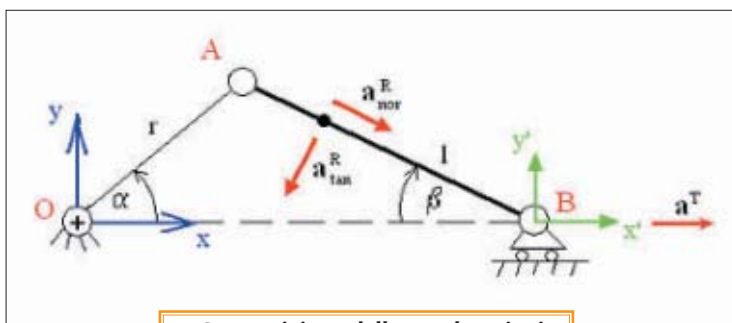
**CARICHI E VINCOLI**

Il perno di manovella è stato vincolato con un incastro, mentre allo spinnotto è stato applicato un carrello. È stato imposto il vincolo di simmetria rispetto al piano del moto.

Allo spinnotto è stata applicata una forza in direzione parallela all'asse della biella che tenesse conto della pressione in camera di combustione e dell'inerzia del pistone, spinnotto e fasce (figura 2).

Per quanto riguarda le forze d'inerzia della biella, l'accelerazione è stata scomposta in più contributi, sfruttando il teorema di Rivals [10] (figura 3):

- si è imposta una accelerazione (li-



3. Composizione delle accelerazioni.

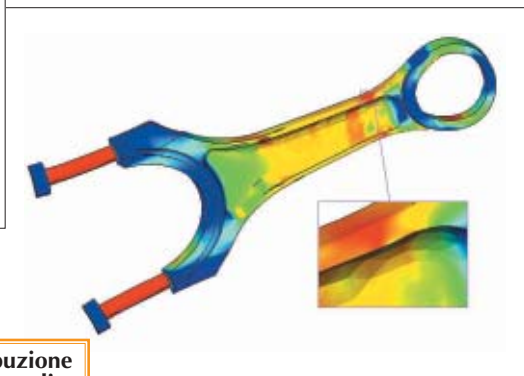
gular acceleration) con accelerazione angolare  $\Omega$  sempre attorno all'asse dello spinnotto.

L'analisi è stata effettuata nelle configurazioni di carico che determinano



4. Distribuzione dello sforzo di compressione e ingrandimento della zona di maggior intaglio.

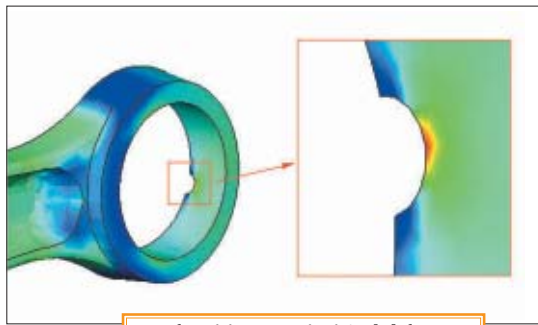
rispettivamente il massimo sforzo di compressione e il massimo sforzo di trazione. Nel primo caso si nota che i massimi valori dello sforzo si raggiungono nella sezione minima in prossimità del punto più



5. Distribuzione dello sforzo di trazione e zona intagliata.

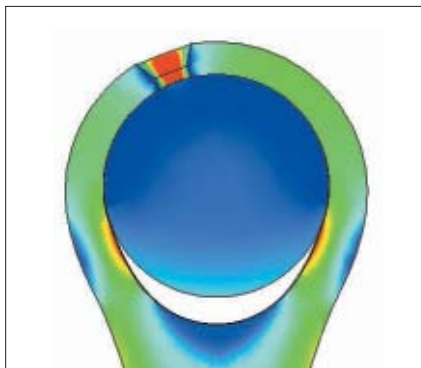
**VERIFICA DELLA STABILITÀ**

Se finora è stata svolta un'analisi statica (le accelerazioni sono interpretate come forze distribuite), per studiare l'instabilità elastica a compressione della biella si deve definire uno studio



6. Sforzi in prossimità del foro di lubrificazione.

di tipo *buckling*. Poiché l'instabilità avviene su entrambi i piani, questa volta non si potrà sfruttare la simmetria della biella. Nell'analisi di tipo *buckling* non sono



7. Deformazione e sforzi del piede di biella.

previsti gli elementi *gap*, che pure sarebbero molto utili per simulare le reali condizioni di vincolo. Quindi per l'occhio di biella si devono impedire i movimenti assiali e radiali della superficie cilindrica del foro. In questo modo si lascia alla testa la sola libertà di ruotare attorno all'asse del foro. Per il foro dello spinotto, invece, la soluzione non è così semplice perché bloccando lo spostamento radiale si impedirebbe alla biella di accorciarsi e quindi di instabilizzare. Se si lascia libero questo spostamento viene meno il vincolo di carrello al piede e il sistema diventa labile. Per aggirare l'ostacolo si è ricorsi ad una soluzione approssimata: la superficie cilindrica del foro è stata suddivisa in più parti e si sono vincolate radialmente solo quelle parti del cilindro che non impediscono il movimento assiale della biella (figura 8). Inoltre allo spinotto è stata applicata la forza

di compressione e a tutta la biella le accelerazioni come già specificato. Il programma utilizzato considera solo la teoria di Eulero, quindi è applicabile solo ad aste snelle, ma il caso analizzato è un esempio di asta "intermedia", per la quale non vale la formula di Eulero. Il programma fornisce un coefficiente di sicurezza (o moltiplicatore critico,  $\eta$ ) per ogni modo di possibile instabilità, quindi possiamo ricavare il carico critico secondo Eulero:

$$P_{cr} = P \cdot \eta$$

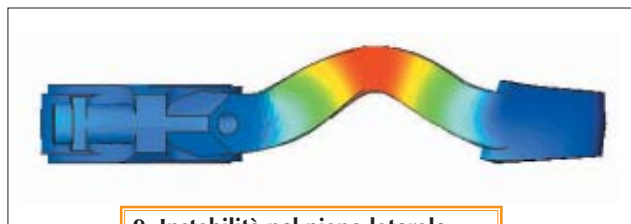
Si può ora schematizzare la biella come un'asta di sezione costante pari a quella mi-



8. Carichi e vincoli per l'analisi buckling: in rosso la forza di compressione, in verde gli spostamenti inibiti.

nima della biella e di snellezza equivalente pari a:

$$\lambda_{eq} = \sqrt{\frac{\pi^2 E \cdot A}{P \cdot \eta}}$$



9. Instabilità nel piano laterale, accentuato di 61 volte.

Abbiamo così un'asta che ha le stesse caratteristiche del componente in esame sotto l'aspetto della resistenza all'instabilità. A questo punto basta applicare la formula di Johnson per avere il carico critico reale:

$$P'_{cr} = R_{P0.2} \cdot A - \frac{A}{E} \left( \frac{R_{P0.2} \lambda_{eq}}{2\pi} \right)^2$$

Vediamo i risultati ottenuti: nel piano laterale (figura 9) il moltiplicatore cri-

tico secondo Eulero è pari a 24. Si nota come i vincoli siano incastro-pattino perché essendo i fori cilindrici non si riescono ad imporre vincoli diversi da quelli utilizzati.

Nel piano del moto (figura 10) il moltiplicatore è pari a 28. Si vede come il foro del piede sia deformato a causa del vincolo carrello non perfetto, che, infatti, si è dovuto creare in modo approssimativo.

### CONCLUSIONI

Nel presente lavoro è stato riportato lo studio di bielle per motori endotermici il cui scopo è stato quello di proporre una procedura che possa sintetizzare i criteri di progettazione di tale componente. La procedura, sviluppata in particolare per una biella per motore diesel da 150 kW per trattore agricola, può essere estesa a qualsiasi altra biella per motori veloci.

Il metodo analitico proposto, che si basa su una più accurata schematizzazione della distribuzione di massa del componente, ha fornito risultati in ottimo accordo con gli studi numerici, condotti con il metodo degli elementi finiti.

La verifica ha riguardato tutte le parti della biella con la verifica di resistenza a fatica del fusto e degli occhi, la verifica delle viti di chiusura del cappello, la verifica della stabilità anche nel caso dinamico.



10. Instabilità nel piano del moto, accentuato di 45 volte.

La bibliografia si può richiedere direttamente agli autori (baragetti@unibg.it - simonmori@tiscali.it), oppure consultando la prima parte dell'articolo pubblicata sul n. 279, giugno 2004 di *Progettare*.

Lo spunto per questo studio è stato fornito dall'ufficio tecnico Ricerca e Sviluppo Motori della Same Deutz-Fahr Group Spa, azienda di livello internazionale nella progettazione e realizzazione di trattori agricole.

S. Baragetti, P. Bresciani, S. Mori, Università degli Studi di Bergamo, Facoltà di Ingegneria, dipartimento Progettazione e Tecnologie. E. Scarabotto, Same Deutz-Fahr Group Spa.