



شناسایی و کنترل ابزار داخل تراش میرا شده با استفاده از عملگر VCA

پوریا نعیمی‌امینی¹، بهنام معتکف‌ایمانی^{2*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

2- استاده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

* مشهد، صندوق پستی 9177948974، imani@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 23 اردیبهشت 1396
پذیرش: 29 خرداد 1396
ارائه در سایت: 17 مرداد 1396

کلید واژگان:

ابزار داخل تراش
کنترل ارتعاشات
شناسایی سیستم
ارتعاشات چتر

چکیده

فرآیند داخل تراشی به دلیل نسبت طول به قطر بالای ابزار و انعطاف پذیری زیاد آن بسیار مستعد ارتعاشات خود برانگیخته (چتر) است. این ارتعاشات منجر به کاهش کیفیت سطح، دقت هندسی پایین و شکستگی ابزار می‌شود و در مجموع مهم‌ترین محدودیت تولید است. برهم‌کنش دینامیکی فرآیند براده برداری و سازه ماشین ابزار مهم‌ترین دلیل به وجود آمدن چتر است. تمایل سازه به ارتعاش با افزایش طول ابزار برش افزایش می‌یابد. راه حل مؤثر جهت کاهش ارتعاشات و افزایش مقاومت به چتر افزایش صلبیت دینامیکی آن است. در فرآیند داخل تراشی با نسبت طول به قطر بالا جهت افزایش پایداری ابزار، از روش‌های کنترل ارتعاشات غیرفعال یا فعال استفاده می‌شود. روش‌های فعال کنترل ارتعاشات این قابلیت را داراست که ارتعاشات را به نحو مطلوبی در شرایط مختلف ماشین کاری میرا کند. هدف این پژوهش بهبود مقاومت به چتر ابزار داخل تراش در مقیاس صنعتی از طریق افزایش صلبیت دینامیکی است. جهت کنترل ارتعاشات ابزار از عملگر الکترومغناطیسی استفاده شده است. طراحی بستر آزمایش به نحوی صورت گرفته است که بتوان در راستای شعاعی ارتعاشات ابزار را کنترل کرد. در این پژوهش ابتدا مشخصات دینامیکی ابزار داخل تراش با استفاده از آزمون مودال تجربی به دست آمده است. سپس با استفاده از تحریک سینوسی جاروبی تابع تبدیل عملگر-ابزار شناسایی و حلقه کنترل ارتعاشات نیز با استفاده از الگوریتم پسخور مستقیم سرعت پیاده‌سازی شده است. نتایج آزمون‌های ماشین کاری نشان می‌دهد که عملگر در کاهش ارتعاشات و افزایش صلبیت دینامیکی و در نتیجه مقاومت در برابر چتر دارای عملکرد خوبی است.

Identification and control of an active boring bar using VCA actuator

Pooria Naeemi Amini, Behnam Moetakef Imani*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

* P.O.B. 9177948974, Mashhad, Iran, imani@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 13 May 2017
Accepted 19 June 2017
Available Online 08 August 2017

Keywords:

Boring bar
Vibration control
System identification
Chatter vibration

ABSTRACT

Boring operations due to the large length to diameter ratio and the high flexibility of tool are prone to self-excited (chatter) vibration. This vibration may cause poor surface quality, low dimensional accuracy and tool breakage. In practice, chatter is the main limitation on production rate. The main reason of chatter phenomenon is the dynamic interaction between cutting process and structure of machine tool. By increasing the length of the cutting tool, the vibration tendency in the tool's structure increases. Improving dynamic stiffness of the tool is the most effective solution for decreasing vibration and increasing chatter stability. For increasing the stability of the tool in long overhang boring operations, passive and active vibration control has been proposed and implemented. In active control methods, vibrations can be effectively damped over various cutting conditions. The aim of this research is to enhance chatter stability of an industrial boring bar by increasing the dynamic stiffness. A VCA actuator is used for active vibration control. The designed setup can effectively suppress undesirable vibrations in the radial direction. First, modal parameters of the boring bar are determined by experimental modal analysis. Then, the transfer function of the actuator-tool setup is identified with the sweep frequency excitation. In the following, the direct velocity feedback is successfully implemented in the vibration control loop. The results of cutting tests indicate that the actuator has a great performance in suppressing vibrations and increasing the dynamic stiffness. Hence, the developed method can significantly increase chatter stability of boring operations.

1- مقدمه

یک مجموعه سازه‌ای با خصوصیات دینامیکی پیچیده در نظر گرفت. ارتعاشات سازه‌ای را می‌توان به سه دسته اصلی ارتعاشات آزاد، ارتعاشات اجباری، ارتعاشات خود برانگیخته (ارتعاشات چتر) تقسیم کرد [1]. منابع ارتعاشات آزاد و اجباری را می‌توان در حین کارکرد ماشین ابزار به نحوی

ارتعاشات در فرآیند ماشین کاری ناخواسته می‌تواند تأثیر مخربی بر نرخ براده برداری، کیفیت سطح، دقت ابعادی و عمر ابزار و دستگاه بگذارد. این پدیده را نمی‌توان حذف کرد، اما همیشه مطلوب است که سطح ارتعاشات به حداقل ممکن برسد. ماشین ابزار، ابزار برش و قطعه کار را می‌توان به عنوان

¹ Chatter vibration

Please cite this article using:

P. Naeemi Amini, B. Moetakef Imani, Identification and control of an active boring bar using VCA actuator, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 87-96, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

ماشین کاری به شرح افزایش صلبیت استاتیکی³، کاهش نیروهای برشی، افزایش صلبیت دینامیکی⁴ است [2].

برای افزایش صلبیت استاتیکی باید بزرگترین قطر و کوتاهترین طول ممکن را برای ابزار انتخاب کرد. از ابزارهای با هندسه بهینه شده مثلاً مخروطی یا با سطح مقطع بیضوی استفاده کرد، همچنین در نسبت طول به قطرهای بالا از ابزارهای با جنس مواد تقویت شده استفاده کرد. برای کاهش نیروهای ماشین کاری می توان زاویه ورود⁵ را نزدیک به 90 درجه انتخاب کرد که بیشترین نیرو را در راستای محوری ابزار وارد کند، همچنین از اینسرت های خاص جهت کاهش نیروهای ماشین کاری استفاده کرد. مهم ترین بحث در زمینه کاهش ارتعاشات و افزایش پایداری ابزار (مقاومت به چتر)، افزایش صلبیت دینامیکی آن است.

دیگرام دالان پایداری⁶ نموداری است که عمق برش را بر حسب سرعت دورانی اسپندل نمایش می دهد. این نمودار مقادیر حدی متغیرهای ماشین کاری را برای تأمین شرایط ماشین کاری پایدار ارائه می دهد. مقدار عمق برش بحرانی⁷ متناسب با صلبیت دینامیکی سازه است؛ بنابراین جهت کاهش ارتعاشات چتر و افزایش محدوده ماشین کاری پایدار و در نتیجه افزایش کارایی باید صلبیت دینامیکی سازه را افزایش داد. صلبیت دینامیکی برابر با حاصل ضرب صلبیت استاتیکی در میرایی است؛ بنابراین افزایش میرایی منجر به افزایش صلبیت دینامیکی سازه می شود [3].

تحقیقات متعددی با رویکرد کنترل ارتعاشات چتر تاکنون انجام شده است که به دو دسته کلی 1- کنترل برون خط⁸ یا غیرفعال⁹ و 2- کنترل برخط¹⁰ یا فعال¹¹ تقسیم می شود.

روش های میرایی غیرفعال نیازمند اتصال سیستم جرم- فنر- میراگری¹² به سازه است که دارای فرکانس طبیعی یکسان با سازه باشد. در این روش ها از جاذب ارتعاشی تنظیم شده برای کاهش مقدار منفی قسمت حقیقی تابع پاسخ فرکانسی¹³ (FRF) ابزار برشی استفاده می شود [4]. جاذب ارتعاش به گونه ایی انتخاب می شود که ضریب میرایی بالایی داشته باشد.

ریوین و کنگ [5] روشی تحلیلی را برای طراحی جاذب های ارتعاشات ارائه کردند. مطالعه تجربی دقیق و جامع آن ها بهبود عملکرد ماشین کاری را با استفاده از روند طراحی شان اثبات کرد. تارنگ و همکاران [6] از جاذب ارتعاشات تنظیم شده برای بهبود عملکرد ابزار برش در فرآیند تراش کاری استفاده کرد. جاذب ارتعاش به نحوی انتخاب شد که ضریب میرایی بالایی داشته باشد و فرکانس طبیعی جاذب ارتعاش برابر با فرکانس طبیعی ابزار برشی تنظیم شده بود. نتایج تجربی آن ها نشان داد که بیشینه عمق برش بدون چتر شش برابر افزایش یافته است.

میگونلز و همکاران [7] پارامترهای جاذب دینامیکی غیرفعال را در مدل پایداری چتر در نظر گرفتند، و پارامترهای جاذب را به گونه ایی تعیین کردند که کمترین مقدار دالان پایداری چتر بیشینه شود. یانگ و همکاران [8] روشی برای تنظیم بهینه چند جاذب ارتعاش جهت افزایش پایداری چتر ارائه کردند. جرم جاذب ها یکسان فرض شده بود، در حالی که ضرایب صلبیت و میرایی جاذب ها توسط یک روش عددی به نحوی بهینه می شد که مقدار

حذف و یا از آن اجتناب کرد، اما ارتعاشات چتر به آسانی قابل کنترل نیست و عموماً مهم ترین دلیل وقفه های بین ماشین کاری و کاهش نرخ براده برداری به دلیل این نوع ارتعاشات است. برهم کنش دینامیکی فرآیند براده برداری و سازه ماشین ابزار مهم ترین دلیل به وجود آمدن چتر است.

شکل 1 کیفیت سطح دو نمونه از سری آزمون های داخل تراشی بر قطعات آلومینیوم 6063 را نشان می دهد که در آزمایشگاه CAD/CAM گروه مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد انجام شده است.

هنگامی که فرآیند براده برداری پایدار است ارتعاشات میرا می شود که منجر به کیفیت سطح مناسب می گردد. هنگامی که چتر اتفاق می افتد، ارتعاشات افزایش می یابد که منجر به کاهش نرخ براده برداری و کیفیت سطح نامطلوب قطعه کار می شود.

تمایل سازه به ارتعاش با افزایش طول ابزار برش افزایش پیدا می کند. تراش کاری خارجی طول آویز ابزار¹ با ابعاد قطعه کار تعیین نمی شود و به همین سبب می توان ابزارگیر² و ابزار را با توجه به حجم ماشین کاری و نیروهای آن انتخاب کرد، ولی در فرآیند داخل تراشی (بورینگ) انتخاب ابزار کاملاً توسط هندسه قطعه کار محدود می شود. قطر ابزار توسط قطر سوراخ قطعه کار و طول آویز ابزار توسط عمق سوراخ مشخص می شود.

معمولاً ماشین کاری تا نسبت $L/D=4$ در فرآیند داخل تراشی منجر به ایجاد مشکلی در ماشین کاری نمی شود. با افزایش این نسبت به بیش از چهار، تمایل به ارتعاشات بیشتر شده و نیاز به ابزارهای با قابلیت مقاومت به ارتعاشات بالاتر اهمیت پیدا می کند. عوامل مهم جهت کاهش ارتعاشات در

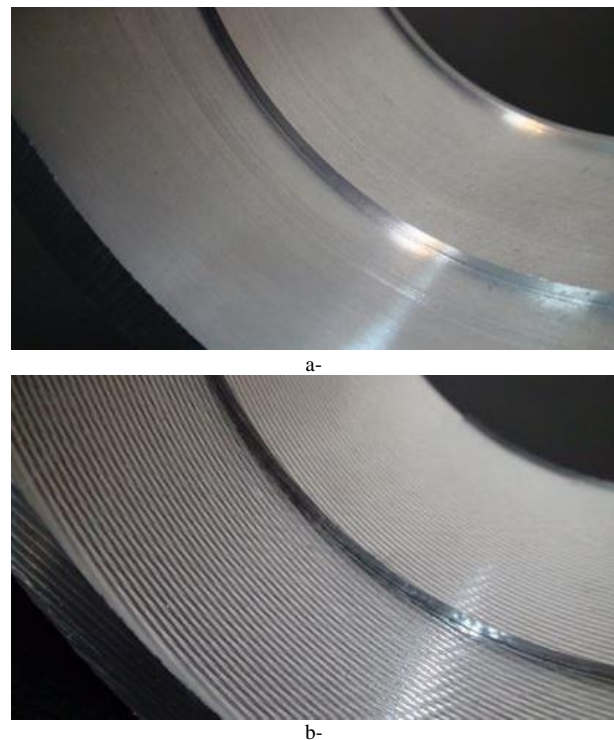


Fig. 1 Comparison of surface finish of stable and unstable boring operation, a- Stable boring operation for L/D less than 6, b- Unstable boring operation for L/D higher than 8

شکل 1 مقایسه کیفیت سطح فرآیند داخل تراشی در دو حالت پایدار و ناپایدار، الف- فرآیند داخل تراشی پایدار برای نسبت طول به قطر کمتر از 6، ب- فرآیند داخل تراشی ناپایدار برای نسبت طول به قطر بیشتر از 8

³ Static stiffness

⁴ Dynamic stiffness

⁵ Approach angle

⁶ Stability lobe diagram

⁷ Critical depth of cut

⁸ Offline

⁹ Passive

¹⁰ Online

¹¹ Active

¹² Mass-spring-damper

¹³ Frequency response function

¹ Tool overhang

² Tool holder

منفی قسمت حقیقی FRF ابزار بیشینه شود.

میراگرهای غیرفعال مقرون به صرفه بوده و هیچ‌گاه یک سیستم را ناپایدار نمی‌کنند. با این حال عملاً دارای میرایی محدود و کارایی آن‌ها مستلزم تنظیم دقیق که به دلیل عدم قطعیت‌ها مشکل است، همچنین میراگرهای غیرفعال نسبت به تغییرات شرایط ماشین‌کاری حساس و به دلیل این‌که فرکانس طبیعی و میرایی جاذب دارای مقادیر ثابت است با تغییر فرآیند و کاربرد باید دوباره تنظیم شوند.

روش‌های فعال معمولاً به سبب این‌که انرژی بیشتری به سیستم وارد می‌کنند، قابلیت دستیابی به میرایی بیشتری را نسبت به روش‌های غیرفعال داراست، همچنین این روش‌ها اجازه می‌دهد که با تنظیم پارامترهای کنترلر عملگر چندین مود را به صورت هم‌زمان میرا کرد.

تاناکا و همکاران [9] هشت عملگر پیژو را به منظور میرایی فعال در ابزار داخل تراش استفاده کردند. یک شتاب‌سنج به کار برده شد تا ارتعاشات نوک ابزار را اندازه‌گیری و کنترلر با پسخور سرعت استفاده شده تا ارتعاشات ابزار را میرا کند. اثر مکان عملگر بر پایداری چتر مطالعه شد. ردموند و همکاران [10] چهار عملگر پیژو را در ابزار داخل تراش نصب کردند و کنترلر با پسخور شتاب را برای میرا کردن ارتعاشات ابزار در دو جهت جانبی به کار بردند.

توانی و همکاران [11] پایداری ابزار داخل تراشی را مطالعه کردند که در آن جاذب دینامیکی فعال جاسازی شده بود. در این ابزار یک عملگر پیژو استفاده شده بود که یک جرم جاذب را حرکت داده و با ایجاد نیروی اینرسی اثرات مزاحم را خنثی کند. دو استراژی مختلف کنترلر شامل کنترلر با پسخور شتاب و سرعت و کنترلر رگولاتور خطی درجه دو¹ (LQR) برای جاذب فعال ارتعاشی استفاده شد. نتایج آزمایشگاهی آن‌ها نشان داد که عمق برش پایدار در ابزار با جاذب فعال ارتعاش به نسبت ابزار با جاذب غیرفعال دارای افزایش قابل توجهی است.

آندرن و همکاران [12] ابزار داخل تراشی را ارائه کرد که در آن عملگر پیژو جاسازی و شتاب‌سنج پیژو بر نوک ابزار به منظور اندازه‌گیری ارتعاشات نصب شده بود. سه الگوریتم کنترلر برای میرایی فعال پیاده‌سازی شد که شامل کنترلر PID، الگوریتم پسخور کوچک‌ترین میانگین مربعات فیلتر شده² و کنترلر کنترلر مدل داخلی³ (IMC) براساس الگوریتم پسخور کوچک‌ترین میانگین مربعات است. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که دو الگوریتم ارائه شده به نسبت کنترلر PID در میرایی فعال دارای عملکرد بهتری است.

با این حال در تمامی روش‌های میرایی فعال یاد شده، عملگر پیژو برای کاهش ارتعاشات، در داخل ابزار داخل تراش نصب شده است؛ بنابراین اندازه و خروجی آن‌ها برای عملکرد میرایی فعال محدود به قطر ابزار است. از طرفی به کارگیری نیروی عملگر در راستای محوری داخل تراشی برای میرا کردن ارتعاشات جانبی اصلاً بهینه نیست [13].

چادهاری و شاراث [14] عملگر الکترومغناطیس را بین ابزارگیر و ابزار قرار دادند تا موقعیت ابزار را کنترل کنند. یک سنسور نوری، تغییر مکان نسبی بین قطعه کار و ابزار را اندازه‌گیری می‌کرد. یک کنترلر پسخور تناسبی برای کنترلر عملگر استفاده شد تا ارتعاشات نسبی بین ابزار و قطعه کار ناشی از فرآیند برش را خنثی کند. پرات و نایفه [15] متفاوت از روش‌های فعال اشاره شده بالا، دو عملگر ترنول-د⁴ خارج ابزار داخل تراش برای میرایی فعال نصب کردند. اندازه و خروجی عملگر توسط ابعاد ابزار محدود نبود. به

دلیل این‌که جهت نیروی عملگر و ارتعاشات ابزار در مکانیزم پیشنهادی همراستا بود، توانستند ارتعاشات را به طور مؤثری میرا کنند.

گانگولی [16] دو عملگر اینرسیال الکترومغناطیس را در یک سیمولاتور فرآیند فرزکاری برای میرایی فعال استفاده کرد. استراژی کنترلر پسخور سرعت برای کنترلر عملگر به نحوی استفاده شد که مانند یک میراگر فعال جرمی عمل کنند. گانگولی پیکربندی‌های کنترلی هم‌مکان⁵ و ناهم‌مکان را برای میرایی فعال شرح داده و نتیجه گرفت یک پیکربندی هم‌مکان سنسور و عملگر همیشه ترجیح دارد. او نشان داد هنگامی که فاصله بین سنسور و عملگر از مقدار مشخصی بیشتر شود، سیستم ناهم‌مکان همیشه به یک سیستم ناکمینه فاز تبدیل می‌شود و در بیشتر مواقع قابل کنترل نیست. مونوا و همکاران [17] یک عملگر دو جهته اینرسیال⁶ برای حذف ارتعاشات یک ماشین فرز ستونی ساختند. روش‌های مختلف کنترلی شامل کنترلر پسخور شتاب، کنترلر پسخور سرعت، کنترلر پسخور موقعیت و کنترلر پسخور تأخیر در حذف چتر مقایسه شدند. مقایسه آن‌ها نشانگر این بود که کنترلر پسخور سرعت مؤثرترین روش است.

لو و همکاران [18] با بهره‌گیری از ایده یاتاقان مغناطیسی، عملگر مغناطیسی را طراحی کردند که ارتعاشات ابزار داخل تراش را کنترل کند. عملگر طراحی شده توسط آن‌ها دارای رابطه خطی بین جریان کنترلی و نیروی خروجی عملگر بود. آن‌ها با استفاده از این عملگر توانستند به طور مطلوب ارتعاشات مودهای مختلف ارتعاشی ابزار را کنترل کنند. آزمون‌های برشی نشانگر افزایش چهار برابری در عمق برش در حالت کنترلر فعال نسبت به حالت بدون کنترلر است. با وجود این‌که ابزار داخل تراش طراحی شده عملکرد خوبی در بهبود فرآیند پرداخت‌کاری، عمق برش کمتر از 0.2 میلی‌متر داشته است، قابلیت کاربرد در شرایط متفاوت ماشین‌کاری و در عمق برش‌های بالاتر را ندارد.

هدف اصلی از این پژوهش توسعه یک سیستم کنترلر فعال ارتعاشات برای یک ابزار داخل تراش در مقیاس صنعتی است که عملکرد دینامیکی ابزار را در بازه وسیعی از شرایط ماشین‌کاری بهبود بخشد. به این منظور یک عملگر الکترومغناطیسی خطی⁷ برای پیاده‌سازی کنترلر فعال ارتعاشات به کار گرفته شده است. در این عملگرها نیروی مغناطیسی نسبت به سیگنال فرمان ورودی خطی است. جزئیات بستر آزمون و ابزار داخل تراش ارائه شده است. از الگوریتم پسخور مستقیم سرعت برای افزایش صلبیت دینامیکی ابزار بهره گرفته شده است. عملکرد ابزار میرا شده در آزمون‌های برشی با عمق برشی متفاوت بررسی شده است. نتایج بیانگر این است که عملگر به مقدار قابل توجهی صلبیت دینامیکی ابزار را افزایش داده و منجر به افزایش محدوده کارایی ابزار داخل تراش شده است.

2- دینامیک فرآیند داخل تراشی

شکل 2 فرآیند داخل تراشی با استفاده از ابزار داخل تراش را نمایش می‌دهد. لبه برنده ابزار در راستای محور قطعه کار و بر سطح داخلی آن حرکت کرده و عمق برش b و پیشروی f است. ابزار و تکیه‌گاه آن در طول فرآیند ماشین‌کاری با یکدیگر حرکت کرده و طول مؤثر ابزار داخل تراش ثابت باقی می‌ماند. ابزار داخل تراش را می‌توان به صورت یک سیستم یک درجه آزادی، جرم-فنر- میراگر در راستای x در نظر گرفت.

در شکل 2، b عمق برش، β زاویه تمایل اینسرت، m و c و k به ترتیب

⁵ Collocated

⁶ Biaxial inertial actuator

⁷ Linear voice coil actuator(VCA)

¹ Linear quadratic regulator

² Feedback filtered-x least mean square(LMS) algorithm

³ Internal model control

⁴ Terfenol-D

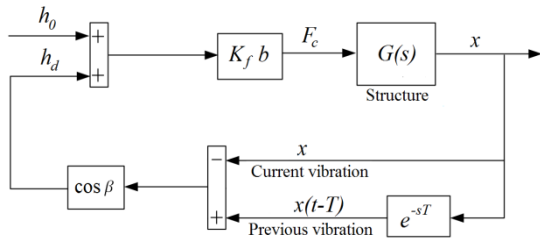


Fig. 3 Block diagram of boring process

شکل 3 نمودار جعبه‌ای فرآیند داخل تراشی

$$[-m\omega_c^2 + j\omega_c(c + K_f b \cos(\beta) \frac{\sin(\omega_c T)}{\omega_c}) + (k + K_f b \cos(\beta)(1 - \cos(\omega_c T)))] = 0 \quad (10)$$

به این ترتیب رابطه مستقیم بین عمق برش بحرانی و ضریب میرایی سازه به صورت رابطه (11) به دست می‌آید.

$$b_{lim} = -\frac{c}{\sin(\omega_c T) K_f \cos(\beta)} \omega_c \quad (11)$$

رابطه (11) نشان می‌دهد که حاشیه پایداری به صورت مستقیم با ضریب میرایی سازه \$c\$ متناسب است. به این معنی که بهبود میرایی سازه آستانه پایداری را افزایش می‌دهد؛ بنابراین کمترین مقدار عمق برش افزایش یافته و ناحیه ماشین‌کاری پایدار گسترش می‌یابد.

در مرجع [1] نحوه حل رابطه (7) با دانستن مقادیر \$K_f\$ و \$G(s)\$ شرح شده است. پس از حل رابطه (7) نمودار دالان پایداری براساس دسته پاسخ‌های محاسبه شده، رسم می‌شود. در این بخش به منظور مشاهده اثر میرایی ابزار بر عمق برش بحرانی و با استفاده از نتایج آزمون مودال، نمودار دالان پایداری ابزار محاسبه و رسم شده است. اثر افزایش میرایی سازه بر نمودار دالان پایداری را در شکل 4 مشاهده می‌کند.

3- بستر آزمون

ابزار مورد استفاده در این پژوهش یک ابزار داخل تراش در مقیاس صنعتی است. ابزار داخل تراش به سر برشی قابل تعویض و اینسرت‌های ISO TNMG روکش کار باید ساخت شرکت ساندویک¹ مجهز است. اینسرت‌های کار باید با شعاع نوک 0.4 میلی‌متر و زاویه تمایل 91 درجه برای

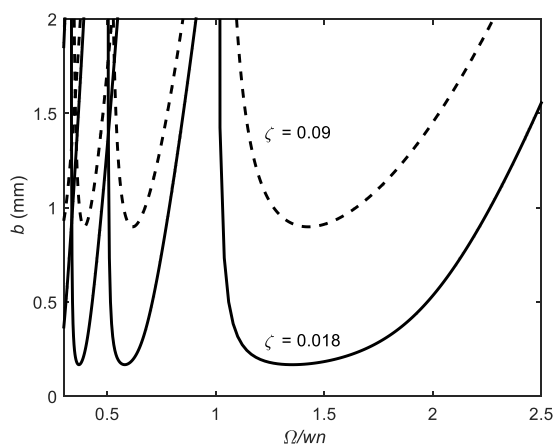


Fig. 4 Improvements in the stability lobe diagram due to increasing the damping of the tool structure

شکل 4 بهبود دالان‌های پایداری با افزایش میرایی سازه ابزار

¹ Sandvik

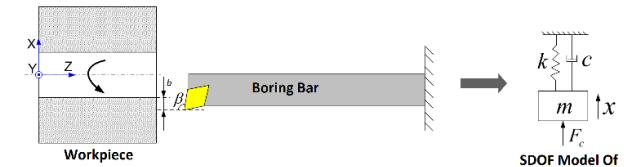


Fig. 2 A schematic of boring process

شکل 2 مدل شماتیک فرآیند داخل تراشی

جرم مودال، ضریب میرایی و سختی مودال ابزار است. \$x\$ تغییر مکان نوک ابزار و \$F_c\$ نیروی برش در جهت \$x\$ است.

در مرجع [1] تئوری ارتعاشات چتر برای تراش کاری عمودی بیان شده است. از آنجایی که مکانیزم براده‌برداری در تراش کاری و داخل تراشی مشابه یکدیگر است، در این بخش این معادلات برای فرآیند داخل تراشی بازنویسی میشود. فرض کنید ابزار به صورت یک سیستم یک درجه آزادی در جهت شعاعی تخمین زده شود، معادله حرکت سیستم را می‌توان به صورت رابطه (1) نوشت.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_c(t) \quad (1)$$

نیروی برشی (\$F_c\$) تابعی از ضخامت براده است و به صورت رابطه (2) بیان می‌شود.

$$F_c(t) = K_f b(h_0 + h_d) \quad (2)$$

در آن \$K_f\$ ضریب نیروی برشی، \$b\$ عمق برش، \$h_0\$ ضخامت براده استاتیکی و \$h_d\$ ضخامت براده دینامیکی است. همچنین ضخامت براده دینامیکی (\$h_d\$) عبارت از رابطه (3) است.

$$h_d = (x(t-T) - x(t))\cos(\beta) \quad (3)$$

حوزه لاپلاس رابطه (4) را داریم.

$$e^{-sT}x(s) = \mathcal{L}x(t-T) \quad (4)$$

در آن \$T\$ دوره تناوب اسپیندل است. ضخامت براده دینامیکی در حوزه لاپلاس عبارت از رابطه (5) است.

$$h_d(s) = h_0 - x(s) + e^{-sT}x(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)x(s) \quad (5)$$

در نهایت تابع تبدیل بین تغییر مکان \$x\$ و ضخامت براده استاتیکی به صورت رابطه (6) در می‌آید.

$$\frac{x(s)}{h_0(s)} = \frac{K_f b G(s)}{1 + \cos(\beta)(1 - e^{-sT})K_f b G(s)} \quad (6)$$

نمودار جعبه‌ای فرآیند داخل تراشی با مدل یک درجه آزادی در شکل 3 نمایش داده شده است.

پایداری تابع تبدیل حلقه بسته این سیستم با استفاده از تعیین ریشه‌های معادله مشخصه آن به صورت رابطه (7) به دست می‌آید.

$$1 + \cos(\beta)(1 - e^{-sT})K_f b G(s) = 0 \quad (7)$$

با فرض این‌که سیستم در حاشیه پایداری با فرکانس چتر \$\omega_c\$ نوسان می‌کند، عمق برش بحرانی برای ماشین‌کاری بدون ارتعاش چتر عبارت از رابطه (8) است.

$$b_{lim} = \frac{-i}{2 \cos(\beta) K_f \operatorname{Re}(G(j\omega_c))} \quad (8)$$

در مرجع [16] نشان داده شده است که با در نظر گرفتن فرکانس چتر \$\omega_c\$، رابطه (1) را می‌توان به صورت رابطه (9) بازنویسی کرد.

$$(-m\omega_c^2 + j\omega_c c + k)X(j\omega_c) = K_f b [h_0 - (1 - e^{-j\omega_c T})X(j\omega_c) \cos(\beta)] \quad (9)$$

با صرف نظر از اثر پیشروی معادله دینامیکی حرکت را می‌توان به صورت رابطه (10) نوشت.

جدول 2 مشخصات شیکر الکترومغناطیس

مقدار	متغیر
100N	بیشینه نیرو
±10mm	بیشینه جابه‌جایی
12 A	حداکثر جریان ورودی
0-4KHz	بازه فرکانسی
200W	تقویت‌کننده مربوطه

به منظور تأمین توان مورد نیاز عملگر از تقویت‌کننده خطی توان⁴ استفاده شده است. این تقویت‌کننده مدل LA-200 ساخت شرکت تِن‌لی است. سیگنال خروجی این تقویت‌کننده دارای کمترین میزان اعوجاج⁵ و دارای نسبت سیگنال به نویز بالایی است. این تقویت‌کننده دارای بازه فرکانسی صفر تا 5 کیلوهرتز و توان 200 وات است.

فاصله بین نقطه اعمال نیرو توسط عملگر و نوک ابزار 200mm است. عملگر در راستای عمود بر سطح ماشین‌کاری نصب شده و به یک تکیه‌گاه متحرک طراحی شده پیچ شده است. تکیه‌گاه طراحی شده به همراه ساپورت عرضی بر ریل دستگاه حرکت می‌کند. یک شتاب‌سنج پیزو نیز برای اندازه‌گیری ارتعاشات ابزار در نزدیک سر برشی بر بدنه ابزار نصب شده است. شکل 6 نمایی از مجموعه مونتاژی را نمایش می‌دهد.

سیستم کنترلی شامل یک عملگر VCA، یک تقویت‌کننده خطی توان، یک ایزولاتور نوری⁶، یک شتاب‌سنج پیزو، یک سیگنال‌کاندیشنر⁷ و کارت‌های اکتساب داده⁸ است. اجزاء حلقه سخت‌افزاری بستر آزمون را در شکل 7 مشاهده می‌کند.

شتاب‌سنج پیزوالکتریک مدل TL122A100 ساخت شرکت تِن‌لی با بازه اندازه‌گیری $\pm 50g$ برای اندازه‌گیری ارتعاشات ابزار در حین ماشین‌کاری استفاده شده است. همچنین سیگنال‌کاندیشنر مدل 8204 ساخت شرکت تِن‌لی جهت تبدیل سیگنال‌های ارسالی از شتاب‌سنج به سیگنال ولتاژ قابل ثبت در کارت‌های اکتساب داده به‌کار گرفته شده است. کارت‌های اکتساب داده مورد استفاده در این پژوهش مدل‌های PCI-1720 و PCI-1710 HG ساخت شرکت آدونتیک⁹ است. فرکانس داده‌برداری برای ثبت و ذخیره اطلاعات از طریق سیستم اکتساب داده 20 کیلوهرتز است.

4- آزمون مودال ابزار داخل تراش

آزمون مودال تجربی، فرآیند تعیین خواص ذاتی دینامیک یک سیستم شامل فرکانس‌های طبیعی، ضرایب میرایی و شکل مودها و به کارگیری آن‌ها به منظور ایجاد مدلی ریاضی از رفتار دینامیکی سیستم است. توابع پاسخ فرکانسی حاصل از آزمون مودال تجربی، دربرگیرنده اطلاعات لازم برای ایجاد یک مدل ریاضی یا فیزیکی از سیستم مورد بررسی است [20].

تابع پاسخ فرکانسی از اعمال یک نیروی مشخص در یک نقطه از سیستم در غیاب سایر نیروهای تحریک و اندازه‌گیری پاسخ ارتعاش در یک یا چند نقطه از سیستم به دست می‌آید. برای اعمال نیرو به سیستم می‌توان از چکش یا شیکر استفاده کرد. در این پژوهش از آزمون ضربه چکش استفاده شده است. در نوک چکش‌های آزمون مودال سنسور نیرویی متصل است که

ماشین‌کاری استوانه‌های آلومینیوم 6063 استفاده شده است. سایر مشخصات ابزار داخل تراش طراحی شده در جدول 1 آورده شده است.

مجموعه ابزار داخل تراش بر ساپورت عرضی دستگاه تراش دو محوره نصب شده است. دستگاه تراش مدل TN50BR ماشین‌سازی تبریز با توان نامی 5.5 کیلووات و قطر سه نظام 250 میلی‌متر است. شکل 5 نمایی از نحوه نصب ابزار را بر دستگاه تراش نمایش می‌دهد.

در این پژوهش عملگر VCA برای کنترل ارتعاش ابزار داخل تراش به کار گرفته شده است. عملگرهای VCA تجهیزاتی با کورس محدود و نسبت توان به حجم بالاست که نیروی خروجی آن‌ها متناسب با جریان اعمالی به سیم‌پیچ آن‌هاست. این تجهیزات در کاربردهای متفاوتی که نیاز به شتاب و دقت بالاست به کار گرفته شده‌اند. مکانیسم کاری این عملگرها براساس اصل نیروی لورنتس¹ است. قطعات اصلی این عملگرها یک مغناطیس دائم و یک سیم‌پیچ است که با اعمال جریان به سیم‌پیچ نیرو ایجاد می‌شود [19].

عملگر VCA مورد استفاده در این پژوهش از نوع شیکرهای مغناطیس دائم²، مدل MS100 ساخت شرکت تِن‌لی³ چین است که کاربرد اصلی آن‌ها در آزمون‌های مودال است. شیکرهای مغناطیس دائم امروزه در کاربردهای دیگری چون تست خستگی و تشخیص خرابی سازه‌ها استفاده می‌شوند. براساس مشخصات فنی ارائه شده توسط سازنده عملگر، این تجهیز در بازه فرکانسی کاری خود خطی بوده و دارای پاسخ فرکانسی هموار و پایداری است. مشخصات فنی این عملگر در جدول 2 آورده شده است.

جدول 1 مشخصات ابزار داخل تراش

شرح	مشخصات
جنس بدنه ابزار	لوله فولادی رده St 44 و روکش 50 میکرونی کروم سخت
طول کلی ابزار	1100 میلی‌متر
بیشینه طول آویز ابزار	800 میلی‌متر
قطر بیرونی بدنه ابزار	60 میلی‌متر
قطر داخلی بدنه ابزار	35 میلی‌متر
جنس ابزارگیر	چدن GGG40 تنش‌زدایی شده، تست UT
طول کلمپینگ	200 میلی‌متر
مشخصات فنی سر برشی	سربرشی ابزار 570-DTFNR و اینسرت TNMG رباط کاهش قطر سربرشی ابزار 570-60 23-40
نوع اینسرت	ISO TNMG 16 04 08
وزن کلی مجموعه	62.5 کیلوگرم

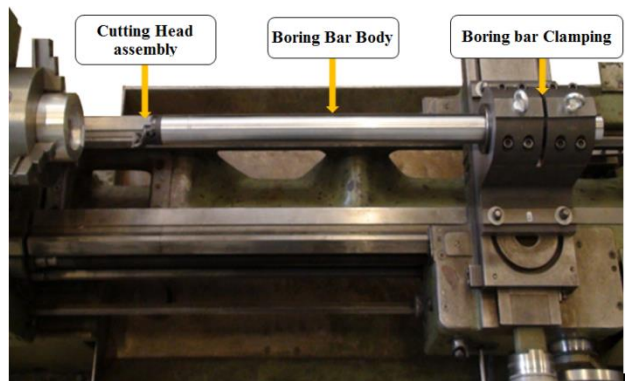


Fig. 5 Boring bar assembly

شکل 5 مجموعه مونتاژی ابزار داخل تراش

¹ Lorentz force principle
² Permanent magnet shakers
³ Tenlee

⁴ Linear power amplifier
⁵ Distortion
⁶ Optical isolator
⁷ Signal conditioner
⁸ Data acquisition (DAQ)
⁹ Advantech

به دست آمده از آزمون مودال تجربی به همراه منحنی برازش شده تا سه مود اول خمشی با استفاده از روش انتخاب قله به نمایش درآمده است. متغیرهای حاصل از نتایج این آزمون در جدول 3 به نمایش درآمده است.

اهمیت آزمون مودال در این پژوهش شناسایی دینامیکی ابزار داخل تراش جهت انتخاب عملگر مناسب است. مشخصات دینامیکی ابزار از جمله فرکانس‌های طبیعی و شکل مدهای آن در انتخاب نوع و مکان اتصال عملگر به ابزار حائز اهمیت است. فرکانس‌های طبیعی ابزار محدوده فرکانسی کاری مورد نظر برای انتخاب عملگر را مشخص می‌کنند به نحوی که عملگر باید بتواند مدهای ارتعاشی مختلف ابزار را میرا نماید. از طرفی نقطه اعمال نیرو توسط عملگر بر ابزار نیز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است و عملگر باید در نقطه‌ای نصب گردد که بیشترین اثرگذاری را در کاهش ارتعاشات ابزار داشته باشد و به عنوان مثال بر گره شکل مود ارتعاشی ابزار نصب نگردد.

سپس به منظور بررسی فرکانس ارتعاشات چتر در هنگام وقوع آن یک سری آزمون‌های ماشین‌کاری طراحی شد. در این آزمون‌ها متغیرهای ماشین‌کاری مانند عمق برش و سرعت اسپیندل تغییر داده شده و ماشین‌کاری بر قطعات آلومینیوم 6063 انجام پذیرفت.

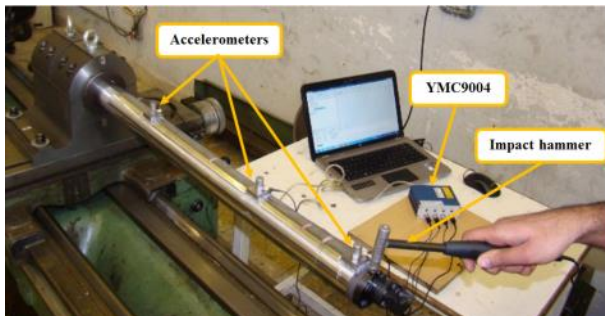


Fig. 8 Impact modal testing of the boring bar

شکل 8 آنالیز مودال ابزار داخل تراش با استفاده از چکش

جدول 3 متغیرهای آزمون مودال ابزار داخل تراش

Table 3 Modal parameters of the boring bar

مود	فرکانس طبیعی (Hz)	ضریب میرایی	ضریب صلبیت (N/m)
1	189.6	0.0181	3.89×10^6
2	1120.2	0.0397	1.49×10^9
3	2577.0	0.0271	2.39×10^9

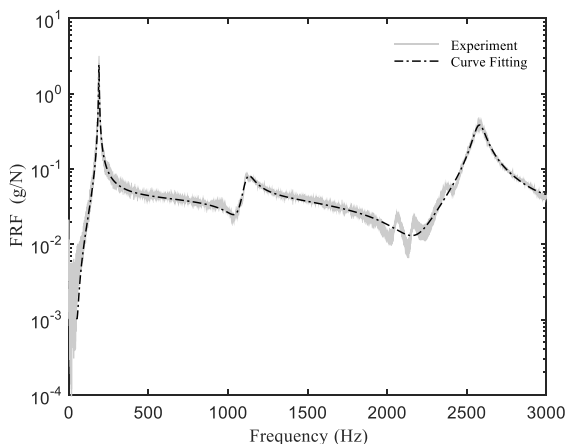


Fig. 9 Resulted and curve-fitted FRF for the first three modes

شکل 9 تابع پاسخ فرکانسی به همراه منحنی برازش شده بر آن تا سه مود اول خمشی

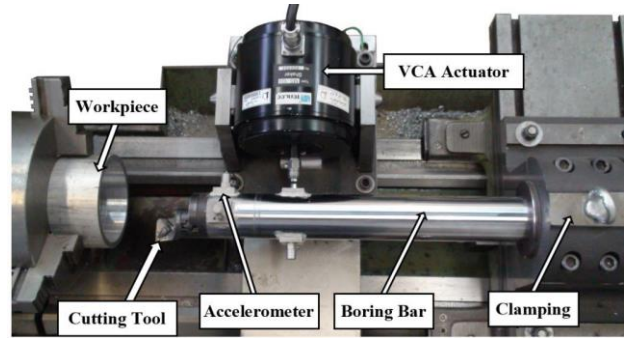


Fig. 6 Active damping set up installed on the lathe

شکل 6 مجموعه ابزار داخل تراش میرا شده نصب شده بر دستگاه تراش

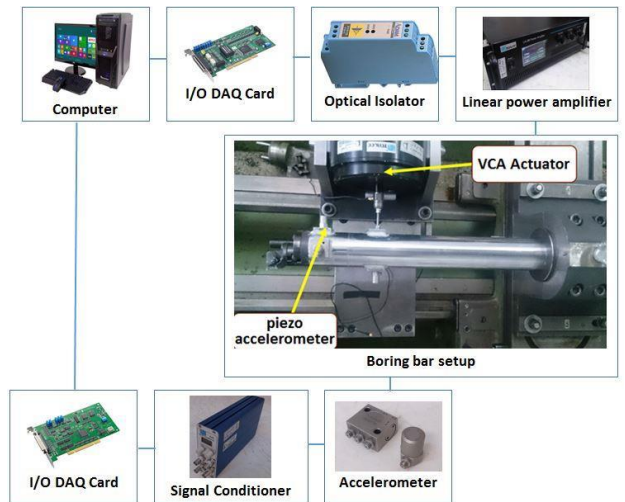


Fig. 7 Hardware architecture of experimental setup

شکل 7 اجزاء حلقه سخت‌افزاری بستر آزمایشگاهی

نیروی ضربه اعمالی چکش به سازه را اندازه‌گیری می‌کند.

در شکل 8 مجموعه مونتاژی ابزار داخل تراش نصب شده بر میز متحرک ماشین‌ابزار، به همراه تجهیزات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری مورد استفاده در آزمون مودال تجربی نمایش داده شده است.

مطابق شکل 8 سه شتاب‌سنج تک محوره از نوع TL-122A100 به صورت هم‌زمان شتاب ابزار داخل تراش ناشی از تحریک ضربه چکش را ثبت می‌کنند. سیگنال خروجی شتاب‌سنج‌ها توسط سخت‌افزار اکتساب داده چهار کاناله مدل YMC9004 از طریق پورت USB به رایانه منتقل شده و داده‌ها در نرم‌افزار YMC9800 جمع‌آوری و ذخیره شده است. چکش مودال از نوع IH-02 ساخت شرکت تی‌لی بوده و قابلیت تحریک سازه را با بیشینه دامنه 2000 نیوتن دارد. مطابق اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده میزان غیرخطی بودن سنسور نیروی چکش در تمام بازه اندازه‌گیری آن کمتر از یک درصد است.

ابزار داخل تراش به صورت یک تیر یک سرگیردار در نظر گرفته می‌شود که نیروی برشی در انتهای آزاد آن وارد می‌شود. در این پژوهش از روش انتخاب قله¹ برای برازش منحنی و استخراج متغیرهای مودال استفاده شده است. در این روش با استفاده از منحنی‌های حقیقی و موهومی FRF، متغیرهای مودال شناسایی می‌شوند. این روش برای سیستم‌هایی که مدهای آن‌ها به اندازه کافی از هم جداست² کاربرد دارد [20]. در شکل 9 منحنی

¹ Peak picking

² Well separated

مرحله است که به یکدیگر وابسته است [21]:

1- طراحی آزمایش‌ها به منظور جمع‌آوری داده

2- ساخت مدل به صورت جعبه سیاه و یا براساس قوانین فیزیکی

3- تخمین پارامترهای مدل با استفاده از داده‌های اندازه‌گیری

در این بخش نحوه شناسایی سیستم به صورت خطی تغییرناپذیر با زمان³ با استفاده از توابع تبدیل تشریح می‌شود. رابطه بین توابع تبدیل و پارامترهای فیزیکی سیستم بستگی به نوع تعریف صورت مسئله دارد، ولی به طور کلی توابع تبدیل حاوی تمامی اطلاعات داده‌های اندازه‌گیری است. در حقیقت توابع تبدیل را می‌توان مدل میانی بین داده‌های اندازه‌گیری شده سیستم و مدل فیزیکی آن در نظر گرفت. توابع تبدیل برای تشریح رابطه بین ورودی و خروجی سیستم ابزار خوبی است و می‌توان آن‌ها را برای تخمین پاسخ سیستم به کار برد. این ویژگی سبب می‌شود که جهت طراحی و تحلیل کنترلر برای کنترل هر سیستم، ابتدا باید تابع تبدیل آن سیستم تعیین شود. طراحی آزمون‌های شناسایی شامل انتخاب‌های مختلفی مانند تعیین سیگنال‌های ورودی و خروجی، مشخصات آن‌ها و نحوه ثبت داده‌هاست. طراحی آزمون‌ها باید به نحوی باشد که داده‌های تولید شده دارای تمامی اطلاعات مفید مورد نیاز جهت مدل‌سازی سیستم باشند. نیاز به داده‌های مفید برای شناسایی سیستم به این معنی است که ورودی به سیستم جهت شناسایی آن باید به طور مداوم محرک⁴ باشد. تعبیر ریاضی آن این است که سیگنال ورودی در هر لحظه شامل تعداد معینی فرکانس مجزا باشد. این معیار آزادی عمل زیادی برای انتخاب نوع سیگنال ورودی در اختیار می‌گذارد.

برای شناسایی سیستم‌های خطی، بهترین ورودی در محدوده فرکانسی مورد نظر باید دارای کمترین مقدار فاکتور کرس⁵ باشد. کوچک بودن فاکتور کرس به این معنی است که سیگنال در تمام فرکانس‌های مورد نظر دارای توان یکسان است. برخی از سیگنال‌های ورودی متداول جهت شناسایی سیستم‌ها عبارت از نویز سفید گاوسی فیلتر شده، سیگنال باینری تصادفی، سیگنال پی‌آر بی‌اس⁶، سیگنال چند سینوسی و سیگنال چیرپ⁷ یا جاروب سینوسی است. در این پژوهش به دلیل فاکتور کرس مناسب و کنترل خوب بر بازه فرکانسی تحریک از سیگنال جاروب سینوسی به منظور شناسایی سیستم استفاده شده است.

در این بخش به منظور شناسایی تابع تبدیل سیستم از تابع پاسخ فرکانسی آن استفاده شده است. سیگنال تحریک ورودی (سیگنال ولتاژ اعمالی به عملگر) به صورت جاروب سینوسی در یک بازه مشخص فرکانسی، به مجموعه عملگر- ابزار اعمال و سیگنال خروجی ثبت می‌شود. نسبت تبدیل فوریه سریع سیگنال خروجی به تبدیل فوریه سریع سیگنال ولتاژ ورودی، تابع پاسخ فرکانسی مجموعه عملگر- ابزار را تشکیل می‌دهد.

با استفاده از روش‌های برازش منحنی⁸ برای شناسایی و استخراج پارامترهای دینامیکی سیستم از روی منحنی پاسخ فرکانسی می‌توان ضابطه ریاضی تابع تبدیل حلقه باز سیستم را محاسبه کرد. برای این منظور از کد نوشته شده در نرم‌افزار متلب استفاده شده است. با شناسایی تابع تبدیل سیستم می‌توان ویژگی‌های دینامیکی آن را مورد بررسی قرار داد. جهت شناسایی سیستم، سیگنال تحریک جاروب سینوسی با دامنه ثابت 1 ولت و

نحوه نصب شتاب‌سنج سه محوره بر ابزار داخل تراش در شکل 10 نمایش داده شده است. شتاب‌سنج مورد استفاده از نوع پیزوالکتریک مدل TL143A50 بوده و ساخت شرکت تِن‌لی است. این شتاب‌سنج قابلیت ثبت شتاب در سه جهت عمود بر هم را تا حداکثر 100g داراست.

نتایج به‌دست آمده از آزمون‌های داخل‌تراشی به وسیله ابزار داخل‌تراش نشانگر این مطلب است که ارتعاشات غالب در راستای عمود بر سطح ماشین‌کاری (راستای شعاعی) است، همچنین مشاهده می‌شود که فرکانس ارتعاشات چتر نیز بر طبق تئوری ارتعاشات چتر باززایی به صورت یک فرکانس غالب که کمی بزرگ‌تر از فرکانس طبیعی اول ابزار است.

در شکل 11 طیف پاسخ فرکانسی ارتعاشات چتر با نتایج تحلیل مودال مقایسه شده است. براساس نتایج به‌دست آمده از آزمون مودال ابزار و تحلیل ارتعاشات چتر مشخص شد بازه فرکانسی که عملگر باید در آن ارتعاشات را کنترل کند نزدیک فرکانس طبیعی اول ابزار (حدود 190 هرتز) است. اهمیت تشخیص فرکانس ارتعاشات در تعیین بازه فرکانسی شناسایی تابع تبدیل مجموعه عملگر- ابزار است.

5- شناسایی مجموعه عملگر- ابزار

شناسایی¹ روشی قدرتمند برای ساخت مدل‌های دقیق از سیستم‌های پیچیده با استفاده از داده‌های مغشوش² است. ساخت مدل براساس داده‌ها شامل سه

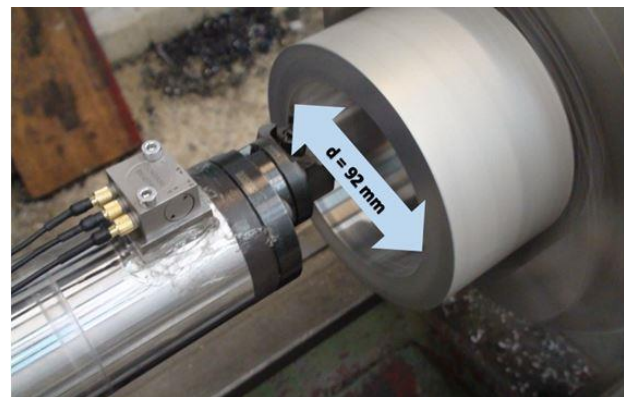


Fig. 10 Installed triaxial accelerometer on the boring bar

شکل 10 نحوه نصب شتاب‌سنج سه‌محوره بر ابزار داخل تراش

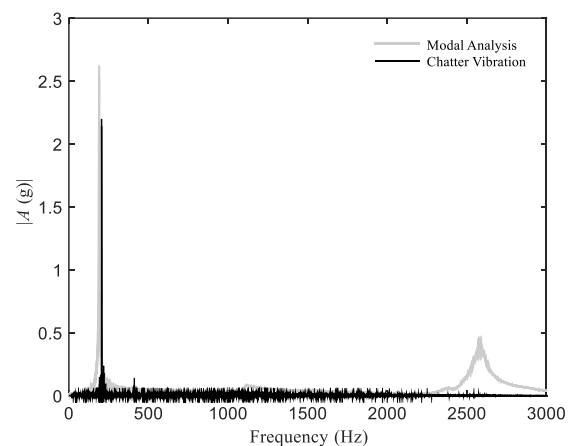


Fig. 11 Comparison of natural frequencies of the boring bar and chatter vibration frequencies

شکل 11 مقایسه فرکانس‌های طبیعی ابزار داخل تراش و فرکانس ارتعاشات چتر

¹ Identification

² Noisy data

³ Linear time invariant(LTI)

⁴ Persistently exciting

⁵ Crest factor

⁶ Pseudo-Random Binary Signal (PRBS)

⁷ Chirp

⁸ Curve fitting

در آن ζ_j و $2k_j$ ضلبيت ديناميكي مود j ، و K_t ضريب برش است. انتظار می‌رود که محدوده پایداری چتر متناسب با افزایش ضلبيت ديناميكي مودها افزایش یابد. به همین سبب می‌توان گفت مهم‌ترین کارکرد کنترلر ارتقاء ضلبيت ديناميكي ابزار در تمامی مودهای غالب با در نظر گرفتن محدودیت‌های عملگر است [22].

در مرجع [17] مطالعه مقدماتی در زمینه الگوریتم کنترلی مناسب برای مقابله با چتر در برش متعامد یک سیستم یک درجه آزادی ارائه شده است. معادله کنترل فعال ارتعاشات سیستم یک درجه آزادی با در نظر گرفتن نیروی ماشین‌کاری ناشی از چتر را می‌توان به صورت رابطه (13) نوشت.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = Kb[h_0 - x(t) + x(t - T)] + F_{act} \quad (13)$$

در این سیستم چنانچه از پسخور مستقیم سرعت¹ (DVF) استفاده شود، نیروی عملی از سوی عملگر را می‌توان به صورت رابطه (14) در نظر گرفت.

$$F_{act} = -G \dot{x}(t) \quad (14)$$

با جای‌گذاری رابطه (14) در رابطه (13) معادله سیستم حلقه بسته به شرح رابطه (15) به دست می‌آید.

$$m \ddot{x}(t) + (c + G) \dot{x}(t) + k x(t) = K_f b [h_s - x(t) + x(t - \tau)] \quad (15)$$

در این روش که پسخور مستقیم سرعت است، نیروی کنترلی به صورت میرایی ویسکوز در معادلات سیستم ظاهر می‌شود و سبب ارتقاء دالان‌های پایداری سیستم شده و عمق برش بحرانی را افزایش می‌دهد.

در شکل 14 نمودار جعبه‌ای حلقه کنترل مجموعه ابزار- عملگر را در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب مشاهده می‌کنید.

در سیستم کنترلی در نظر گرفته شده شتاب ناشی از ماشین‌کاری به صورت اغتشاش به سیستم وارد شده است، همچنین سیگنال کنترلی ولتاژ عملی به عملگر است. کنترل در نظر گرفته شده از نوع DVF است که ضرایب آن با استفاده از جعبه ابزار طراحی سیستم کنترل² در نرم‌افزار متلب تعیین شده است.

جهت بررسی اثر کنترلر در کاهش مقدار ارتعاشات و افزایش ضلبيت ديناميكي ابزار، از آزمون تست ضربه استفاده شد. در این آزمون با استفاده از چکش یک ورودی ضربه نیرویی به نوک ابزار داخل تراش اعمال شده و شتاب ناشی از آن نیز در محل شتاب‌سنج نزدیک به نوک ابزار ثبت شد. مقایسه مقادیر سیگنال‌های شتاب ثبت شده در دو حالت سیستم حلقه باز و سیستم حلقه بسته با کنترل فعال، نشانگر اثر کنترلر بر ضلبيت ديناميكي ابزار است.

در شکل 15 نمودار پاسخ فرکانسی سیستم حلقه باز و حلقه بسته به

فرکانس متغیر در بازه 50 تا 1250 هرتز در مدت زمان 24 ثانیه با فرکانس داده برداری 20 کیلوهرتز توسط عملگر به ابزار اعمال شد. فرکانس 1250 هرتز به دلیل پوشش 2 مود اول ارتعاشی ابزار انتخاب شده است. شتاب نوک ابزار نیز به عنوان سیگنال خروجی سیستم ذخیره شده است.

در شکل 12 شتاب نوک ابزار ناشی از ولتاژ تحریک ورودی به نمایش در آمده است. سیگنال ولتاژ ورودی در سه مقطع برش خورده است تا بهتر نمایش داده شود. مکان هندسی صفر و قطب‌های تابع تبدیل برازش شده را در شکل 13 مشاهده می‌کند.

6- پیاده‌سازی کنترل فعال بر بستر آزمون

هدف از کنترل فعال ابزار داخل تراش، میرا کردن ارتعاشات اجباری و چتر در نوک ابزار و افزایش عمق برش با استفاده از عملگر است. محدوده پایداری مطلق چتر ابزار را می‌توان به صورت رابطه (12) بیان کرد.

$$a_{min} = \min \left(\frac{2k_j \zeta_j}{K_t} \right) \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (12)$$

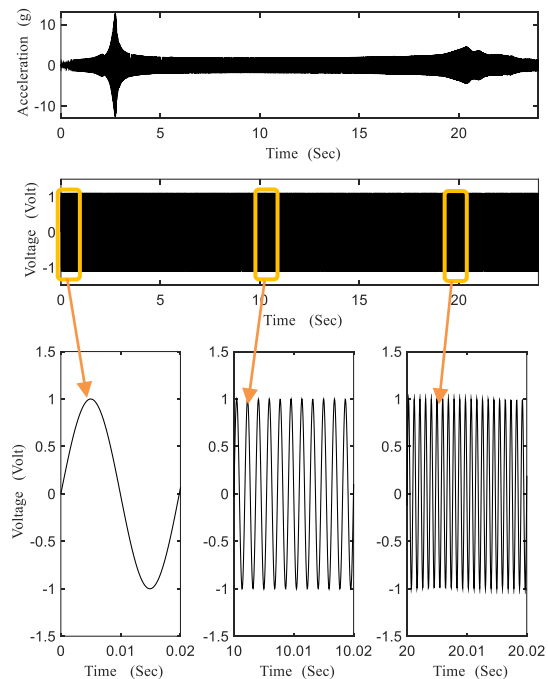


Fig. 12 Time response of the boring bar to the frequency sweep excitation

شکل 12 پاسخ زمانی ابزار داخل تراش نسبت به تحریک جاروب سینوسی

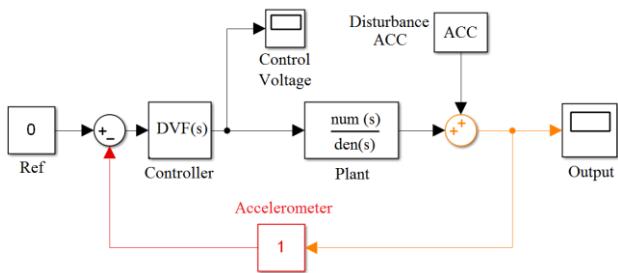


Fig. 14 Block diagram of vibration control system

شکل 14 نمودار جعبه‌ای سیستم کنترل ارتعاشات

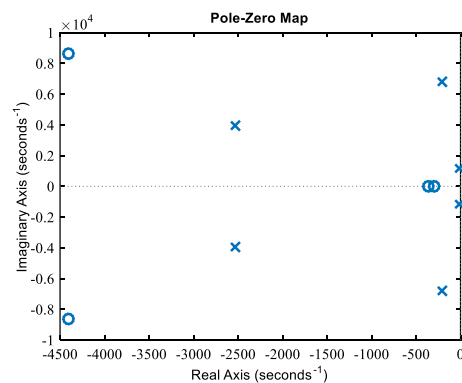


Fig. 13 Root locus of identified transfer function

شکل 13 مکان هندسی ریشه‌های تابع تبدیل شناسایی شده

¹ Direct velocity feedback

² Control system designer

نمایش درآمده است. مطابق شکل 17 مشاهده می‌شود در حالت کنترل فعال مود غالب ارتعاشات چتر به طور کامل حذف شده و سایر فرکانس‌های ارتعاشی تغییر زیادی ندارند.

کیفیت سطح قطعات ماشین‌کاری شده نیز در دو حالت بدون کنترل و با کنترل فعال در شکل 18 به نمایش درآمده است. کیفیت سطح قطعه‌کار در حالت کنترل فعال با وجود افزایش عمق برش به دلیل حذف ارتعاشات چتر مطلوب است.

7- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این پژوهش یک ابزار داخل‌تراش میرا شده در مقیاس صنعتی با به کارگیری عملگر الکترومغناطیسی ارائه شده است. ارتعاشات ابزار توسط یک شتاب‌سنج نزدیک به نوک ابزار اندازه‌گیری شده و با استفاده از کنترل پسخور، ارتعاشات ابزار میرا می‌شود. الگوریتم پسخور مستقیم سرعت به عنوان روش مطلوب کنترلی بر بستر آزمایشگاهی پیاده‌سازی شده و نتایج آن نشانگر افزایش قابل ملاحظه صلبیت دینامیکی ابزار و در نتیجه افزایش عمق برش پایدار ابزار داخل‌تراش در ماشین‌کاری است. در این تحقیق نشان داده

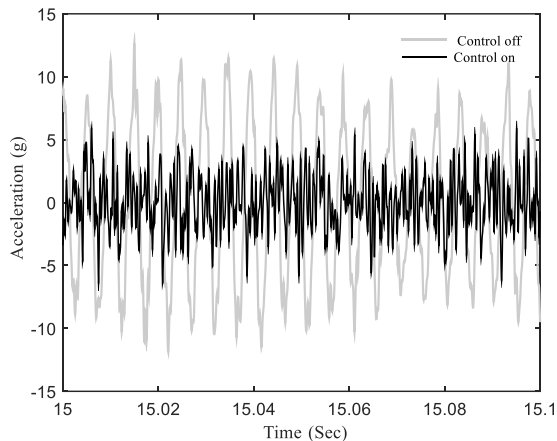


Fig. 16 Vibration signals of the tool with control off (DOC = 0.2 mm) and control on (DOC = 2.5 mm)

شکل 16 سیگنال ارتعاشات ابزار در دو حالت بدون کنترل (عمق برش 0.2 mm) و با کنترل فعال (عمق برش 2.5 mm)

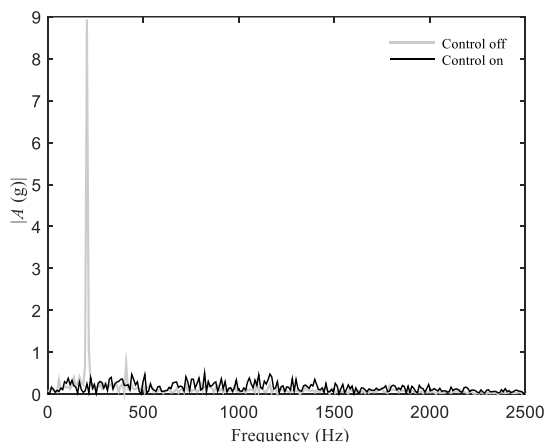


Fig. 17 Frequency spectrum of vibration signals of the tool with control off (DOC=0.2 mm) and control on (DOC=2.5 mm)

شکل 17 طیف فرکانسی ارتعاشات ابزار در دو حالت بدون کنترل (عمق برش 0.2mm) و با کنترل فعال (عمق برش 2.5mm)

نمایش درآمده است. مقدار بیشینه مود اول ارتعاشی در طیف پاسخ فرکانسی حدود 20 برابر کاهش پیدا کرده و در نتیجه صلبیت دینامیکی ابزار داخل‌تراش افزایش یافته است.

اهمیت استفاده از کنترل فعال در ماشین‌کاری، افزایش نرخ براده‌برداری و در نتیجه بهبود عملکرد و راندمان دستگاه است. عمق برش مهم‌ترین متغیر ماشین‌کاری که دارای تأثیر مستقیمی بر نرخ براده‌برداری است. به همین دلیل با ثابت در نظر گرفتن سایر شرایط ماشین‌کاری، آزمون‌های ماشین‌کاری به منظور بررسی اثر کنترل فعال در افزایش عمق برشی طراحی شد. هدف از این آزمون‌ها تعیین میزان افزایش عمق برش پایدار ابزار داخل‌تراش در یک شرایط برشی ثابت حین ماشین‌کاری است.

آزمون‌های ماشین‌کاری در سرعت دورانی (355 دور بر دقیقه) و پیشروی ثابت (0.2 میلی‌متر بر دور) و در عمق‌های برش متفاوت و در دو حالت بدون کنترل و با کنترل فعال صورت گرفت. در هر دو حالت بدون کنترل و با کنترل فعال، عمق برشی در آزمون‌های ماشین‌کاری تا آستانه ناپایداری سیستم افزایش داده شد تا میزان افزایش عمق برش پایدار ابزار با استفاده از کنترل فعال مشخص شد. در حالت بدون کنترل آستانه ناپایداری ارتعاشات چتر در حالی که در کنترل فعال آستانه ناپایداری سیستم اشباع عملگر است. نتایج آزمون‌های ماشین‌کاری نشانگر این است که در حالی که حداکثر میزان عمق برش پایدار در حالت بدون کنترل تنها برابر 0.2 میلی‌متر است، در همان شرایط ماشین‌کاری و با استفاده از کنترل فعال حداکثر میزان عمق برش پایدار به 2.5 میلی‌متر افزایش می‌یابد که حاکی از افزایش 12.5 برابری نرخ براده‌برداری با استفاده از کنترل فعال است.

وقوع چتر با بررسی کیفیت سطح قطعه‌کار و طیف فرکانسی سیگنال شتاب اندازه‌گیری شده تعیین می‌شود. در هنگام وقوع چتر کیفیت سطح نامطلوب است و طیف فرکانسی ارتعاشات دارای یک قله با دامنه زیاد نزدیک به فرکانس طبیعی اول سیستم است. سیگنال‌های شتاب ثبت شده در دو حالت بدون کنترل و با کنترل فعال در شکل 16 با یکدیگر مقایسه شده است. مقایسه ارتعاشات ابزار در دو حالت بدون کنترل و با کنترل فعال نشان می‌دهد که علی‌رغم افزایش قابل ملاحظه عمق برش، در حالت کنترل فعال مقدار دامنه ارتعاشات کمتر است.

در شکل 17 نیز نمودار طیف فرکانسی شتاب در دو حالت مختلف به

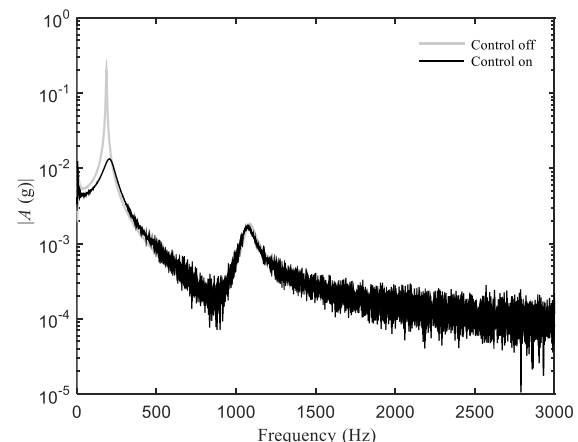


Fig. 15 Comparison of frequency response of open loop vs. closed loop system for impact testing for $L/D=8$

شکل 15 مقایسه پاسخ فرکانسی حلقه باز و حلقه بسته سیستم نسبت به ورودی ضربه در $L/D=8$

قابلیت نصب و استفاده بر سایر ماشین‌های تراش را داراست.

8- مراجع

- [1] Y. Altintas, *Manufacturing Automation*, Second Edition, pp. 125-132, New York: Cambridge University Press, 2012.
- [2] G. Quintana, J. Ciurana, Chatter in machining processes: A review, *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51, Issue. 5, pp. 363-376, 2011.
- [3] J. Munoa, X. Beudaert, Z. Dombovari, Y. Altintas, E. Budak, C. Brecher, G. Stepan, Chatter suppression techniques in metal cutting, *CIRP Annals- Manufacturing Technology*, Vol. 65, Issue. 2, pp. 785-808, 2016.
- [4] N. D. Sims, Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology *Sound & Vibration*, Vol. 301, No. 3, pp. 592-607, 2007.
- [5] E. I. Rivin, H. Kang, Enhancement of dynamic stability of cantilever tooling structures, *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 32, No. 4, pp. 539-561, 1992.
- [6] Y. S. Tarn, J. Y. Kao, E. C. Lee, Chatter suppression in turning operations with a tuned vibration absorber, *Material Processing Technology*, Vol. 105, No. 1, pp. 55-60, 2000.
- [7] M. H. Miguélez, L. Rubio, J. a. Loya, J. Fernandez-Saez, Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers, *Mechanical Science*, Vol. 52, No. 10, pp. 1376-1384, 2010.
- [8] Y. Yang, J. Munoa, Y. Altintas, Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter, *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 50, No. 9, pp. 834-842, 2010.
- [9] H. Tanaka, F. Obata, T. Matsubara, H. Mizumoto, Active Chatter Suppression of Slender Boring Bar using Piezoelectric Actuators, *JSME International Journal*, Vol. 37, No. 3, pp. 601-606, 1994.
- [10] J. M. Redmond, P. Barney, D. Smith, Development of an active boring bar for increased chatter immunity, *Proceeding SPIE 3044 Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, San Diego: SPIE, pp. 295-306, 1997.
- [11] S. G. Tewani, K. E. Rouch, B. L. Walcott, A Study Of Cutting Process Stability Of A Boring Bar With Active Dynamic Absorber, *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 35, No.1, pp. 91-108, 1995.
- [12] L. Andrén, L. Hakansson, *Active Vibration Control of Boring Bar Vibrations*, Research Report No 2004:07, Blekinge, Sweden, pp. 5-24, 2004.
- [13] F. Chen, *Active Damping of Machine Tools with Magnetic Actuators*, Ph.D. Dissertation, The University of British Columbia, Vancouver, 2014.
- [14] S. K. Choudhury M. S. Sharath, On-line control of machine tool vibration during turning operation, *Material Processing Technology*, Vol. 47, No. 3, pp. 251-259, 1995.
- [15] J. R. Pratt, A. H. Nayfeh, Chatter control and stability analysis of a cantilever boring bar under regenerative cutting conditions, *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 359, No. 1781, pp. 759-792, 2001.
- [16] A. Ganguli, *Chatter Reduction through Active Vibration Damping*, Ph.D. dissertation, Université libre de Bruxelles, Brussels, 2005.
- [17] J. Munoa, I. Mancisidor, N. Loix, L. G. Uriarte, R. Barcena, M. Zatarain, Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator, *CIRP Annals- Manufacturing Technology*, Vol. 62, Issue. 1, pp. 407-410, 2013.
- [18] F. Chen, X. Lu, Y. Altintas, A novel magnetic actuator design for active damping of machining tools, *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 85, pp. 58-69, 2014.
- [19] G. F. Lang, D. Snyder, Understanding the physics of electrodynamic shaker performance, *Sound and Vibration Magazine*, Vol 35, Issue. 10, pp. 24-33, 2001.
- [20] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, Second Edition, pp. 303-330 Baldock: Research Studies Press, 2000.
- [21] L. Ljung, *System identification - Theory for the User*, pp. 408-415, New Jersey: Prentice-Hall, 1999.
- [22] X. D. Lu, F. Chen, and Y. Altintas, Magnetic actuator for active damping of boring bars, *CIRP Annals- Manufacturing Technology*, Vol. 63, No. 1, pp. 369-372, 2014.



Fig. 18 Comparison of surface finish of boring operation, control off (DOC=0.2mm) and control on (DOC=2.5mm), a- Cutting test control off (DOC=0.2mm), b- Cutting test control on (DOC=2.5mm)

شکل 18 مقایسه کیفیت سطح فرآیند داخل تراشی در دو حالت بدون کنترل (عمق برش 0.2mm) و با کنترل فعال (عمق برش 2.5mm). الف- آزمون ماشین کاری بدون کنترل (عمق برش 0.2mm)، ب- آزمون ماشین کاری با کنترل فعال (عمق برش 2.5mm)

شد که می‌توان از عملگرهای VCA تجاری در کنترل ارتعاشات ابزارهای داخل تراش مقیاس بزرگ صنعتی استفاده کرد، همچنین در این تحقیق برخلاف نمونه‌های پیشین کنترل ارتعاشات بر یک ابزار داخل تراش با نسبت طول به قطر بالا پیاده‌سازی شده که توانایی ماشین کاری در شرایط خشن تراشی و نیمه‌پرداخت را داراست و ناحیه پایدار ماشین کاری به نحو چشمگیری افزایش پیدا کرده است. این افزایش عمق براده برداری همراه با حفظ کیفیت سطح مطلوب قطعه کار پس از ماشین کاری است. از سویی استفاده از کنترلر پسخور مستقیم سرعت که با وجود قابلیت بالا در افزایش کارایی ابزار، نیاز به حجم محاسبات بالایی ندارد نیز از ویژگی‌های این تحقیق است. ابزار میراشده ارائه شده در این تحقیق به راحتی با اندکی تغییرات