

رویکرد کنترل فعال ضد اغتشاش برای کنترل ارتعاشات ابزار داخل تراش

پوریا نعیمی امینی¹، بهنام معتکف ایمانی^{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

چکیده

یکی از مهم‌ترین محدودیت‌های بهره‌وری در تولید، ارتعاشات ماشین‌کاری است. این ارتعاشات منجر به افزایش هزینه‌های ماشین‌کاری، کاهش دقت قطعات و کاهش عمر ابزار برشی می‌گردد. مؤثرترین راه‌حل برای افزایش پایداری فرآیند برش و حذف ارتعاشات، افزایش صلبیت دینامیکی سازه است. شیوه‌های مختلفی برای افزایش صلبیت دینامیکی سازه‌ها با استفاده از روش‌های کنترل ارتعاشات غیرفعال و فعال ارائه شده است. اگرچه روش‌های غیرفعال کنترل ارتعاشات همیشه پایدار هستند، ولی دارای عملکرد محدودی هستند. روش‌های فعال کنترل ارتعاشات این قابلیت را دارد که ارتعاشات را به گونه مطلوبی در شرایط مختلف میرا کنند. فرآیند برش بیشتر در معرض تغییرات پارامترها و اغتشاشات ناشناخته خارجی است؛ بنابراین طراحی یک سیستم کنترل ارتعاش فعال برای فرآیند برش یک مشکل چالش‌برانگیز است. هدف این پژوهش پیاده‌سازی کنترل فعال ضد اغتشاش بر یک ابزار داخل تراش است. این استراتژی در سیستم کنترل ارتعاشات ابزار داخل تراش به کار گرفته شده است. نتایج آزمون‌های کنترل ضربه نشان می‌دهد که الگوریتم کنترلی ADRC در کاهش ارتعاشات و افزایش صلبیت دینامیکی سازه دارای عملکرد خوبی است، همچنین کنترلر ADRC دارای پایداری بیشتر و توان مصرفی کمتری نسبت به کنترلر پسخور مستقیم سرعت است.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 02 بهمن 1396
پذیرش: 01 اردیبهشت 1397
ارائه در سایت: 21 اردیبهشت 1397
کلید واژگان:

میرایی فعال
کنترل ارتعاشات
روش ADRC
ابزار داخل تراش

An Active Disturbance Rejection Control approach for vibration control of a Boring Bar

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 22 January 2018
Accepted 21 April 2018
Available Online 11 May 2018

Keywords:

Active damping
Vibration control
ADRC method
Boring bar

ABSTRACT

One of the most important constraints on manufacturing productivity is the machining vibration. This vibration may cause increase in machining costs, lower accuracy of products and decrease tool life. The effective solution for increasing cutting process stability and vibration suppression is to improve structural dynamic stiffness. There has been presented different techniques for enhancing dynamic stiffness of structures using passive and active vibration control methods. Although passive vibration control methods are always stable, they exhibit limited performance. In active control methods, vibrations can be effectively damped over a various conditions. Cutting process mainly exposed to parameter perturbations and unknown external disturbances, therefore, designing an active vibration control system for cutting process is a challenging problem. The aim of this research is implementation of active disturbance rejection control on a boring bar. The proposed strategy was implemented into an active vibration control system for the boring bar. The results of impact control tests indicate that the ADRC control algorithm has a great performance in suppressing vibrations and increasing the structural dynamic stiffness. Moreover, ADRC controller is more stable and spends less control effort than direct velocity feedback controller.

1- مقدمه

این ارتعاشات است. مهم‌ترین نوع ارتعاشات در ماشین‌کاری، ارتعاشات خودبرانگیخته (ارتعاشات چتر²) است که خود دارای انواع مختلفی بوده و شایع‌ترین نوع آن چتر بازایی³ است. دلیل به وجود آمدن این نوع ارتعاشات، برهم‌کنش دینامیکی⁴ فرآیند براده‌برداری و سازه ماشین‌ابزار است. در بیشتر فرآیندهای

ماشین‌کاری یکی از مهم‌ترین فرآیندهای تولید در صنعت است. عملیات ماشین‌کاری اغلب همراه با ارتعاشات ناخواسته است که منابع اصلی آن‌ها محیط و فرآیند برش هستند. این ارتعاشات ناخواسته می‌تواند تأثیر مخربی بر نرخ براده‌برداری، کیفیت سطح، دقت ابعادی و عمر ابزار و دستگاه بگذارد. مهم‌ترین هدف میرایی فعال¹ در ماشین‌کاری حذف و یا به حداقل رساندن

² Chatter vibration
³ Regenerative chatter
⁴ Dynamic interaction

¹ Active damping

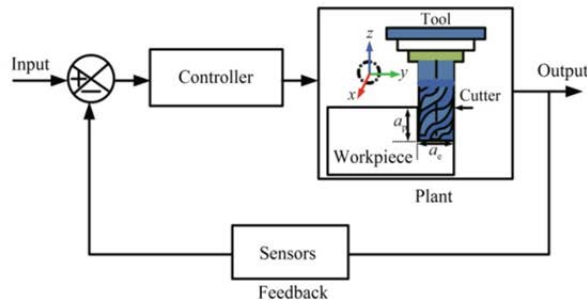


Fig. 1 Active vibration control loop in machining [5]

شکل 1 حلقه کنترل فعال ارتعاشات در ماشین کاری [5]

جرمی عمل کنند.

مونوا و همکاران [11] یک عملگر دو جهته اینرسیال⁷ را بر یک ماشین فرز ستونی استفاده کردند و با مقایسه روش‌های مختلف کنترلی شامل کنترل پسخور شتاب، کنترل پسخور سرعت، کنترل پسخور موقعیت و کنترل پسخور تأخیر در حذف چتر به این نتیجه رسیدند که کنترل پسخور مستقیم سرعت⁸ مؤثرترین روش در افزایش پایداری بوده است.

چن و همکاران [12] با بهره‌گیری از ایده یاتاقان مغناطیسی، عملگر مغناطیسی را طراحی کردند که ارتعاشات ابزار داخل تراش را کنترل نماید. عملگر طراحی شده توسط آن‌ها با استفاده از روش کنترل پسخور سرعت به طور مطلوبی ارتعاشات مود اول ابزار را کنترل کرد.

گیلرنا و همکاران [13] با استفاده از عملگر اینرسیال به مقایسه الگوریتم‌های مختلف کنترل ارتعاشات چتر در فرآیند فرزکاری پرداختند. نتایج نشان داد که روش DVF با وجود عملکرد مناسب می‌تواند سبب تحریک مودهای سازه‌ای عملگر گردد و در نتیجه منجر به ناپایداری در سیستم حلقه بسته شود. به منظور غلبه بر این مشکل، روش کنترلی جاذب غیرفعال مجازی⁹ را ارائه نمودند. این روش با تمرکز بر مود اصلی سازه، احتمال تحریک مودهای ارتعاشی عملگر را کاهش می‌داد. عملکرد الگوریتم ارائه شده در آزمون‌های تجربی با روش DVF مقایسه شده و کارایی آن نشان داده شد.

ابل و همکاران [14] جاذب جرمی اینرسیال مغناطیسی را برای ابزارهای بورینگ طویل ارائه کردند. این ابزار بورینگ از نوع مدولار بوده که جاذب ارتعاشی برای قسمت میانی طراحی و تعبیه شده بود. الگوریتم کنترلی پیاده شده در سیستم، کنترل پسخور سرعت بود و عملکرد ابزار بورینگ میراشده با استفاده از آزمون ضربه و آزمون‌های ماشین کاری بررسی شد. نتایج تجربی نشانگر عملکرد خوب سیستم میرایی فعال در افزایش صلبیت دینامیکی و بهبود کیفیت سطح ماشین کاری ابزار بورینگ بود.

کلینورت و همکاران [15] روش‌های مختلف کنترلی را برای میرایی فعال فرآیند فرزکاری بررسی کردند. آن‌ها کارایی روش‌های DVF، LQG و H_∞ را در کاهش ارتعاشات فرزکاری و افزایش محدوده ماشین کاری پایدار مقایسه نمودند. نتایج نشانگر این بود که کارایی روش LQG به شدت وابسته به مدل سیستم است و با تغییرات دینامیک سیستم کارایی آن به شدت کاهش می‌یابد. روش‌های DVF و H_∞ بدون نیاز به مدل سیستم به خوبی صلبیت دینامیکی سیستم را افزایش داده و دامنه ماشین کاری پایدار را گسترش می‌دادند.

همان‌طور که مشاهده می‌شود با وجود تفاوت‌های کلی در عملگرهای به

ماشین کاری، ارتعاشات چتر بازایی دقت ماشین کاری را کاهش داده و منجر به ایجاد سطح موج روی قطعه کار می‌گردد [1]. برای کاهش ارتعاشات چتر و افزایش محدوده ماشین کاری پایدار و در نتیجه افزایش کارایی ماشین ابزار باید صلبیت دینامیکی سازه را افزایش داد [2].

تحقیقات متعددی با رویکرد کنترل ارتعاشات چتر و افزایش صلبیت دینامیکی سازه ماشین ابزار تا به حال انجام گرفته است که به دو دسته کلی کنترل غیرفعال و کنترل فعال تقسیم‌بندی می‌شوند [3].

در روش‌های کنترل غیرفعال از اتصال یک جاذب ارتعاشی تنظیم‌شده¹ و هم‌فرکانس با سازه برای کاهش مقدار منفی قسمت حقیقی تابع پاسخ فرکانسی² ابزار برشی استفاده می‌شود [4]. میراگرهای غیرفعال مقرون به صرفه بوده و هیچ‌گاه منجر به ناپایداری یک سیستم نمی‌گردند. با این حال عملاً دارای میرایی محدودی هستند و کارایی آن‌ها مستلزم تنظیم دقیق است که به دلیل عدم قطعیت‌ها مشکل است، همچنین میراگرهای غیرفعال نسبت به تغییرات شرایط ماشین کاری حساس هستند و به دلیل این‌که فرکانس طبیعی و میرایی جاذب دارای مقادیر ثابت هستند، با تغییر فرآیند و کاربرد باید دوباره تنظیم شوند.

در روش‌های فعال انرژی بیشتری با به کارگیری عملگرها به سیستم وارد می‌شود و در نتیجه قابلیت دستیابی به میرایی بیشتری نسبت به روش‌های غیرفعال وجود دارد [5]. همچنین در این روش‌ها می‌توان با تنظیم پارامترهای کنترلر، مودهای مختلف ارتعاشی را به صورت هم‌زمان میرا کرد (شکل 1).

روش‌های کنترلی مختلفی جهت کنترل ارتعاشات در ماشین کاری به کار گرفته شده است. این روش‌ها از لحاظ به کارگیری در نوع فرآیند ماشین کاری، نوع عملگر و نوع الگوریتم کنترلی دارای گستره وسیعی هستند. تاناکا و همکاران [6] عملگر پیژو را جهت میرایی فعال در بدنه ابزار داخل تراش نصب کردند. ارتعاشات نوک ابزار توسط شتاب‌سنج اندازه‌گیری و با اعمال 90 درجه تأخیر، کنترل پسخور سرعت جهت میرا نمودن ارتعاشات ابزار پیاده‌سازی شد. ردموند و همکاران [7] چهار عملگر پیژو را در ابزار داخل تراش نصب کردند و کنترل با پسخور شتاب را برای میرا کردن ارتعاشات ابزار در دو جهت جانبی به کار بردند. آندرن و همکاران [8] ابزار داخل تراشی را ارائه کرد که در آن عملگر پیژو جاسازی شده بود. سه الگوریتم کنترل برای میرایی فعال پیاده‌سازی شد که شامل کنترلر PID، الگوریتم پسخور کوچک‌ترین میانگین مربعات فیلتر شده³ و کنترل مدل داخلی⁴ بود. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که دو الگوریتم ارائه شده به نسبت کنترلر PID در میرایی فعال دارای عملکرد بهتری هستند.

پرات و نایفه [9] دو عملگر ترفنول-د⁵ را برای میرایی فعال ابزار داخل تراش در دو جهت متعامد به کار گرفتند. آن‌ها در الگوریتم کنترل ارتعاشات، از جبران‌ساز مرتبه دو برای میرا نمودن مودهای ارتعاشی مدنظر استفاده نمودند. جبران‌ساز در این کنترلر به مانند یک جاذب مجازی⁶ ارتعاش عمل می‌کرد.

گانگولی [10] دو عملگر اینرسیال الکترومغناطیسی 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

¹ Tuned Vibration Absorber

² Frequency Response Function

³ Feedback filtered-x least mean square(LMS) algorithm

⁴ Internal Model Control

⁵ Terfenol-D

⁶ Virtual Absorber

⁷ Biaxial Inertial Actuator

⁸ Direct Velocity Feedback

⁹ Virtual Passive Absorber

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

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

$$F_c(t) = Kb[h_0 - x(t) + x(t - \tau)] \quad (2)$$

در آن K ضریب نیروی برشی، b عمق برش، h_0 ضخامت براده استاتیکی و τ دوره تناوب اسپیندل است.

با اعمال کنترل DVF، معادلات حاکم بر سیستم به صورت روابط (3-3) حاصل می‌شود.

$$sازه به صورت رابطه (3)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_c + bu \quad (3)$$

$$سنسور به صورت رابطه (4)$$

$$y = b^T \dot{x} \quad (4)$$

$$کنترلر به صورت رابطه (5)$$

$$u = -gy \quad (5)$$

با ترکیب سه معادله با یکدیگر، معادله حلقه بسته سیستم به صورت رابطه (6) به دست می‌آید.

$$m\ddot{x} + (c + gbb^T)\dot{x} + kx = F_c \quad (6)$$

نیروهای کنترلی به صورت میرایی ویسکوز در معادله ظاهر می‌گردند. همان‌طور که در رابطه (6) مشاهده می‌گردد نیروی کنترلی تنها بر میرایی سیستم حلقه بسته اثرگذار بوده و فرکانس طبیعی سیستم را تغییر نمی‌دهد، همچنین معادله حلقه بسته سیستم در رابطه (6) به ازای تمامی مقادیر مثبت g پایدار بوده و می‌توان مقدار ضریب بهره کنترلی را بدون محدودیت افزایش داد. باید توجه داشت که رابطه (6) و پایداری بدون محدودیت کنترلر DVF در شرایطی برقرار است که از دینامیک عملگر در رابطه (3) صرف‌نظر گردد. در بخش 3 اثر دینامیک عملگر بر عملکرد و پایداری حلقه بسته کنترل فعال ارتعاشات تشریح می‌شود.

3- الگوریتم‌های کنترل ارتعاشات سازه

کنترل ارتعاشات به معنی افزایش میرایی در سیستم است. نقش میرایی در سیستم‌ها کاهش زمان نشست پاسخ گذرای سیستم نسبت به بارهای ضربه‌ای و کاهش پاسخ رزونانس سیستم نسبت به تحریک ثابت با دامنه وسیع است. روش‌های کنترل فعال ارتعاشات را می‌توان به سه دسته کلی زیر تقسیم کرد [16].

- کنترل پسخور (حلقه بسته): در این روش‌ها پاسخ سازه اندازه‌گیری و برای محاسبه نیروی کنترلی استفاده می‌شود.

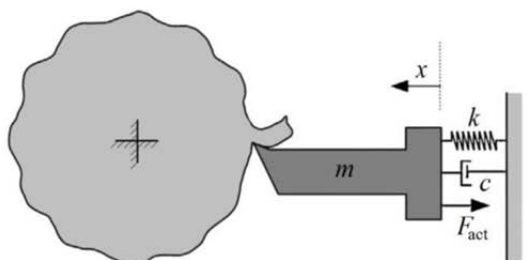


Fig. 2 Active vibration control in machining based on a single degree of freedom system [11]

شکل 2 کنترل فعال ارتعاشات در ماشین کاری براساس سیستم یک درجه آزادی [11]

کار گرفته شده و همچنین ماشین‌های ابزار گوناگون مهم‌ترین و پرکاربردترین روش کنترلی به کار گرفته شده در کنترل ارتعاشات ماشین‌کاری، روش کنترل DVF است. اگرچه روش کنترل DVF دارای مزایایی چون حجم محاسبات پایین، پایداری مطلوب و سهولت در پیاده‌سازی است، ولی دارای معایبی مهمی نیز است، از جمله این‌که فرکانس‌های پایین سیستم دینامیکی را تحریک نموده و ممکن است منجر به ناپایداری سازه‌ای گردد. از طرفی با در نظر گرفتن دینامیک عملگر در تابع تبدیل کلی سیستم، الگوریتم کنترل DVF همیشه پایدار نبوده و با افزایش میرایی منجر به ناپایداری در یکی از مودهای ارتعاشی سیستم می‌گردد [16].

روش کنترل فعال ضد اغتشاش¹ (ADRC) یک روش کنترلی است که برای حذف اغتشاشات در سیستم‌های دینامیکی و تعقیب مسیر در سیستم‌های کنترل حرکت ارائه شد [17].

ژائو و گائو [18] روش ADRC را برای حذف رزونانس یک سیستم دو درجه آزادی به کار بردند. آن‌ها نشان دادند که این روش به خوبی می‌تواند با غلبه بر عدم قطعیت‌های داخلی و اغتشاشات خارجی، ارتعاشات سیستم دو درجه آزادی را در مسیر حرکتی کاهش دهد.

هدف از این پژوهش پیاده‌سازی روش کنترل ADRC براساس مشاهده‌گر تعمیم‌یافته برای بهبود کنترل فعال ارتعاشات یک ابزار داخل تراش و مقایسه آن با روش کنترل ارتعاشات DVF است. برای پیاده‌سازی کنترل فعال ارتعاشات از یک عملگر الکترومغناطیسی خطی² استفاده شده که جزئیات بستر آزمون در [19] ارائه شده است. در این پژوهش ابتدا کلیاتی از کنترل ارتعاشات در ماشین‌کاری ارائه شده است، سپس روش‌های مختلف کنترل ارتعاشات بررسی شده و تئوری روش کنترلی ADRC نیز تشریح شده است. در ادامه مشخصات سخت‌افزار کنترلی ارائه شده است. سپس عملکرد کنترل DVF در میرایی فعال ارائه و معایب این روش تشریح شده است. در انتها کنترل ADRC روی ابزار پیاده‌سازی شده است. نتایج آزمون کنترل‌ضربه بیانگر این است که اگرچه روش کنترل DVF به مقدار قابل توجهی صلیبیت دینامیکی ابزار را افزایش می‌دهد، ولی هم‌زمان سبب افزایش فرکانس طبیعی سیستم و در نتیجه منجر به افزایش قابل ملاحظه توان و در نتیجه اشباع عملگر می‌گردد. از طرفی افزایش میرایی سیستم در کنترلر DVF به دلیل ناپایداری سازه‌ای محدود است. در حالی که در روش کنترل ADRC با افزایش میرایی، فرکانس طبیعی سیستم تغییرات کمتری داشته که این برای یک سیستم میرایی فعال عملکرد مطلوبی است. همچنین در روش ADRC با افزایش میرایی در سیستم ناپایداری رخ نمی‌دهد.

2- کنترل فعال ارتعاشات در ماشین کاری

هدف از کنترل فعال در ماشین‌کاری، میرا کردن ارتعاشات چتر در نوک ابزار و افزایش عمق برش با استفاده از عملگر است. تئوری ارتعاشات چتر در فرآیند تراش کاری متعامد³ به صورت سیستم یک درجه آزادی مدل می‌شود [1]. در این مدل ابزار به صورت یک سیستم جرم-فنر-میراگر در نظر گرفته می‌شود (شکل 2). با پیاده‌سازی کنترل فعال ارتعاشات در ماشین‌کاری، ابزار برشی در حین فرآیند برش تحت تأثیر دو نیروی متفاوت ناشی از فرآیند برش و نیروی ناشی از عملگر است. در این شرایط معادله دینامیکی سیستم با در نظر گرفتن نیروی کنترلی ناشی از عملگر به صورت رابطه (1) نوشته می‌شود [11].

¹ Active disturbance rejection control

² Linear voice coil actuator(VCA)

³ Orthogonal turning

می‌گردد.

$$g A(s) C(s) G(s) \quad (7)$$

در آن $A(s)$ شامل دینامیک سنسور، عملگر و سخت‌افزار کنترلر، $C(s)$ تابع تبدیل کنترلر و $G(s)$ تابع تبدیل سازه‌های سیستم است. دینامیک سنسورها و عملگرها را می‌توان با یک فیلتر پایین‌گذر درجه دو به صورت رابطه (8) تخمین زد.

$$A(s) = \frac{\omega_a^2}{s^2 + 2\xi_a \omega_a s + \omega_a^2} \quad (8)$$

در آن ω_a فرکانس و ξ_a میرایی قطب‌های تابع تبدیل عملگر هستند. می‌توان نشان داد که دو قطب اضافه تابع $A(s)$ مجانب‌های مکان‌هندسی ریشه‌ها را به داخل نیم‌صفحه سمت راست منتقل می‌کند و به میزان قابل ملاحظه‌ای شکل منحنی را در $\omega > \omega_a$ تغییر می‌دهد. اثر دینامیک عملگر بر روی مکان هندسی ریشه‌های کنترلر DVF در شکل 5 نمایش داده شده است ($\xi_a = 0.5$ و $\omega_2 > \omega_a > \omega_3$ فرض شده است).

همان‌طور که مشاهده می‌شود کنترلر فعال ارتعاشات دیگر بدون قید پایدار نیست و همیشه برخی ناپایداری‌ها در فرکانس‌های طبیعی بالاتر از ω_a رخ می‌دهد.

اگرچه در واقعیت مدهای ارتعاشی سازه به دلیل اثر میرایی سازه‌ای، دقیقاً بر محور موهومی قرار ندارند و این سبب می‌شود که کنترلر با ضرایب بهره کوچک بتواند کار کند (شکل 6).

با توجه به مطالب مطرح شده، اهمیت در نظر گرفتن دینامیک عملگر در پایداری کنترلر DVF مشخص می‌گردد. این نشان می‌دهد که انتخاب ضرایب

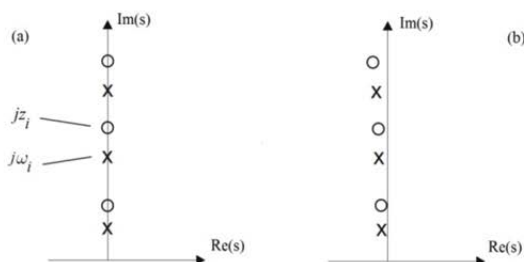


Fig. 3 Pole/Zero pattern of a structure with collocated actuator and sensor; a- undamped; b- lightly damped [16]

شکل 3 موقعیت صفر/قطب سازه با عملگر و سنسور هم مکان، الف- بدون میرایی، ب- میرایی کم [16]

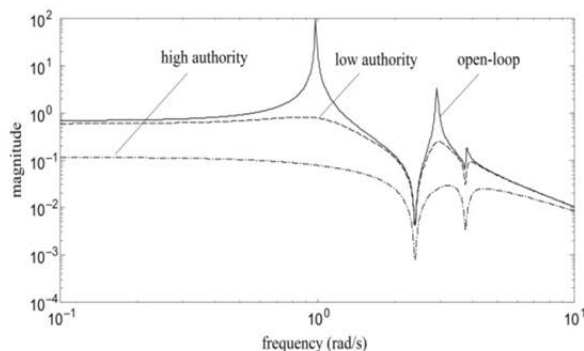


Fig. 4 Magnitude of the transfer function of: Open-loop, closed-loop with low-authority controller, and closed-loop with high-authority controller [20]

شکل 4 نمودار مقدار تابع تبدیل یک سیستم در حالت حلقه باز، حلقه بسته با کنترلر کم‌نفوذ، حلقه بسته با کنترلر پرنفوذ [20]

- کنترل پیشخور (حلقه باز): در این روش‌ها نیروی تحریک اندازه‌گیری می‌شود و برای محاسبه نیروی کنترلی به کار می‌رود.
- کنترل پیشخور-پسخور: در این روش‌ها هم پاسخ سازه و هم نیروی تحریک اندازه‌گیری می‌شود و برای محاسبه نیروی کنترلی به کار می‌رود.

در بیشتر سازه‌ها اندازه‌گیری نیروی تحریک مشکل و یا امکان‌پذیر نیست، به همین سبب بیشتر روش‌های کنترل ارتعاشات بر پایه استفاده از پسخور هستند. روش‌های کنترل پسخور نیز به دو دسته کلی کنترلرهای پسخور مستقیم خروجی¹ و کنترلرهای برپایه مدل² تقسیم می‌شوند. در کنترلرهای DOFB خروجی سنسور در یک ماتریس بهره ضرب شده و فرمان‌های ورودی به عملگر را ایجاد می‌کند. از سوی دیگر کنترلرهای بر پایه مدل از تخمین‌گر حالت برای ایجاد ماتریس بهره استفاده می‌کنند. این روش‌ها نیاز به توان پردازش بالاتری دارند و داشتن مدل دقیق از سازه بر عملکرد آن‌ها در شرایط واقعی اثرگذار است. این درحالی است که روش‌های DOFB نیاز به مدل دقیقی از سیستم ندارند، ولی ضرایب بهره آن‌ها باید به صورت عددی تنظیم شوند تا بهترین عملکرد را براساس معیارهای کنترلی داشته باشند.

در کنترل پسخور ارتعاشات، سیستم‌های با پیکربندی هم‌مکان³ از اهمیت زیادی برخوردار هستند. در سیستم‌های هم‌مکان موقعیت سنسور و عملگر یکسان است. استفاده هم‌مکان عملگر و سنسور در سازه‌های منعطف با میرایی کم همیشه منجر به قطب و صفرهای متناوب در نزدیکی محور موهومی می‌گردد (شکل 3).

کنترلرهای اتلاف‌گر⁴ مهم‌ترین نوع سیستم‌های کنترل فعال ارتعاشات هستند، زیرا ساختار ساده‌تری دارند و همیشه پایدار هستند. در طراحی این نوع کنترلرها، مفاهیم کنترلرهای پرنفوذ⁵ و کم‌نفوذ⁶ مطرح می‌شود. این مفاهیم در کنترل فعال ارتعاشات منجر به رویکردهای متفاوتی در طراحی کنترلر می‌گردد. چنانچه در طراحی کنترلر، هدف اصلی کاهش قابل ملاحظه ارتعاشات سازه‌ای باشد، از کنترلر کم‌نفوذ بهره گرفته می‌شود و چنانچه تعقیب یک فرمان با دقت بالا مدنظر باشد از کنترلر پرنفوذ استفاده می‌شود. کنترلرهای کم‌نفوذ از ورودی محدودتری (نیرو، گشتاور) برای کنترل ارتعاشات سیستم استفاده می‌کنند و این ورودی‌ها در سازه‌های منعطف منجر به افزایش میرایی سیستم می‌گردند. این کارکرد بر حرکت کلی سازه که نیاز به عملگرهای پر قدرت دارد اثر کمی می‌گذارد [20].

در حوزه فرکانس کارکرد کنترلرهای کم‌نفوذ کاهش مقادیر قله‌های رزونانس سیستم است، در حالی که در بقیه نمودار تابع تبدیل سیستم تغییر چندانی نمی‌کند. همان‌طور که در شکل 4 مشاهده می‌شود کنترلر کم‌نفوذ رزونانس‌های سیستم را کاملاً حذف کرده است و روی دیگر نمودار تأثیر چندانی نداشته است. در حالی که کنترلر پرنفوذ در بازه فرکانسی وسیعی نمودار تابع تبدیل سیستم را به میزان زیادی تغییر داده است.

با فرض این‌که سنسور و عملگر دارای عملکرد ایده‌آل بوده و دارای دینامیک نباشند، بیشتر الگوریتم‌های کنترل فعال میرایی برای تمامی مقادیر بهره g پایدار هستند [16]، اما در عمل سنسورها و عملگرها نیز دارای دینامیک هستند و تابع تبدیل حلقه باز سیستم به صورت رابطه (7) نتیجه

¹ Direct output feedback

² Model based

³ Collocated configuration

⁴ Dissipative controller

⁵ High-Authority controller

⁶ Low-Authority controller

کنترل مناسب را با این روش به دست آورد. هر کنترلر باید دقیقاً با توجه به سیستم مورد نظر طراحی شود. چنانچه مدل سیستم کاملاً شناخته شده باشد، کنترلر مبتنی بر مدل بهترین کنترلر خواهد بود.

متأسفانه به دست آوردن مدل سیستم زمان بر است و با توجه به این که که دینامیک سیستم با گذشت زمان تغییر می کند نیاز به مهارت زیادی دارد. در [21] نویسندگان یک روش جدید را برای به دست آوردن یک مدل کم هزینه از فرآیند به عنوان یکی از فرصت های تحقیقاتی چالش برانگیز در حوزه کنترل ارائه دادند. این روش جدید کنترلر به عنوان روش کنترل مبتنی بر مدل جزئی شناخته شده است. در این روش اطلاعات بسیار کمی از سیستم مورد استفاده قرار می گیرد یا تنها اطلاعات شناخته شده استفاده می شود و عوامل ناشناخته به عنوان عدم قطعیت مورد بررسی قرار می گیرند.

کنترل فعال ضد اغتشاش (ADRC) یک کنترلر مبتنی بر مدل جزئی است و برای اولین بار در [22] پیشنهاد شده و در [24,23] ساده تر شده است. الگوریتم ADRC اثر دینامیک ناشناخته² و اغتشاشات در سیستم را به طور فعال تخمین زده و جبران می کند. این نوع کنترلر ترکیبی از PID و یک کنترلر مدرن است.

این نوع کنترلر الگوریتم کنترل مبتنی بر خطا را از کنترل PID و مشاهده گر حالت را از نظریه کنترل مدرن به کار گرفته است. مشاهده گر گسترش یافته⁴ برای تخمین اغتشاشات داخلی و خارجی سیستم استفاده می شود، سپس این تخمین ها برای جبران اغتشاشات به کنترلر داده می شود (شکل 7).

پیش از توسعه ESO برای تخمین اغتشاشات کلی⁵ سیستم، برخی دیگر تخمین گرهای معمول اغتشاش به کار گرفته شده شامل مشاهده گر ورودی نامعلوم⁶ [25]، مشاهده گر اغتشاش⁷ [26] و مشاهده گر اختلال گسسته⁸ [27] هستند، اما این روش ها نیازمند یک مدل دقیق ریاضی از سیستم هستند [28].

ابتدا روش ADRC به صورت غیرخطی ارائه شد [22]، که اگرچه روشی قدرتمند بود، ولی در پیاده سازی، تنظیم و تجزیه و تحلیل بسیار پیچیده بود و مانع از کاربرد عملی آن می شد. ساده سازی و نحوه تعیین پارامترها توسط گائو در [24] در سال 2003 آن را عملی ساخته و پیشرفت آن را تسهیل کرد (شکل 8).

تحقیقات زیادی در راستای پیاده سازی ADRC بر سیستم های مختلف از آن زمان تاکنون صورت گرفته است که در ادامه به بخشی از آن ها اشاره می گردد. روش ADRC برای حل مسائل مختلف در انواع کاربردها مانند کنترل کشش کابل [30,29]، کنترل هارد دیسک، مبدل قدرت DC-DC [31] و غیره با موفقیت مورد استفاده قرار گرفته است، همچنین برای مقابله با عملکرد غیرخطی عملگرها از قبیل هیستریزس در عملگرهای پیزوسرامیک استفاده شده است [33,32].

در سیستم های MIMO مانند سیستم میکرو الکترومکانیکی (MEMS) [34] و راکتور مخزن پیوسته مخلوط⁹ [35] دی کوپله شده و کنترل شده اند. استفاده از ADRC تنها در کنترل محدود نبوده و برای نظارت بر سلامت سازه و همچنین شناسایی خطا نیز استفاده می شود [36].

³ Unknown Dynamics
⁴ Extended State Observer
⁵ Total Disturbances
⁶ Unknown Input Observer
⁷ Disturbance Observer
⁸ Discrete Perturbation Observer
⁹ Continuous Stirred Tank Reactor

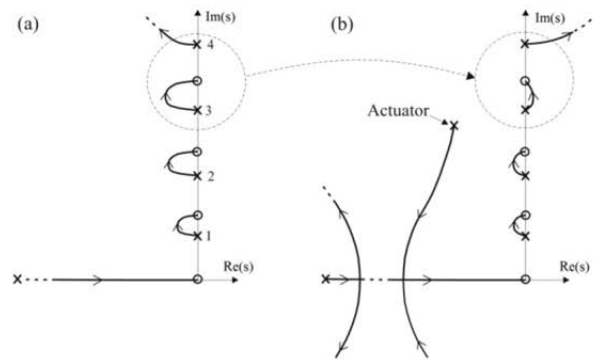


Fig. 5 Effect of the actuator dynamics on the DVF controller. a- With perfect actuator, b- Including the actuator dynamics $A(s)$ (the corner frequency of the actuator is such that $\omega_3 > \omega_a > \omega_2$) [16]

شکل 5 اثر دینامیک عملگر بر کنترلر DVF الف- عملگر ایده آل، ب- عملگر با تابع دینامیکی $A(s)$ (فرکانس گوشه عملگر به نحوی است که $\omega_3 > \omega_a > \omega_2$) [16]

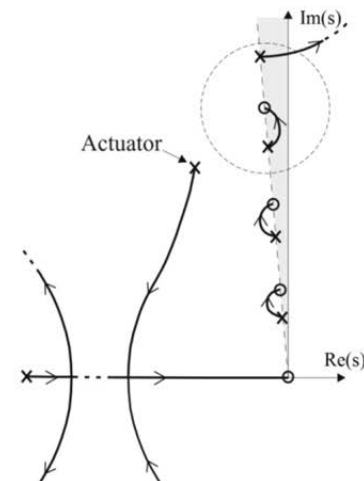


Fig. 6 Stabilizing effect of the structural damping on the actuator dynamics [16]

شکل 6 اثر پایدارکننده میرایی سازه ای بر دینامیک عملگر [16]

کنترلر DVF بدون توجه به دینامیک عملگر ممکن است منجر به ناپایداری در سیستم کنترل حلقه بسته گردد.

4- معرفی روش کنترل ضد اغتشاش ADRC

براساس اطلاعات مورد نیاز سیستم، روش های کنترل را می توان به دو دسته گسترده روش کنترل مستقل از مدل¹ و روش کنترل مبتنی بر مدل² تقسیم بندی کرد.

کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی (PID) به عنوان مهم ترین نوع کنترل مستقل از مدل، یک روش ساده و مؤثر است. این روش نیاز به تنظیم سه پارامتر شناخته شده به عنوان ضریب بهره تناسبی (k_p)، ضریب بهره انتگرالی (k_i) و ضریب بهره مشتقگیر (k_d) دارد. با وجود این که تنظیم پارامترهای PID می تواند به راحتی بدون دانستن دینامیک سیستم انجام شود، کنترلرهای حاصل ممکن است به دلیل شرایط عملیاتی در حال تغییر سیستم، توانایی، دقت و کارایی پایینی داشته باشند.

از سوی دیگر روش های کنترل مبتنی بر مدل مانند کنترل بهینه نیاز به یک مدل از سیستم دارند. با یک مدل کامل از سیستم بهتر می توان یک

¹ Model-independent Control
² Model-based Control Method

$$u = \frac{u_0 - \hat{f}}{b} \quad (11)$$

رابطه (12) را با جای گذاری u در رابطه (9) داریم.

$$\ddot{y} = u_0 - \hat{f} + f \quad (12)$$

در نتیجه رابطه (13) به صورت زیر است.

$$\ddot{y} \approx u_0 \quad (13)$$

یک سیستم انتگرال درجه دو بدون اغتشاشات خارجی و عدم قطعیت داخلی است. u_0 را می توان به آسانی طراحی نمود تا مشخصات عملکردی مدنظر را برآورده کند. چالش این است که تخمین دقیق \hat{f} از اغتشاش کلی f را که به عنوان یک متغیر حالت اضافی سیستم اضافه شده را به دست آوریم. مشاهده گر حالت گسترش یافته برای تخمین f ، y و \dot{y} استفاده می شود.

برای نمایش مدل (9) در فرم فضای حالت و گسترش آن به منظور در نظر گرفتن f ، فرض می کنیم $x_1 = y$ ، $x_2 = \dot{y}$ و $x_3 = \hat{f}$. در نتیجه رابطه (14) به صورت زیر است.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 + bu \\ \dot{x}_3 &= \hat{f} = h \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (14)$$

در آن x_1 ، x_2 و x_3 بردارهای حالت و \dot{x}_1 ، \dot{x}_2 و \dot{x}_3 به ترتیب مشتق های آن ها نسبت به زمان هستند. $x_3 = f$ حالت اضافه یا افزوده³ است که تخمین زده می شود تا مقدار مطلوب \hat{f} به دست آید. در نتیجه مدل فضای حالت گسترش یافته به صورت رابطه (15) حاصل می شود.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Eh \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (15)$$

که در آن رابطه (16) را داریم.

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; & B &= \begin{bmatrix} 0 \\ b \\ 0 \end{bmatrix}; \\ C &= [1 \ 0 \ 0]; & E &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (16)$$

برای تخمین حالت های سیستم یک ESO درجه 3 به صورت روابط (17,18) تعریف می شود.

$$\dot{z} = Az + Bu + L(y - \hat{y}) \quad (17)$$

$$\hat{y} = Cz \quad (18)$$

در آن Z و \hat{y} تخمین های x و y بوده و $L = [l_1 \ l_2 \ l_3]^T$ ضرایب بهره مشاهده گر هستند به نحوی که ESO پایدار باشد.

رابطه (19) را با جای گذاری \hat{y} از معادله (18) در (17) داریم.

$$\dot{z} = (A - LC)z + Bu + Ly \quad (19)$$

برای ساده سازی تمامی مقادیر ویژه ESO را در $-\omega_0$ قرار می دهیم در نتیجه L ضریب بهره مشاهده گر به صورت رابطه (20) حاصل می شود.

$$L = [l_1 \ l_2 \ l_3]^T = [3\omega_0 \ 3\omega_0^2 \ \omega_0^3]^T \quad (20)$$

در آن ω_0 پهنای باند مشاهده گر است که قابلیت تنظیم دارد. پهنای باند بالاتر منجر به افزایش سرعت مشاهده گر می گردد، ولی آن را نسبت به نویز حساس تر می کند.

پس از تخمین حالت ها، نتایج به صورت تقریبی رابطه (21) بیان می شود.

$$z_1 \rightarrow y; \quad z_2 \rightarrow \dot{y}; \quad z_3 \rightarrow \hat{f}. \quad (21)$$

بنابراین مدل سیستم (9) به صورت یک معادله انتگرال درجه دو مانند رابطه (9) به صورت رابطه (22) حاصل می شود.

و بیشتر کاربرد آن برای غلبه بر اغتشاشات در کنترل حرکت بوده است. از آنجایی که فرآیند ماشین کاری ذاتاً پدیده ای است که همراه با اغتشاشات و عدم قطعیت های متعددی است، روش ADRC با توجه به ویژگی های آن گزینه مناسبی برای استفاده در کنترل ارتعاشات چتر است.

5- تئوری کنترل ADRC

روش های طراحی کنترلر عموماً براساس مدل ریاضی خطی نامتغیر¹ با زمان از سیستم ارائه می شوند، اما در عمل سیستم ها غیرخطی و متغیر با زمان هستند. فقدان یک مدل دقیق ریاضی از سیستم منجر به محدودیت هایی در طراحی کنترلر می گردد. در این بخش روش ADRC تشریح می شود که یک رویکرد طراحی مستقل از مدل است [37].

از لحاظ نظری، از آنجا که ADRC به صورت خطی ساده سازی شده است، تقریباً تمام ابزارهای نظریه کنترل کلاسیک و مدرن برای تجزیه و تحلیل ADRC قابل استفاده هستند. برای سادگی یک سیستم درجه دو به صورت رابطه (9) را در نظر بگیرید.

$$\ddot{y} = bu + f(y, \dot{y}, w, t) \quad (9)$$

در آن y ، \dot{y} ، w ، t و b به ترتیب سیگنال های خروجی، ورودی، اغتشاش خارجی، پارامتر سیستم و زمان است. عبارت $f(y, \dot{y}, w, t)$ یا به صورت اختصاری f ، تابع غیرخطی سیستم است و به عنوان اغتشاش کلی² شناخته می شود، زیرا شامل اغتشاشات خارجی و عدم قطعیت های دینامیک داخلی سیستم است. چنانچه در این سیستم بتوان این اغتشاش را خنثی نمود، سیستم به یک انتگرال درجه دو تبدیل می شود.

فرض کنید عبارت $f(y, \dot{y}, w, t)$ از رابطه (9) را از این به بعد با \hat{f} نمایش دهیم. با در نظر گرفتن سیگنال ورودی به صورت روابط (10,11) است.

$$u_0 = bu + \hat{f} \quad (10)$$

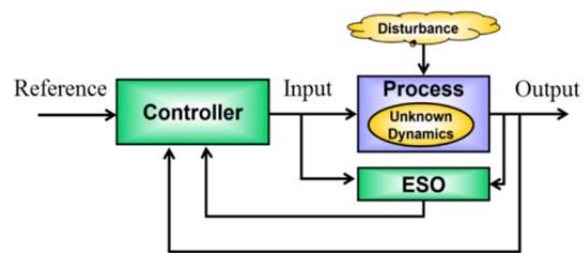


Fig. 7 A schematic ESO and ADRC controller [23]
شکل 7 نمودار شماتیک مشاهده گر و کنترلر ADRC [23]

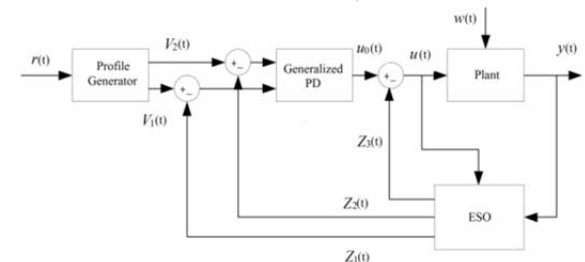


Fig. 8 Block diagram of parameters in ADRC system [22]
شکل 8 بلوک دیاگرام متغیرهای مختلف در سیستم ADRC [22]

³ Augmented State

¹ Linear Time Invariant
² Total (generalized) Disturbance

آزمون در مرجع [19] تشریح و در این بخش مختصری از مشخصات فنی بستر آزمون به منظور آشنایی کلی ارائه شده است.

حلقه سخت‌افزاری سیستم کنترلی شامل عملگر VCA، تقویت‌کننده خطی توان، ایزولاتور نوری²، شتاب‌سنج پیزو، سیگنال‌کاندیشنر³ و کارت‌های اکتساب داده⁴ است. در این پژوهش عملگر VCA از نوع شیکرهای مغناطیسی دائم⁵، برای کنترل ارتعاش ابزار داخل‌تراش به کار گرفته شده است. بیشینه نیروی این عملگر 100 نیوتون و بازه فرکانسی کاری آن 0-4 KHz است. برای اندازه‌گیری ارتعاشات ابزار، یک شتاب‌سنج پیزو در نزدیک سر برشی بر بدنه ابزار نصب شده است. فرکانس کاری سیستم کنترلی 20 کیلوهرتز است.

کارت‌های اکتساب داده مورد استفاده در این پژوهش مدل‌های PCI-1710 HG و PCI-1720 ساخت شرکت آدونتک⁶ است. برنامه نرم‌افزاری کنترلر در محیط نرم‌افزار متلب-سیمولینک پیاده‌سازی و اجرا شده است.

7- پیاده‌سازی کنترل DVF بر بستر آزمون

جهت بررسی اثر کنترلر در کاهش مقدار ارتعاشات و افزایش صلبیت دینامیکی ابزار از آزمون 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 می‌گردد. 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 11 نمودار جعبه‌ای کنترل حلقه بسته ارتعاشات مجموعه ابزار-عملگر را در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب مشاهده می‌نمایید. برنامه از سه مجموعه اصلی تشکیل شده است: 1- بخش اکتساب داده از شتاب‌سنج و آماده‌سازی سیگنال دریافتی، سپس محاسبه سرعت ابزار در نقطه‌ای که شتاب‌سنج نصب شده است، 2- ایجاد سیگنال ولتاژ کنترلی توسط الگوریتم کنترلی، 3- ارسال سیگنال ولتاژ کنترلی تنظیم شده با استفاده از کارت DAQ به عملگر.

نتایج حاصل از پیاده‌سازی کنترلر DVF بر ابزار داخل‌تراش در آزمون کنترل ضربه در شکل 12 نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش ضریب بهره کنترلر DVF، میرایی سیستم حلقه بسته افزایش یافته و قله رزونانس سیستم کاهش می‌یابد. مطابق انتظار با افزایش

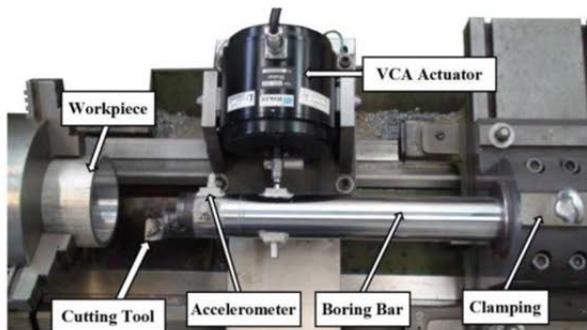


Fig. 10 Active vibration control set up

شکل 10 بستر آزمون کنترل فعال ارتعاشات

² Optical Isolator

³ Signal Conditioner

⁴ Data Acquisition (DAQ)

⁵ Permanent Magnet Shakers

⁶ Advantech

$$\dot{y} \approx u_0 \quad (22)$$

شکل 9 یک سیستم با (دینامیک و اغتشاش ناشناخته) را به همراه ESO نمایش می‌دهد. هنگامی که سیستم به صورت انتگرال درجه دو ایده‌آل باشد، یک کنترلر تناسبی- مشتقی¹ برای کنترل سیستم و ایجاد سیگنال ورودی u_0 به صورت رابطه (23) استفاده می‌شود.

$$u_0 = k_p(r - y) + k_d(\dot{r} - \dot{y}) \quad (23)$$

در آن k_p و k_d به ترتیب ضرایب بهره تناسبی و مشتق‌گیر کنترلر PD و r سیگنال مرجع است. چنان‌چه فیدبک را به نحوی در نظر بگیریم که از مشتق‌گیری ورودی مرجع اجتناب گردد، تابع تبدیل حلقه بسته به صورت رابطه (24) حاصل می‌شود:

$$G_{cl} = \frac{k_p}{s^2 + k_d s + k_p} \quad (24)$$

با انتخاب قطب‌های حلقه بسته در $-\omega_c$ ضرایب k_p و k_d به صورت رابطه (25) به دست می‌آید.

$$\begin{aligned} k_p &= \omega_c^2 \\ k_d &= 2\omega_c \end{aligned} \quad (25)$$

در آن ω_c پهنای باند کنترلر و قابل تنظیم است.

ملاحظات:

- 1- کنترل‌کننده PD برپایه مشاهده‌گر اغتشاش بدون به کارگیری انتگرال‌گیر، خطای حالت پایدار سیستم را صفر می‌کند.
 - 2- طراحی مستقل از مدل است. تنها پارامتر مورد نیاز از سیستم مقدار تقریبی b در رابطه (9) است.
 - 3- اثرات ترکیبی اغتشاش ناشناخته و نبود قطعیت‌های دینامیک داخلی سیستم به عنوان یک اغتشاش کلی تعبیر می‌شود. با افزودن مشاهده‌گر به منظور این‌که شامل متغیر حالت اضافی سیستم گردد، این حالت سیستم به صورت فعال تخمین زده شده و خنثی می‌شود، در نتیجه منجر به حذف اغتشاش فعال می‌شود.
- این روش طراحی کنترلر مبتنی بر حذف اغتشاش با استفاده از مشاهده‌گر گسترش یافته ADRC خطی نامیده می‌شود. در ادامه به بررسی نتایج پیاده‌سازی این روش کنترلی بر بستر آزمون می‌پردازیم.

6- بستر آزمون

ابزار مورد استفاده در این پژوهش یک ابزار داخل‌تراش در مقیاس صنعتی است که بر ساپورت عرضی دستگاه تراش دو محوره نصب شده است. شکل 10 نمایی از مجموعه مونتاژی را نمایش می‌دهد. مشخصات کامل بستر

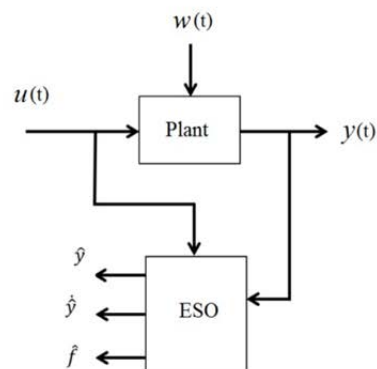


Fig. 9 ESO for two degree ADRC

شکل 9 مشاهده‌گر گسترش یافته در سیستم درجه دو ADRC

¹ Proportional-derivative

می‌یابد که مطلوب نیست. افزایش ولتاژ کنترلی خارج از محدوده فرکانسی مدنظر برای کنترل ارتعاشات منجر به صرف توان اضافی و اشباع عملگر می‌گردد.

8- مقایسه کنترلرهای DVF و ADRC در آزمون ضربه ولتاژی

در ادامه قابلیت‌های کنترلر ADRC در بهبود صلبیت دینامیکی ابزار داخل تراش با کنترلر DVF مقایسه شد. مقایسه کنترلر ADRC و کنترلر DVF در زمینه پایداری کنترل حلقه بسته، میرایی ارتعاشات و توان مصرفی عملگر مورد آزمایش قرار گرفت. در این آزمون‌ها اعمال نیرو به سیستم توسط ضربه ولتاژی عملگر صورت گرفته است. در آزمون ضربه ولتاژی یک سیگنال ولتاژ به شکل ضربه به مدت زمان 0.0005 ثانیه و به مقدار 4 ولت توسط عملگر به ابزار بورینگ اعمال می‌شود، سپس 0.0001 ثانیه پس از پایان ضربه ولتاژی کنترلر وارد حلقه کنترلی می‌گردد و کنترل حلقه بسته فعال می‌شود. مزایای استفاده از این روش تکرارپذیری بالا و تعیین دقیق بازه فرکانسی تحریک سیستم از طریق افزایش یا کاهش زمان ضربه است.

مدل‌های نرم‌افزاری مورد استفاده جهت پیاده‌سازی کنترل فعال ارتعاشات بر بستر آزمون در شکل‌های 14 و 15 نمایش داده شده است. با استفاده از مدل‌های نرم‌افزاری ارائه شده کنترل ارتعاشات ضربه ولتاژی بر بستر آزمون پیاده‌سازی شد. در شکل 16 پاسخ کنترلر DVF با ضربه بهره 500 با یک نمونه کنترلر ADRC با $\omega_c = 4000$ مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود هر دو کنترلر به نحو مطلوبی زمان نشست سیستم را کاهش داده‌اند که نشانگر افزایش صلبیت دینامیکی سیستم است. طیف فرکانسی پاسخ هر دو کنترلر در شکل 17 نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود هر دو کنترلر، دامنه مود ارتعاشی اول که در سیستم از اهمیت بالایی برخوردار است را به مقدار قابل توجهی کاهش داده‌اند.

به منظور مقایسه بهتر نتایج، مقادیر عددی فرکانس غالب ارتعاشی و میرایی مربوط به آن از نمودار محاسبه شد. در جدول 1 مشخصات مود غالب ارتعاشی سیستم‌های حلقه باز و حلقه بسته با کنترلرهای DVF و ADRC ارائه شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود به ازای افزایش میرایی سیستم از حدود 1% به مقدار 24% در مود غالب سیستم، کنترلر DVF فرکانس غالب سیستم حلقه باز را به مقدار 50% تغییر داده است در حالی که تغییر فرکانس مود غالب در کنترلر ADRC تنها به میزان 13% است. این مطلب نشان می‌دهد که کنترلر ADRC فرکانس ارتعاشی غالب سیستم را کمتر جابه‌جا کرده که در کنترل ارتعاشات پدیده مطلوبی است. در این شرایط هرگونه افزایش میرایی در کنترلر DVF با استفاده از افزایش ضربه بهره منجر به ناپایداری سیستم کنترل حلقه بسته می‌گردد، ولی در کنترلر ADRC می‌توان همچنان میرایی را بدون برخورد با مشکل ناپایداری در سیستم افزایش داد. از طرفی انرژی کنترلی صرف شده توسط کنترلر نیز یکی از مهم‌ترین پارامترهای تعیین کنترلی مطلوب به ویژه در بحث کنترل ارتعاشات است. طیف فرکانسی ولتاژ کنترلی اعمال شده توسط عملگر توسط دو کنترلر مختلف در شکل 18 نشان داده شده است.

کنترلر DVF به دلیل خاصیت انتگرالگیری در سیستم حلقه بسته، فرکانس‌های پایین را تقویت کرده و ولتاژ کنترلی، انرژی زیادی صرف تحریک فرکانس‌های خارج از محدوده مطلوب می‌نماید که در طیف فرکانسی ولتاژ کنترلی به خوبی مشاهده می‌شود. این پدیده منجر به اشباع عملگر و کاهش

ضربه بهره کنترلر DVF، فرکانس طبیعی مود اصلی سیستم افزایش پیدا می‌کند. میزان افزایش میرایی در روش DVF محدود بوده و با افزایش ضربه بهره کنترلر DVF از مقدار حدی، سیستم حلقه بسته ناپایدار شده و عملاً میزان افزایش میرایی سیستم به دلیل ناپایداری محدود می‌گردد.

طیف انرژی توان کنترلی روش DVF نیز در شکل 13 نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش ضربه بهره DVF، انرژی صرف شده در خارج از بازه تحریک سیستم به خصوص در فرکانس‌های پایین افزایش

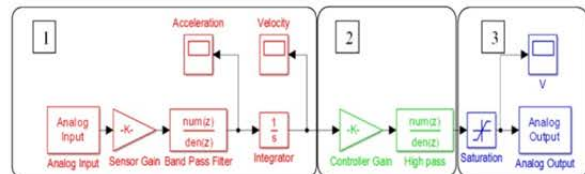


Fig. 11 Simulink model created for DVF active vibration control
شکل 11 مدل سیمولینک ایجاد شده برای کنترل فعال ارتعاشات DVF

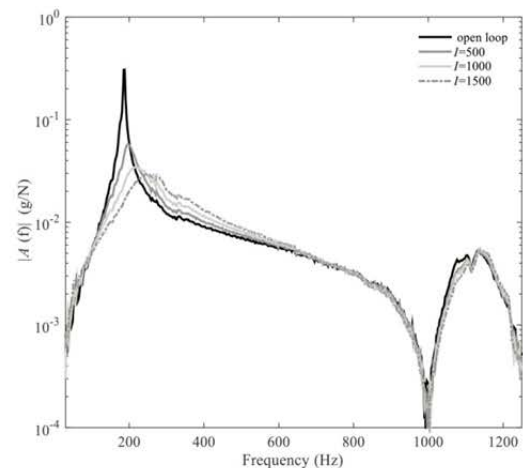


Fig. 12 Comparison of frequency response of open loop vs. closed loop system in impact control testing for various control gains

شکل 12 مقایسه پاسخ فرکانسی حلقه باز و حلقه بسته سیستم در آزمون کنترل ضربه به ازای مقادیر مختلف بهره کنترلر

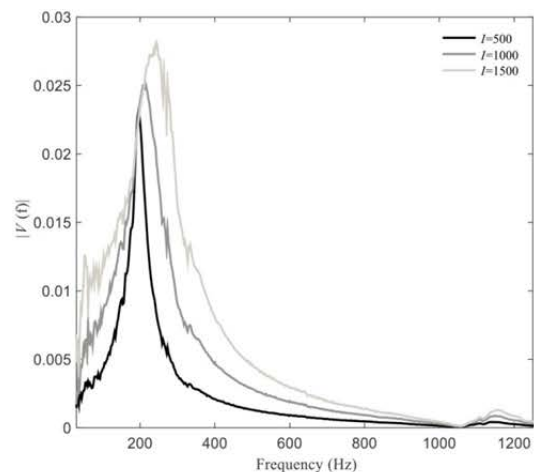


Fig. 13 Power spectrum of control effort of closed loop system in impact control testing for various control gains

شکل 13 طیف انرژی توان کنترلی سیستم حلقه بسته در آزمون کنترل ضربه به ازای مقادیر مختلف بهره کنترلر

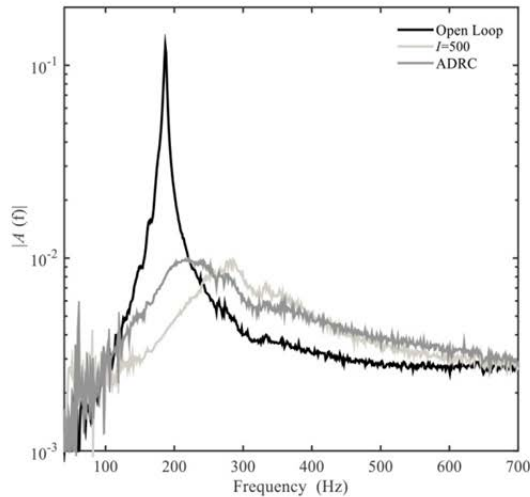


Fig. 17 Comparison frequency response of DVF and ADRC controller
شکل 17 مقایسه پاسخ کنترلرهای DVF و ADRC در حوزه فرکانس

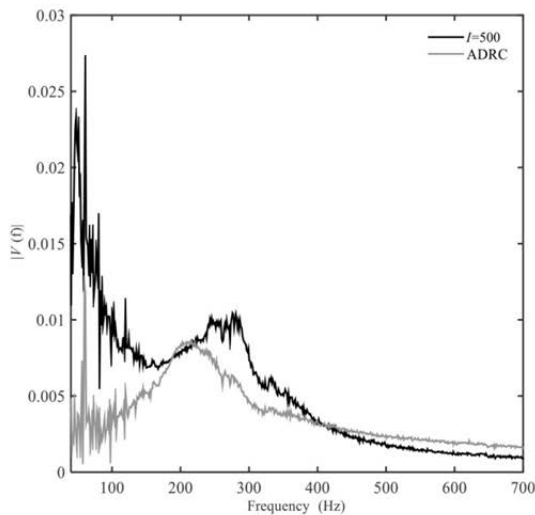


Fig. 18 Comparison control effort spectrum of DVF and ADRC controller
شکل 18 مقایسه طیف انرژی توان کنترلی کنترلرهای DVF و ADRC در حوزه فرکانس

سرعت که با وجود قابلیت مناسب در افزایش کارایی ابزار نیاز به حجم محاسبات بالایی ندارد به منظور کنترل ارتعاشات ابزار استفاده گردید. اگرچه این روش از کارایی و قابلیت‌های خوبی برخوردار است، ولی دارای معایبی بزرگی از جمله افزایش فرکانس غالب سیستم حلقه بسته و ناپایداری سیستم در ضرایب بهره بالاست، همچنین به دلیل عملکرد انتگرالگیر در این روش کنترلی، ارتعاشات فرکانس پایین در این روش تقویت شده و بخش زیادی از توان کنترلی صرف تحریک ارتعاشات فرکانس پایین سازه می‌گردد. از سویی مهم‌ترین ویژگی روش کنترل ADRC تمرکز بر کاهش اغتشاش ورودی به سیستم است. این روش کنترلی بر بستر آزمون پیاده‌سازی شده و با روش پسخور مستقیم سرعت مقایسه شد. نتایج آزمون‌های کنترل ضربه در سیستم نشان می‌دهد که در شرایط عملکرد خروجی تقریباً یکسان، کنترلر ADRC به میزان بسیار کمتری فرکانس غالب سیستم را تغییر می‌دهد. از طرفی در این کنترلر سیستم حلقه بسته در ضرایب بهره بالا ناپایدار نمی‌گردد، همچنین این روش توان کنترلی کمتری مصرف می‌نماید و بیشتر توان

کارایی سیستم می‌گردد. در حالی که کنترلر ADRC بیشترین انرژی را در اطراف مود اول ارتعاشی سیستم صرف کرده است. از این نظر می‌توان نتیجه گرفت که کنترلر ADRC در مقایسه در شرایط عملکردی مشابه انرژی کمتری صرف نموده است.

9- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این پژوهش روش کنترل ضد اغتشاش ADRC برای میرایی فعال ارتعاشات ابزار داخل تراش به کار گرفته شد. در ابتدا از کنترلر پسخور مستقیم

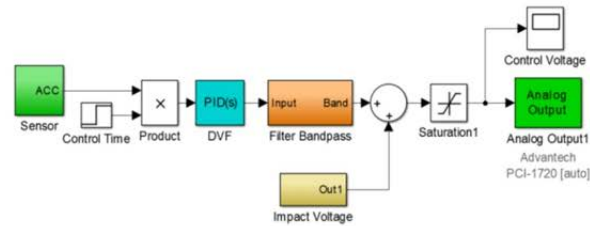


Fig. 14 Block diagram of vibration control of voltage impact using DVF controller

شکل 14 مدل نرم‌افزاری آزمون کنترل ارتعاشات ضربه ولتاژی با استفاده از کنترلر DVF

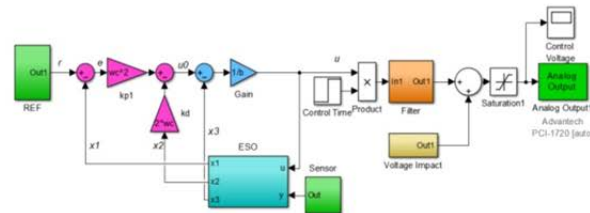


Fig. 15 Block diagram of vibration control of voltage impact using ADRC controller

شکل 15 مدل نرم‌افزاری آزمون کنترل ارتعاشات ضربه ولتاژی با استفاده از کنترلر ADRC

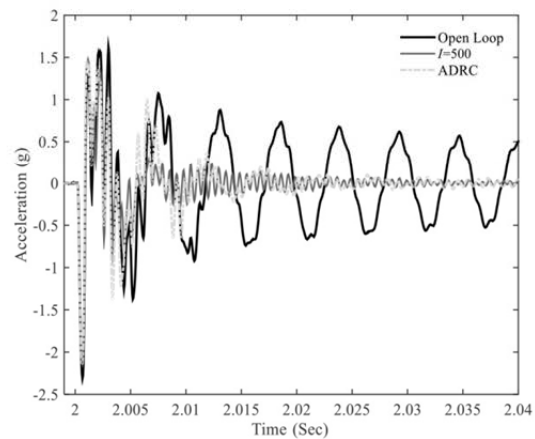


Fig. 16 Time response of DVF and ADRC controller
شکل 16 پاسخ کنترلرهای DVF و ADRC در حوزه زمان

جدول 1 فرکانس و میرایی مود غالب ارتعاشی در سیستم حلقه باز و حلقه بسته
Table 1 Frequency and damping of the dominant mode of vibration for open loop and closed loop system

پاسخ فرکانسی	فرکانس مود اول (Hz)	میرایی مود اول (%)
حلقه باز	186.2	1.3
حلقه بسته کنترلر DVF	278.5	24
حلقه بسته کنترلر ADRC	211.7	23.8

- vibration suppression in two-inertia systems, *Control*, Vol. 15, Issue 2, pp. 350-362, 2013.
- [19] P. Naeemi Amini, B. Moetafeki 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 فارسی)
- [20] W. Gawronski, *Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures*, pp. 235-239, New York: Springer-Verlag, 2004.
- [21] T. Samad, A. M. Annaswamy, *The Impact of Control Technology Overview, Success Stories, and Research Challenges*, IEEE Control Systems Society, 2011; <http://ieeecs.org/main/IOCT-report>.
- [22] Z. Gao, Y. Huang, J. Han, An alternative paradigm for control system design, *Proceedings of IEEE Conference on Decision and Control*, Orlando, Vol. 5, No. 4-7, pp. 4578-4585, 2001.
- [23] Z. Gao, Active disturbance rejection control: A paradigm shift in feedback control system design, *Proceedings of the American Control Conference*, Minneapolis, Vol. 6, pp. 2399-2405, 2006.
- [24] Z. Gao, Scaling and Bandwidth-Parameterization based controller tuning, *Proceedings of the American Control Conference*, Denver, Colorado, pp. 4989-4996, 2003.
- [25] C. D. Johnson, Accommodation of external disturbances in linear regulator and servomechanism problems, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 16, Issue 6, pp. 635-644, 1971.
- [26] T. Umeno, Y. Hori, Robust speed control of dc servomotors using modern two degrees-of-freedom controller design, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 38, Issue 5, pp. 363-368, 1991.
- [27] S. J. Kwon, W. K. Chung, A discrete-time design and analysis of perturbation observer, *Proceedings of the American Control Conference*, Anchorage, pp. 2653-2658, 2002.
- [28] Q. Zheng, *On Active Disturbance Rejection Control: Stability Analysis and Applications in Disturbance Decoupling Control*, DRE Thesis, Department of Electrical Engineering, Cleveland State University, Cleveland, Ohio, 2009.
- [29] Y. Hou, Z. Gao, F. Jiang, B. T. Boulter, Active disturbance rejection control for web tension regulation, *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, Orlando, Vol. 5, pp. 4974-4979, 2001.
- [30] W. Zhou, Z. Gao, An active disturbance rejection approach to tension and velocity regulations in web processing lines, *IEEE International Conference on Control Applications*, Singapore, pp. 842-848, 2007.
- [31] B. Sun, Z. Gao, A DSP-based active disturbance rejection control design for a 1-kW H-bridge DC-DC power converter, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 52, Issue 5, pp. 1271-1277, 2005.
- [32] F. J. Goforth, Z. Gao, An active disturbance rejection control solution for hysteresis compensation, Seattle, *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 2202-2208, 2008.
- [33] F. J. Goforth, Q. Zheng, Z. Gao, A novel practical control approach for rate independent hysteretic systems, *ISA Transactions*, Vol. 51, Issue 3, pp. 477-484, 2012.
- [34] Q. Zheng, L. Dong, D. H. Lee, Z. Gao, Active disturbance rejection control for MEMS gyroscopes, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 17, Issue 6, pp. 1432-1438, 2009.
- [35] Q. Zheng, Z. Chen, Z. Gao, A practical approach to disturbance decoupling control, *Control Engineering Practice*, Vol. 17, Issue 9, pp. 1016-1025, 2009.
- [36] A. Radke, *On Disturbance Estimation and its Applications in Health Monitoring*, DRE Thesis, Cleveland State University, Cleveland, Ohio, 2006.
- [37] B. Guo, Z. Zhao, On the convergence of an extended state observer for nonlinear systems with uncertainty, *Systems & Control Letters*, Vol. 60, Issue 6, pp. 420-430, 2011.

مصرفی عملگر در اطراف مود اول ارتعاشی سیستم صرف می‌گردد که مود غالب ابزار است.

10- 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, et al., 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] B. Muhammad, M. Wan, J. Feng, W. H. Zhang, Dynamic damping of machining vibration: a review, *Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89, Issue 9-12, pp. 2935-2952, 2017.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] L. Andrén, L. Hakansson, *Active Vibration Control of Boring Bar Vibrations*, Research Report No 2004-07, Blekinge, Sweden, pp. 5-24, 2004.
- [9] 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.
- [10] A. Ganguli, *Chatter Reduction Through Active Vibration Damping*, Ph.D. dissertation, Université libre de Bruxelles, Brussels, 2005.
- [11] J. Munoa, I. Mancisidor, N. Loix, L. G. Uriarte, et al., 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.
- [12] F. Chen, X. Lu, Y. Altintas, A novel magnetic actuator design for active damping of machining tools, *Machine Tools and Manufacture*, Vol. 85, No. 1, pp. 58-69, 2014.
- [13] A. B. Guillerma, A. Barrios, I. Mancisidor, N. Loix et al., Control laws for chatter suppression in milling using an inertial actuator, *Proceedings of ISMA 2010-International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium, pp.1-12, 2010.
- [14] E. Abele, M. Haydn, T. Grosch, Adaptronic approach for modular long projecting boring tools, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 65, Issue 1, pp. 393-396, 2016.
- [15] R. Kleinwort, M. Schweizer, M. F. Zaeh, Comparison of different control strategies for active damping of heavy duty milling operations, *Procedia CIRP*, Vol. 46, No. 1, pp. 396-399, 2016.
- [16] A. Preumont, *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*, Third Edition, pp. 131-148, Netherlands: Springer, 2011.
- [17] J. Han, From PID to active disturbance rejection control, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 3, pp. 900-906, 2009.
- [18] S. Zhao, Z. Gao, An active disturbance rejection based approach to