

PROGETTAZIONE CONCORRENTE DI MACCHINE UTENSILI PER PMI CON SISTEMI INTEGRATI DI PROGETTAZIONE

C. Braccesi, L. Landi

Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Perugia, Via Duranti 1 – 60125, Perugia, e-mail:l.landi@unipg.it

Sommario

Il settore delle macchine utensili sta vivendo un periodo di instabilità dei volumi di vendita ed i costruttori si devono necessariamente porre sul mercato in un'ottica nuova di attenzione al cliente. Per rispondere efficacemente alle sfide del mercato globale in termini innovativi, anche i costruttori medio-piccoli hanno la necessità di competere sul piano delle soluzioni mirate alla risoluzione di specifici problemi produttivi.

Il mercato richiede quindi nuove macchine utensili affidabili, innovative e a "pronta consegna" che, avendo un elevato "valore aggiunto progettuale", possono essere remunerative dal punto di vista economico se sviluppate con metodologie di simulazione virtuale che riducano i tempi di sviluppo ed annullino la necessità di produrre prototipi.

L'obiettivo principale di questa attività di ricerca è stata quella individuare e formalizzare dei "percorsi progettuali innovativi", assimilabili a tecniche di Concurrent Engineering, che fossero utilizzabili proficuamente anche da industrie con ridotti uffici tecnici e risorse finanziarie. Le tecniche proposte saranno illustrate nell'articolo facendo esplicito riferimento alla progettazione di una struttura innovativa di supporto per un tornio per applicazioni pesanti.

Abstract

The tooling machine industry is going through a difficult period in the sale field and therefore it requires nowadays new machines built with particular attention to the customer's need. Consequently, also small and medium machine builders, with a reduced design department, have to introduce new methodologies based on virtual validation to accomplish the aim of fast and cost reduced design of these innovative machines.

The main target of this research is to focus on design methodologies in the field of Concurrent Engineering utilizable for design time and cost reduction of innovative machines applicable also to small industries. The proposed methodologies will be provided with making explicit reference to the design an innovative structure of support for an heavy applications lathe.

Parole chiave: metodi progettazione meccanica, progettazione concorrente

1. INTRODUZIONE

Nello studio presente, portato a termine in collaborazione fra il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Perugia e la Comev S.p.A. di Montevarchi (AR), si sono voluti valutare i reali benefici, in termini di tempi e costi di sviluppo, dovuti ad una reale progettazione di tipo

simultaneo, a partire dalle sole specifiche progettuali concordate con il cliente, di una struttura aggiuntiva per una macchina utensile da integrare in una soluzione esistente.

La richiesta di soluzioni tecniche specificamente pensate per una data produzione risulta essere una delle nicchie maggiormente appetibili per le industrie produttrici di macchine utensili nel mercato odierno.

Da una parte i leader di mercato infatti basano la loro offerta al cliente su macchine differenziabili in base a quanto assemblabile da cataloghi più o meno estesi e i produttori di “fascia bassa” cercano di invogliare l’acquisto puntando su soluzioni standard con prestazioni mediocri a bassissimo costo.

Lo sviluppo di macchine “personalizzate” non rientra quindi in nessuna delle due filosofie di vendita ed in questo contesto, a patto di risolvere la reale necessità produttiva, c’è la possibilità di inserirsi efficacemente fra queste due logiche di vendita.

E’ proprio nella definizione e soddisfazione puntuale delle *specifiche di progetto* e dei *programmi di manutenzione* di queste macchine che una organizzazione snella e dinamica può essere molto efficace. Sempre in questi due ambiti, sono stati individuati i campi di possibile ulteriore sviluppo delle tecniche di ingegneria concorrente (CE, si veda [1]), si veda ad esempio quanto riportato in [2].

Le fasi di DFA (Design For Assembly) e del DFM (Design For Manufacturing) dell’ingegneria concorrente [3] sono invece state molto più studiate facendo spesso ricorso a programmi molto avanzati di progettazione assistita.

D’altra parte l’uso “acritico” delle tecniche di progettazione assistita CAX sin dalle prime fasi del progetto può portare ad inutili sprechi di tempi-denaro per l’implementazione di sofisticati modelli virtuali che non aiutano la comprensione di problemi principali da risolvere.

Per la piccola e media industria (PMI) i problemi fondamentali risultano quindi essere:

- e’ possibile soddisfare la necessità funzionale/prestazionale del cliente in modo economicamente soddisfacente per entrambi (acquirente-costruttore), limitando al massimo i rischi contrattuali dovuti ad errate valutazioni iniziali che sottostimino i costi di sviluppo?
- e’ possibile adattare le strategie tipiche del DFA e del DFM (DFMA) pensate ed ampiamente studiate per le grandi industrie a logiche di PMI con limitate risorse ?

Una impostazione che, a nostro parere, può essere vincente è parzialmente mutuabile da quanto utilizzato da anni nell’industria automobilistica nella progettazione di sottosistemi limitati (si veda ad esempio [4]). La “*chiave progettuale*” per poter risolvere questi problemi è, come noto, quella di dare il massimo risalto all’individuazione precoce di tutti i più disparati vincoli progettuali e funzionali e di tradurli in specifici termini quantitativi. E’ pratica industriale molto diffusa infatti quella di modificare soluzioni esistenti in modo più o meno intuitivo e veloce per poter vincere la commessa, e poi risolvere a posteriori i problemi con costi di progettazione che sono difficilmente quantificabili durante la stipula dei contratti.

Nei paragrafi seguenti saranno quindi descritte le principali fasi progettuali individuate e gli strumenti di progettazione assistita ritenuti più idonei per l’assolvimento delle necessità nei differenti stadi progettuali.

In particolare, come caso esemplificativo, è stato scelto lo sviluppo di una struttura di supporto per lunette mobili idrauliche per lavorazioni pesanti (pezzi fino a 6000 mm di lunghezza e massa superiore ai 3000Kg) di cui deve essere valutata la possibile integrabilità in una struttura di tornio esistente.

2. FASI PRINCIPALI DELLA PROGETTAZIONE CONCORRENTE PER LE PMI

Le fasi principali del tipico flusso progettuale di tipo DFMA, parte fondamentale della progettazione basata sui dettami della Concurrent Engineering, sono spesso rappresentate con flussi tipo quello di figura 1, raffigurato in lingua originale per rispettare la nomenclatura ormai universalmente accettata [5]. In figura 1 sono state evidenziate con un rettangolo rosso le fasi principali.

Dal punto di vista delle PMI alcuni delle tecniche e degli strumenti di progettazione virtuale descritti ad esempio in [6] sono oggettivamente irraggiungibili sia in termini di costi che di risorse da assegnare per una corretta applicazione dei questi complessi strumenti.

Queste industrie hanno spesso un ridottissimo ufficio tecnico con svariate competenze: esso deve sopperire allo stesso tempo sia ai comuni impegni giornalieri (gestione della progettazione e della produzione) sia a richieste “estemporanee” da parte dei clienti (richieste di supporto tecnico, sviluppo di programmi CN per esigenze particolari di produzione dei clienti stessi,...). Le funzioni aziendali

sono quindi accentrate da pochi tecnici che rivestono quindi contemporaneamente più funzioni tipiche dell'organizzazione aziendale. D'altra parte i programmi implementati per la soluzione del DFMA sono spesso delle vere e proprie piattaforme di utilizzo molto generale e complesso che richiedono personale specificamente addestrato e che si deve occupare in modo continuativo ed esclusivo a queste piattaforme per avere dei risultati soddisfacenti.

Nel caso poi di progettazione innovativa in piccole aziende, nella complessa e delicata fase iniziale di stipula del contratto con l'acquirente, si ritiene che i tempi necessari allo sviluppo di complessi modelli virtuali, quando non è neppure del tutto chiara la possibile soluzione progettuale, porti il progettista ad inutili perdite di tempo nel definire dettagli secondari della soluzione (ad esempio il disegno CAD 3D dei principali componenti).

La fase di definizione della *possibile soluzione tecnica* percorribile (*Concept Design* di fig.1) risulta essere quindi, come logico, molto delicata e di importanza fondamentale, soprattutto per le limitate risorse economiche spendibili da una tipica PMI.

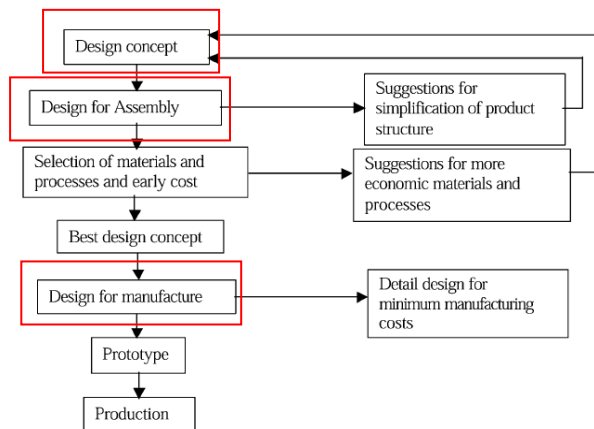


Figura 1: Fasi fondamentali del DFMA da [5]

Utilizzando la *terminologia* caratteristica della *scuola progettuale italiana* si possono utilizzare tre nomenclature “usuali” per cercare di definire in modo netto le fasi fondamentali che portano ad un corretto sviluppo del progetto innovativo nell’ottica della ingegneria concorrente:

1. *studio funzionale ed individuazione dei vincoli progettuali*
2. *fase di pre-progettazione*
3. *fase di progettazione ed ottimizzazione strutturale*

Per ogni fase dovranno essere resi evidenti i principali responsabili industriali, ed eventualmente esterni, delle scelte da effettuare (Who), le informazioni minime necessarie (Input) per la soddisfacente conclusione del processo progettuale in corso (Output). Nelle pagine seguenti si è cercato di sintetizzare, per ovvi motivi di spazio, i processi progettuali e gli attori principali individuati in questo ambito.

3. STUDIO FUNZIONALE ED INDIVIDUAZIONE DEI VINCOLI PROGETTUALI

Nella tabella 1 seguente si è cercato di rendere manifesti i principali legami fra l’organizzazione aziendale e le scelte progettuali da effettuare nella fase di studio funzionale di una nuova possibile macchina “personalizzata”.

Durante questa prima importantissima fase devono essere attentamente valutati gli impatti in termini di costi e di tempi di progettazione dei *vincoli* dovuti alle *normative*. Nel comparto delle macchine utensili le normative vigenti (si veda ad esempio [7,8]), spesso alla loro prima *edizione* nella loro forma *armonizzata*, portano ad aggravii di costo molto significativi dovuti in gran parte agli apparati di sicurezza da installare a bordo macchina in funzione delle specifiche richieste dell’acquirente. L’aggiunta di una singola *funzionalità* per una determinata macchina (ad esempio carico e scarico automatico del pezzo o degli utensili per un tornio) porta al *dover stravolgere* completamente la logica e la strumentazione di sicurezza a bordo della macchina stessa con conseguenze a volte imprevedibili sulla affidabilità e sulla robustezza dei sistemi di controllo utilizzabili [7].

Tabella 1: Fase di studio funzionale

INPUT	WHO	OUTPUT
Richieste prestazionali	<ul style="list-style-type: none"> • Cliente • Ufficio acquisti/vendite • Venditori e concessionari 	Richiesta preliminare di ordine con riferimenti quantitativi alle prestazioni
Possibile costo massimo ammesso	<ul style="list-style-type: none"> • Cliente • Ufficio acquisti/vendite 	Definizione costo interno di produzione massimo
Vincoli normativa vigente	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico 	Eventuale revisione commessa
Vincoli produttivi e di approvvigionamento	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione 	Scelta delle possibili soluzioni tecniche
Vincoli di ingombro	<ul style="list-style-type: none"> • Cliente • Ufficio Tecnico 	Possibili soluzioni tecniche e layout approssimativo della macchina

Alla fine di questa prima fase, sulla base di tutti gli input della tabella precedente e di tutti gli altri eventualmente resisi manifesti in termini quantitativi o qualitativi, può essere presentato al cliente una prima possibile soluzione tecnica.

Nel nostro caso esemplificativo la richiesta del cliente era quella di poter lavorare 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.

Nella figura sotto si riporta lo schizzo preliminare, atto a valutare gli ingombri di massima della nuova struttura da progettare per sostenere le lunette idrauliche, nel quale sono indicate l'altezza dell'asse mandrino (1466 mm) e la distanza minima in direzione X (790 mm) a cui la nuova struttura dovrà essere collocata rispetto alla struttura del tornio già in produzione (riquadrate in rosso).

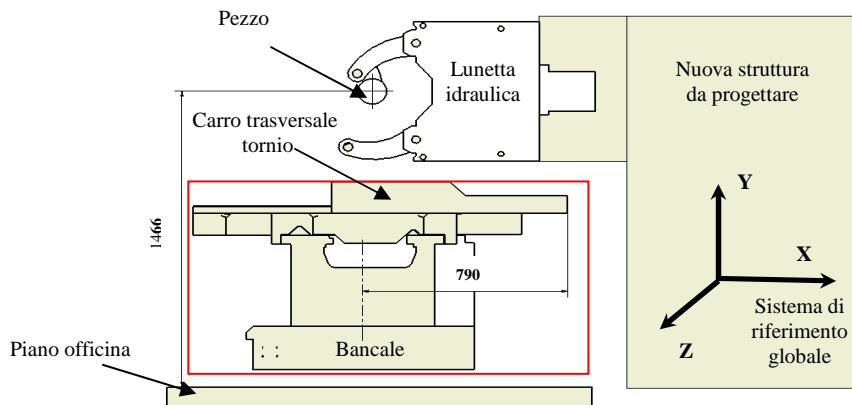


Figura 2: Ingombri della macchina da progettare

La lunetta idraulica mobile dovrà possedere i seguenti moti rispetto al sistema di riferimento di figura 2 che è quello standard industriale per la tornitura: *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.

La richiesta del cliente precedente, risulta chiaramente totalmente insoddisfacente per procedere ad una valutazione economica dei costi anche di prima approssimazione.

3.1. Condizioni vincolari e condizioni critiche di funzionamento per il caso industriale

Prima di passare alla fase progettuale vera e propria dovranno quindi essere definite le condizioni limite di funzionamento per la macchina in oggetto in funzione dei carichi massimi ipotizzabili.

Secondo il nostro parere questa fase fondamentale che porterà alla definitiva fissazione delle specifiche di progetto e ad una stima dei costi della struttura stessa, dovrà essere effettuata con

strumenti di progettazione integrata semplicissimi e velocemente implementabili direttamente dalle tipiche formule della statica del sistema stesso (si veda ad esempio [9]).

In questa fase sono stati quindi eseguiti una serie di modelli a trave del complesso pezzo e suoi vincoli (mandrino, lunetta idraulica ed eventualmente contropunta) per poter ricavare la caratteristica di Imposta quindi la *deformazione massima ammissibile* per tutta la struttura di supporto della lunetta, misurata nel punto dell'asse mandrino dove la lunetta idraulica sorregge il pezzo, si è stimato l'entità del carico agente sulla stessa per poter individuare la rigidità minima che la struttura dovrà avere.

La deformazione massima ammessa è fissata in $\delta=0,1 - 0,12 \text{ mm}$ in direzione y nella peggiore condizione di funzionamento. Questo vincolo progettuale, molto stretto, è dettato sia dalle esigenze del cliente sia dal rispetto delle *condizioni di prova* per la messa in funzione del tornio dettate ad esempio dalla [8]. Questa deformazione non tiene conto della deflessione dovuta alla lunetta idraulica stessa, caratteristica non modificabile da parte del costruttore della struttura di supporto e messa in conto separatamente come dato fisso, certificata dal costruttore della lunetta stessa.

Sono stati quindi sviluppati una serie di semplici modelli agli elementi finiti a trave del tubo di diametro pari a 460 mm con spessore 50 mm e lungo 6000mm in differenti posizioni e configurazioni di lavoro della lunetta (ad esempio con o senza l'ausilio della contropunta).

Utilizzando modelli in cui il vincolo offerto dalla lunetta (carrello) è supporto cedevole si ottiene una forza scaricata sulla struttura dell'ordine di $V=15000\text{N}$.

La *rigidità del vincolo traslatorio* che assicura una corretta deformazione dovrà quindi essere pari a:

$$K = \frac{V}{\delta} = \frac{15000}{0,1} = 1,5E5 \text{ N/mm} = 1,5E8 \text{ N/m} \quad (1)$$

Si capisce che questi valori individuati sono il risultato di una fase iterativa di progettazione volta ad individuare contemporaneamente sia la forza di reazione vincolare che la rigidità della struttura.

Nel prosieguo della trattazione si faranno poi le seguenti ipotesi aggiuntive: forze di taglio in direzione Y e Z sulla lunetta nulle, in quanto l'eventuale quota della forza di taglio in direzione Y tende a scaricare la lunetta dal peso del pezzo durante la lavorazione, la forza di taglio in direzione Z non viene assorbita dalla lunetta come detto, forza di taglio in direzione X pari alla spinta massima sopportabile dal carro trasversale del tornio esistente e pari a $F_x=10000\text{N}$

I vincoli offerti dal mandrino e dalla contropunta sono comunque considerabili come infinitamente rigidi rispetto al vincolo offerto dalla lunetta, si ricorda infatti che il bancale da progettare sarà posto comunque ad una distanza maggiore di 900 mm dall'asse mandrino. Tale sbalzo infatti influirà in modo decisivo sulla rigidità del vincolo "lunetta", in quanto si genera necessariamente un elevato momento flettente M_z sulla struttura da progettare.

Durante una eventuale lavorazione senza l'ausilio della contropunta, si è ipotizzato inoltre che la lunetta possa essere posizionata al massimo a 300mm dal bordo del pezzo, non è possibile infatti sostenere in sicurezza un pezzo di 3032 Kg e lavorarlo a sbalzo con luci maggiori.

Come sarà chiaro in seguito, a causa della geometria della nuova struttura di supporto, l'imporre la spinta addizionale di taglio massima F_x (positiva per le forze di taglio) ridurrebbe la deformazione della struttura stessa e, quindi, essa non sarà considerata.

3. PRE-PROGETTAZIONE

Fissate il più rapidamente possibile le specifiche di progetto *quantitative* necessarie per la conclusione della fase precedente, il progettista ha una base di informazioni sufficiente a tentare una progettazione di massima. Le informazioni in output dalla prima fase non sono però assolutamente sufficienti per una soddisfacente individuazione dei costi da sostenere (e quindi alla chiusura del contratto).

In particolare si vuole rimarcare come in questa fase l'intera organizzazione tecnico-produttiva e di vendita è spinta da due esigenze contrastanti, da una parte la necessità di definire i costi di massima per la commessa porta all'esigenza di parcellizzare il problema tecnico per definire gli eventuali componenti necessari (costi). D'altra parte è necessario però stimare in modo veramente predittivo il comportamento finale dell'assieme e la sua conformità alle specifiche quantitative.

Questa fase di individuazione dell'ipotesi costruttiva attuabile, che è quindi il reale fulcro di tutta la metodologia DFMA è, a causa della sua specificità, quella a più elevato rischio di errori di valutazione progettuale ed economica.

Si può quindi affermare infine che, a causa della sua peculiarità, il trovare la soluzione per un problema specifico di progettazione risulta essere la fase fondamentale del DFMA per cui però qualsiasi tipo di generalizzazione od estensione dei risultati di altre ricerche risulta essere di difficilissima od impossibile applicazione.

Autori come Edwards ed altri (si veda di nuovo [3]) si sono sforzati di riassumere le priorità principali da considerare per concludere in modo soddisfacente le fasi del DFMA arrivando fino alla compilazione di lunghe liste di “scelte strategiche” necessarie ad una corretta definizione di un flusso di progettazione concorrente. Se però si leggono attentamente queste liste esse sono spesso delle *generiche* liste di criteri per una buona progettazione di componenti applicabili *genericamente alle tipologie produttive più disparate*.

A nostro parere, all’atto pratico, dette liste o strumenti equivalenti devono necessariamente essere calate nella realtà industriale ove si opera. Nelle PMI in particolare inoltre, allo stato attuale delle cose, raramente si incontrano sistemi interconnessi e coerenti che facilitano e/o automatizzano lo scambio di informazioni fra le varie funzioni aziendali ed ancora più raramente vengono utilizzati (anche a causa dei costi di acquisto, utilizzo e funzionamento) sistemi di Product Data Management (PDM) e Gestione della Produzione Integrati. Di contro c’è da dire che spesso, al contrario di quanto avviene nelle industrie di taglia maggiore, esiste una vicinanza “fisica” fra le varie funzioni aziendali che permette uno scambio veloce di informazioni a livello personale che, se coerentemente indirizzato e regolato in modo da poter essere tracciabile, porta ad una notevolissima compressione dei tempi di sviluppo e revisione dei progetti.

Si ritiene quindi non generalizzabile il problema specifico che, però risulta di estremo interesse per la realtà industriale. Per l’industria in genere infatti lo sviluppo metodologie di riduzione dei tempi di progettazione per problemi specifici risulta essere infatti strategica per la sua sopravvivenza nel mercato odierno.

Realisticamente, secondo il nostro parere, le funzioni aziendali principali che devono essere interconnesse in questa prima fase, sono riportate nella tabella 2 sotto (in corsivo quelle strategiche).

Tabella 2: Fase di pre-progettazione

INPUT	WHO	OUTPUT
Richieste prestazionali quantitative dalla fase precedente	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico 	<i>Definizione dei componenti critici per la progettazione</i> Pre-progettazione dei sistemi di sicurezza e controllo
Richieste prestazionali quantitative dalla fase precedente	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Ufficio acquisti/vendite 	Individuazione di possibili parti standardizzate (di commercio) per la risoluzione dei problemi
Layout approssimativo	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Cliente 	Eventuale revisione commessa e layout modificato
Possibili soluzioni tecniche dalla fase precedente	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione 	<i>Scelta “economica” delle possibili soluzioni produttive</i>

Nonostante i molteplici aiuti che possono derivare dai sistemi integrati di progettazione eventualmente esistenti in azienda, in questa fase gioca ancora un ruolo fondamentale l’esperienza del progettista e la sua capacità di discernere i fattori fondamentali che guidano la soddisfazione delle esigenze progettuali.

L’*analisi di sensibilità* che viene effettuata, più o meno consciamente o con metodi più o meno standardizzati, da un progettista esperto risulta essere, a nostro parere, il vero fattore critico per la riduzione del time to market (know how industriale).

Strumenti come il Design Of Experiment (DOE, si veda ad esempio [10]) od altri, pur essendo di notevolissimo aiuto nel discernimento degli *effetti principali* per conseguimento di un target progettuale/produttivo (*caratteristica di qualità*) mal si integrano in una logica di PMI per la pre-progettazione di sistemi complessi. Essi implicano comunque almeno l’implementazione di modelli o prototipi, reali o virtuali (*esperimenti*), che richiedono notevole dispendio di tempo e costi. In queste realtà industriali, a nostro parere, spesso sono molto efficaci fogli di calcolo e programmi sviluppati nei linguaggi più disparati (integrati direttamente nei sistemi di designazione e calcolo) che tendono a

formalizzare ed indirizzare le scelte progettuali secondo percorsi progettuali noti e fruibili per la particolare realtà produttiva.

Tornando al nostro esempio aziendale, la soddisfazione della caratteristica di qualità fondamentale del nostro progetto cioè la deformazione massima imposta, porterà alla considerazione dell'analisi degli "effetti principali" descritti in seguito. Nella figura successiva si sono evidenziate le parti principali che costituiranno il supporto della lunetta e le maggiori cause di flessibilità.

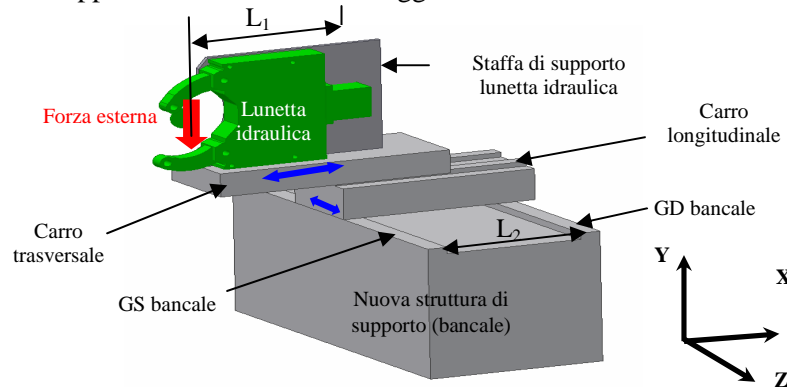


Figura 5: Componenti principali che costituiscono la nuova struttura e movimentazioni necessarie (blu)

La suddivisione della struttura in sottosistemi interconnessi risulta essere quindi, specialmente in un ambiente con limitate risorse, una possibile risorsa per la soluzione del problema, cercando di focalizzare in prima istanza, la soluzione progettuale sui componenti con maggior costo.

Nel nostro problema, 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 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 isostatico. Indicate con L_1 la distanza fra la forza esterna e la guida sinistra misurata nel piano xy, e con L_2 la distanza fra le due guide nel medesimo piano si trova (si veda di nuovo la figura 5):

$$\delta_{fy} = \frac{L_1 + L_2}{L_2} \times (\delta_{gsy} - \delta_{gdy}) + \delta_{gdy} \quad (2)$$

A causa dei vincoli strettissimi di rigidezza della struttura il poter considerare separatamente lo spostamento in direzione y nel punto di applicazione della forza δ_{fy} in funzione degli spostamenti delle guide del bancale, ci permette di focalizzare l'attenzione sulla progettazione del bancale responsabile di una grossa parte del costo aggiuntivo.

La flessibilità dei carri (in special modo di quello trasversale) potranno poi essere considerate in seguito, basterà imporre una deformazione dovuta alla struttura pari ad una piccola parte di quella totalmente ammissibile.

Nell'ipotesi che $L_1 = L_2 = 900$ mm circa si ha che le forze vincolari saranno pari a $GD_y = 15000$ N e $GS_y = 30000$ N.

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 elevati precarichi, si ottengono rigidezze massime dell'ordine di $2\text{KN}/\mu\text{m}$, le reazioni ipotizzate sulle guide darebbero quindi una deformazione della sola guida δ_{GS} dell'ordine di $0,015$ mm inaccettabile visto "l'effetto leva" evidenziato nella formula (1);

- per quanto riguarda il DFM si configurano necessariamente, per contenere i costi di produzione del singolo bancale, la realizzazione di un bancale di supporto saldato con delle guide prismatiche riportate e carri trasversali con guide a coda di rondine che possono essere prodotti per fusione.

Queste precise indicazioni *qualitative* per la *progettazione* dettate da esigenze di rigidità risultano essere di importanza fondamentale e di tipo *quantitativo* per la stipula del *contratto definitivo* per la macchina in questione. Le altre parti del sistema quali il tornio e le lunette sono già prodotte in azienda o acquistabili e i relativi costi sono facilmente individuabili. I principali problemi DFA possono essere valutati a partire da disegni tridimensionali di prima approssimazione, poco più che dei volumi di ingombro.

4. PROGETTAZIONE ED OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE

In questa fase l'utilizzo di programmi per la simulazione virtuale e il loro reale grado di integrazione nello scambio dei database risulta essere dirimente nella compressione dei tempi di progettazione.

Da una parte quindi deve essere considerato il beneficio in termini di progettazione dovuto all'adozione di suddetti programmi che integrano sistemi CAD-CAM-CAE, dall'altra il costo di acquisto ed i costi correlati all'utilizzo dei pacchetti stessi che risulta essere un problema insormontabile per molte aziende medio-piccole.

La suddivisione della progettazione in componenti interagenti e l'individuazione di quelli strategici effettuata durante la fase precedente permette di poter affrontare il problema anche con l'ausilio di più semplici sistemi di progettazione CAD FEM CAM a se stanti, che usano protocolli universali di scambio dei database (ad esempio .iges, .step od altri).

Bisogna però puntualizzare che nel caso in cui si utilizzino sistemi integrati CAD – FEM - MBS (Computer Aided Design, Finite Element Method e Multibody System) come quello utilizzato nell'ambito universitario per la presente ricerca (LMS Virtual Lab, versione 6A), la fase di progettazione/modifica funzionale dei componenti e dei relativi assiemi e la sua trasposizione FEM diviene totalmente automatica. In più l'imposizione dei carichi direttamente sulle geometrie CAD ed il loro trasferimento (e la loro eventuale modifica) diviene molto semplificata.

Le funzioni aziendali principali che, secondo il nostro parere, devono essere necessariamente interconnesse sono riportate nelle tabelle, 3 sopra per la fase di progettazione e 4 sotto per l'ottimizzazione.

Tabella 3: Fase di progettazione

INPUT	WHO	OUTPUT
Definizione dei componenti critici per la progettazione	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione 	Definizione della configurazione di massima dei componenti e delle interfacce (vincoli) Tempi e costi di approvvigionamento
Scelta dei reali componenti di commercio da utilizzare secondo le indicazioni progettuali scaturite dalle fasi precedenti	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione • Ufficio acquisti 	Fascicoli tecnici di verifica dei commerciali Tempi e costi di approvvigionamento
Scelta definitiva delle tecnologie utilizzabili con risorse interne (o terziarizzazione)	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione 	Eventuali prove di fabbricazione di componenti critici o di brevetti innovativi
Eventuale revisione commessa e layout modificato	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico 	Verifiche di assemblaggio preliminari ed ergonomiche

C'è da dire che, per essere efficacemente utilizzati, questi sistemi realmente integrati (che risentono ancora di alcuni errori di programmazione e la cui documentazione tecnica è spesso ancora lacunosa ed insufficiente) hanno bisogno di notevoli tempi di impostazione e verifica degli innumerevoli strumenti di simulazione disponibili al progettista. (ad esempio per la rigenerazione automatica dei disegni dopo delle radicali modifiche degli schizzi che compongono i disegni stessi).

Tabella 4: Fase di ottimizzazione

INPUT	WHO	OUTPUT
Definizione della configurazione di massima dei componenti e delle interfacce	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione 	Definizione della configurazione definitiva di assieme Eventuali modifiche locali dei componenti Ottimizzazione delle masse
Definizione della configurazione di assieme ed eventuali modifiche locali dei componenti	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione • Ufficio acquisti 	Verifiche ergonomiche e di assemblaggio definitive (fascicolo tecnico)
Definizione della configurazione di assieme ed eventuali modifiche locali dei componenti	<ul style="list-style-type: none"> • Ufficio tecnico • Produzione 	Scrittura e modifica dei manuali di uso e manutenzione

A titolo esemplificativo nella figura seguente si riporta a sinistra in rosso lo studio iniziale del bancale di supporto pensato per minimizzare il peso (e quindi i costi) e l'ingombro dello stesso. A destra nella stessa figura viene presentato il modello preliminare costruttivo dello studio in cui sono già stati eliminati alcuni problemi relativi all'appoggio a terra del bancale.

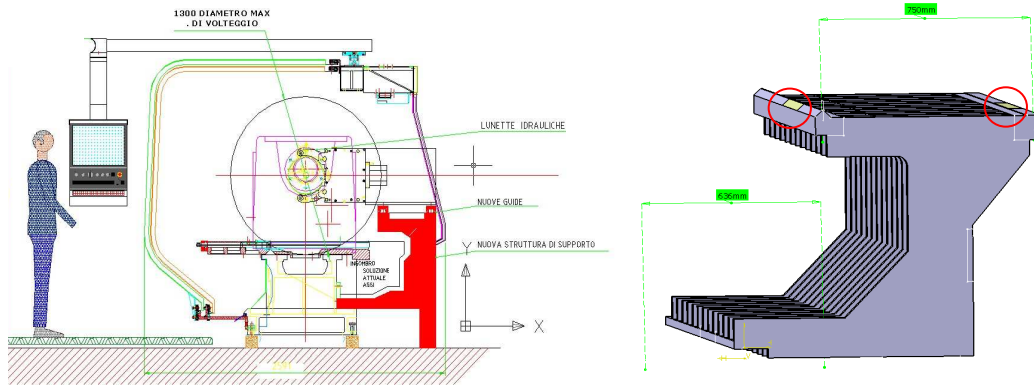


Figura 6: Dallo studio della macchina al primo modello del bancale

Le zone in giallo in figura a destra sono delle superfici CAD vincolate in modo da poter essere facilmente spostate in direzione z per simulare la traslazione del carro e, quindi, differenti zone di funzionamento delle lunette. Le simulazioni preliminari su questo modello hanno dato dei risultati *non compatibili* con le specifiche richieste, infatti per questa configurazione per il solo bancale:

$$GD_y = \frac{L_2}{L_1} \times V = -12720N, \quad GS_y = F_{lum} + GD_y = 27720N \quad (2)$$

Si ottengono gli spostamenti nella figura 7 sotto, con la formula (2) si ottiene $\delta_{fy} = -0,184mm$

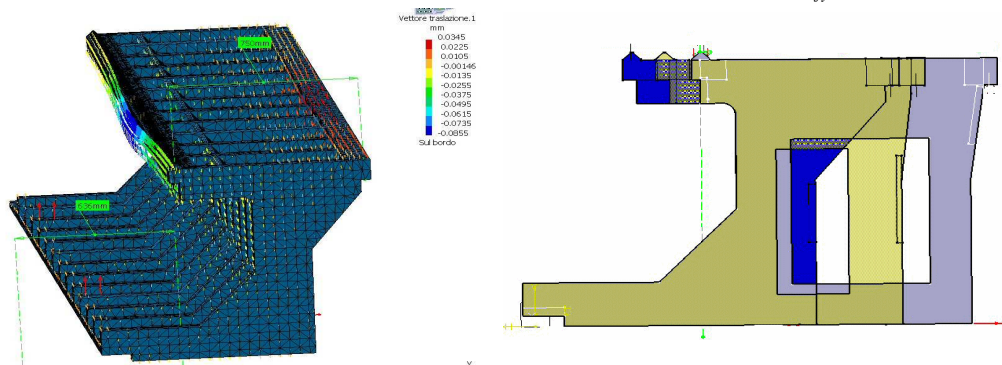


Figura 7: A sinistra comportamento strutturale del bancale ipotizzato, a destra evoluzione concettuale della sezione trasversale del bancale stesso

Le verifiche preliminari svolte aiutano comunque il progettista nell'individuare i parametri geometrici principali e la possibile forma della sezione resistente atta alla risoluzione del problema. In particolare non è ammissibile alcuno sbalzo delle guide per ottemperare alla rigidità richiesta. In figura 8 sottostante a sinistra vengono riportati i parametri fondamentali individuati che “pesano” maggiormente nella definizione della rigidità del bancale, a destra gli spostamenti delle guide per il setto maggiormente sollecitato dovuto alle forze trasmesse dal carro longitudinale.

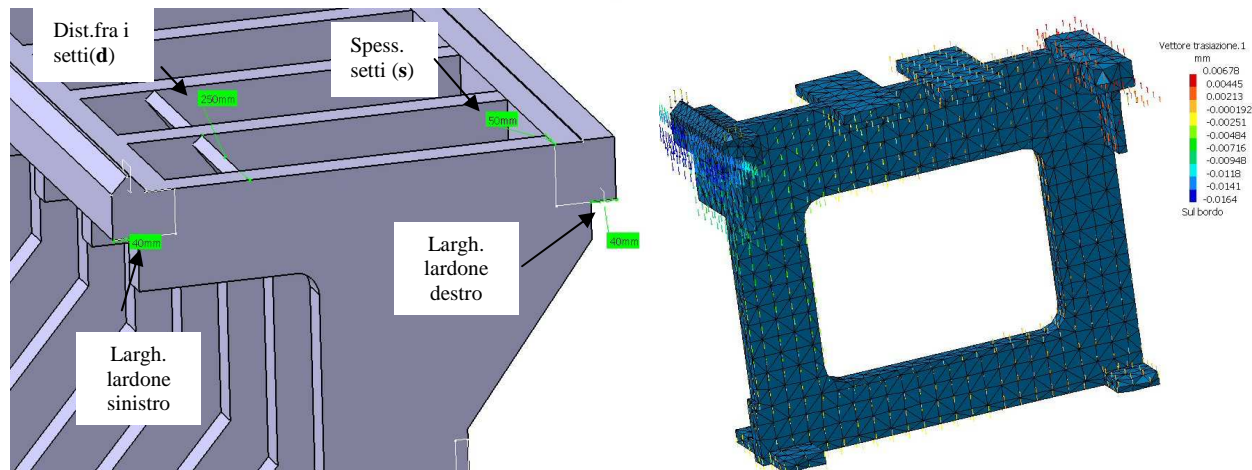


Figura 8: A sinistra parametri fondamentali individuati per la definizione della rigidità, a destra spostamenti ottenuti per la configurazione definitiva

Nella tabella sotto si riportano, a titolo di esempio, gli spostamenti verticali massimi in direzione y, nel nodo di imposizione della forza esterna, per due soluzioni differenti, quella definitiva sopra spessore $s=50$ mm e distanza $d=400$ mm, e una soluzione più “snella” con setti $s=35$ mm e $d=300$ mm.

Tabella 5: deformazione del bancale per due differenti configurazioni

$s \times d$ (mm)	δ_{gsy} (mm)	δ_{gdy} (mm)	δ_{fy} (mm)	Massa semibancale (Kg)
50X400	-0.016	+0.007	-0.039	2567
35X300	-0.018	+0.008	-0.044	2276

La soluzione 50X400, più pesante, è stata preferita poiché più economica da costruire per il minore costo della saldatura della struttura stessa e ridotta possibilità di deformazione permanente dovuta al riscaldamento durante la saldatura stessa.

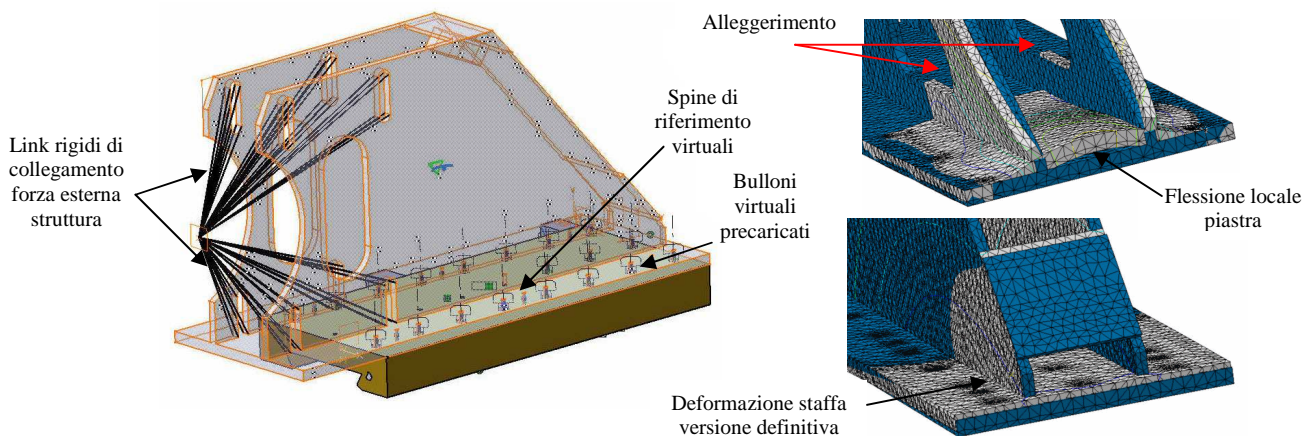


Figura 9: A sinistra configurazione definitiva della “staffa” di supporto della lunetta a destra sopra deformazione sotto carico con vincoli insufficienti ed errato alleggerimento

Nella figura 9 viene presentato un esempio di uno dei molti casi in cui la modellazione tramite sistemi CAD-FEM perfettamente integrati può portare a grandissimi risparmi di tempi di sviluppo per una struttura progettata in termini di rigidità.

Quando infatti, dopo la fase di pre-progettazione degli assiemi principali, si deve assemblare la struttura nel suo insieme, una errata progettazione ed imposizione dei mutui vincoli può creare delle zone a bassa rigidità che, pur non essendo interessanti dal punto di vista tensionale, portano al fallimento della specifica di progettazione.

Infatti, per ridurre in modo considerevole i tempi di sviluppo e di calcolo dei modelli, deve essere evitata, per quanto possibile, l'imposizione di vincoli monolateri di contatto e tutti quei vincoli che richiedano un grosso tempo di impostazione. Si deve altresì descrivere correttamente sia la localizzazione effettiva che l'elevata rigidità dei collegamenti evitando quindi il merge CAD di mesh differenti.

In figura 10 si è rappresentata la modellazione del complesso della GD del bancale composta da due differenti vincoli elastici: uno superiore sulla guida prismatica ed uno inferiore sul lardone.

Un modo molto semplice per ovviare all'imposizione dei vincoli di contatto è quello di modellare le due differenti zone di contatto con dei collegamenti elastici di rigidità appropriata che vengono attivati o meno in funzione della posizione del complesso carri- lunetta (e quindi del baricentro globale della parte sovrastante il bancale stesso).

Negli strumenti di modellazione avanzati è possibile descrivere questi collegamenti elastici su superfici CAD. I collegamenti elastici vengono quindi imposti e rigenerati automaticamente, ad esempio, in seguito a spostamenti dei carri. Il modellatore è in grado di riconoscere automaticamente i nodi della mesh che si affacciano su queste superfici di interfaccia e di vincolarle correttamente.

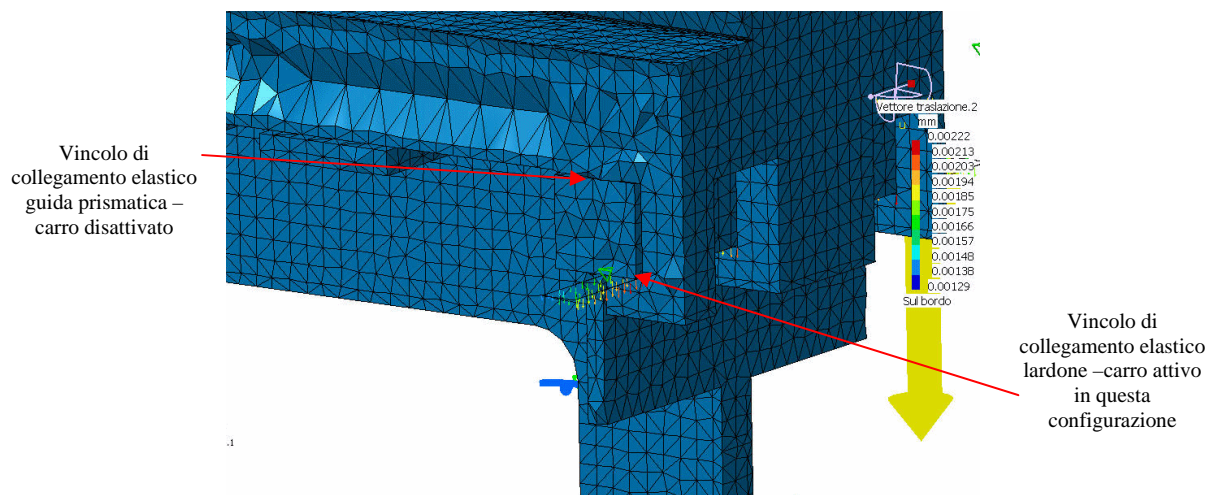


Figura 10: Spostamenti del lardone del bancale con struttura sottoposta al solo peso proprio, collegamento secondo il solo grado di libertà y

Con questi semplici espedienti si riesce a tener conto della eventuale flessibilità offerta da elementi che in prima approssimazione possono essere ritenuti secondari ma che possono inficiare la linearità e la rigidità del sistema stesso. Ad esempio in questo modo può essere simulata correttamente la differenza di rigidità offerta complessivamente dalla GD quando durante la lavorazione, si invertisse, per le condizioni di taglio, il segno (in direzione Y globale) delle forze che si scaricano tra il bancale ed il carro longitudinale. Una eventuale scarsa rigidità del lardone può essere quindi corretta già dalla fase di simulazione senza dover effettuare misurazioni durante le prove di lavorazione alla fine del processo produttivo della macchina.

La fase di ottimizzazione strutturale può essere quindi coerentemente integrata con quella di sviluppo finale dei disegni definitivi dei particolari avendo soltanto cura di disattivare le lavorazioni CAD non necessarie per la simulazione FEM.

La fase di verifica conclusiva è stata poi implementata assemblando l'intera struttura modellata con tetraedri di dimensione massima di 20 mm arrivando a 646111 elementi e 157091 nodi.

Nelle zone delle slitte prismatiche e dei bulloni, simulati tramite piccole zone rigide collegate con elementi elastici, la mesh locale è stata portata rispettivamente a 10 e 6mm per descrivere in modo migliore queste zone critiche.

Nel collegamento fra la staffa di supporto e il carro trasversale è stata necessaria l'imposizione di un vincolo di contatto per modellare l'eventuale distacco della staffa dal carro. Questa zona di interfaccia fra le due parti, molto vasta visto le dimensioni delle parti in gioco, ha richiesto una lunga fase di ottimizzazione progettuale per portare a dei risultati soddisfacenti in termini di rigidità richiesta.

La descrizione puntuale del modello e delle tecniche di modellazione utilizzate esula dagli intenti del presente articolo e sarà quindi omessa. Nella figura 11 a sinistra destra viene riportata l'immagine del modello globale, a destra la deformata qualitativa. In figura 12 a sinistra viene riportato il risultato della deformazione sotto carico massimo in direzione Y del punto di applicazione della forza pari a $\delta_{fy} = 0,105\text{mm}$ che arriva ad un modulo di $0,116\text{ mm}$ se si considera la modesta componente orizzontale (x)

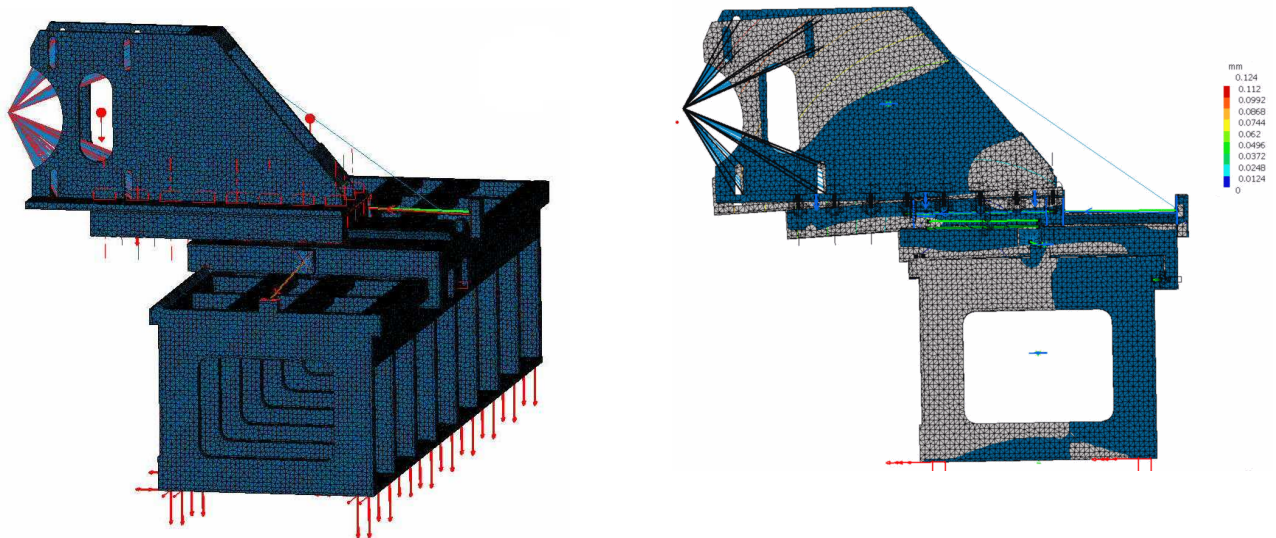


Figura 11: A sinistra modello globale della struttura, a destra in bianco la deformata globale

In figura 12 a destra infine si riporta l'ingrandimento dei risultati di deformazione nella zona a sbalzo sotto il carro trasversale, la inevitabile deformazione flessionale della staffa di supporto rimane su limiti pienamente accettabili, non si manifestano effetti localizzati di inflessione.

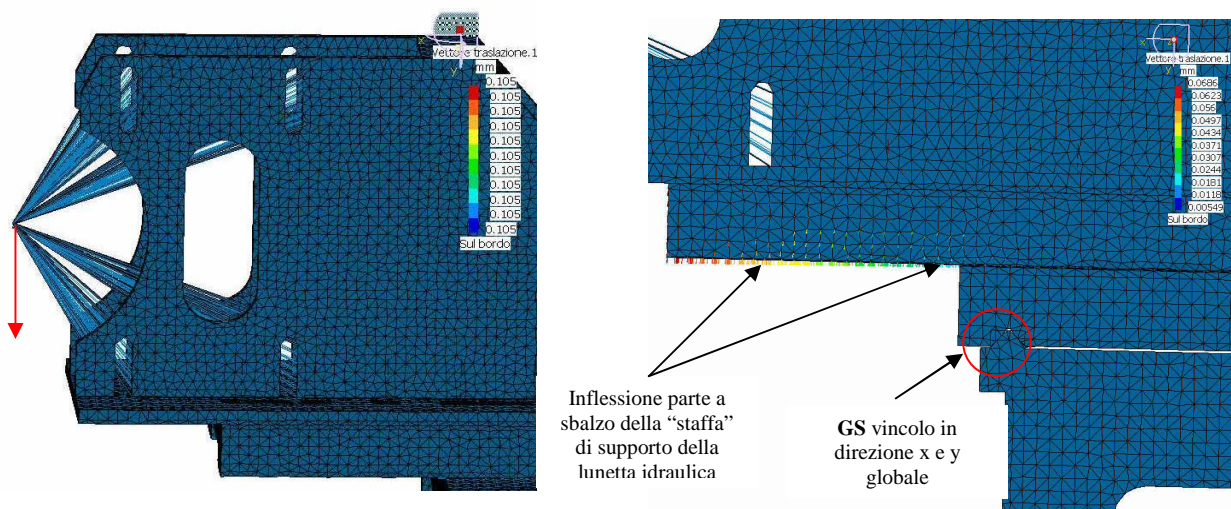


Figura 12: A destra deformazione massima y globale sotto carico massimo imposto di 15000 N, a sinistra ingrandimento della deformazione della zona a sbalzo nella staffa di supporto della lunetta

CONCLUSIONI

L'obiettivo principale di questa attività di ricerca è stata quella di individuare e formalizzare dei "percorsi progettuali", assimilabili a tecniche di Concurrent Engineering, che fossero utilizzabili proficuamente anche da industrie con ridotti uffici tecnici e risorse finanziarie. Le tecniche proposte sono state illustrate nell'articolo facendo esplicito riferimento alla progettazione di una struttura innovativa di supporto per un tornio per applicazioni pesanti.

La richiesta di macchine personalizzate per la risoluzione di un dato problema produttivo risulta essere una delle nicchie maggiormente appetibili per le industrie produttrici di macchine utensili nel mercato odierno.

I metodi tipici dell'ingegneria concorrente richiedono infatti, nella loro formulazione odierna, l'uso massiccio e continuato di strumenti integrati ed avanzati di progettazione assistita [1,6]. Questi strumenti però non sono spesso raggiungibili per complessità e costi d'utilizzo dalle PMI operanti nel nostro territorio.

Nel presente articolo si è quindi cercato di focalizzare e formalizzare i passaggi principali che stanno alla base di un "ciclo virtuoso" di progettazione innovativa secondo gli stilemi del Concurrent Engineering e alla luce dei molti vincoli progettuali che scaturiscono dalle esigenze più disparate.

Si ritiene infine che una stretta collaborazione fra il mondo delle PMI e dell'Università possa essere di reciproco arricchimento e stimolo.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori ringraziano i sigg. Mauro Peruzzi, Mirco Vertelli e Lorenzo Operi per lo spirito di collaborazione attiva e l'aiuto fornito in tutte le fasi della presente ricerca.

Si ringrazia inoltre la LMS Italia nella persona di Giulio Camauri per la disponibilità della suite LMS Virtual Lab.

BIBLIOGRAFIA

- [1] B. Prasad, "Concurrent Engineering Fundamentals", Volume I, *Prentice Hall*, Englewood Cliffs, NJ, 1996
- [2] J. F. Cugy, "Product focused concurrent engineering" *Nouvelle Revue d'Aeronautique et d'Astronautique* Volume: 6, Issue: 2, 1998, pp. 23-25
- [3] K.L. Edwards, "Towards more strategic product design for manufacture and assembly: priorities for concurrent engineering", *Materials and Design*, 23, pp 651-656, 2002
- [4] M. Carfagni L. Landi, "Concurrent Engineering for vehicle component validation", *8th ISPE Conference-Advances in Concurrent Engineering*, July 28 Aug 1 2001, Anaheim (CA)
- [5] G. Boothroyd, P. Dewhurst, W. Knight, "Product design for manufacture and assembly", *Marcel Dekker*, 1994
- [6] A. C. K. Choi, D. S. K. Chan and A. M. F. Yuen, "Application of Virtual Assembly Tools for Improving Product Design", *Int J Adv Manuf Technol*, 19, pp 377-383, 2002
- [7] L. Landi, "Progettazione dei dispositivi di sicurezza attivi e passivi per i torni alla luce delle recenti norme armonizzate", *XXXV Convegno Nazionale AIAS*, 13-16 Settembre 2006.
- [8] UNI 4620, Prescrizioni di collaudo per macchine utensili. Torni paralleli con altezza punte da 250 a 800 mm.
- [9] Juvinall, Marshek, "Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine", *Edizioni ETS*, Firenze 1993
- [10] D.C. Montgomery, "Progettazione ed analisi degli esperimenti", *McGraw-Hill*, 2005