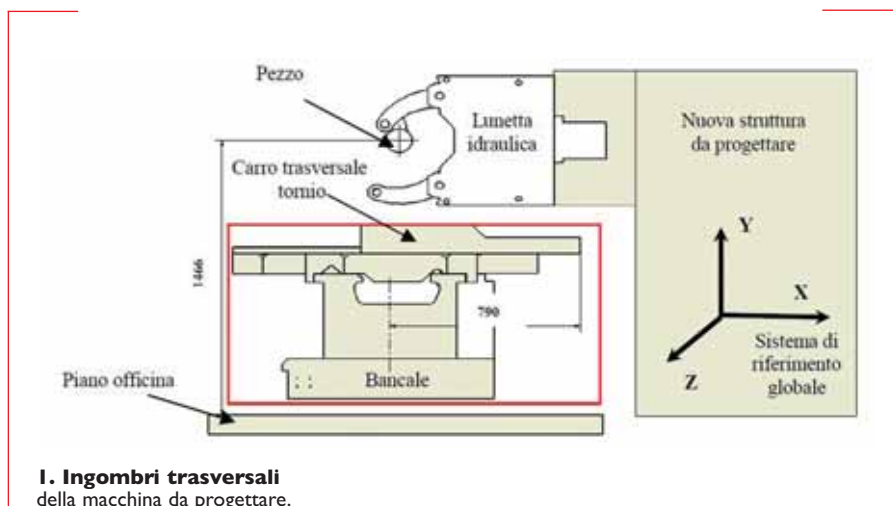


Lunetta **idraulica** ottimizzata



I. Ingombri trasversali della macchina da progettare.

La richiesta del cliente era quella di poter tornire tubi di 6 m di lunghezza su diametri anche superiori ai 500 mm potendo supportare i tubi stessi con delle lunette idrauliche mobili posizionabili in modo automatico durante le varie fasi di lavorazione.

Lo studio preliminare condotto in azienda ha portato all'individuazione del possibile lay-out di macchina che prevede l'integrazione di una soluzione esistente (in rosso in figura 1) con una struttura di nuova concezione. L'altezza dell'asse mandrino (1.466 mm) e la distanza minima in direzione X (790 mm) a cui la nuova struttura deve essere collocata rispetto alla vecchia sono vincoli geometrici il cui rispetto assicurerà che i due sistemi principali siano realmente integrabili.

La lunetta idraulica mobile dovrà possedere i seguenti moti rispetto al sistema di riferimento glo-

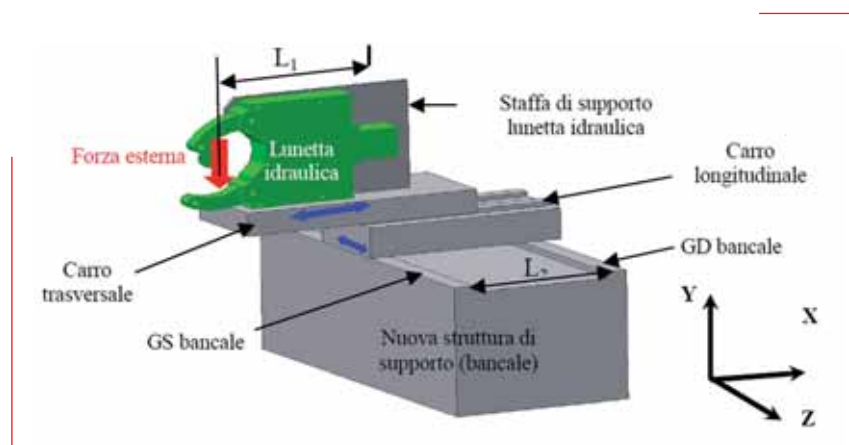
bale di figura 1:

- traslazione asse Z, necessaria per il posizionamento della stessa lungo l'asse mandrino,
- traslazione asse X, per mettere in posizione e/o scostare la lunetta dall'asse mandrino quando non necessaria.

Condizioni limite di funzionamento

Si capisce che questi limiti non sono assolutamente sufficienti a definire delle specifiche tecniche quantitative, il progettista dovrà quindi cercare di esplicitare, a partire anche dalle richieste del cliente, le condizioni limite di funzionamento per la macchina in oggetto in funzione dei carichi massimi ipotizzabili. In una Pmi, secondo il nostro parere, questa fase fondamentale per la fissazione delle specifiche e dei costi del progetto, dovrà essere

Lo sviluppo del prodotto, personalizzato con le tecniche di Concurrent Engineering, ha portato a un esito positivo e rappresenta una buona sinergia tra azienda e università, basata su obiettivi chiari e focalizzata al raggiungimento degli obiettivi stessi piuttosto che a definire procedure generali di sviluppo prodotto



2. Componenti principali che costituiscono la nuova struttura e movimenti necessari (blu).

effettuata con strumenti di progettazione integrata il più semplici possibili e quindi velocemente implementabili anche su fogli di calcolo appositamente predisposti.

Per il problema in oggetto è stata quindi eseguita una serie di modelli a trave del complesso pezzo-vincoli (mandrino, lunetta idraulica ed eventualmente contropunta) per poter stimare, una volta imposta la deformazione massima ammissibile dovuta alle esigenze produttive per tutta la struttura di supporto, l'entità del carico agente sulla struttura stessa.

Sono stati individuati i seguenti limiti sulla nuova struttura di supporto, che permetteranno la precisione di lavorazione richiesta e la soddisfazione dei protocolli di collaudo fissati da norma:

- deformazione massima ammessa è fissata in $\delta \leq 0,12$ mm (misurata in direzione Y verso il basso nella peggiore condizione di funzionamento nel centro della lunetta idraulica sotto carico),
- forza massima agente sulla nuova struttura dell'ordine di $V=15.000$ N con un pezzo in lavorazione di 3.000 kg,
- nuova struttura delle lunette completamente svincolata dalla soluzione preesistente.

Questi vincoli, traduzione quantitativa delle esigenze del cliente, non sono sufficienti alla stipula del contratto, ma permettono di individuare gli "effetti principali" per la flessibilità del sistema. Nella figura 2 si sono evidenziate quindi le parti principali che costituiranno il supporto della lunetta e le maggiori cause di flessibilità del sistema. La suddivisione della nuova struttura in sottosistemi interconnessi risulta essere quindi, specialmente in un ambiente con limitate risorse, una possibile risorsa per la soluzione del pro-

blema, cercando di focalizzare, in fase di stipula del contratto, la soluzione progettuale sui componenti con maggior costo.

Analisi di sensibilità e dei costi

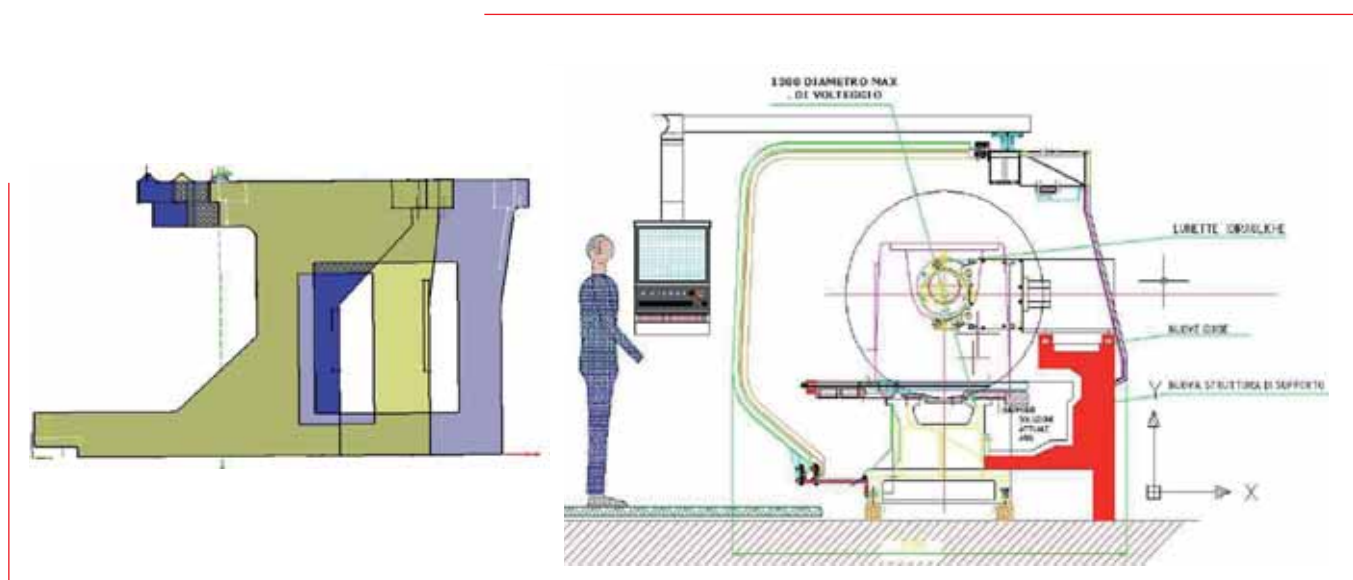
Per il problema in oggetto, osservando la struttura da progettare, risulta avere una importanza assoluta la pre-progettazione della struttura di supporto (bancale) e delle sue guide (GS e GD in figura). Nel piano verticale XY in cui è contenuta la forza esterna (V), il bancale si comporterà come un insieme di vincoli isostatici per il resto della struttura.

La forza esterna stessa quindi, attraverso il complesso dei due carri, giungerà sulla struttura di supporto e si scaricherà sulle guide della struttura stessa secondo un semplice schema strutturale essenzialmente isostatico.

Possono quindi essere assunti i seguenti vincoli progettuali e costruttivi:

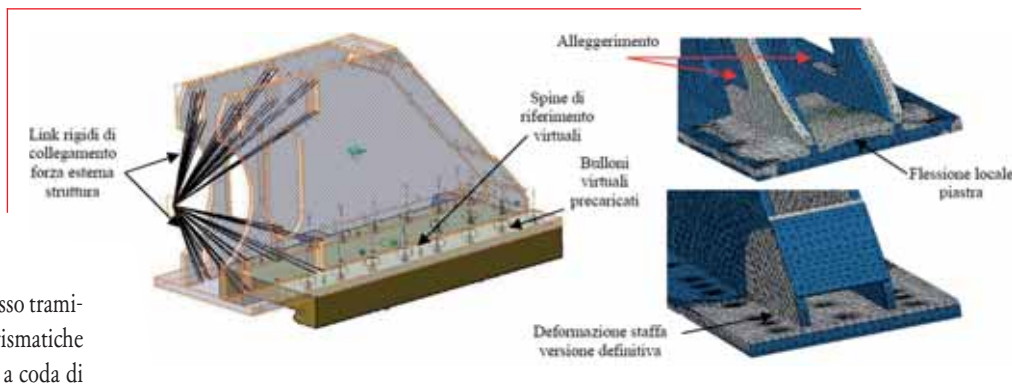
- la rigidezza complessiva dipende principalmente dalla nuova struttura di supporto (bancale), dalle guide sul bancale stesso e dal carro trasversale a sbalzo;
- data l'entità delle reazioni vincolari non è ipotizzabile l'utilizzo di guide lineari a ricircolo di sfere per le guide. Da analisi di cataloghi commerciali, anche utilizzando guide a rulli con e-

3. A sinistra studio preliminare della macchina, a destra evoluzione concettuale della sezione trasversale del bancale.



levati precarichi, si ottengono rigidità massime dell'ordine di 2kN/μm, insufficienti per i nostri bisogni,

- per quanto riguarda il Dfm (Design for Manufacturing) si configurano necessariamente, per contenere i costi di produzione del singolo bancale, la realizzazione dello stesso tramite struttura saldata con delle guide prismatiche riportate. I carri trasversali con guide a coda di rondine possono invece essere prodotti per fusione a partire da componenti preesistenti. Da queste indicazioni qualitative per la progettazione si possono trarre delle conclusioni di tipo quantitativo per la stipula del contratto definitivo per la macchina in questione: il costo incognito della nuova struttura dipenderà principalmente dal nuovo bancale da progettare. Le funzionalità richieste dal cliente andranno a definire i costi necessari per la logica di controllo della macchina. Le altre parti del sistema quali la struttura principale del tornio e le lunette sono già prodotte in azienda o acquistabili e i relativi costi sono facilmente individuabili. I principali problemi Dfa (Design for Assembly) possono essere valutati a partire da disegni tridimensionali di prima approssimazione, poco più che dei volumi di ingombro. Nella figura 3 a sinistra viene schematicamente riportata con figure sovrapposte l'evoluzione concettuale della sezione trasversale del bancale aggiuntivo dalla fase concettuale (blu scuro) a quella finale (grigia). La stipula del contratto sull'ipotesi iniziale



4. A sinistra configurazione definitiva della “staffa” di supporto della lunetta.

A destra: deformazione sotto carico con vincoli insufficienti ed errato alleggerimento (sopra), (sotto) deformazione della “staffa” definitiva.

rossa a sinistra o blu a destra avrebbe portato a un notevolissimo aggravio dei costi del progetto in fase di produzione o alla insoddisfazione delle specifiche del cliente.

Progettazione sistemica e ottimizzazione

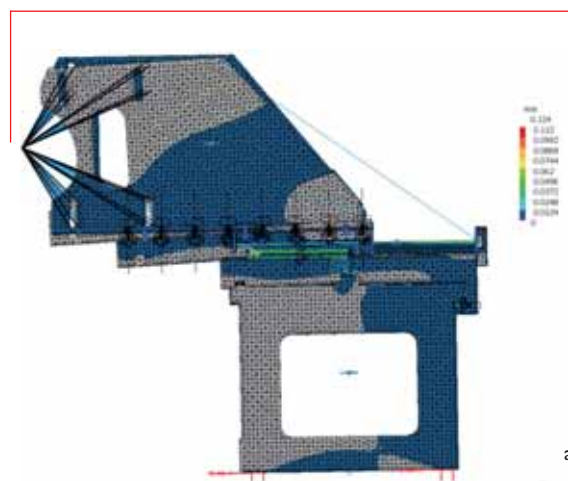
Passando alla progettazione e ottimizzazione dei componenti principali della macchina, dopo la stipula definitiva del contratto quando la soluzione di massima è già stata individuata, l'introduzione di sistemi CAD-FEM perfettamente integrati può portare a grandissimi risparmi di tempi e costi di sviluppo. Durante l'ottimizzazione strutturale dei componenti devono infatti essere presi in considerazione anche eventuali “ef-

fetti locali” dovuti a flessibilità elevate sottostimate nelle fasi precedenti. Quando si vanno a “unire” i vari componenti tramite, a esempio, saldatura o bullonatura si possono evidenziare “effetti indesiderati” difficilmente considerabili sulla base di sistemi di calcolo tradizionali.

Infatti da un lato, per ridurre in modo considerevole i tempi di sviluppo e di calcolo dei modelli, deve essere evitata, per quanto possibile, l'imposizione di vincoli di contatto e tutti quei vincoli che richiedano un grosso tempo di implementazione e calcolo. Si deve però descrivere correttamente sia la posizione che la reale rigidità dei collegamenti evitando la “tentazione di unire le parti CAD” di componenti differenti. Ad esempio in figura 4 a destra in alto, l'imposizione iniziale di un numero insufficiente di bulloni e di un alleggerimento eccessivo della staffa di supporto aveva portato ad una eccessiva flessibilità locale della staffa stessa nella parte posteriore (flessione localizzata) che ingenerava un evidente spostamento globale del punto di applicazione della forza.

Utilizzando i cosiddetti “collegamenti bullonati virtuali” del pacchetto CAD-fem utilizzato, la modifica del numero e della posizione dei bulloni di collegamento e delle spine di riferimento diviene abbastanza agevole e semplice da modificare a livello CAD-FEM. Con questi strumenti, presenti parzialmente anche in

alcuni modellatori di fascia inferiore, si riesce quindi a tener conto della reale rigidità dei collegamenti. La fase di ottimizzazione strutturale può essere quindi coerentemente integrata con



5. A sinistra: deformazione globale simulata, a destra: particolare della macchina realmente realizzata presso gli stabilimenti della Comev Spa di Montevarchi (AR).

alcuni modellatori di fascia inferiore, si riesce quindi a tener conto della reale rigidità dei collegamenti. La fase di ottimizzazione strutturale può essere quindi coerentemente integrata con

ABBONATI ON LINE



E RISPARMI
IL 10%
PAGANDO
CON LA CARTA
DI CREDITO

www.ilb2b.it
www.fieramilanoeditore.it



FIERA MILANO
EDITORE

STRATEGIA ►►►

quella di sviluppo finale dei disegni definitivi dei particolari avendo soltanto cura di disattivare le lavorazioni CAD non necessarie per la simulazione Fem.

Nel caso industriale esemplificativo la fase di verifica conclusiva è stata implementata assemblando l'intera struttura modellata con tetraedri di dimensione massima di 20 mm arrivando a 646.111 elementi e 157.091 nodi. La descrizione puntuale del modello e delle tecniche di modellazione utilizzate esula dagli intenti del presente articolo e sarà quindi omessa.

Nella figura 5 a sinistra viene infine riportata la deformata totale del modello (grigio) nel punto di applicazione della forza massima imposta (15.000 N come già detto) pari a $\delta = -0,105$ mm (secondo il sistema di riferimento in figura 1) che arriva a un modulo di 0,116 mm se si considera la modestissima componente orizzontale (x).

A destra di figura 5 è riportata una immagine della macchina realmente realizzata sulla base dei risultati delle simulazioni in cui si notano le lunette idrauliche e le loro staffe di supporto. Come si vede sulla macchina finale sono state installate due differenti lunette idrauliche per sopportare alle più svariate esigenze produttive.

*C. Braccesi, L. Landi, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Perugia,
e-mail: l.landì@unipg.it*

Gli autori ringraziano i sigg. Mauro Peruzzi, Mirco Vercelli e Lorenzo Operi della Comev Spa per lo spirito di collaborazione attiva e l'aiuto fornito in tutte le fasi della ricerca. Si ringrazia inoltre la LMS Italia nella persona del signor Giulio Camauli per la disponibilità della suite LMS Virtual Lab.

Bibliografia

Per motivi di spazio molte delle relazioni matematiche utilizzate, la bibliografia e alcune tabelle relative alla fase di progettazione sono state rimosse. Per richiedere la memoria comprensiva della prima parte pubblicata sul numero 337 di *Progettare* dal titolo "Concurrent engineering di macchine utensili", memoria presentata al XXXVII Convegno Nazionale dell'AIAS - Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni - che si è tenuto a Roma nel settembre 2008, si prega di inviare una e-mail all'indirizzo l.landì@unipg.it.