

PROGETTAZIONE DI BIELLE PER MOTORI ENDOTERMICI (I)

La procedura sintetizza i criteri di progettazione di bielle per motori endotermici. Nella prima parte viene descritto il metodo analitico basandosi sulla schematizzazione della distribuzione di massa del componente

La biella e l'albero motore sono gli organi meccanicamente più sollecitati nei motori a scoppio veloci, siano essi a ciclo Diesel oppure Otto. Un loro cedimento comporta danni gravissimi al motore, quindi si è solitamente restii e molto cauti nella modifica di uno di questi componenti. Tuttavia a volte è indispensabile una nuova progettazione per rispondere a mutate esigenze in termini di carichi o semplicemente per poter adottare un componente più leggero.

La biella oggetto dello studio è montata su una famiglia di motori diesel, denominata serie 1000 perché la cilindrata unitaria è pari a 1000 cm³. Variando quindi il numero di cilindri e la pressione di aspirazione si copre una gamma di potenze da 44 a 150 kW. In particolare la versione più potente è un sei cilindri in linea con turbocompressore e intercooler, tre valvole per cilindro, iniezione diretta con pompe singole a controllo elettronico, raffreddamento liquido-olio. La potenza massima di 150 kW (200 CV) è raggiunta a 2350 giri/min, mentre la coppia massima è di ben 780 Nm a 1800 giri/min.

L'innovazione della macchina non è certo inferiore a quella del propulsore: cambio a 27 rapporti reversibili a comando elettro-idraulico per velocità da 0,2 a 40 km/h, frizione a 8 dischi in bagno d'olio, trazione integrale con tre differenziali bloccabili, 4 freni a disco in bagno d'olio, sollevatore e presa di potenza anteriori e posteriori, capienza serbatoio carburante 400 litri, massa complessiva 7100 kg, oltre ad un gran numero di servocomandi, siste-

mi elettronici e idraulici, dotazioni per il comfort e altro. La biella in produzione era ricavata per stampaggio in acciaio da bonifica C40; lo scopo del lavoro è stato quello di verificare la possibilità di sostituire l'acciaio da bonifica con un acciaio microlegato che permettesse:

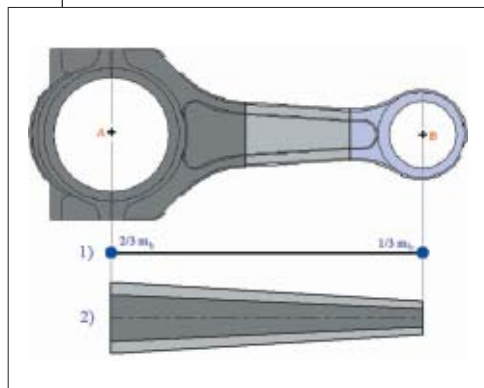
- di separare il cappello per frattura invece che con lavorazioni meccaniche;
- di evitare il trattamento termico;
- eventualmente di ridurre la massa del componente a fronte di una maggior resistenza del materiale e di una più accurata progettazione.

Sulla base dell'esperienza maturata nello sviluppo di questa biella, si vogliono fornire delle linee guida per quanti dovessero affrontare la progettazione di una biella per motori endotermici veloci. L'aver sviluppato i metodi di calcolo e verifica per un motore diesel per trattoria agricola, che, dato lo scarso regime di rotazione e l'enorme pressione di combustione, avrebbe potuto portare a qualche semplificazione, non toglie nulla alla generalità dei metodi proposti, che si possono applicare, magari con lievi modifiche, dalla biella di ciclomotore a quella di un motore da competizione.

LE MASSE

Il primo problema da affrontare è quello della schematizzazione della massa della biella per calcolare gli sforzi dovuti alle forze d'inerzia: infatti l'accelerazione è diversa per ogni punto della biella e analiticamente sareb-

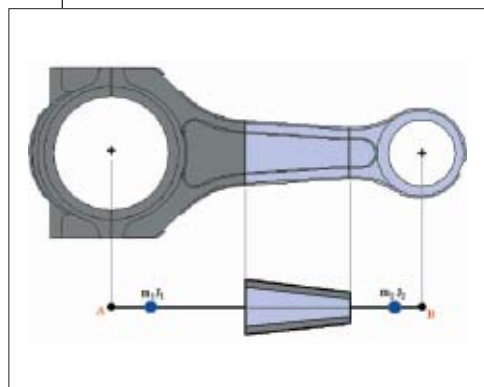
be impossibile procedere. Per questo nei testi di costruzione di macchine [2,3] è riportato un metodo assai semplice, ma che è stato utilizzato per decenni, che consiste nel generare due modelli per la distribuzione della massa, il primo da utilizzare per le forze assiali, il secondo per quelle trasversali (figura 1).



1. Metodo tradizionale di discretizzazione della massa della biella.

Per le forze d'inerzia longitudinali si concentrano i 2/3 della massa totale della biella nel centro dell'occhio di biella, il restante 1/3 nel centro del piede di biella; queste masse, moltiplicate per la rispettiva accelerazione, danno l'entità dello sforzo assiale nel fusto della biella e, ovviamente, lo sforzo che si ottiene è costante lungo tutto il fusto, appunto perché non si tiene in considerazione la massa distribuita lungo l'asse del fusto stesso.

Per le forze trasversali, invece, si prolunga linearmente la sezione del fusto fino ai centri di rotazione della



2. Metodo proposto per la discretizzazione della massa della biella.

biella. In questo modo si ottiene un'asta a sezione linearmente variabile lunga quanto l'interasse della biella, ma di massa notevolmente inferiore a quella della biella, non essendo considerate le due teste. Successivamente si moltiplica l'accelerazione in un punto per la massa della sezione in quel punto e integrando si ottengono le reazioni vincolari e quindi le azioni interne [3,4].

Si è optato per un metodo diverso che potesse dare risultati più accurati utilizzando un solo modello (figura 2): il fusto della biella, nella zona dove la sezione varia linearmente, resta immutato; le parti restanti, ovvero le teste, sono rappresentate da un punto materiale posizionato nel loro baricentro con massa e momento d'inerzia equivalenti.

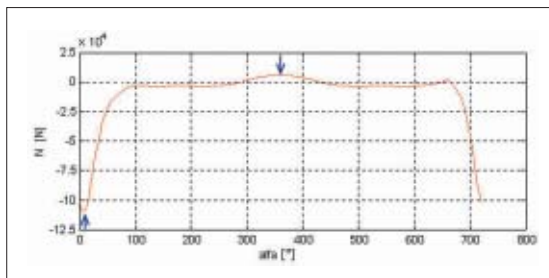
Si calcola l'accelerazione in ogni punto dell'asse della biella nelle due direzioni longitudinale e trasversale, arrestandosi al primo ordine se le velocità non sono alte, oppure considerando anche le componenti del secondo ordine se si desidera maggior precisione. Alle forze d'inerzia proprie della biella bisogna anche aggiungere quelle del sistema spinotto-pistone-fasce elastiche e la forza dovuta alla pressione di combustione, valutata rispetto alla posizione angolare dell'albero a gomiti e al regime di rotazione. A questo punto si possono integrare le forze d'inerzia per calcolare le reazioni vincolari e quindi le azioni interne. Gli integrali che si ottengono sono di semplice soluzione, ma molto ingombranti. Questo va fatto per ogni angolo di manovella e le azioni interne vanno calcolate in ogni punto dell'asse, con un costo computazionale non indifferente.

I vantaggi di questo metodo sono:

- un solo modello per entrambe le direzioni delle inerzie;
- una maggior accuratezza data dal fatto che la massa delle teste che si utilizza è quella reale, invece del semplice rapporto 1/3-2/3;

- l'azione assiale è variabile lungo l'asse della biella perché si tiene conto della massa distribuita del fusto;

- il valore del momento flettente generato dall'inerzia è più accurato in quanto si considera anche l'influenza della massa delle teste.

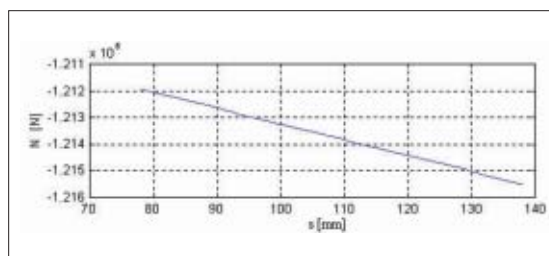


3. Andamento temporale dell'azione assiale sul fusto della biella.

Per contro presenta:

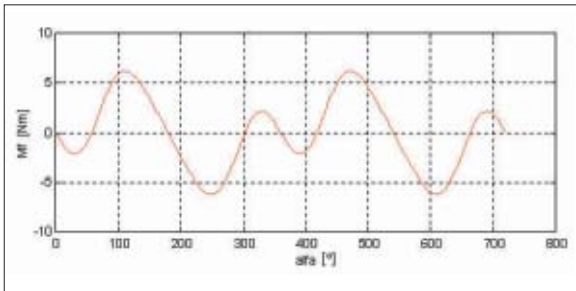
- la necessità di conoscere baricentri, masse e momenti d'inerzia con precisione, dati resi disponibili da un modellatore solido parametrico, per esempio SolidEdge® [5];
- una enorme mole di calcoli e dati, che possono essere gestiti solamente con l'utilizzo di codici di calcolo automatici, come Matlab® [6].

Abbiamo implementato questo modello come descritto e abbiamo visualizzato i risultati in forma grafica. In figura 3 è riportato l'andamento



4. Andamento dell'azione di massima compressione lungo il fusto della biella.

dell'azione assiale nella sezione più sollecitata. Il picco negativo indicato dalla freccia è dovuto alla pressione di combustione, che è massima in quel punto. L'altra freccia indica invece la massima forza di trazione, che si ha al punto morto superiore nella fase di incrocio. Tale forza di trazione è dovuta solo all'inerzia del sistema pistone e del piede di biella. In figura 4 è riportato l'andamento dell'azione assiale massima lungo il



5. Andamento temporale del momento flettente.

fusto della biella. La coordinata s indica la distanza dal bottone di manovella. Con il metodo tradizionale non si potrebbe apprezzare questo andamento, perché l'azione assiale sarebbe risultata costante. In questo caso la pressione di combustione è molto alta e il regime di rotazione contenuto, quindi come si può notare la differenza di compressione non è significativa.

In figura 5 è visualizzato l'andamento temporale del momento flettente nella zona in cui questo è massimo. Si può notare la periodicità di 360° perché il momento flettente non è influenzato dalla pressione in camera di combustione, che invece in un quattro tempi ha periodo di 720° [1]. Si vedono bene le componenti di primo e secondo ordine, che sono state considerate nell'analisi.

Sono stati confrontati i valori delle azioni interne ottenuti con il metodo proposto rispetto a quelli che si sarebbero ottenuti con il metodo tradizionale. Questi dati sono gli stessi

	METODO TRADIZIONALE	METODO PROPOSTO
Nmax [N]	6387	5858
Nmin [kN]	-122,2	-122,4 / -122,8
Mf [Nm]	11,7	6,2

Tabella 1. Confronto dei valori delle azioni interne ottenuti con i due metodi, riferiti al motore diesel in produzione.

presentati nei grafici e si riferiscono al motore diesel oggetto dello studio (tabella 1). L'azione di massima trazione valutata con il metodo proposto è minore di circa il 9%, fatto da imputare ad una diversa distribuzione delle masse del piede e dell'occhio. Per l'azione di massima compressione la differenza è poco marcata, perché in questo caso influisce

moltissimo la pressione di combustione, che è identica nei due modelli.

Sono però i valori del momento flettente che riservano le maggiori sorprese: la vistosa disparità è dovuta al fatto che il metodo

tradizionale trascura completamente l'effetto della massa delle teste; infatti, la parte di queste ultime che si trova oltre l'asse di rotazione contribuisce a ridurre il momento flettente sul fusto della biella, come è intuitivamente rappresentato in figura 6.

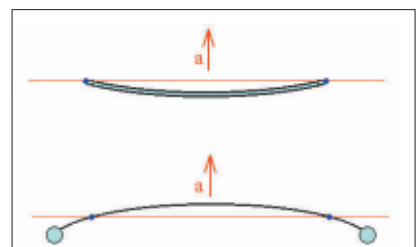
Poiché l'elevata pressione di combustione e l'inerzia del sistema pistone non permettono di apprezzare le differenze nei valori dello sforzo assiale, si annullano questi contributi e si porta il regime di rotazione a 18.000 giri/min, mantenendo invariati tutti gli altri parametri (tabella 2).

Si nota che i valori delle azioni assiali ottenuti con i due metodi sono diversi, anche se di quantità percentualmente modeste. Si noti riguardo al metodo proposto la ragguardevole variazione dell'azione di trazione lungo l'asse della biella, a causa della massa distribuita del fusto. Per il momento flettente valgono le stesse considerazioni dell'esempio precedente.

A questo punto si possono svolgere tutte le verifiche del caso, che sono principalmente quella a fatica e all'instabilità elastica.

VERIFICA A FATICA

Il fusto della biella è sottoposto ciclicamente a compressione e trazione, oltre che a flessione; le fibre esterne saranno quindi quelle che sentiranno la maggior escursione dello sforzo, essendo caricate sia dalle azioni assiali che da quelle di flessione. Una volta ricavato l'andamento dello sforzo in dette zone è sufficiente applicare i criteri della verifica a fatica, con i consueti coefficienti. Il coefficiente d'intaglio a fatica K_f può invece essere approssimato con il coefficiente d'intaglio teorico, ottenibile dall'analisi agli elementi finiti.



6. Comportamento di un'asta sottoposta ad accelerazione nel caso di due diverse distribuzioni di massa.

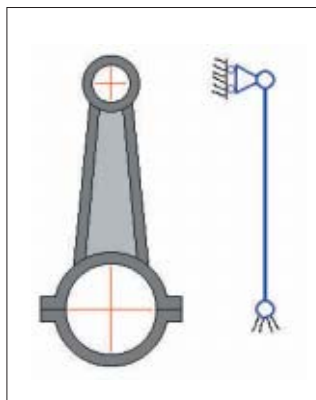
VERIFICA ALL'INSTABILITÀ ELASTICA

La biella è un componente che lavora prevalentemente con un carico assiale di compressione, quindi il problema dell'instabilità è sentito: per questo le sezioni del fusto delle bielle non sono mai semplici, ma hanno quasi sempre sezione ad H.

Per lo studio la biella è stata schematizzata con un'asta di sezione uniforme pari a quella minima del fusto, a favore di sicurezza. Per quanto riguarda i vincoli, nel piano frontale si tratta senza dubbio di cerniera-carrello (figura 7), nell'altro piano usualmente si utilizzano vincoli incastro-carrello oppure incastro-pattino (figura 8).

	METODO TRADIZIONALE	METODO PROPOSTO
Nmax [kN]	159	142,2 / 106,1
Nmin [kN]	-86,3	-82,6
Mf [Nm]	1175	623

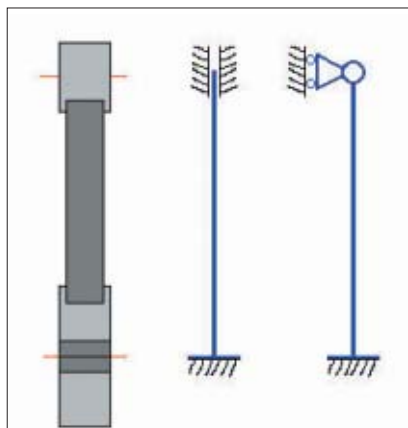
Tabella 2. Confronto dei valori delle azioni interne ottenuti con i due metodi, nel caso di pressione di combustione nulla e massa del pistone nulla a 18.000 giri/min, applicati alla stessa biella dell'esempio precedente.



7. Piano frontale, i vincoli sono cerniera-carrello.

A nostro avviso, però, la scelta migliore per la biella oggetto dello studio è quella di cerniera-carrello anche nel piano laterale perché:

- l'incastro nel bottone di manovella è tutt'altro che perfetto a causa dei giochi;
- così facendo si è certamente a favore di sicurezza;
- si deve evitare che in esercizio i cuscinetti della biella debbano fungere da incastri, che renderebbero



8. Piano laterale, i vincoli dipendono dalle scelte del progettista.

stabile la biella, perché ciò porterebbe ad una pressione di contatto non uniforme sul cuscinetto stesso, con usura eccessiva.

Con questa ipotesi, quindi, la snellezza sui due piani deve essere simile, oppure, nelle bielle molto veloci, leggermente maggiore sul piano frontale a causa del momento flettente. Se, invece, ci si imbatte in una biella esistente, è facile constatare quale sia stata la scelta del progettista: se il

rapporto tra le snellezze è circa 0,5 i vincoli sul piano laterale sono stati considerati pattino-incastro, se è circa 0,7 saranno incastro-carrello.

Bisogna ricordare che valori di snellezza tipici per le bielle si aggirano intorno a 10-20, quindi non è utilizzabile la formula di Eulero, che vale solo per aste di notevole snellezza. Per aste "intermedie" (figura 9), come nel caso in esame, non ci sono teorie, ma solo formule empiriche, come per esempio quella qui utilizzata, che è la formula di Johnson [7]:

$$\sigma_{cr} = R_{p0.2} - \frac{1}{E} \left(\frac{R_{p0.2} \lambda}{2\pi} \right)^2$$

dove λ è la snellezza e $R_{p0.2}$ il carico di snervamento del materiale.

Finora si è trascurata la presenza del

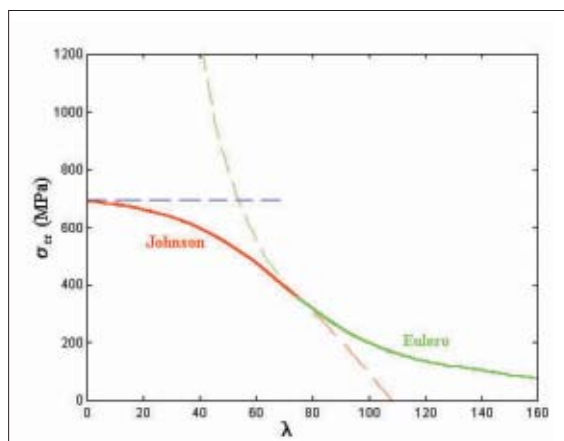
momento flettente, che potrebbe seriamente peggiorare la situazione; in effetti si può continuare a trascurarlo per regimi inferiori ai 3000-5000 giri/min, oltre è d'obbligo tenerne conto. Affrontare il problema dal punto di vista analitico è piuttosto complesso, anche se fattibile; per questo si è preferito seguire una strada diversa.

È comunque assai raro trovare coefficienti di sicurezza molto grandi (maggiori di 2), ma si può stare tranquilli perché:

- la snellezza è piuttosto bassa, tanto che usualmente non si esegue neppure la verifica;
- si è considerato anche il momento flettente, quindi la condizione dinamica (che richiederebbe coefficienti di sicurezza ben maggiori) è

riconducibile ad una di tipo statico.

Avendone la possibilità è consigliabile, soprattutto per applicazioni critiche, eseguire una prova di instabilità con gli elementi finiti, come vedremo nel relativo capitolo. L'analisi numerica può tener conto di tutti i fattori che si sono dovuti approssimare, come la variazione di sezione, la presenza delle teste e la reale distribuzione del momento flettente.



9. Sforzo critico al variare della snellezza per un acciaio con carico di snervamento di 700 MPa.

momento flettente, che potrebbe seriamente peggiorare la situazione; in effetti si può continuare a trascurarlo per regimi inferiori ai 3000-5000 giri/min, oltre è d'obbligo tenerne conto. Affrontare il problema dal punto di vista analitico è piuttosto complesso, anche se fattibile; per questo si è preferito seguire una strada diversa.

È disponibile in letteratura la formula della secante [7] che è la soluzione analitica al problema dell'instabilità quando il carico assiale è decentrato rispetto al baricentro della sezione della trave:

$$\sigma_{cr} = \frac{R_p}{1 + \left(\frac{ec}{\rho^2} \right) \sec \left(\frac{l_e}{\rho} \sqrt{\frac{\sigma_{cr}}{4E}} \right)}$$

dove e è l'eccentricità, ρ il raggio d'i-

LE TESTE

Conoscere lo stato di sforzo nelle teste è stato oggetto di molti studi che però hanno portato a pochi risultati immediatamente impiegabili [8]; per questo l'aiuto degli elementi finiti, come vedremo, è indispensabile.

Si è voluto comunque svolgere una breve valutazione analitica, per avere un termine di confronto con il metodo numerico.

Se si considerano le teste come degli anelli sottili si può trascurare il momento flettente e immaginare che ci sia solo sforzo circonferenziale, esattamente come una corda che si avvolge attorno a un cilindro. Se tiriamo entrambe le estremità della corda con una forza F , in assenza d'attrito tutta la corda sarà sollecitata dalla forza F .

Perciò, calcolata la forza massima, $2F$, di trazione che la biella esercita sulla testa, l'anello vedrà una forza di trazione F che è la metà di quella totale. In questo modo si può condurre la verifica a fatica per l'anello; nel piede lo sforzo massimo si concentrerà in prossimità del foro di lubrificazione, il cui coefficiente d'intaglio è identico a quello di una pia-

strina forata, che si trova su qualsiasi manuale. Per l'occhio di biella la parte critica è la bullonatura, nel caso di biella scomponibile. Lo studio di questa bullonatura è del tutto identico a quello di una qualsiasi flangia bullonata.

Il carico che agisce sulle flange è però pulsante dallo zero, ma usualmente si trascura il fenomeno del-

l'affaticamento del bullone perché si assume che tutta la variazione di carico sia assorbita dalle flange; ciò è ammissibile per flange di area molto maggiore di quella del bullone, oppure nel caso di bulloni sottoposti ad un precarico molto elevato; sotto queste ipotesi la componente alterata a carico del bullone non arriva che a qualche percento del carico medio.

Se, invece, l'area della flangia è confrontabile con quella di nocciolo della vite, che è il caso della biella, tale variazione non è più trascurabile e le viti devono essere verificate anche a fatica.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Edizioni il Capitello, Torino.
- [2] Davoli, Vergani Beretta Guagliano Baragetti, *Costruzione di macchine I*, Mc Graw-Hill, Milano, 2003.
- [3] Mario Guagliano, Laura Vergani, *Esercitazioni di costruzione di macchine*, Edizioni CUSL, 2000.
- [4] *Appunti di meccanica applicata alle macchine*, Edizioni Spiegel, 1998.
- [5] Solid Edge, *Manuale per l'utente*, Versione 12.
- [6] Delores M. Etter, David C. Kuncicky, *Introduzione a Matlab*, Apogeo.
- [7] Robert L. Norton, *Machine design*, Prentice Hall.
- [8] R. Giovannozzi, *Costruzione di macchine*, vol. 2, Patron editore, 1964.
- [9] COSMOS/DesignSTAR 3.0 Basic user's guide.
- [10] Antonio Bertin, Mario Poli, Antonio Vitale, *Fondamenti di meccanica*, Progetto Leonardo, Bologna.

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 trattrici 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.