



## کاهش دامنه ارتعاشات ابزار بورینگ با استفاده از جاذب ارتعاشات

حمید شهبابی<sup>۱</sup>، هادی کلانی<sup>۲\*</sup>، انوشیروان فرشیدیانفر<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، [hadi.kalani@yahoo.com](mailto:hadi.kalani@yahoo.com)

۳- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد

### چکیده:

انواع مختلف جاذب‌های ارتعاشی در کاربرد های گوناگونی همچون تیرها، خطوط انتقال قدرت، لوله ها، پل ها و سایر ساختارهای در معرض ارتعاش مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این مقاله استفاده از دمپر ضربه‌ای برای کاهش دامنه ارتعاشات و افزایش سرعت میرایی نوسانات ابزار بورینگ در فرآیند داخل تراشی پیشنهاد شده است. مدل ارتعاشی ابزار با در نظر گرفتن نیروی برشی و نیروی وارده از طرف دمپر ضربه‌ای و با استفاده از مدل تیر اوپلر-برنولی بدست آمده است. همچنین پاسخ سیستم در حالت های بدون دمپر و با دمپر مورد بررسی قرار گرفته و اثر استفاده از دمپرهای ضربه‌ای در کاهش ارتعاشات بخوبی قابل مشاهده است. تاثیر موقعیت دمپر ضربه‌ای بر روی کاهش ارتعاشات ابزار با قرار دادن آن در سه موقعیت ابتدا، وسط و انتهای ابزار مورد تحلیل قرار گرفته و مشاهده می‌شود که با قرار دادن دمپر ضربه‌ای در انتهای ابزار، ارتعاشات ابزار سریعتر کاهش می‌دهد.

**واژه های کلیدی:** جاذب ارتعاشات ابزار بورینگ-جاذب ارتعاشات ضربه‌ای-تیر اوپلر-برنولی.

### ۱-مقدمه:

کاهش ارتعاشات ابزار یکی از مسائل کلیدی در فرآیند ماشینکاری قطعات می‌باشد. این پدیده سرعت سایش ابزار را تشدید می‌کند و باعث ایجاد یک سطح نا صاف در قطعه‌کار می‌شود. فرآیند بورینگ سوراخهای عمیق، یکی از عمده مواردی است که مسئله ارتعاش ابزار مشکلات اساسی در آن ایجاد می‌کند [1],[2],[3]. تحقیق در خصوص کاهش ارتعاشات ابزار از چند دهه گذشته در حال پیگیری می‌باشد. [4]Tewani و همکارانش برای کاهش ارتعاشات ابزار بورینگ از یک جاذب دینامیکی فعال استفاده کرده اند. آنها با حرکت جرم جاذب با استفاده از وسیله ای مانند عملگر پیزوالکتریک ارتعاش ابزار بورینگ را کاهش داده اند. همچنین [5]obata و Tanaka ارتعاش ابزار بورینگ را با استفاده از عملگرهای پیزوالکتریک و مدیریت اطلاعات توسط کامپیوتر کاهش دادند. [7]Mei و همکارانش استفاده از موارد MRF<sup>۱</sup> را برای کنترل ارتعاشات ابزار بورینگ پیشنهاد کرده‌اند. میزان سختی مواد MRF در حضور میدان مغناطیسی تغییر کرده و باعث تغییر سختی ابزار بورینگ و در نتیجه کنترل آن می‌شود. [8]Adkins و همکارانش یک جاذب الکترو مغناطیسی دو درجه آزادی را برای کاهش ارتعاشات ابزار بورینگ ارائه داده اند. در این سیستم از یک جرم به همراه هشت قطب که هر قطب دارای یک سیم پیچ می‌باشد، استفاده شده است. [9]marui و Ema کاربرد دمپر ضربه‌ای را بر روی ابزار بورینگ برای کاهش ارتعاشات آن پیشنهاد کرده اند. آنها در

<sup>۱</sup> Magnetorheological Fluid



تحقیق خود پارامترهای مختلف موثر دمپر ضربه‌ای را در مورد ابزار بورینگ بصورت تجربی بررسی کرده اند. سه طرح مختلف برای نصب دمپر ضربه‌ای بر روی ابزار بورینگ در این مقاله ارائه شده است. آنها به صورت عملی نشان داده اند که استفاده از دمپر ضربه‌ای توانایی میرایی در سیستم‌های ارتعاشی را حداقل هشت برابر افزایش می‌دهد. در این روش به علت اشغال فضای زیاد دمپر ضربه‌ای، سوراخ‌های با قطر پایین قابل ماشینکاری نخواهند بود و مسلماً برای ماشینکاری سوراخ‌های با قطر بالاتر استفاده از یک ابزار با قطر بالا بجای استفاده از ابزار با قطر پایین که به دمپر ضربه‌ای مجهز شده است، آسانتر و تاثیر گذار تر خواهد بود.

## ۲-مدلسازی ابزار بورینگ:

بطور کلی ابزارهای ماشینکاری تحت بارگذاری نقطه ای و یا گسترده و با شرایط مرزی گوناگون مدلسازی می‌شوند. در فرایند بورینگ، قطعه کار طوری گرفته می‌شود که صلبیت بسیار بیشتری نسبت به ابزار بورینگ دارد بنابراین ارتعاش نزدیک به صفر قطعه کار در حین ماشینکاری تاثیر ناچیزی در ارتعاش ابزار بورینگ دارد. از طرفی ابزار بورینگ در پیچش دارای سختی بیشتری نسبت به خمش می‌باشد بنابراین می‌توان از اثرات پیچشی در سیستم صرف نظر کرده و با توجه به طول بلند ابزار بورینگ آن را به صورت یک تیر یک سر گیردار اوایلر-برنولی تحت بار خمشی در نظر گرفت [12].

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (1)$$

در رابطه (۱)،  $x$  معرف فاصله از تکیه گاه،  $f(x,t)$  نیروی خارجی،  $E$  مدول الاستیسیته،  $I$  گشتاور اینرسی سطحی،  $A$  سطح مقطع و  $\rho$  چگالی تیر می‌باشد. داریم:

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} \varphi_i(x) q_i(t) \quad (2)$$

که  $\varphi_i(x)$  و  $q_i(t)$  به ترتیب معرف شکل مد و مختصات مدال سیستم می‌باشند. شرایط مرزی در انتهای گیردار ( $x=0$ ) و در انتهای آزاد ( $x=x_l$ ) بصورت زیر می‌باشد:

$$\begin{aligned} \varphi(x_0) = \varphi'(x_0) = 0 \\ \varphi'(x_l) = \varphi''(x_l) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

در تیر با معادله ارتعاشی (۱) شکل مدها را به صورت نرمال شده در نظر می‌گیریم، بنابراین داریم:

$$\begin{aligned} \int_0^l \rho A \varphi_i(x) \varphi_j(x) dx = \delta_{ij} \\ \int_0^l EI \varphi_i''(x) \varphi_j''(x) dx = \omega_{ni}^2 \delta_{ij} \end{aligned} \quad (4)$$

که در آن  $\delta_{ij}$  تابع دلتای دیراک و  $\omega_{ni}$ ،  $i$  امین فرکانس طبیعی سیستم می‌باشد. با جایگذاری معادله (۲) در معادله (۱) و در نظر گرفتن یک نسبت میرایی کوچک برای تیر خواهیم داشت:

$$\ddot{q}_i(t) + 2\zeta_i \omega_{ni} \dot{q}_i(t) + \omega_{ni}^2 q_i(t) = \frac{1}{m_i} \int f(x,t) \varphi_i(x) dx \quad (5)$$

که  $f(x,t)$  نیروی گسترده بر روی تیر و  $m_i$  معرف جرم تعمیم یافته تیر می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شود:



انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دهمین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران

ICME 2010

۱۲-۱۰ اسفند ماه ۱۳۸۸

دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

$$m_i = \int \mu \varphi_i^2(x) dx \quad ( )$$

$\mu$  در رابطه (6) معرف جرم واحد طول تیر می‌باشد، مقدار  $\beta_i$  در نظر گرفته شده برای تیر یک مقدار مثبت کوچک و برابر 0.05 در نظر گرفته می‌شود [13]. شکل مد برای تیر یک سر گیردار اوایلر-برنولی به صورت زیر حاصل می‌گردد:

$$\varphi_i(x) = c_i [\cosh(\beta_i x) - \cos(\beta_i x) + r_i (\sinh(\beta_i x) - \sin(\beta_i x))] \quad ( )$$

$$r_i = \frac{\cosh(\beta_i x) + \cos(\beta_i x)}{\sinh(\beta_i x) + \sin(\beta_i x)} \quad ( )$$

با توجه به اصل تعامد مدها خواهیم داشت:

$$c_i = 1 \quad ( )$$

مقادیر  $\beta_i$  نیز از حل معادله مشخصه تیر بدست می‌آید.

$$\cos(\beta_i l) \cosh(\beta_i l) + 1 = 0 \quad ( )$$

مقدار  $\beta_i$  برای  $i = 1, 2, 3$  عبارتست از:

$$\beta_1 = 1.87, \beta_2 = 4.69, \beta_3 = 7.85 \quad ( )$$

فرکانس طبیعی  $i$  ام، تیر مورد نظر به شکل زیر تعریف می‌گردد:

$$\omega_{ni} = \left(\frac{\beta_i}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}} \quad ( )$$

با قرار دادن نیروی برشی در رابطه (5) خواهیم داشت [13]:

$$\ddot{q}_i(t) + \zeta_i \omega_{ni} \dot{q}_i(t) + \omega_{ni}^2 q_i(t) = \frac{1}{m_i} [F_c(b, t) \varphi_i(b)] \quad ( )$$

در صورتیکه که با ارتعاشات احیا شونده ۱ سروکار داشته باشیم،  $F_c(b, t)$  در معادله (۱۲) به صورت زیر می‌باشد [6]:

$$F_c(b, t) = k_c B [h_0 + y(t - T) - y(t)] \quad ( )$$

$$T = \frac{60}{N} \quad ( )$$

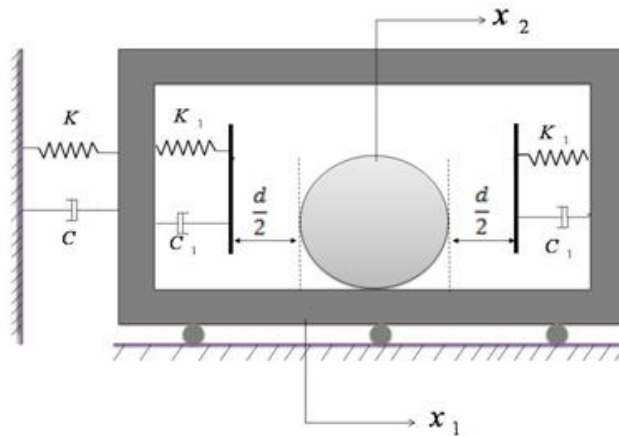
که در آن  $k_c$  سختی برشی می‌باشد و براساس جنس قطعه‌کار و هندسه ابزار مشخص می‌گردد. همچنین  $B$  عرض برش،  $h_0$  ضخامت براده،  $T$  پریود زمان گذر ابزار که برابر است با مدت زمان یک سیکل کامل حرکت ابزار و  $N$  سرعت دوران اسپیندل بر حسب rpm می‌باشد.



$$\ddot{q}_i(t) + 2\zeta_i \omega_{ni} \dot{q}_i(t) + \omega_{ni}^2 q_i(t) = \frac{k_c B}{m_i} [h_0 + y(x_1, t-T) - y(x_1, t)] \varphi_i(b) \quad (14)$$

### ۳-مدلسازی دمپر ضربه‌ای [9]:

برای تحلیل دینامیکی دمپر های ضربه‌ای معمولاً یک مدل دو درجه آزادی در نظر گرفته می‌شود (شکل ۱). برای مدلسازی ضربه در دمپر های ضربه‌ای از المان های عمومی فنر و دمپر استفاده می‌شود و همچنین از نیروی اصطکاک بین دو جرم چشم پوشی می‌کنیم بطور کلی دمپرهای ضربه‌ای دارای مدل غیر خطی هستند ولی در صورت تفکیک رفتار سیستم در زمان های قبل و بعد از برخورد، می‌توان از یک مدل خطی برای دمپر های ضربه‌ای استفاده نمود. برای این منظور سه حالت زیر را مورد بررسی قرار می‌دهیم:



شکل ۱: طرح شماتیک یک دمپر ضربه‌ای

$$\text{حالت اول: } x_2 - x_1 > \frac{d}{2}$$

در این حالت جرم ضربه‌ای به سمت چپ برخورد می‌کند و معادله حرکت آن به صورت زیر خواهد بود:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c & -c_1 \\ -c_1 & c_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad ( )$$

که در آن  $x_1$  جابجایی جرم اصلی و  $x_2$  جابجایی جرم ضربه‌ای می‌باشد. پاسخ معادله (۱۴) در حوزه زمان به صورت زیر به دست می‌آید:

$$x_1(t) = \sum_{i=1}^4 r_i^{(i)} e^{s_i t} \quad ( )$$

$$x_2(t) = \sum_{i=1}^4 p_i^{(i)} e^{s_i t}$$

که در آن  $i = 1, 2, 3, 4$ ،  $r_i = \frac{c_1 s_i + k_1}{M s_i + (c + c_1) s_i + (k + k_1)}$  و  $p_i^{(i)}$  بر اساس شرایط اولیه سیستم تعیین می‌شوند.



انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دهمین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران

ICME 2010

۱۲-۱۰ اسفند ماه ۱۳۸۸

دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

همچنین  $s_i$  از رابطه زیر به دست می آید:

$$s_{1,2} = \omega_a \left( -\frac{\zeta_1 \pm \sqrt{\zeta_1^2 - \mu}}{2} + j \right) \quad ( )$$

$$s_{3,4} = \omega_a \left( -\frac{\zeta_1 \pm \sqrt{\zeta_1^2 - \mu}}{2} - j \right)$$

که در آن  $\mu$  نسبت جرم ها ( $\mu = \frac{m}{M}$ ) و  $\omega_a$  فرکانس طبیعی متوسط می باشد، که از رابطه زیر به دست می آید:

$$\omega_a = \frac{\omega + \omega_1}{2} \quad ( )$$

که در آن  $\zeta_1$  نسبت میرایی ضربه و  $\mu$  نسبت جرم ها و  $\omega_a$  فرکانس طبیعی متوسط و  $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$  و  $\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m}}$  می باشند.

$$\text{حالت دوم } -\frac{d}{2} \leq x_2 - x_1 \leq \frac{d}{2}$$

در این صورت جرم دمپر ضربه ای با سرعت ثابت حرکت کرده و هیچ گونه برخوردی رخ نمی دهد، بنابراین معادلات حرکت به صورت زیر می باشد.

$$M\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + kx_1 = 0 \quad ( )$$

$$m\ddot{x} = 0$$

بنابراین داریم:

$$x_2(t) = \dot{x}_{20}t + x_{20} \quad ( )$$

$$x_1(t) = e^{-\zeta\omega t} \left[ x_{10} \cos(\omega_d t) + \frac{\dot{x}_{10} + \zeta\omega x_{10}}{\omega_d} \sin(\omega_d t) \right]$$

که در آن  $\omega_d = \omega\sqrt{1-\zeta^2}$  و  $x_{10}, \dot{x}_{10}, x_{20}, \dot{x}_{20}$  به ترتیب جابجایی اولیه و سرعت اولیه جرم ضربه ای و جسم اصلی می باشد.

$$\text{حالت سوم } x_2 - x_1 < -\frac{d}{2}$$

در این صورت جرم دمپر ضربه ای به سمت راست جرم اصلی برخورد می کند و پاسخهای سیستم با حالت اول یکسان خواهد بود.

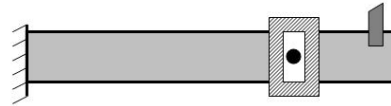
$$\begin{bmatrix} M & \cdot \\ \cdot & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c & -c_1 \\ -c_1 & c_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_r \end{Bmatrix} = \cdot \quad ( )$$

دمپر های ضربه ای وسیله مناسبی برای کاهش ارتعاشات سیستم های دینامیکی می باشد. در بخش بعدی این نوع دمپر را در کاهش ارتعاشات ابزار بورینگ بکار خواهیم گرفت.



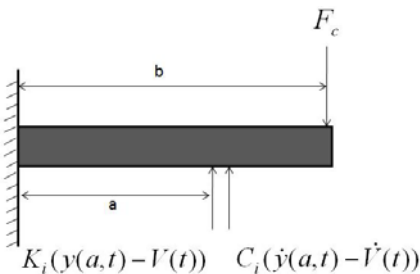
#### ۴- استفاده از دمپر ضربه‌ای در کاهش دامنه ارتعاشات ابزار:

در قسمت قبل ابزار بورینگ به عنوان یک تیر یک سر گیردار با یک نیروی نقطه‌ای در محل ابزار برشی  $x = b$  در نظر گرفته شده است. اکنون می‌خواهیم دامنه ارتعاشات تیر را با قرار دادن یک دمپر ضربه‌ای در یک نقطه مشخص تیر یعنی  $x = a$  کاهش دهیم. یکی از نکات اساسی در استفاده از دمپر بر روی ابزار بورینگ قابلیت استفاده از ابزار در ماشینکاری سوراخ‌های با قطر کم می‌باشد. به طور مثال فرض کنید بخواهیم بر روی یک ابزار بورینگ با قطر  $30\text{ mm}$ ، دمپر ضربه‌ای به طول  $60\text{ mm}$  نصب نماییم. این امر باعث می‌شود قادر به ماشینکاری سوراخ‌هایی با قطر بین  $30\text{ mm}$  و  $60\text{ mm}$  نباشیم. لذا این ابزار فقط برای ماشینکاری سوراخ‌های با قطر بیشتر از  $60\text{ mm}$  مناسب می‌باشد. از لحاظ عملی با توجه به اینکه معمولاً محدودیتی برای ساخت و یا خرید یک ابزار جدید نداریم، در صورتیکه بخواهیم مثلاً سوراخ‌های با قطر بالای  $60\text{ mm}$  را ماشینکاری کنیم، از یک ابزار با قطر بالاتر مثلاً  $50\text{ mm}$  استفاده می‌نماییم، که در این حالت ارتعاشات ابزار بدون استفاده از هیچ گونه جاذب، به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. این محدودیت‌ها ما را به سمت استفاده از دمپرهای ضربه‌ای به شکل زیر در ابزار بورینگ هدایت می‌نماید. این طرح در ابزارهای با قطر پایین باعث می‌شود در انتخاب جرم دمپر ضربه‌ای با محدودیت مواجه شویم. در این شرایط تعیین بهینه مکان دمپر و استفاده از دو دمپر ضربه‌ای در کنار یکدیگر می‌تواند کار ساز باشد.



شکل ۲- جایگذاری دمپر ضربه‌ای در ابزار بورینگ

باتوجه به شکل، دمپر ضربه‌ای را به صورت یک نیروی خارجی در  $x = a$  مدل‌سازی می‌نماییم.



شکل ۳- نیروهای وارده به ابزار بورینگ (با وجود دمپر ضربه‌ای)

واضح است نیروی وارده از طرف جاذب ارتعاش به تیر فقط در لحظه برخورد وجود دارد.

معادله حرکت جرم جاذب در این لحظه برابر است با:

$$m \frac{d^2 v(t)}{dt^2} = -k_f \left[ \sum_{j=1}^3 q_j(t) \varphi_j(a) - V(t) \right] - C_f \left[ \sum_{j=1}^3 \dot{q}_j(t) \varphi_j(a) - \dot{V}(t) \right] \quad ( )$$

که  $V(t)$  جابجایی جرم جاذب،  $k_f$  ضریب سختی برخورد و  $C_f$  ضریب میرایی برخورد می‌باشد. با جایگزینی معادله (۲۱) به



عنوان یک نیروی نقطه ای در معادله (۱۲) خواهیم داشت :

$$\begin{aligned} \ddot{q}_i(t) + 2\zeta_i\omega_{ni}\dot{q}_i(t) + \omega_{ni}^2q_i(t) = & \quad ( ) \\ (k_c B / m_i)[h. + y(x_1, t - T) - y(x_1, t)]\varphi_i(b) \\ + (\gamma / m_i)[-k_f \sum_j^r q_j(t)\varphi_j(a) - V(t)] \\ - C_f[\sum_j^r \dot{q}_j(t)\varphi_j(a) - \dot{V}(t)] \end{aligned}$$

روابط (۲۰) و (۲۱) بیانگر معادله ارتعاش کل سیستم می باشد این معادلات چهار معادله کوپل می باشند که حل همزمان آن ها مقدار  $q_i(t)$  را بدست می دهد. با قرار دادن  $q_i(t)$  حاصل از این روابط در رابطه (۲) جابجایی نوک ابزار در طول زمان را محاسبه می کنیم. قابل ذکر است نیروی حاصل از برخورد جرم ضربه ای بر روی تیر پیوسته نمی باشد و پیروی نوسانات آن برابر است با [9]:

$$\tau = \begin{cases} 2 \frac{\gamma}{\omega_n} \sin(\gamma) & , \beta < 1 \\ 2 \frac{\gamma'}{\omega_n} \sin(\gamma') & , \beta > 1 \end{cases} \quad ( )$$

که پارامترهای آن به صورت زیر تعریف می گردد:

$$\begin{aligned} \beta &= \zeta_1 \sqrt{1 + \mu} \\ \omega_n &= \omega \sqrt{1 + \mu} \\ \gamma &= \cos^{-1} \beta \quad , \gamma' = \cosh^{-1} \beta \end{aligned} \quad ( )$$

## ۵- شبیه سازی و نتایج

برای حل معادلات سیستم ابزار بورینگ را از جنس فولاد ابزارسازی در نظر گرفته و سایر مقادیر به کار رفته در این تحلیل در جدول ۱ ذکر گردیده است. معادلات (۲۱) و (۲۲) در Matlab-Simulink پیاده سازی شده و پاسخ سیستم بدون حضور و همچنین با قراردادن جاذب ارتعاشات در سرعت  $N = 700rpm$  محاسبه شده است. به منظور بررسی اثرات محل نصب جاذب در ابتدا، وسط و انتهای تیر بررسی شده است. همانطور که در شکل های ۴ ملاحظه می شود به طور کلی استفاده از جاذب ضربه ای در ابزار بورینگ باعث می شود، دامنه ارتعاشات سیستم حداقل ده برابر کاهش یابد. قرار دادن جاذب در موقعیت انتهای ابزار موجب کاهش بیشتری در ارتعاشات سیستم می گردد.

جدول ۱- مقادیر ثوابت سیستم ارتعاشی

چگالی	$\rho$	$7800kg / m^3$
جرم واحد طول	$\mu$	$9.8kg / m$
مدول الاستیسیته	$E$	$180GN / m$
قطر	$D$	$2cm$
طول	$L$	$41cm$
جرم جاذب	$m$	$30gr$
ضریب سختی برخورد	$k_f$	$100000N / m$
ضریب میرایی برخورد	$c_f$	$20N.s / m$



انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دهمین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران

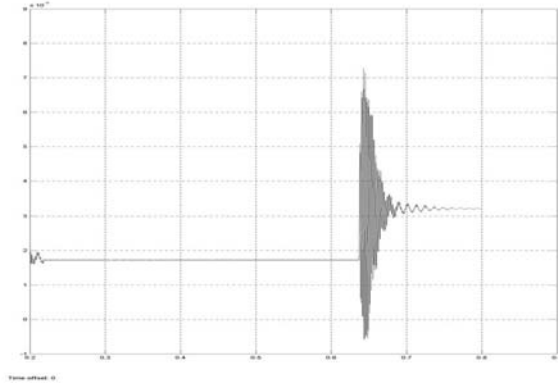
ICME 2010

۱۲-۱۰ اسفند ماه ۱۳۸۸

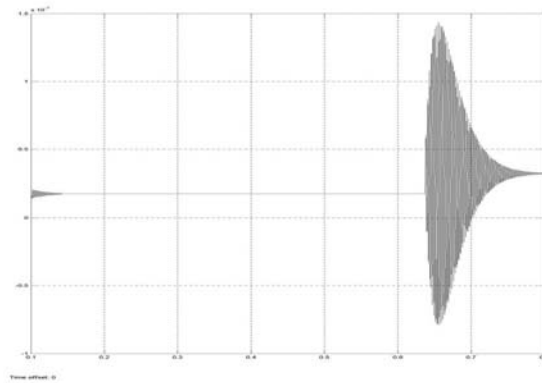
دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



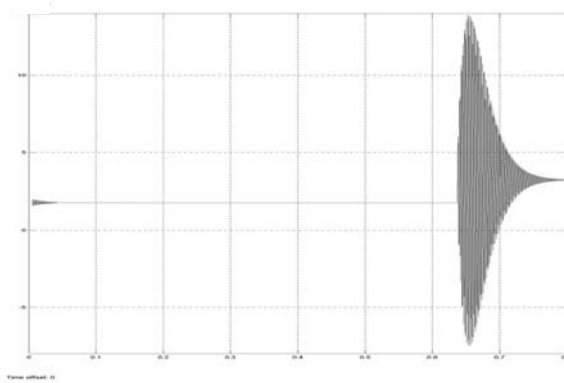
دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



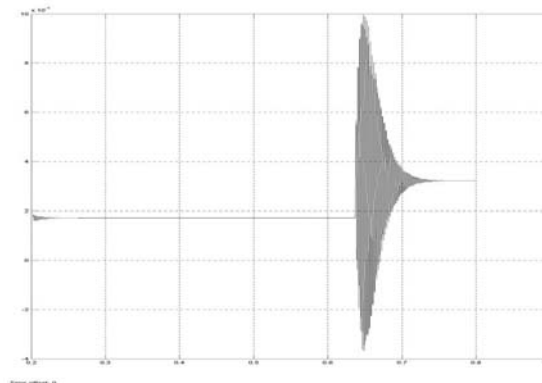
( )



( )



( )



( )

شکل ۴- الف: ارتعاشات ابزار بدون جاذب-ب: ارتعاشات ابزار مجهز به جاذب در  $x = 35cm$   
پ: ارتعاشات ابزار مجهز به جاذب در  $x = 20cm$  -ت: ارتعاشات ابزار مجهز به جاذب در  $x = 5cm$

مراجع:

- [1] Y. Altintas, Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.
- [2] J. Tlustý, Manufacturing Process and Equipment. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 2000.
- [3] C.J. Li, A.G. Ulsoy, W.J. Endres, The effect of spindle speed variation on chatter suppression in rotating-tool machining, Materials Science Forum 505-507, 859-864, 2006.
- [4] S.G. Tewani, K.E. Rouch, B.L. Walcott, A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber, International Journal of Machine Tools and Manufacture vol. 35, pp. 91-108, 1995.
- [5] H. Tanaka, F. Obata, Active chatter suppression of slender boring bar using piezoelectric actuators, JSME International Journal Series C—Dynamics Control Robotics Design and Manufacturing vol. 37 (3), pp. 601-606, 1994.
- [6] H.E. Merrit, Theory of self-excited machine-tool chatter: contribution to machine-tool chatter research, Transactions of ASME, Journal of Engineering for Industry B 87, vol.4, pp. 447-454, 1965.
- [7] D. Mei, T. Kong, A.J. Shih, Z. Chen, Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression, Journal of Materials Processing Technology vol. 209, pp. 1861-1870, 2009.
- [8] C.A. Adkins, Z. Huang, B.W. Wong, B.L. Walcott, K.E. Rouch, Active Vibration Control Using an Electromagnetic Absorber with Two Degrees of Freedom, Journal of IEEE.
- [9] S. Ema, E. Marui, Suppression of chatter vibration of boring tools using impact damper, International Journal of Machine tools & Manufacture vol. 40, pp. 1141-1156, 2000.