مجله مهندسی مکانیک مدرس، آبان 1396، دوره 17، شماره 8، ص‌ص 87-96

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

شناسایی و کنترل ابزار داخل‌تراش میرا شده با استفاده از عملگر VCA

پوریا نعیمی‌امینی[1]، بهنام معتکف‌ایمانی[2*]

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

2- استاد، 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 داخل‌تراش

کنترل ارتعاشات

شناسایی سیستم

ارتعاشات چتر

چکیده

فرآیند داخل‌تراشی به دلیل نسبت طول به قطر بالای ابزار و انعطاف‌پذیری 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 براده‌برداری و سازه ماشین ابزار مهم‌ترین دلیل به وجود آمدن چتر است. تمایل سازه به ارتعاش با افزایش طول ابزار برش افزایش می‌یابد. راه‌حل مؤثر جهت کاهش ارتعاشات و افزایش مقاومت به چتر افزایش صلبیت دینامیکی آن است. در فرآیند داخل‌تراشی 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 ماشین‌کاری میرا کند. هدف این پژوهش بهبود مقاومت به چتر ابزار داخل‌تراش 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 داخل‌تراش 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 ماشین‌کاری 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

ارتعاشات در فرآیند ماشین‌کاری ناخواسته می‌تواند تأثیر مخربی بر نرخ براده‌برداری، 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 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[1]) تقسیم کرد [1]. منابع ارتعاشات آزاد و اجباری را می‌توان در حین کارکرد ماشین ابزار به نحوی

[1] Chatter vibration

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

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)

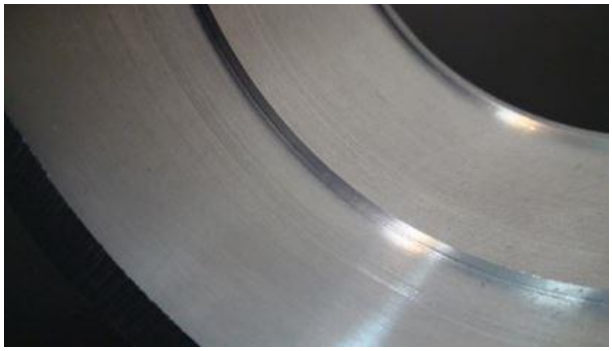
حذف و یا از آن اجتناب کرد، اما ارتعاشات چتر به آسانی قابل کنترل نیست و عموماً مهم‌ترین دلیل وقفه‌های بین ماشین‌کاری و کاهش نرخ براده‌برداری به دلیل این نوع ارتعاشات است. برهم‌کنش دینامیکی فرآیند براده‌برداری و سازه ماشین ابزار مهم‌ترین دلیل به وجود آمدن چتر است.

شکل 1 کیفیت سطح دو نمونه از سری آزمون‌های داخل‌تراشی بر قطعات آلومینیوم 6063 را نشان می‌دهد که در آزمایشگاه CAD/CAM گروه مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد انجام شده است.

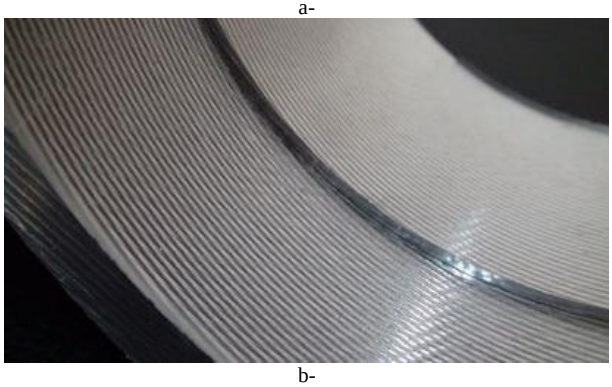
هنگامی‌که فرآیند براده‌برداری پایدار است ارتعاشات میرا می‌شود که منجر به کیفیت سطح مناسب می‌گردد. هنگامی‌که چتر اتفاق می‌افتد، ارتعاشات افزایش می یابد که منجر به کاهش نرخ براده‌برداری و کیفیت سطح نامطلوب قطعه‌کار می‌شود.

تمایل سازه به ارتعاش با افزایش طول ابزار برش افزایش پیدا می‌کند. در تراش‌کاری خارجی طول آویز ابزار[1] با ابعاد قطعه‌کار تعیین نمی‌شود و به همین سبب می‌توان ابزارگیر[2] و ابزار را با توجه به حجم ماشین‌کاری و نیروهای آن انتخاب کرد، ولی در فرآیند داخل‌تراشی (بورینگ) انتخاب ابزار کاملاً توسط هندسه قطعه‌کار محدود می‌شود. قطر ابزار توسط قطر سوراخ قطعه‌کار و طول آویز ابزار توسط عمق سوراخ مشخص می‌شود.

معمولاً ماشین‌کاری تا نسبت $L/D=4$ در فرآیند داخل‌تراشی منجر به ایجاد مشکلی در ماشین‌کاری نمی‌شود. 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 می‌کند. عوامل مهم جهت کاهش ارتعاشات در



a-



b-

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 داخل‌تراشی در دو حالت پایدار و ناپایدار، الف- فرآیند داخل‌تراشی پایدار برای نسبت طول به قطر کمتر از 6، ب- فرآیند داخل‌تراشی ناپایدار برای نسبت طول به قطر بیشتر از 8

[1] Tool overhang
[2] Tool holder

ماشین‌کاری به شرح افزایش صلبیت استاتیکی[3]، کاهش نیروهای برشی، افزایش صلبیت دینامیکی[4] 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 ماشین‌کاری می‌توان زاویه ورود[5] را نزدیک به 90 درجه انتخاب کرد که بیشترین نیرو را در راستای محوری ابزار وارد کند، همچنین از اینسرت‌های خاص جهت کاهش نیروهای ماشین‌کاری استفاده کرد. مهم‌ترین بحث در زمینه کاهش ارتعاشات و افزایش پایداری ابزار (مقاومت به چتر)، افزایش صلبیت دینامیکی آن است.

دیاگرام دالان پایداری[6] نموداری است که عمق برش را برحسب سرعت دورانی اسپیندل نمایش می‌دهد. این نمودار مقادیر حدی متغیرهای ماشین‌کاری را برای تأمین شرایط ماشین‌کاری پایدار ارائه می‌دهد. مقدار عمق برش بحرانی[7] متناسب با صلبیت دینامیکی سازه است؛ بنابراین جهت کاهش ارتعاشات چتر و افزایش محدوده ماشین‌کاری پایدار و در نتیجه افزایش کارآیی باید صلبیت دینامیکی سازه را افزایش داد. صلبیت دینامیکی برابر با حاصل‌ضرب صلبیت استاتیکی در میرایی است؛ بنابراین افزایش میرایی منجر به افزایش صلبیت دینامیکی سازه می‌شود [3].

تحقیقات متعددی با رویکرد کنترل ارتعاشات چتر تاکنون انجام شده است که به دو دسته کلی 1- کنترل برون‌خط[8] یا غیرفعال[9] و 2- کنترل برخط[10] یا فعال[11] تقسیم می‌شود.

روش‌های میرایی غیرفعال نیازمند اتصال سیستم جرم- فنر- میراگری[12] به سازه است که دارای فرکانس طبیعی یکسان با سازه باشد. در این روش‌ها از جاذب ارتعاشی تنظیم شده برای کاهش مقدار منفی قسمت حقیقی تابع پاسخ فرکانسی[13] (FRF) ابزار برشی استفاده می‌شود [4]. جاذب ارتعاش به گونه‌ایی انتخاب می‌شود که ضریب میرایی بالایی داشته باشد.

ریوین و کنگ [5] روشی تحلیلی را برای طراحی جاذب‌های ارتعاشات ارائه کردند. مطالعه تجربی دقیق و جامع آن‌ها بهبود عملکرد ماشین‌کاری را با استفاده از روند طراحی‌شان اثبات کرد. تارنگ و همکاران [6] از جاذب ارتعاشات تنظیم شده برای بهبود عملکرد ابزار برش در فرآیند تراش‌کاری 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 آن‌ها نشان داد که بیشینه عمق برش بدون چتر شش برابر افزایش یافته است.

میگوئلز و همکاران [7] پارامترهای جاذب دینامیکی غیرفعال را در مدل پایداری چتر در نظر گرفتند، و پارامترهای جاذب را به گونه‌ایی 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 جاذب‌ها یکسان فرض شده بود، در حالی که ضرایب صلبیت و میرایی جاذب‌ها توسط یک روش عددی به نحوی بهینه می‌شد که مقدار

[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

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 پیزو را به منظور میرایی فعال در ابزار داخل‌تراش 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 پیزو را در ابزار داخل‌تراش نصب کردند و کنترل با پسخور شتاب را برای میرا کردن ارتعاشات ابزار در دو جهت جانبی به کار بردند.

توانی و همکاران [11] پایداری ابزار داخل‌تراشی را مطالعه کردند که در آن جاذب دینامیکی فعال جاسازی شده بود. در این ابزار یک عملگر پیزو استفاده شده بود که یک جرم جاذب را حرکت داده و با ایجاد نیروی اینرسی اثرات مزاحم را خنثی کند. دو استراتژی مختلف کنترلی شامل کنترل با پسخور شتاب و سرعت و کنترل رگولاتور خطی درجه دو[1] (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 داخل‌تراشی را ارائه کرد که در آن عملگر پیزو جاسازی و شتاب‌سنج پیزو بر نوک ابزار به منظور اندازه‌گیری ارتعاشات نصب شده بود. سه الگوریتم کنترل برای میرایی فعال پیاده‌سازی شد که شامل کنترلر PID، الگوریتم پسخور کوچک‌ترین میانگین مربعات فیلتر شده[2] و کنترلر کنترل مدل داخلی[3] (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 پیزو برای کاهش ارتعاشات، در داخل ابزار داخل‌تراش 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 داخل‌تراشی 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 قطعه‌کار و ابزار را اندازه‌گیری می‌کرد. یک کنترلر پسخور تناسبی برای کنترل عملگر استفاده شد تا ارتعاشات نسبی بین ابزار و قطعه‌کار ناشی از فرآیند برش را خنثی کند. پرات و نایفه [15] متفاوت از روش‌های فعال اشاره شده بالا، دو عملگر ترفنول- د[4] خارج ابزار داخل‌تراش 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. استراتژی کنترل پسخور سرعت برای کنترل عملگر به نحوی استفاده شد که مانند یک میراگر فعال جرمی عمل کنند. گانگولی پیکربندی‌های کنترلی هم‌مکان[5] 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. مونوآ و همکاران [17] یک عملگر دو جهته اینرسیال[6] برای حذف ارتعاشات یک ماشن فرز ستونی ساختند. روش‌های مختلف کنترلی شامل کنترل پسخور شتاب، کنترل پسخور سرعت، کنترل پسخور موقعیت و کنترل پسخور تأخیر در حذف چتر مقایسه شدند. مقایسه آن‌ها نشانگر این بود که کنترل پسخور سرعت مؤثرترین روش است.

لو و همکاران [18] با بهره‌گیری از ایده یاتاقان مغناطیسی، عملگر مغناطیسی را طراحی کردند که ارتعاشات ابزار داخل‌تراش 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 کنترل فعال نسبت به حالت بدون کنترل است. با وجود این‌که ابزار داخل‌تراش 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 کنترل فعال ارتعاشات برای یک ابزار داخل‌تراش در مقیاس صنعتی است که عملکرد دینامیکی ابزار را در بازه وسیعی از شرایط ماشین‌کاری بهبود بخشد. به این منظور یک عملگر الکترومغناطیسی خطی[7] برای پیاده‌سازی کنترل فعال ارتعاشات به‌کارگرفته شده است. در این عملگرها نیروی مغناطیسی نسبت به سیگنال فرمان ورودی خطی است. جزئیات بستر آزمون و ابزار داخل‌تراش ارائه شده است. از الگوریتم پسخور مستقیم سرعت برای افزایش صلبیت دینامیکی ابزار بهره گرفته شده است. عملکرد ابزار میراشده 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 داخل‌تراش شده است.

2- دینامیک فرآیند داخل‌تراشی

شکل 2 فرآیند داخل‌تراشی با استفاده از ابزار داخل‌تراش را نمایش می‌دهد. لبه برنده ابزار در راستای محور قطعه‌کار 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 داخل‌تراش ثابت باقی می‌ماند. ابزار داخل‌تراش 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

[1] Linear quadratic regulator
[2] Feedback filtered-x least mean square(LMS) algorithm
[3] Internal model control
[4] Terfenol-D
[5] Collocated
[6] Biaxial inertial actuator
[7] Linear voice coil actuator(VCA)

Fig. 2 A schematic of boring process

شکل 2 مدل شماتیک فرآیند داخل‌تراشی

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 تراش‌کاری عمودی بیان شده است. از آن‌جایی که مکانیزم براده‌برداری در تراش‌کاری و داخل‌تراشی مشابه یکدیگر است، در این بخش این معادلات برای فرآیند داخل‌تراشی 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.

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

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

$$F_c(t) = K_f b(h_0 + h_d) \tag{2}$$

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.

$$h_d = \big(x(t-T) - x(t)\big)\cos(\beta) \tag{3}$$

حوزه لاپلاس رابطه (4) را داریم.

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

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

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

در نهایت تابع تبدیل بین تغییرمکان x و ضخامت براده استاتیکی به صورت رابطه (6) در می‌آید.

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

نمودار جعبه‌ای فرآیند داخل‌تراشی 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) به‌دست می‌آید.

$$1 + \cos(\beta)(1 - e^{-sT})K_f bG(s) = 0 \tag{7}$$

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

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

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

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

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

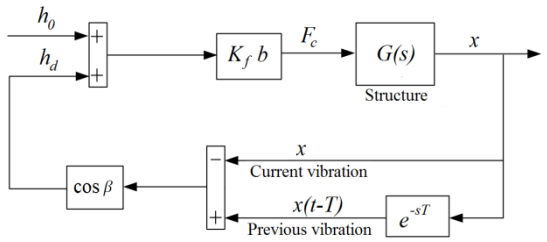


Fig. 3 Block diagram of boring process

شکل 3 نمودار جعبه‌ای فرآیند داخل‌تراشی

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

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

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

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 $G(s)$ تشریح 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 داخل‌تراش در مقیاس صنعتی است. ابزار داخل‌تراش به سر برشی قابل تعویض و اینسرت‌های ISO TNMG روکش کار باید ساخت شرکت ساندویک[1] مجهز است. اینسرت‌های کار باید با شعاع نوک 0.4 میلی‌متر و زاویه تمایل 91 درجه برای

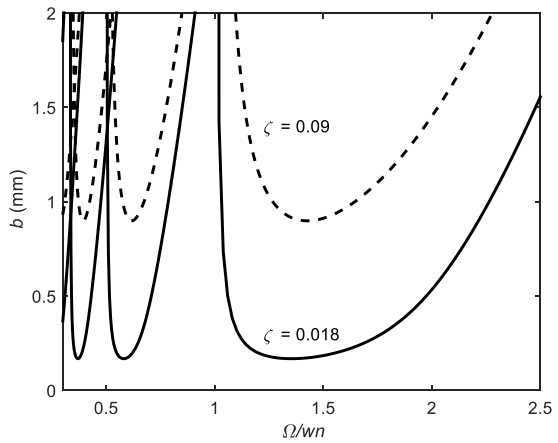


Fig. 4 Improvements in the stability lobe diagram due to increasing the damping of the tool structure

شکل 4 بهبود دالان‌های پایداری با افزایش میرایی سازه ابزار

[1] Sandvik

ماشین‌کاری استوانه‌های آلومنیوم 6063 استفاده شده است. سایر مشخصات ابزار داخل‌تراش طراحی شده در جدول 1 آورده شده است.

مجموعه ابزار داخل‌تراش 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 داخل‌تراش 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 لورنتس[1] 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 دائم[2]، مدل MS100 ساخت شرکت تِن‌لی[3] 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 داخل‌تراش

Table 1 Specification of the boring bar

	شرح
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 رابط کاهش‌قطر سربرشی ابزار 40-23 60-570
نوع اینسرت	ISO TNMG 16 04 08
وزن کلی مجموعه	62.5 کیلوگرم

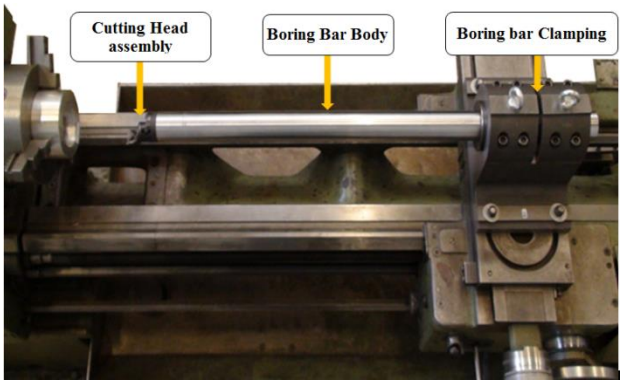


Fig. 5 Boring bar assembly

شکل 5 مجموعه مونتاژی ابزار داخل‌تراش

[1] Lorentz force principle
[2] Permanent magnet shakers
[3] Tenlee

جدول 2 مشخصات شیکر الکترومغناطیس

Table 2 Specification of electromagnetic shaker

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

به منظور تأمین توان مورد نیاز عملگر از تقویت‌کننده خطی توان[4] استفاده شده است. این تقویت‌کننده مدل LA-200 ساخت شرکت تِن‌لی است. سیگنال خروجی این تقویت‌کننده دارای کمترین میزان اعوجاج[5] 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 نوری[6]، یک شتاب سنج پیزو، یک سیگنال کاندیشنر[7] و کارت‌های اکتساب داده[8] است. اجزاء حلقه سخت‌افزاری بستر آزمون را در شکل 7 مشاهده می‌کند.

شتاب‌سنج پیزوالکتریک مدل TL122A100 ساخت شرکت تِن‌لی با بازه اندازه‌گیری ±50g برای اندازه‌گیری ارتعاشات ابزار در حین ماشین‌کاری استفاده شده است، همچنین سیگنال کاندیشنر 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-1710 HG و PCI-1720 ساخت شرکت آدونَتِک[9] است. فرکانس داده‌برداری برای ثبت و ذخیره اطلاعات از طریق سیستم اکتساب داده 20 کیلوهرتز است.

4- آزمون مودال ابزار داخل‌تراش

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

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

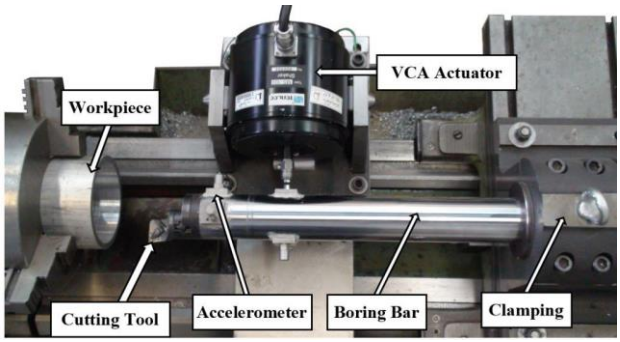


Fig. 6 Active damping set up installed on the lathe

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

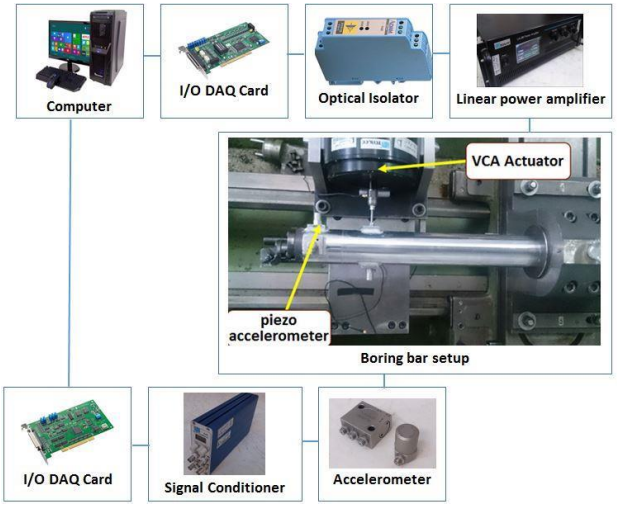


Fig. 7 Hardware architecture of experimental setup

شکل 7 اجزاء حلقه سخت‌افزاری بستر آزمایشگاهی

نیروی ضربه اعمالی چکش به سازه را اندازه‌گیری می‌کند.

در شکل 8 مجموعه مونتاژی ابزار داخل‌تراش نصب‌شده بر میز متحرک ماشین‌ابزار، به‌همراه 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 به‌صورت هم‌زمان شتاب ابزار داخل‌تراش 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 تِن‌لی بوده و قابلیت تحریک سازه را با بیشینه دامنه 2000 نیوتن دارد. مطابق اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده میزان غیرخطی‌بودن سنسور نیروی چکش در تمام بازه اندازه‌گیری آن کمتر از یک درصد است.

ابزار داخل‌تراش 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 قله[1] 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 مودهای آن‌ها به اندازه کافی از هم جداست[2] کاربرد دارد [20]. در شکل 9 منحنی به‌دست 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 داخل‌تراش جهت انتخاب عملگر مناسب است. مشخصات دینامیکی ابزار از جمله فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای 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 مودهای 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.

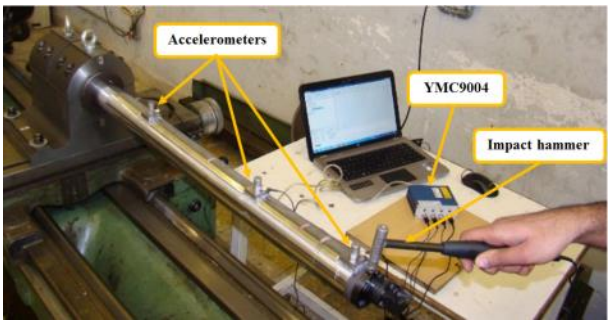


Fig. 8 Impact modal testing of the boring bar

شکل 8 آنالیز مودال ابزار داخل‌تراش با استفاده از چکش

جدول 3 متغیرهای آزمون مودال ابزار داخل‌تراش

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}

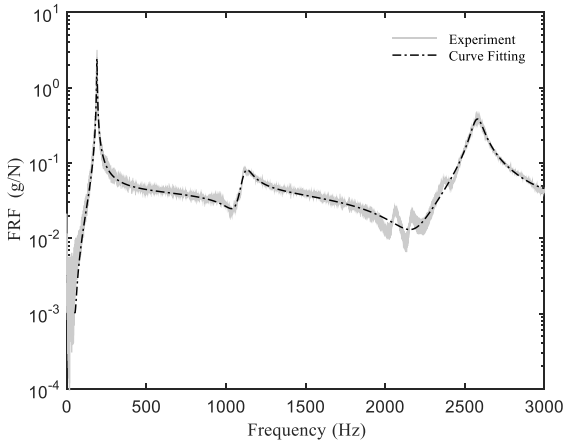


Fig. 9 Resulted and curve-fitted FRF for the first three modes

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

[1] Peak picking
[2] Well separated

نحوه نصب شتاب‌سنج سه محوره بر ابزار داخل‌تراش 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

شناسایی[1] روشی قدرتمند برای ساخت مدل‌های دقیق از سیستم‌های پیچیده با استفاده از داده‌های مغشوش[2] است. ساخت مدل براساس داده‌ها شامل سه

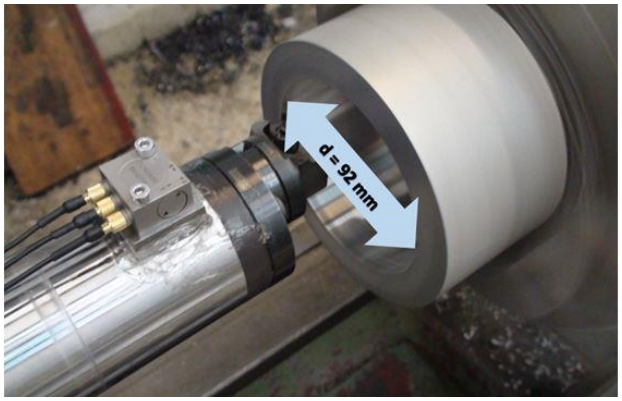


Fig. 10 Installed triaxial accelerometer on the boring bar

شکل 10 نحوه نصب شتاب‌سنج سه‌محوره بر ابزار داخل‌تراش

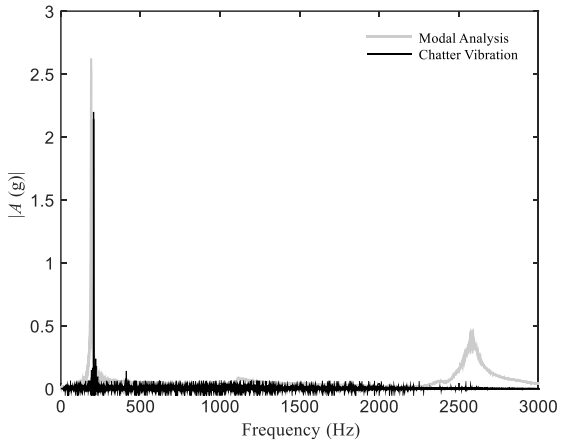


Fig. 11 Comparison of natural frequencies of the boring bar and chatter vibration frequencies

شکل 11 مقایسه فرکانس‌های طبیعی ابزار داخل‌تراش و فرکانس ارتعاشات چتر

[1] Identification
[2] Noisy data

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 زمان[3] 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 محرک[4] 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 کرست[5] باشد. کوچک بودن فاکتور کرست 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 پی‌آربی‌اس[6]، سیگنال چند سینوسی و سیگنال چیرپ[7] یا جاروب سینوسی است. در این پژوهش به دلیل فاکتور کرست 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 منحنی[8] برای شناسایی و استخراج پارامترهای دینامیکی سیستم از روی منحنی پاسخ فرکانسی می‌توان ضابطه ریاضی تابع‌تبدیل 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

[3] Linear time invariant(LTI)
[4] Persistently exciting
[5] Crest factor
[6] Pseudo-Random Binary Signal (PRBS)
[7] Chirp
[8] Curve fitting

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 داخل‌تراش، 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.

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

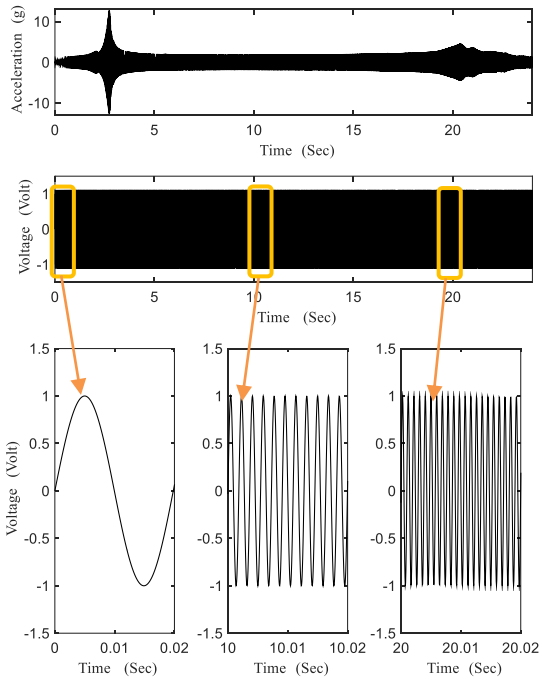


Fig. 12 Time response of the boring bar to the frequency sweep excitation

شکل 12 پاسخ زمانی ابزار داخل‌تراش نسبت به تحریک جاروب سینوسی

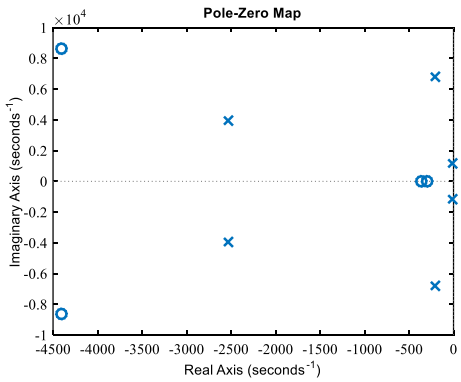


Fig. 13 Root locus of identified transfer function

شکل 13 مکان هندسی ریشه‌های تابع تبدیل شناسایی شده

در آن $2\,k_j\,\zeta_j$ صلبیت دینامیکی مود j ، و K_t ضریب برش است. انتظار می‌رود که محدوده پایداری چتر متناسب با افزایش صلبیت دینامیکی مودها افزایش یابد. به همین سبب می‌توان گفت مهم‌ترین کارکرد کنترلر ارتقاء صلبیت دینامیکی 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 درنظر گرفتن نیروی ماشین‌کاری ناشی از چتر را می‌توان به صورت رابطه (13) نوشت.

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

در این سیستم چنان‌چه از پسخور مستقیم سرعت[1] (DVF) استفاده شود، نیروی اعمالی از سوی عملگر را می‌توان به صورت رابطه (14) در نظر گرفت.

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

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

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

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 اعمالی به عملگر است. کنترل در نظر گرفته شده از نوع DVF است که ضرایب آن با استفاده از جعبه ابزار طراحی سیستم کنترل[2] در نرم‌افزار متلب تعیین شده است.

جهت بررسی اثر کنترلر در کاهش مقدار ارتعاشات و افزایش صلبیت دینامیکی ابزار، از آزمون تست ضربه استفاده شد. در این آزمون با استفاده از چکش یک ورودی ضربه نیرویی به نوک ابزار داخل‌تراش 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 صلبیت دینامیکی ابزار است.

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

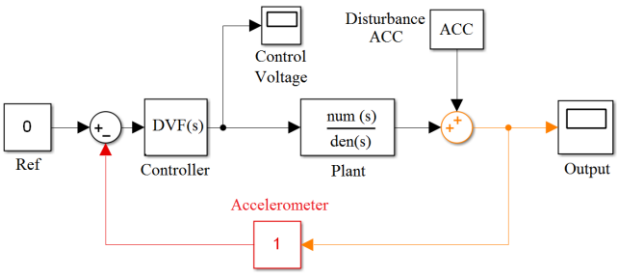


Fig. 14 Block diagram of vibration control system

شکل 14 نمودار جعبه‌ای سیستم کنترل ارتعاشات

[1] Direct velocity feedback
[2] Control system designer

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 درنظر 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 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

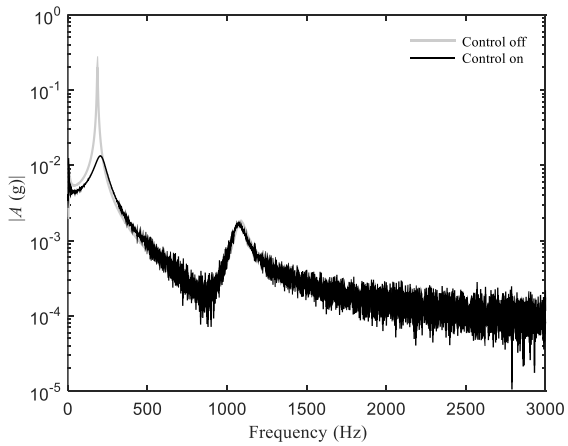


Fig. 15 Comparison of frequency response of open loop vs. closed loop system for impact testing for *L/D*=8

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

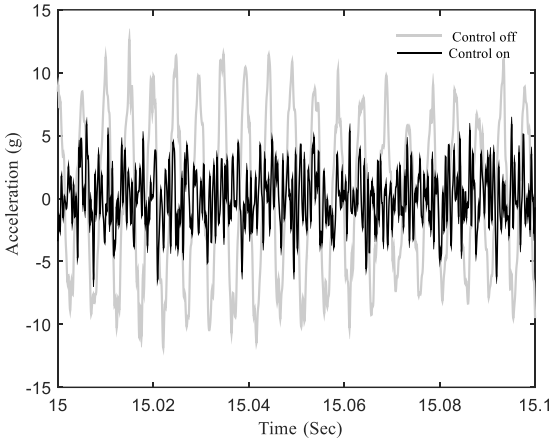


Fig. 16 Vibration signals of the tool with control off (DOC = 0.2 mm) and control on (DOC = 2.5 mm)

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

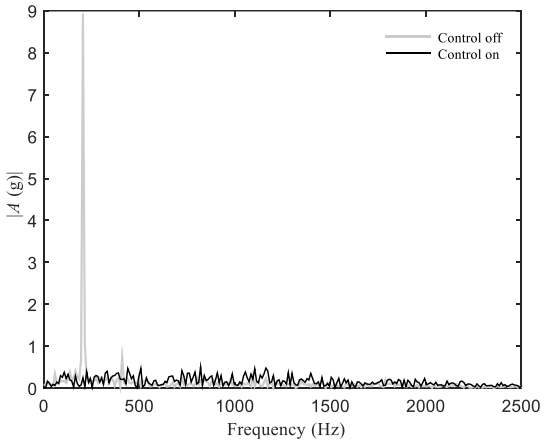


Fig. 17 Frequency spectrum of vibration signals of the tool with control off (DOC=0.2 mm) and control on (DOC=2.5 mm)

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

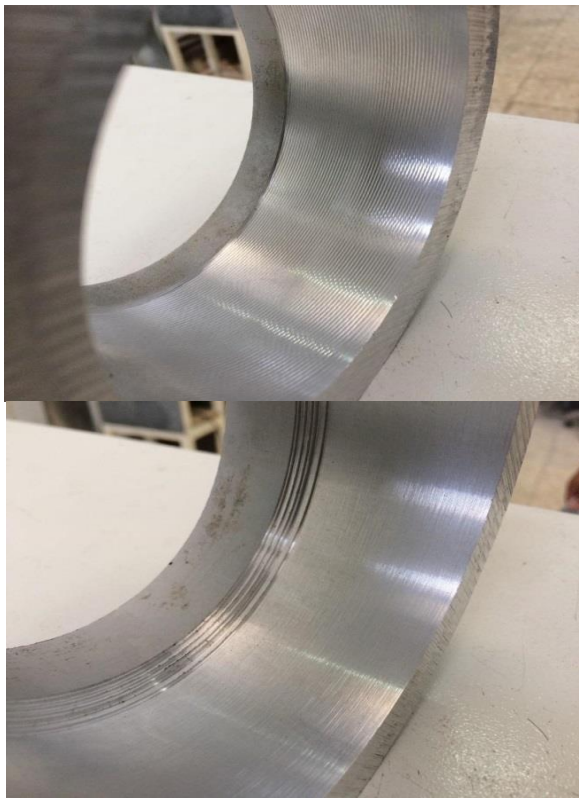


Fig. 18 Comparison of surface finish of boring operation, control off (DOC=0.2mm) and control on (DOC=2.5mm), a- Cutting test control off (DOC=0.2mm), b- Cutting test control on (DOC=2.5mm)

شکل 18 مقایسه کیفیت سطح فرآیند داخل‌تراشی در دو حالت بدون کنترل (عمق برش 0.2mm) و با کنترل فعال (عمق برش 2.5mm)، الف- آزمون ماشین‌کاری بدون کنترل (عمق برش 0.2mm)، ب- آزمون ماشین‌کاری با کنترل فعال(عمق برش 2.5mm)

شد که می‌توان از عملگرهای VCA تجاری در کنترل ارتعاشات ابزارهای داخل‌تراش مقیاس بزرگ صنعتی استفاده کرد، همچنین در این تحقیق برخلاف نمونه‌های پیشین کنترل ارتعاشات بر یک ابزار داخل‌تراش با نسبت طول به قطر بالا پیاده‌سازی شده که توانایی ماشین‌کاری در شرایط خشن‌تراشی و نیمه‌پرداخت را داراست و ناحیه پایدار ماشین‌کاری به نحو چشمگیری افزایش پیدا کرده است. این افزایش عمق براده‌برداری همراه با حفظ کیفیت سطح مطلوب قطعه‌کار پس از ماشین‌کاری 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 قابلیت نصب و استفاده بر سایر ماشین‌های تراش را داراست.

8- مراجع

[1] Y. Altintas, *Manufacturing Automation*, Second Edittion, 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. Tarng, 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 Edittion, 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.