

Verifica strutturale di un componente critico



1. Il modello
di troncatrice RAM 120 SS



2. Vista dell'interno
della macchina.

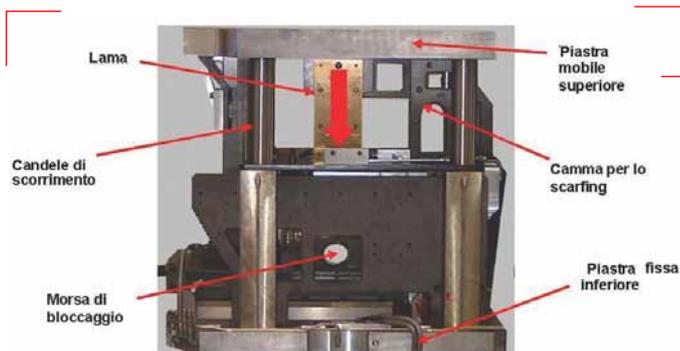
Le prove sperimentali per la determinazione della forza di taglio e l'analisi FEM hanno permesso di verificare l'integrità strutturale

del sistema di una troncatrice destinata a veder ampliato il range di produzione

Il problema della resistenza a fatica di organi meccanici è quanto mai attuale in ambito industriale. Alcune valutazioni attribuiscono alla fatica circa l'80% delle rotture che si verificano sui macchinari; quindi si capisce l'importanza di studiare questo fenomeno e soprattutto di prevenirne le conseguenze. Questo studio nasce dalla collaborazione con un'azienda di Boretto (RE), che progetta, produce e installa impianti per la produzione di tubi metallici saldati. L'oggetto dello studio è un modello di troncatrice (figura 1) che utilizza la tecnologia di taglio già nota della lama comandata da pressa o-

scillante (detta anche trave oscillante - in inglese chiamata RAM).

L'obiettivo è quello di verificare, dal punto di vista della fatica, il componente critico, ossia la trave (figura 2) che governa il meccanismo per il taglio, sottoposta a cicli di sollecitazione ad ampiezza variabile. Questa necessità nasce dal fatto che attualmente la macchina è adibita al taglio di profili circolari di diametro massimo 89 mm e si vuole verificare la possibilità di effettuare tagli su diametri e spessori maggiori, fino ad un massimo di 168 mm x 6 mm. La trave esegue una traiettoria circolare in moto rigi-



3. Sistema di taglio a tranciante.

Tabella 1.
Risultati ottenuti dalla simulazione multibody per le 3 frequenze di alimentazione.

Frequenza [Hz]	20	50	80
Durata del transitorio [s]	0,0055	0,0137	0,0220
Velocità a regime trave [rpm]	25,81	64,53	103,26
Spostamento verticale trave [mm]	0,092	0,093	4,15

do (figura 3) imprimendo così un moto alternato alla piastra superiore del carrello porta lama che in questo modo si abbassa e si alza a ogni taglio (figura 4).

Durante la prima fase della discesa della lama, attraverso un sistema di camme, si effettua il bloccaggio in morsa del tubo e lo scarfing, una pic-

tune condizioni al contorno si riproducono gli accoppiamenti cinematici fra i vari componenti. Al motore è stata assegnata una velocità di rotazione (funzione della frequenza generata dal drive di pilotaggio) che rimane costante durante tutto il ciclo di taglio: si sono scelte tre diverse velocità di rotazione corrispondenti alle frequenze di 20,

cale della trave pari a 4,15 mm (tabella 1).

Dallo schema lama - tubo di figura 6 - si è determinato lo spostamento verticale massimo della trave entro il quale si deve esaurire il transitorio di avviamento del meccanismo. Si è ipotizzato che il tubo da ϕ 168 mm venga tagliato con una lama a V (con angolo al vertice di 90°) raccordata in prossimità della punta, simile a quella utilizzata per tagliare tubi di dimensioni minori. Mantenendo la corsa della lama costante e pari a 230 mm, si sono misurati 22 mm di corsa utile affinché la trave possa esaurire il transitorio di avviamento prima che abbia inizio il taglio.

4. Schema del meccanismo di movimentazione della lama.



cola incisione sulla superficie superiore del tubo, per facilitare la penetrazione della lama e ridurre la deformazione del tubo.

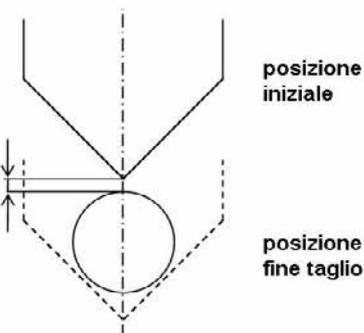
Analisi cinematica

La simulazione ha avuto come obiettivo principale la determinazione della durata del transitorio di avviamento del meccanismo, a partire dall'istante di innesco della frizione, per verificare che questo si esaurisca prima dell'inizio della fase di taglio di un tubo di diametro 168 mm. Nella realtà il motore elettrico lavora fornendo continuamente energia al volano, ricaricandolo nel caso quest'ultimo riduca leggermente la velocità in seguito al taglio eseguito. Il moto viene trasmesso all'albero e di conseguenza agli ingranaggi, attraverso un gruppo freno-frizione idraulico (figura 5) che si innesta sul volano quando il carrello ha raggiunto la velocità di sincronismo col tubo. È quindi l'energia accumulata dal volano che permette alla trave di accelerare e arrivare a regime e il calcolo effettuato riguarda proprio il tempo impiegato per tale operazione. Per verificare la fattibilità di un taglio per il tubo da 168 mm di diametro, è stato utilizzato un software di simulazione multi-body che permette di analizzare la cinematica del sistema. Inserendo oppor-

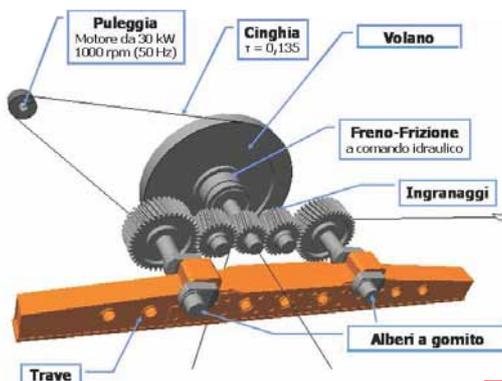
6. Determinazione grafica dello spazio disponibile per l'esaurimento del transitorio.

50, 80 Hz. Il motore è stato collegato al volano attraverso un accoppiamento che tiene conto del rapporto di trasmissione della cinghia. Dai risultati ottenuti dalla simulazione con frequenza di 20, 50 e 80 Hz, si evince che la durata del transitorio nel caso più svantaggioso si aggira intorno ai 2 centesimi di secondo cui corrisponde uno spostamento verti-

corsa disponibile prima dell'inizio del taglio = 22 mm

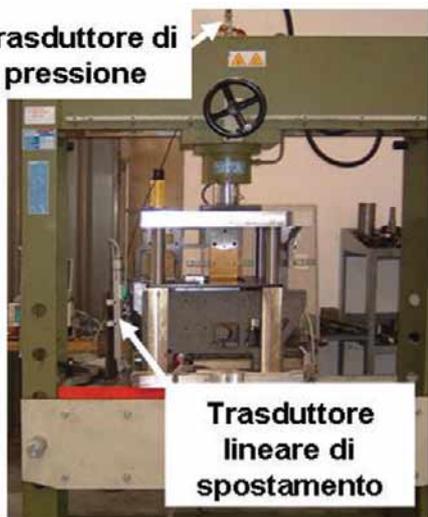


Confrontando questo risultato con i valori ottenuti nella simulazione, il sistema raggiunge le condizioni di regime prima che abbia inizio il taglio, garantendone la funzionalità. Per quanto riguarda le fasi di bloccaggio e di scarfing, la corsa disponibile (22 mm) risulta essere insufficiente per poter eseguire, con lo stesso dispositivo a camme, le ri-



5. Rappresentazione 3D del sistema di azionamento.

Trasduttore di pressione



7. Apparato sperimentale su pressa.

Tabella 2. Tipologie di tubi tagliati e valori della pendenza dei vari tratti di curva.

Φ [mm]	s [mm]	TIPO ACCIAIO	PENDENZA 1° TRATTO [kN/mm]	PENDENZA 2° TRATTO [kN/mm]	PENDENZA 3° TRATTO [kN/mm]	PENDENZA 4° TRATTO [kN/mm]
32	1,2	AISI 304	1,9	0,1	0,1	3,5
32	1,8	AISI 304	4,3	0,2	0,7	24,5
32	2,5	AISI 304	5,2	0,3	0,8	31,5
63,5	2	AISI 304	7,3	0,4	1,3	49,0
63,5	3	AISI 304	9,3	0,5	1,8	66,5

spettive operazioni. Per poter adattare la macchina ad un tubo da ϕ 168 mm, le due fasi saranno svincolate dal movimento meccanico della traversa.

Determinazione sperimentale della forza di taglio

Date le difficoltà di condurre prove sperimentali direttamente sulla macchina, è stato molto più semplice smontare il carrello e montarlo sotto una pressa idraulica (figura 7) funzionante in un range di pressione di 0-400 bar e capace di sviluppare una forza pari a 1000 kN. Il valore della forza è stato derivato da un trasduttore lineare di pressione, montato sul martinetto idraulico, che fornisce come output un segnale di tensione compreso nel range 0-10 V. Per correlare il valore della forza con lo spostamento verticale della traversa, si è utilizzato un trasduttore di po-

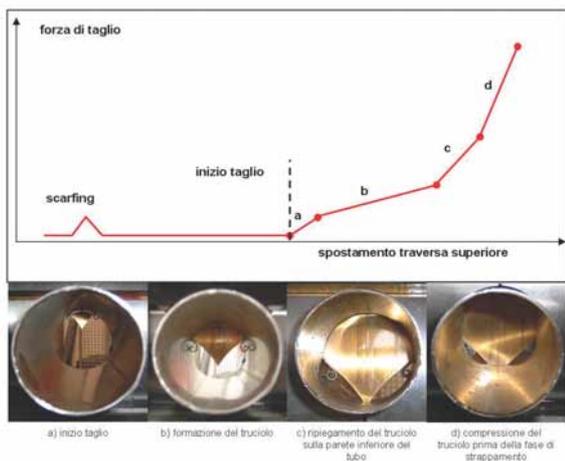
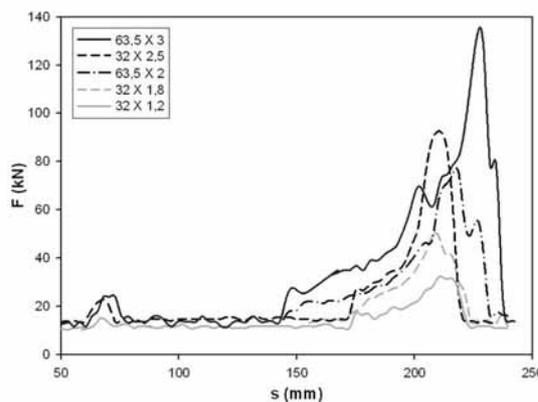
sizione lineare che fornisce come output un segnale di tensione nello stesso range del precedente.

Si sono effettuati una serie di tagli su tubi da ϕ 32 mm (spessore 1,2 mm, 1,8 mm e 2,5 mm) e ϕ 63,5 mm (spessore 2 mm), per individuare l'effetto dei parametri in gioco durante il processo di tranciatura (spessore della lama, diametro e spessore del tubo, velocità di esecuzione della prova, ecc.). In questo modo si è ipotizzato un modello per stimare l'andamento della forza di taglio in funzione dello spessore e del diametro del tubo da tagliare. Per verificare l'affi-

dabilità di tali risultati si è ipotizzato il comportamento per un tubo ϕ 63,5 mm (spessore 3 mm) e si è condotta una seconda sessione di prove sperimentali su tubi della stessa dimensione per verificare il modello.

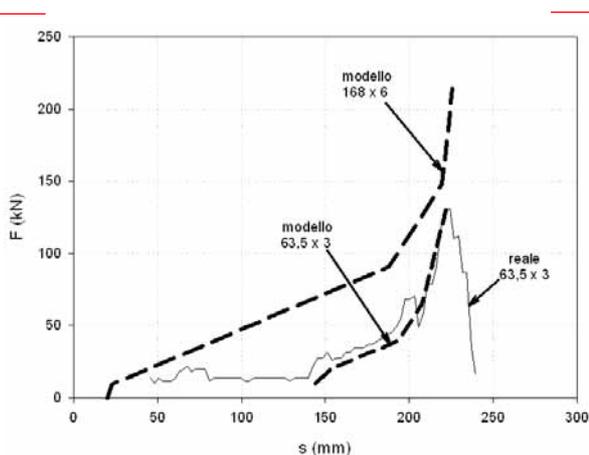
I dati ottenuti sono stati elaborati e sono stati realizzati i grafici della forza di taglio in funzione della spostamento della traversa del tipo di quel-

9. Esempi di andamenti reali della forza di taglio su vari tipi di tubo.



8. Schema dell'andamento della forza di taglio in funzione della posizione del carrello e relative fasi del processo di taglio di un tubo di dimensioni 32 x 1,2 mm.

lo illustrato in figura 8, dove è possibile osservare particolari del processo di taglio acquisiti tramite fotocamera digitale. Durante la fase di scarfing si ha un picco di modesta entità e quando la lama entra in contatto col tubo (a), la forza comincia ad aumentare gradualmente. In questa fase comincia a formarsi il truciolo, che inizialmente si ripiega su se stesso (b) e poi comincia a comprimersi contro la parete inferiore interna del tubo (c). A questo punto si ha un aumento di pendenza della forza (d), fino al valore massimo che coincide con l'istante in cui avviene la separazione improvvisa del trancio di tubo.



10. Confronto tra comportamento reale e modello per un tubo di 63,5 x 3 mm e modello di taglio per un 168 x 6 mm.

Dal grafico di figura 9, nel quale è riportato un andamento della forza di taglio per ogni tipologia di tubo, si può notare che la pendenza e il valore massimo raggiunto dalla forza aumenta all'aumentare dello spessore, ma non dipende dalla dimensione del diametro del tubo, la quale influisce solamente sulla posizione di inizio e fine taglio, e di conseguenza sulla posizione del picco. Dai risultati ottenuti per il taglio dei tubi a disposizione fino a 2 mm, è stato creato un modello generale di taglio in funzione dello spessore e del diametro dello stesso. Dall'elaborazione statistica dei dati si è ricavato un modello matematico della forza di taglio, definita come una curva costituita da 4 tratti, ciascuno con pendenza in funzione dello spessore. I valori delle pendenze dei vari tratti di curva sono riportati in tabella 2. Il modello matematico è stato applicato a un tubo di diametro 63,5 mm e spessore 3 mm e, successivamente, è stata eseguita una seconda campagna di prove su tubi con queste caratteristiche. In figura 10 è riportata la curva stimata e quella determinata sperimentalmente per un tubo di queste dimensioni. Le due curve presentano una buona correlazione. In seguito a questa verifica si è esteso il modello ad un tubo di 168 mm x 6 mm, il cui taglio rappresenta l'obiettivo del progetto.

Determinazione delle sollecitazioni agenti sulla trave

Per determinare la sollecitazione agente sulla trave, è stata eseguita un'analisi FEM sulla stessa. La trave è un componente ottenuto mediante la saldatura di lamiere d'acciaio, per cui si è scelto di modellarla con elementi plate, ai quali è sta-

to attribuito uno spessore differente a seconda dell'effettivo spessore della lamiera (figura 11).

Si è ottenuto in questo modo un modello con 70000 elementi e 74000 nodi. In figura 12 sono rappresentati i vincoli della sede dell'albero a gomiti, rispetto al sistema di riferimento cilindrico relativo, in cui è stata lasciata libera la rotazione attorno all'asse di rotazione dell'albero stesso e il vincolo di simmetria che è stato possibile applicare nel piano della sezione longitudinale della trave. Questo permette di simulare con buona approssimazione il reale funzionamento della sede e permette alla struttura di deformarsi nella maniera corretta. Nell'ipotesi di rimane-

re in campo lineare elastico, la struttura è stata caricata con una forza di modulo 1kN, ortogonale alla superficie di base della trave. La sollecitazione dovuta al taglio viene trasmessa alla trave attraverso due pattini che scorrono nelle guide ricavate sulla base inferiore della stessa (figura 13). Quindi, nel modello, si è deciso di distri-

11. Modello geometrico della trave per il calcolo FEM.



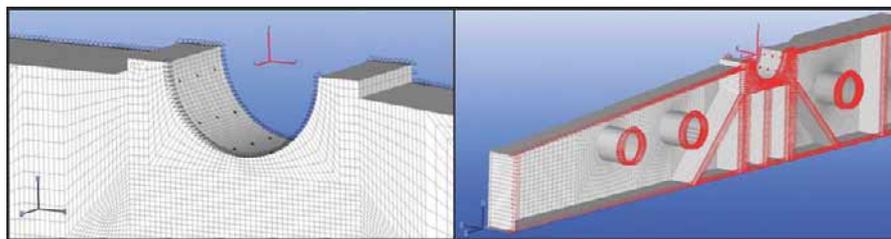
buire il carico su una superficie di dimensioni a e b, simulando in questo modo l'area effettiva di applicazione del carico. Sono state eseguite 9 diverse analisi variando la

posizione di applicazione del carico per simulare lo spostamento longitudinale della piastra portalamia e, per ognuna delle 9 analisi effettuate, sono state individuate le zone di concentrazione degli sforzi in cui è risultato massimo lo stato tensionale calcolato secondo Von Mises.

Le zone maggiormente sollecitate sono quelle nelle vicinanze dei tondi saldati che servono a dare maggior rigidità alla struttura e lo spigolo del blocchetto nel quale è ricavata la sede dell'albero a gomiti (figura 14).

Dalla combinazione tra i risultati ottenuti dall'analisi cinematica e dalla valutazione dell'andamento dello sforzo di taglio per un tubo ϕ 168 x 6 mm, si sono ricavati i coefficienti che, moltiplicati per lo stato tensionale ottenuto dalle analisi ad elementi finiti, danno la stima dell'effettivo stato di sforzo sugli elementi risultati critici. Per calcolare tali coefficienti, si è ipotizzato un taglio piuttosto lento e nel modello cinematico si è impostata la frequenza di alimentazione del motore a 20 Hz ricavando, per la trave, una velocità di rotazione a regime di circa 26 giri/min. L'andamento di sollecitazione effettivo durante il funzionamento, applicato sugli elementi critici, risulta crescente in tutta la fase di taglio (figura 15). La pendenza delle curve aumenta gradualmente nella fase iniziale, dove il valore di tensione rimane piuttosto contenuto,

ed aumenta notevolmente dove avviene effettivamente la tranciatura del tubo ad opera del profilo della lama. Dalla mezzeria della trave in avanti, si riscontra un cambio di pendenza crescente da attribuirsi alla formazione del truciolo che viene ad interpersi tra lama e tubo facendo aumentare sensibilmente il valore della forza ne-



12. Vincolamento nella sede dell'albero a gomiti e vincolo di simmetria rispetto al piano longitudinale verticale.

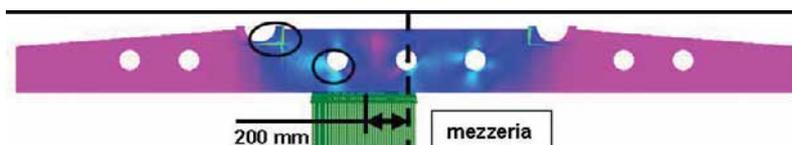
buire il carico su una superficie di dimensioni a e b, simulando in questo modo l'area effettiva di applicazione del carico.

Sono state eseguite 9 diverse analisi variando la



13. Area di contatto sulla quale viene trasferita la forza di taglio alla trave.

14. Mappa delle tensioni di Von Mises sulla trave con il carrello nella posizione -200 mm rispetto alla mezzeria.



cessaria a portare a termine la fase di tranciatura. Confrontando tra loro i valori di tensione raggiunti, per gli elementi critici in corrispondenza del picco massimo di forza, si nota come la parte di struttura maggiormente caricata durante l'intera fase di taglio sia proprio la sede dell'albero a gomito (figura 14) nella posizione del carrello corrispondente allo strappamento del tubo.

Verifica dell'integrità strutturale della trave

Il componente in esame è realizzato in lamiera saldata di acciaio Weldox 700, che presenta un carico di rottura di $R_m = 780$ MPa e un carico di snervamento di $R_s = 700$ MPa, e, considerando i coefficienti correttivi per l'effetto dimensionale $C_G = 0,9$ (tiene conto del gradiente di tensione), per l'effetto superficiale $C_S = 0,6$ (tiene conto dello stato superficiale a laminazione a caldo) e

per l'effetto intaglio $K_f = 2,0$ (giunto a T saldato con spigoli non raccordati e caricato a trazione), si ottiene come valore di limite di fatica $\sigma_w = 105$ MPa [3]

Considerando la sollecitazione massima agente nel punto critico pari a 156 MPa e considerando un ciclo allo zero ($R=0$), cioè con carico che oscilla tra 0 e 156 MPa, si ottiene un ciclo di carico con $\sigma_m = \sigma_a = 78$ MPa. Questo tipo di sollecitazione equivale ad un ciclo all'inversione ($R=-1$, cioè tensione media nulla) con tensione al-

ternata tale da portare a rottura il componente dopo lo stesso numero di cicli pari a 86,7 MPa, secondo l'equazione di Goodman.

Questo valore risulta minore del limite di fatica, per cui è verificata l'integrità strutturale della trave per taglio di tubi di 168 mm di diametro e spessore 6 mm. Il fattore di sicurezza risulta essere:

$$n_s = \frac{\sigma_w}{\sigma_{a \text{ eq}}} = \frac{105,3}{86,7} = 1,2 \quad (1)$$

Ringraziamenti

Si ringrazia la ditta Oto Mills Spa di Boretto (RE), per la disponibilità e l'aiuto fornito, per l'allestimento dell'apparato sperimentale e per lo svolgimento della serie di prove, in particolare l'Ing. Morselli, l'Ing. Anesi, l'Ing. Gallesi e tutti i tecnici che hanno collaborato per l'utilizzo della pressa idraulica e per la realizzazione dell'attrezzatura.

P. Baicchi, E. Riva, M. Cecchelli, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Parma.

Bibliografia

- [1] N. E. Dowling, *Mechanical behaviour of materials*, Prentice-Hall, 1993
- [2] Y. Kasuga, T. Machida, N. Kato, "Effect of cutting conditions on press cutting of a square pipe", *Journal of Materials Processing Technology*, 143-144, pp. 716-722, Elsevier, 2003.
- [3] R. C. Juvinall, K. M. Marshek, *Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*, Edizioni ETS, 1993

15. Andamento della tensione relativa ad un carico di 1 kN e della tensione effettiva durante la sperimentazione negli elementi critici in funzione della posizione del carrello.

