

# PROTOTIPAZIONE VIRTUALE E SIMULAZIONE DI UN MANDRINO CEDEVOLLE PER LA SBAVATURA ROBOTIZZATA

Angelo O. Andrisano  
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”  
Università di Modena and Reggio Emilia  
E-mail: angelooreste.andrisano@unimore.it*

Giovanni Berselli  
*Dipartimento di Ingegneria meccanica, energetica, gestionale e dei trasporti  
Università di Genova  
E-mail: giovanni.berselli@unige.it*

Gabriele Bigi  
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”  
Università di Modena and Reggio Emilia  
E-mail: 80629@studenti.unimore.it*

Michele Gadaleta  
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”  
Università di Modena and Reggio Emilia  
E-mail: michele.gadaleta@unimore.it*

Marcello Pellicciari  
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”  
Università di Modena and Reggio Emilia  
E-mail: marcello.pellicciari@unimore.it*

Margherita Peruzzini  
*Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”  
Università di Modena and Reggio Emilia  
E-mail: marcello.pellicciari@unimore.it*

Roberto Razzoli  
*Dipartimento di Ingegneria meccanica, energetica, gestionale e dei trasporti  
Università di Genova  
E-mail: roberto.razzoli@unige.it*

**Abstract.** *Allo stato dell'arte corrente, la Sbavatura Robotizzata (SR) è stata adottata con successo in numerose applicazioni industriali, ma richiede ancora miglioramenti in termini di qualità finale. Infatti, l'efficacia di un processo di SR è altamente influenzata dalla limitata precisione dei movimenti del robot e dalle imprevedibili variazioni di dimensioni e forma delle bave. La cedevolezza dell'utensile risolve parzialmente il problema, nonostante si rendano necessari strumenti dedicati di “engineering design”, allo scopo di identificare quei parametri ottimizzati e quelle strategie di SR che consentano di ottenere la miglior qualità e il miglior rapporto costo-efficacia. In questo contesto, il presente lavoro propone un*

*Prototipo Virtuale (PV) di un mandrino pneumatico dotato di cedevolezza intrinseca, adatto a valutare l'efficienza del processo in diversi scenari. Il PV proposto è stato creato integrando un modello multi-body della struttura meccanica del mandrino con un modello matematico delle forze di processo. Vengono infine illustrate simulazioni numeriche, atte a prevedere sia le forze di taglio che l'accuratezza della finitura superficiale.*

**Parole Chiave:** mandrino cedevole, sbavatura robotizzata, prototipazione virtuale

## 1. INTRODUZIONE

Il processo di sbavatura di parti meccaniche con forme complesse e tolleranze ristrette, in genere, coinvolge l'utilizzo di macchine CNC a cinque assi, vale a dire, attrezzature estremamente costose che richiedono lunghi tempi di set-up. Come potenziale alternativa per la medesima attività, i robot industriali offrono grande flessibilità unita ad un investimento iniziale più contenuto, ma sono caratterizzati da una qualità di processo inferiore. Negli ultimi anni, un crescente numero di ricerche è stato indirizzato allo sviluppo di metodi ingegneristici e strumenti atti a migliorare l'efficacia della Sbavatura Robotizzata (SR) e, più in generale, delle lavorazioni meccaniche mediante robot [1].

Focalizzandosi sulle attività di sbavatura, la programmazione offline di una traiettoria ideale del robot non permette di ottenere la miglior qualità finale di prodotto, a causa della limitata accuratezza di movimento di qualsiasi manipolatore industriale e delle condizioni del processo discontinue e non prevedibili (cioè, differente spessore della bava e proprietà del materiale variabili [2,3]).

In pratica, un processo di SR potrebbe portare o ad una sbavatura parziale o ad una sbavatura eccessiva (dove piccole parti strutturali del pezzo vengono accidentalmente rimosse assieme alla bava). In aggiunta, nel caso in cui siano richieste tolleranze molto ristrette ed una buona rugosità superficiale, è necessario garantire in ogni istante una pressione di contatto uniforme tra utensile e pezzo lavorato, a prescindere dallo spessore della bava. In questi casi, vengono di solito utilizzati dispositivi controllati in forza [4], oppure dispositivi passivi dotati di cedevolezza. Quest'ultima soluzione è più diffusa in ambito industriale grazie al buon rapporto costo-efficacia, alla facilità di utilizzo ed al più veloce ed uniforme adattamento a variazioni inaspettate del processo o ad urti. Tuttavia, la regolazione dei parametri del sistema (ad esempio la scelta del *feed-rate* e dalla cedevolezza complessiva) richiede tempo e svariati test su prototipi fisici, con conseguente riduzione della produttività della cella robotica. Per questo, si rende necessario un approccio ingegneristico basato su modelli virtuali, con lo scopo di prevedere le prestazioni della SR senza bisogno di alcun test sul campo e che possibilmente conduca ad una applicazione tecnologica "*first-time-right*", "*plug-and-produce*".

Per quel che riguarda la letteratura progressiva in tema di processi di sbavatura, in [5] viene riportato un sommario di diversi modelli atti alla determinazione delle forze di taglio (ad esempio il modello lineare di Altintas [6] ed il modello esponenziale di Kienzle [7]), mentre in [8] sono stati recentemente proposti metodi assistiti da CAD/CAM. In ogni caso, la maggior parte dei lavori precedenti semplicemente trascura l'influenza della cedevolezza dell'utensile, la cui complessa interazione con il processo di sbavatura viene sperimentata solo su set-up sperimentali. Stando alle considerazioni qui sopra menzionate, il presente lavoro si indirizza allo sviluppo di un Prototipo Virtuale (PV) di un utensile cedevole, il cui scopo è consentire l'ottimizzazione offline delle attività di SR. In particolare, il comportamento della struttura meccanica del mandrino è modellato per mezzo di un software

commerciale multibody (*Recurdyn*), mentre le forze del processo sono simultaneamente simulate in un ambiente *Simulink*.

### Descrizione del mandrino cedevole

Nella SR vengono comunemente impiegati diverse tipologie di mandrini cedevoli disponibili in commercio. Come caso studio, largamente adottato nella pratica, si considera un mandrino caratterizzato da attuazione pneumatica e cedevolezza radiale [3], la cui descrizione dettagliata si può trovare in [9]. Con riferimento al disegno CAD di Fig. 1, l'utensile comprende un motore pneumatico inserito all'interno di un alloggiamento e supportato da un giunto sferico (con centro localizzato sul punto O) e da un dispositivo cedevole. Il dispositivo cedevole (Fig. 2) è composto da sette pistoni, aventi corsa limitata, e connessi ad una camera avente un condotto di entrata comune. Inizialmente, come anche riportato in Sez. 3.3, tutti i pistoni sono in contatto diretto con il motore pneumatico. D'altro canto, come mostrato in Fig. 3, il motore pneumatico può inclinarsi durante l'interazione con il pezzo da lavorare. In questo caso, alcuni dei pistoni possono raggiungere il fine corsa inferiore, perdendo così contatto col motore (vedi Fig. 4)

## 2. BACAKGROUND SUI PROCESSI DI FRESATURA

Si trascuri inizialmente l'influenza della cedevolezza del sistema. In questo caso, un modello matematico del processo di fresatura è stato estensivamente trattato in [7, pp 35-46], la cui nomenclatura viene qui di seguito mantenuta. Con riferimento alla Fig. 5, si consideri un fresa avente diametro  $D$ , angolo d'elica  $\beta$  e numero di denti (o scanalature)  $N$ . Si definisca  $c$  come il feed - rate del processo,  $\phi_j$  l'angolo istantaneo di immersione del  $j$ -esimo dente nel al pezzo in lavorazione,  $\phi_p = 2\pi/N$  l'angolo di spacing del dente,  $\phi_{st}$ ,  $\phi_{ex}$ ,  $\phi_s = (\phi_{ex} - \phi_{st})$  gli angoli di ingresso, uscita e "swept" dell'utensile di taglio.

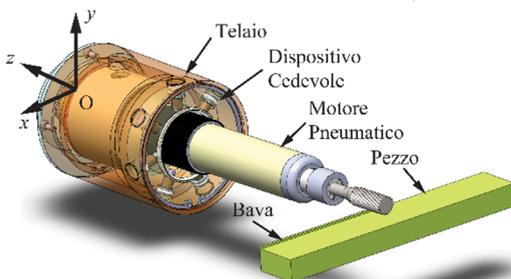


Figura 1. Modello CAD del Mandrino Cedevole.

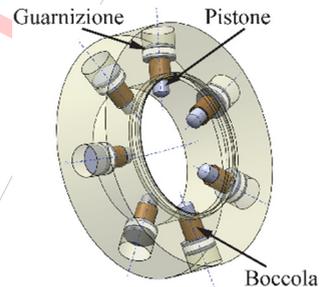


Figura 2. Dispositivo cedevole.

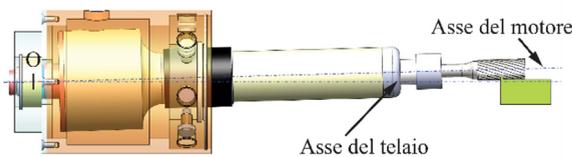


Figura 3. Mandrino con compensazione passiva.

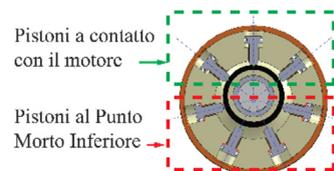
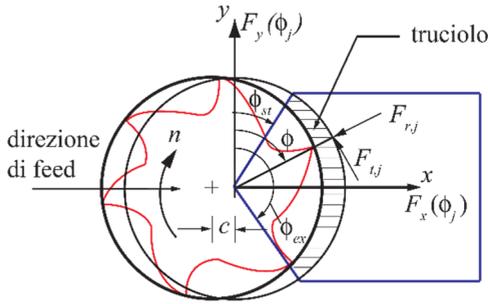
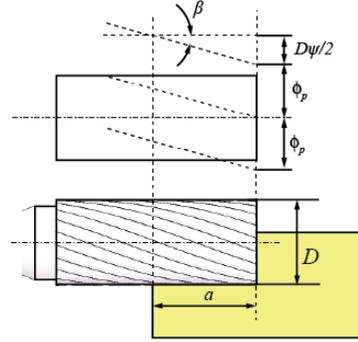


Figura 4. Contatti dei pistoni.



**Figura 5.** Processo di fresatura/sbavatura [7].



**Figura 6.** Geometria dell'utensile [7].

Anche se di solito vengono utilizzate frese elicoidali, assumiamo inizialmente  $\beta=0$  e consideriamo solo il dente  $j$ -esimo. In questo caso, lo spessore istantaneo del truciolo,  $h_j$ , può essere approssimato come  $h_j(\phi_j) = c \sin\phi_j$ , mentre le forze di taglio tangenziale,  $F_{t,j}$ , radiale,  $F_{r,j}$ , assiale,  $F_{a,j}$ , possono essere espresse come funzione della lunghezza del tratto di contatto,  $a$ , e dell'area non tagliata del truciolo,  $ah(\phi_j)$ , così che:

$$F_{q,j}(\phi_j) = K_{q,c}ah(\phi_j) + K_{q,e}a \dots \text{ per } q = t, r, a \text{ e } j = 0, \dots, N - 1 \quad (1)$$

dove  $K_{t,c}$ ,  $K_{r,c}$  e  $K_{a,c}$  sono rispettivamente definiti come *coefficienti della forza di taglio* dovuti all'azione di taglio nelle direzioni tangenziale, radiale e assiale, mentre  $K_{t,e}$ ,  $K_{r,e}$ , e  $K_{a,e}$  sono le cosiddette "edge constants".

Naturalmente, le forze di taglio sono prodotte solo quando lo strumento è nella zona di taglio (immersione), cioè quando  $F_{q,j}(\phi_j) > 0$  se  $\phi_{st} \leq \phi_j \leq \phi_{ex}$ . In aggiunta, denti multipli taglieranno simultaneamente se  $\phi_s > \phi_p$ , essendo la forza totale data dalla somma del singolo contributo  $j$ -esimo.

In caso in cui si utilizzi una fresa elicoidale (cioè  $\beta > 0$ ), il tratto di taglio avanzerà lentamente dietro al fine corsa dell'utensile (vedi Fig. 6). L'angolo di ritardo,  $\psi$ , alla profondità assiale di taglio,  $z$ , è  $\psi = 2zD^{-1} \tan\beta$ . In particolare, come definito in [7], quando il punto inferiore di un dente di riferimento si trova ad un angolo di immersione  $\phi$ , un punto del tratto di taglio localizzato assialmente ad una distanza  $z$  al di sopra del dente di riferimento avrà un angolo di immersione di  $(\phi - \psi)$ . Assumendo che la parte inferiore di un dente sia designata come l'angolo di immersione di riferimento  $\phi$ , essendo l'immersione misurata in senso orario dall'asse normale  $y$ , i punti finali inferiori dei denti rimanenti si trovano agli angoli  $\phi_j(0) = \phi + j\phi_p$  per  $j = 0, \dots, N - 1$ . L'angolo di immersione per il flauto  $j$ -esimo ad una profondità di taglio assiale  $z$  è:

$$\phi_j(z) = \phi + j\phi_p - k_\beta z \quad \text{dove } k_\beta = 2D^{-1} \tan\beta \quad (2)$$

Lo spessore del truciolo,  $h_j$ , è ora approssimato come  $h_j(\phi_j, z) = c \sin\phi_j(z)$ . In modo simile a Eq. 1, il contributo delle forze elementari in direzione tangenziale,  $dF_{t,j}$ , radiale,  $dF_{r,j}$ , ed assiale,  $dF_{a,j}$ , su un elemento elementare del dente con altezza  $z$  può essere scritta come:

$$dF_{q,j}(\phi_j, z) = [K_{q,c}h_j(\phi_j(z)) + K_{q,e}]dz, \text{ per } q = t, r, a \text{ e } j = 0, \dots, N - 1 \quad (3)$$

Dalle condizioni di equilibrio, le forze elementari radiali e tangenziali possono essere proiettate nelle direzioni di avanzamento  $x$  e normale,  $y$ , utilizzando le seguenti trasformazioni:

$$\begin{aligned} dF_{x,j} &= -dF_{t,j} \cos\phi_j(z) - dF_{r,j} \sin\phi_j(z); \\ dF_{y,j} &= dF_{t,j} \sin\phi_j(z) - dF_{r,j} \cos\phi_j(z) \end{aligned} \quad (4)$$

La forza totale prodotta dal dente  $j$ -esimo può essere ottenuta integrando le forze di taglio differenziali:

$$F_{p,j}(\phi_j(z)) = \int_{z_{j,1}}^{z_{j,2}} dF_{p,j}(\phi_j(z)) dz, \quad \text{per } p = x, y, z \quad (5)$$

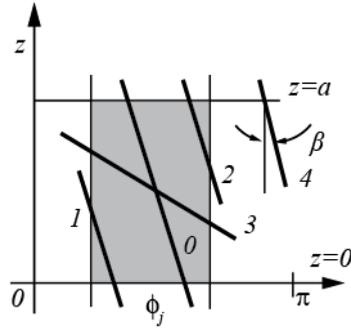
dove  $z_{j,2}(\phi_j(z))$  e  $z_{j,1}(\phi_j(z))$  sono i limiti assiali inferiori e superiori di impegno del  $j$ -esimo dente nella porzione di fresa impegnata nel taglio. Gli integrali vengono calcolati notando che  $d\phi_j(z) = -k_\beta z$ ,

$$\begin{aligned} F_{x,j}(\phi_j(z)) &= \left\{ \frac{c}{4k_\beta} [-K_{tc} \cos 2\phi_j(z) + K_{rc}(2\phi_j(z) - \sin 2\phi_j(z))] \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{k_\beta} [K_{te} \sin\phi_j(z) - K_{re} \cos\phi_j(z)] \right\}_{z_{j,1}(\phi_j(z))}^{z_{j,2}(\phi_j(z))} \\ F_{y,j}(\phi_j(z)) &= \left\{ \frac{-c}{4k_\beta} [-K_{tc}(2\phi_j(z) - \sin 2\phi_j(z)) + K_{rc} \cos 2\phi_j(z)] \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{k_\beta} [K_{te} \cos\phi_j(z) + K_{re} \sin\phi_j(z)] \right\}_{z_{j,1}(\phi_j(z))}^{z_{j,2}(\phi_j(z))} \\ F_{z,j}(\phi_j(z)) &= \frac{1}{k_\beta} [K_{ac} c \cos\phi_j(z) - K_{ae} \phi_j(z)]_{z_{j,1}(\phi_j(z))}^{z_{j,2}(\phi_j(z))}. \end{aligned} \quad (6)$$

Si noti che l'angolo di ritardo ad una profondità assiale di taglio completa (cioè quando  $z=a$ ) è  $\psi_a = k_\beta a$ .

Con riferimento alla Fig. 7, l'algoritmo proposto in [7] per determinare i limiti di integrazione assiale è come segue:

- Se  $\phi_{st} < \phi_j(z=0) < \phi_{ex}$ , allora  $z_{j,1}=0$ ;  
Se  $\phi_{st} < \phi_j(z=a) < \phi_{ex}$ , allora  $z_{j,2}=a$ ;  
Se  $\phi_j(z=a) < \phi_{ex}$ , allora  $z_{j,2}=(1/k_\beta)(\phi + j\phi_p - \phi_{st})$ ;
- Se  $\phi_j(z=0) > \phi_{ex}$  e  $\phi_j(z=a) < \phi_{ex}$  allora  $z_{j,1}=(1/k_\beta)(\phi + j\phi_p - \phi_{ex})$ ;  
Se  $\phi_j(z=a) > \phi_{st}$  allora  $z_{j,2}=a$ ;  
Se  $\phi_j(z=a) < \phi_{st}$ , allora  $z_{j,2}=(1/k_\beta)(\phi + j\phi_p - \phi_{st})$ ;
- Se  $\phi_j(z=0) > \phi_{ex}$  e  $\phi_j(z=a) > \phi_{ex}$  allora il dente non sta tagliando.



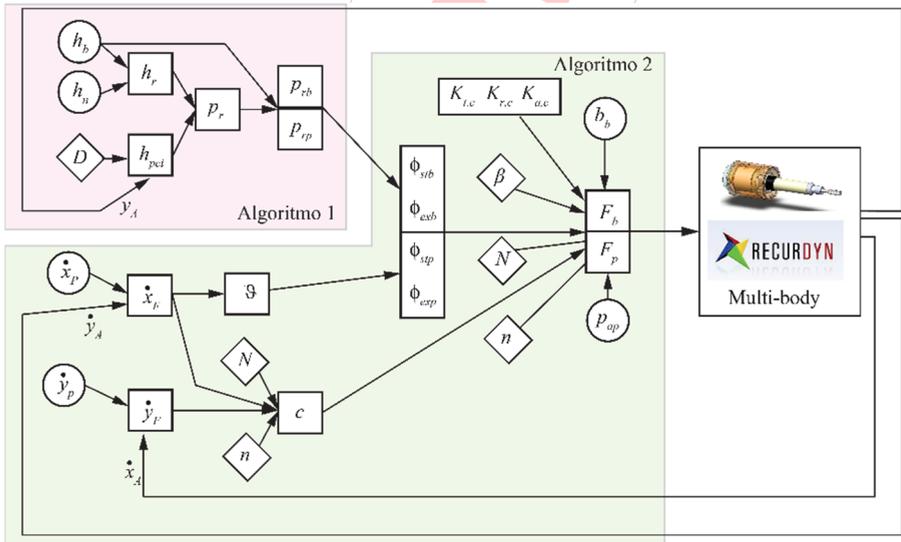
**Figura 7.** Fresa elicoidale: zona di interfaccia con pezzo in lavorazione [7].

Si noti che queste espressioni possono essere usate se il dente  $j=0$  è allineato a  $\phi = 0$  all'inizio dell'algoritmo. Le forze istantanee totali sulla fresa all'immersione sono infine calcolate come segue:

$$F_x(\phi) = \sum_{j=0}^{N-1} F_{x_j}; \quad F_y(\phi) = \sum_{j=0}^{N-1} F_{y_j}; \quad F_z(\phi) = \sum_{j=0}^{N-1} F_{z_j}. \quad (7)$$

### 3. PROTOTIPO VIRTUALE DEL MANDRINO CEDEVOLE

Il PV del mandrino può essere concettualmente diviso in tre sottosistemi organizzati in una struttura a loop, dove l'output di un sottosistema è l'input di quello successivo. In riferimento a Fig. 8, i sottosistemi del modello sono utilizzati per calcolare: (1) le profondità di taglio del truciolo in direzione radiale  $p_{rb}$ , e del pezzo lavorato  $p_{rp}$ ; (2) le forze di taglio; (3) posizione dell'utensile di taglio e velocità tramite la co-simulazione con un software multi-body.



**Figura 8.** Prototipo Virtuale del mandrino: integrazione tra il modello multibody CAD-based ed i modelli del processo.

## Calcolo della profondità di taglio della fresa radiale e del pezzo lavorato

Con riferimento a Fig. 9, si definisca una coordinata spaziale  $w$  e si supponga di srotolare concettualmente un profilo di bava 3D lungo questa stessa coordinata. L'altezza e la larghezza della bava possono quindi essere definite in funzione di  $w$ , cioè, rispettivamente,  $h_b = h_b(w)$  e  $b_b = b_b(w)$ . Con riferimento alle Figure 1 e 10, definiamo un sistema di riferimento fisso, localizzato sul punto O, essendo l'asse  $z$  allineato con l'asse di simmetria dell'alloggiamento, ed indicando come asse  $x$  la direzione di alimentazione. In modo simile, individuiamo i punti di applicazione delle forze di processo (come calcolato nel prossimo algoritmo) in A e in B. Questi punti giacciono nell'intersezione tra l'asse longitudinale della fresa (Fig. 10) e le due linee parallele all'asse  $y$  e rispettivamente intersecanti i punti medi di  $b_b$  e  $a$  (essendo quest'ultima la lunghezza del tratto di contatto tra pezzo lavorato e fresa). Si noti che la posizione di entrambi i punti A e B, rispetto ad O, può variare in base alla cedevolezza del mandrino. In particolare la Fig. 11 presenta una condizione dove il processo di sbavatura è incompleto, mentre la Fig. 12 presenta una condizione dove la fresa sta tagliando sia la bava che il pezzo lavorato. Con riferimento a queste stesse figure, definiamo, per ogni istante di tempo  $t$ , le variabili  $x_A$  e  $y_A$  come le coordinate  $x$  e  $y$  del punto A nei sistemi di riferimento fissi localizzati sul punto O,  $h_{pci}$  come la coordinata  $y$  del punto di contatto inferiore fresa/pezzo lavorato (punto C), che definisce il profilo del pezzo dopo la sbavatura (cioè  $h_{pci} = y_A - D/2$ ),  $h_r$  e  $h_n$  come le altezze del pezzo reali e desiderate (nominali) con riferimento a O (cioè  $h_r = h_n - h_b$ ),  $p_r$  come la profondità in direzione radiale di sbavatura  $p_r = h_r - h_{pci}$ .

Ci sono 3 casi possibili:

- **Sbavatura ideale:**  $p_r = h_b$ , così che  $p_{rb} = h_b$  e  $p_{rp} = 0$ ;
- **Sbavatura parziale:**  $p_r < h_b$ , così che  $p_{rb} = p_r$  e  $p_{rp} = 0$ ;
- **Sbavatura eccessiva:**  $p_r > h_b$ , così che  $p_{rb} = h_b$  e  $p_{rp} = p_r - h_b$ ;

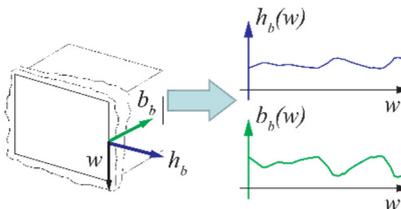


Figura 9. Definizione di altezza e larghezza di bava.

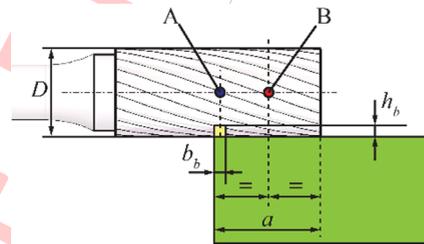


Figura 10. Geometrie di bava e pezzo.

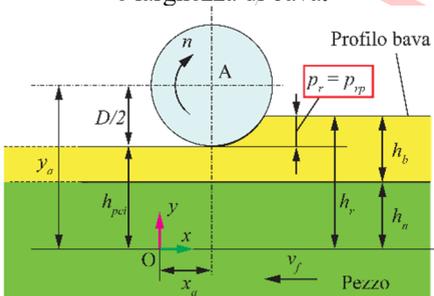


Figura 11. Sbavatura parziale.

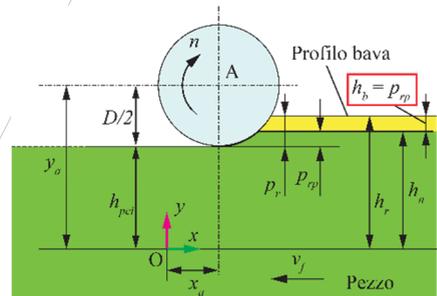


Figura 12. Sbavatura eccessiva.

A causa delle considerazioni qui sopra menzionate, le forze di processo considerate di seguito,  $\mathbf{F}_b$  e  $\mathbf{F}_p$ , sono rispettivamente dovute o all'interazione fresa-bava o all'interazione fresa-pezzo lavorato. La forza  $\mathbf{F}_b$ , (qui di seguito definita *forza di bava*), è applicata al punto A, mentre la forza  $\mathbf{F}_p$ , (qui di seguito definita *forza di pezzo*), è applicata al punto B.

### Calcolo delle forze di sbavatura

A causa della presenza di una struttura cedevole, il vettore della velocità di avanzamento sarà inclinato con riferimento all'asse orizzontale del pezzo lavorato. Si definiscano  $\mathbf{v}_p = [\dot{x}_p, \dot{y}_p, \dot{z}_p]^T$  e  $\mathbf{v}_A = [\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A]^T$  come le velocità relative del pezzo e del punto A con riferimento al sistema fisso centrato in O. Il vettore della velocità di alimentazione del pezzo in riferimento alla fresa è  $\mathbf{v}_F = \mathbf{v}_p - \mathbf{v}_A = [\dot{x}_F, \dot{y}_F, \dot{z}_F]^T$ . Si noti che, per via della cedevolezza del mandrino,  $\dot{z}_F \neq 0$ . Tuttavia, a patto che  $\dot{z}_F$  sia sempre di un ordine di grandezza più basso di  $\dot{x}_F$  e  $\dot{y}_F$ , il suo contributo è trascurato (cioè  $\mathbf{v}_F \approx [\dot{x}_F, \dot{y}_F, 0]^T$ ). L'angolo di inclinazione,  $\vartheta$ , della velocità del mandrino in riferimento all'asse orizzontale può essere valutato come  $\vartheta = \text{atan}(\dot{y}_F/\dot{x}_F)$ . Il feed-rate del processo,  $c$ , è quindi dato da:

$$c = (N n)^{-1}(\dot{x}_F^2 + \dot{y}_F^2)^{1/2} \quad (8)$$

$$h_j(\phi_j) = c \sin(\phi_j - \vartheta) \quad (9)$$

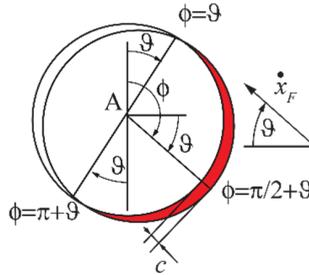


Figura 13. Calcolo di  $h(\phi_j, \vartheta)$

Per esempio, con riferimento a Fig. 13, se  $\phi_j = \phi_{j,1} = \vartheta$ , allora  $h(\phi_{j,1}, \vartheta) = 0$ . Allo stesso modo, se  $\phi_j = \phi_{j,2} = \pi/2 + \vartheta$ , allora  $h(\phi_{j,2}, \vartheta) = c$ . Infine, se  $\phi_j = \phi_{j,3} = \pi + \vartheta$ , allora  $h(\phi_{j,3}, \vartheta) = 0$ . Naturalmente, se la cedevolezza del mandrino viene trascurata e conseguentemente  $\dot{y}_F = 0$ , entrambe le Eq. 8 e 9 si semplificano nelle relazioni date dal modello standard di Altintas [7] (richiamate in Sez. 2), cioè  $c = \dot{x}_F$  e  $h_j(\phi_j) = c \sin \phi_j$ .

Le forze di taglio possono quindi essere determinate inserendo le Eq. 8 e 9 ed eseguendo i calcoli necessari per l'integrazione delle forze stesse (Eq. 5). Si ricavano così le seguenti espressioni:

$$F_{x,j}(\phi_j(z)) = \left\{ \frac{c}{k_\beta} \left[ K_{tc} \left( -\frac{\phi_j(z) \sin(\vartheta)}{2} - \frac{\cos(2\phi_j(z) - \vartheta)}{4} \right) + K_{rc} \left( \frac{\phi_j(z) \cos(\vartheta)}{2} - \frac{\sin(2\phi_j(z) - \vartheta)}{4} \right) \right] \right\}_{z_{j,1}(\phi_j(z))}^{z_{j,2}(\phi_j(z))}$$

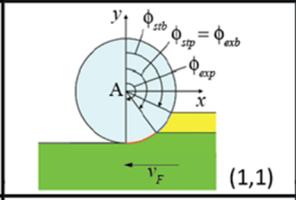
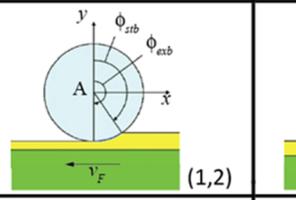
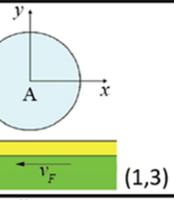
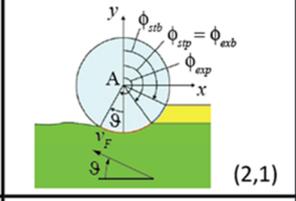
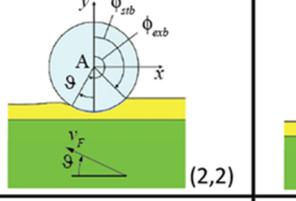
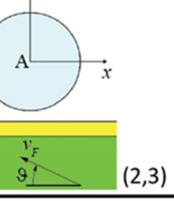
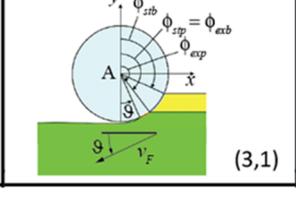
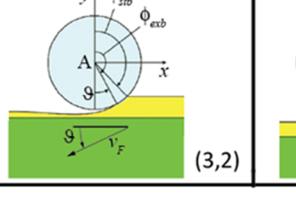
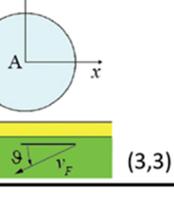
$$F_{x,j}(\phi_j(z)) = \left\{ \frac{c}{k_\beta} \left[ K_{tc} \left( -\frac{\phi_j(z) \sin(\vartheta)}{2} - \frac{\cos(2\phi_j(z) - \vartheta)}{4} \right) + K_{rc} \left( \frac{\phi_j(z) \cos(\vartheta)}{2} - \frac{\sin(2\phi_j(z) - \vartheta)}{4} \right) \right] \right\}_{z_{j,1}(\phi_j(z))}^{z_{j,2}(\phi_j(z))}$$

$$F_{z,j}(\phi_j(z)) = \frac{1}{k_\beta} [K_{ac} c \cos(\phi_j(z) - \vartheta)]_{z_{j,1}(\phi_j(z))}^{z_{j,2}(\phi_j(z))} \quad (10)$$

Anche in questo caso, se  $\vartheta = 0$ , Eq. 10 si riduce a Eq. 6. Come ultimo passaggio per il calcolo delle forze di taglio, occorre calcolare gli estremi di integrazione. In particolare, si possono definire quattro estremi di integrazione,  $\phi_{stb}$ ,  $\phi_{stp}$ ,  $\phi_{exb}$ ,  $\phi_{exp}$ , che rappresentano l'immersione angolare della fresa o nella bava o nel pezzo. Nel caso esista una componente della velocità nella direzione y,  $\dot{y}_F$ , i casi istantanei possibili sono mostrati in Tabella 1, in base al valore di  $\vartheta$  (zero, negativo o positivo) o ai valori di  $p_{rp}$  e  $p_{rb}$  (Fig. 11 e 12).

Per quel che riguarda i casi mostrati nella terza colonna, non è necessario calcolare alcun estremo di integrazione, poiché la fresa non è in contatto né con la bava né col pezzo (cioè  $F_b = F_p = 0$ ). In parallelo, i casi mostrati nella seconda colonna riportano una situazione in cui la fresa è a contatto solo con la bava, così che  $\phi_{stp}$  e  $\phi_{exp}$  non sono definite (cioè  $F_p = 0$ ). Riassumendo, l'algoritmo complessivo per il calcolo dei limiti integrali, che richiede  $p_{rp}$ ,  $p_{rb}$ , e  $h_b$  come input, è formulato come segue:

**Tabella 1.** Casi possibili per il processo di sbavatura

	$p_{rp} > 0$ e $p_{rb} > 0$	$p_{rp} = 0$ e $p_{rb} > 0$	$p_{rp} = 0$ e $p_{rb} = 0$
$\vartheta = 0$	 (1,1)	 (1,2)	 (1,3)
$\vartheta > 0$	 (2,1)	 (2,2)	 (2,3)
$\vartheta < 0$	 (3,1)	 (3,2)	 (3,3)

$$\varphi_{stb} = \pi - \arccos\left(1 - \frac{2p_r}{D}\right), \text{sempre};$$

$$\varphi_{exb} = \begin{cases} \pi - \arccos\left(1 - \frac{2p_{rp}}{D}\right), & \text{if } p_r > h_b \\ \pi + \vartheta, & \text{if } 0 < p_r < h_b \end{cases} \quad (11)$$

$$\varphi_{stp} = \pi - \arccos\left(1 - \frac{2p_{rp}}{D}\right), \text{if } p_r > h_b;$$

$$\varphi_{exp} = \pi + \vartheta, \text{if } p_r > h_b$$

### Modello multibody

Come mostrato in Fig. 8, il modello multibody della struttura meccanica del mandrino calcola la posizione e la velocità della fresa (specificatamente sul punto A e B) per forze date sul pezzo lavorato  $F_p$  e sulla bava  $F_b$ . Il modello multi-body descrive la struttura cinematica del mandrino, la dinamica di ogni corpo in movimento, e le forze interne dovute agli attriti, ai contatti ed alla pressione interna nella camera del dispositivo cedevole. Così come per la struttura del mandrino, anche l'alloggiamento è considerato fisso, il motore pneumatico è connesso all'alloggiamento per mezzo di un giunto sferico centrato sul punto O, la fresa ruota ad una velocità data,  $n$ . I sette pistoni possono traslare lungo i loro assi. Ad ogni pistone sono imposti tre possibili contatti, vale a dire il contatto con il motore pneumatico (punto C), e possibili contatti con la camera o al fine corsa inferiore o a quello superiore, si vedano le Fig. 2 e 16. Nella configurazione iniziale del mandrino (non deflesso), tutti i pistoni sono in contatto con il motore. Con riferimento alle forze interne, ne sono state incluse due:

- Pressione sulla volta del pistone,  $F_{pst}$ , semplicemente data da  $F_{pst} = A_{pst}p$ , essendo i parametri  $A_{pst}$  e  $p$  l'area del cielo del pistone e la pressione nella camera
- Forza di attrito sulle guarnizioni di gomma del pistone  $F_{sln}$ . La forza  $F'_{sln}$ , di direzione perpendicolare a quella del movimento del pistone e dovuta all'interazione camera-guarnizione, viene calcolata come  $F'_{sln} = A_{sln}p + P$ , essendo i parametri  $A_{sln}$  e  $P$  l'area laterale della guarnizione ed il precarico. La forza,  $F_{sln}$ , di direzione parallela a quella del movimento del pistone e dovuta all'attrito, è data da  $F_{sln} = \mu F'_{sln}$ , essendo il parametro  $\mu$  il coefficiente di attrito statico o dinamico.

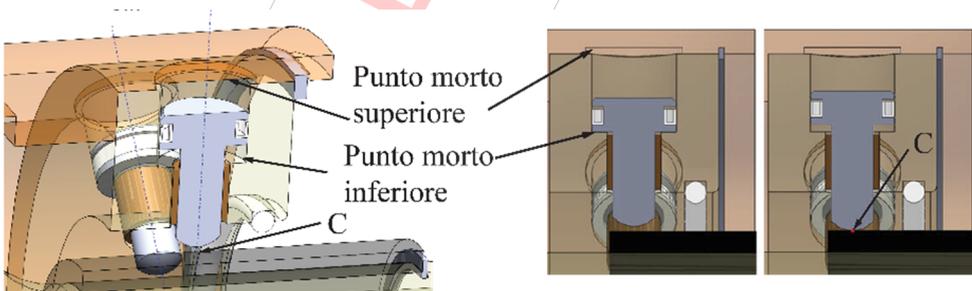


Figura 14. Punti di contatto

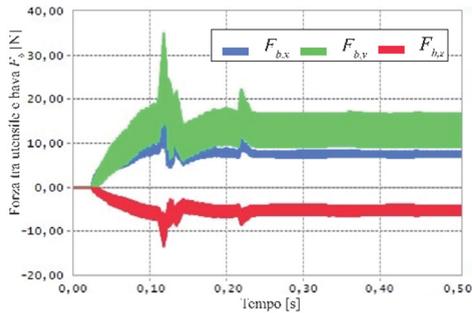


Figura 15. Forza tra pezzo e bava

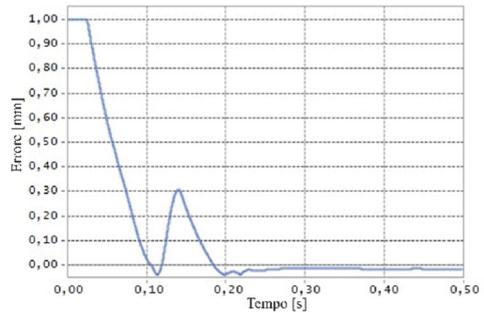


Figura 16. Errore di finitura superficiale

#### 4. SIMULAZIONE NUMERICA

A questo punto, il PV viene validato per mezzo di una serie di simulazioni numeriche. Sono stati utilizzati i seguenti parametri:  $K_{t,c}=2000 \text{ N/mm}^2$ ,  $K_{r,c}=1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $K_{a,c}=800 \text{ N/mm}^2$ ,  $K_{t,e}=K_{r,e}=K_{a,e}=0$ ,  $N=20$ ,  $n=40000 \text{ rpm}$ ,  $D=8 \text{ mm}$ ,  $a=10 \text{ mm}$ ,  $h_b = b_b=1 \text{ mm}$ ,  $h_n=5 \text{ mm}$ ,  $v_f=80 \text{ mm/s}$ ,  $80 \text{ mm/s}$ ,  $p=5 \text{ bar}$ ,  $\beta=20^\circ$ ,  $F_{pst}=7.70 \text{ N}$ ,  $F_{stn}=3.90 \text{ N}$  (attrito statico),  $F_{stn}=2.80 \text{ N}$  (attrito dinamico). Si definisca poi l'errore di processo come:

$$e = \min(h_{pci} - h_n, h_b) \quad (12)$$

Un errore positivo indica una sbavatura parziale, mentre un errore negativo indica una sbavatura eccessiva. Come esempio, la Fig. 15 presente un grafico delle componenti di forza sulla bava  $F_{b,x}$ ,  $F_{b,z}$ ,  $F_{b,z}$ , che sottolinea come le forze del processo si stabilizzino dopo un transitorio iniziale. La Fig. 16 mostra l'errore di processo, che si stabilizza su un valore negativo sufficientemente basso.

#### 5. CONCLUSIONI

In questo lavoro è stato presentato un prototipo virtuale di un mandrino pneumatico cedevole, che utilizza un software multi-body in co-simulazione con *Simulink*. Il prototipo virtuale può efficacemente prevedere sia le forze di sbavatura che gli errori di finitura, permettendo un test virtuale della qualità del processo. In aggiunta, la versatilità dell'ambiente multi-body, basato su modelli CAD del mandrino, permette di valutare facilmente l'influenza di diversi parametri di design (e controllo), come ad esempio la cedevolezza complessiva del mandrino e l'influenza dell'attrito.

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] J. Pandremenos, C. Doukas, P. Stavropoulos, G. Chryssolouris, "Machining with Robots: A Critical Review, Proc. of DET2011, 7th Int. Conf. on Digital Enterprise Tech., pp. 1-8, Sept. 28-30, 2011.
- [2] M. Mohammad, V. Babriya, T. Sobh, "Modeling A Deburring Process, Using DELMIA V5," Technological Developments in Education and Automation, pp 549-558, 2010.
- [3] B. Ryuh and G. R. Pennock, "Robot Automation Systems for Deburring," Industrial Robotics: Programming, Simulation and Applications, L. K. Huat (Ed.), ISBN: 3-86611-286-6, InTech, 2006.

- [4] L. Liang, F. Xi, K. Liu, "Modeling and Control of Automated Polishing/deburring Process Using a Dual-Purpose Compliant Toolhead," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 48, no. 12–13, 2008.
- [5] B. Denkena e F. Hollmann, *Process Machine Interactions - Prediction and Manipulation of Interactions between Manufacturing Processes and Machine Tool Structures*, Springer, 2013.
- [6] Y. Altintas, *Manufacturing automation, Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*, New York: Cambridge University Press, 2012.
- [7] Kienzle, O. and Victor, H., "Spezifische Schnittkrafte bei der Metall-bearbeitung", *Werkstattstechnik und Maschinenbau*, Bd. 47, H.5, 1957.
- [8] K. Schützer, E Abele, S Güth, "Simulation-based deburring tool and process development," *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 64, no. 1, pp. 357-360, 2015.
- [9] D. K. Lawson, "Deburring tool," U.S. Patent 6,974,286 B2, filed Jul. 25, 2003, and issued Dec. 13, 2005.

PRE-PRINT