



## Improving Active Vibration Control Performance in Machining Using Nonlinear Fractional PID Controller

### ARTICLE INFO

#### Article Type

Original Research

#### Authors

Naeemi Amini P.<sup>1</sup> PhD,  
Moetakef Imani B.\*<sup>1</sup> PhD

#### How to cite this article

Naeemi Amini P, Moetakef Imani B. Improving Active Vibration Control Performance in Machining Using Nonlinear Fractional PID Controller. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(2):281-291.

<sup>1</sup>Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

#### \*Correspondence

Address: Ferdowsi University of Mashhad (FUM), Azadi Square, Mashhad, Khorasan Razavi province, Iran. Postal Code: 9177948944  
Phone: +98 (51) 38805089  
Fax: +98 (51) 38807185  
imani@um.ac.ir

#### Article History

Received: August 21, 2018  
Accepted: October 21, 2018  
ePublished: February 01, 2019

### ABSTRACT

Machining vibration is one of the most important constraints on productivity. This vibration may cause increase in machining costs, lower accuracy of products, and decrease tool life. Active control is one of the conventional methods for dealing with vibration in machining, but designing an optimized controller for machining process due to unknown parameters in the system is challenging. DVF control method with low computational costs and high capability in increasing the performance of the cutting tool is an effective method, but due to increasing in actuator control input, it can cause actuator saturation; thus, it is not an efficient control method. The aim of this research is implementation of a nonlinear fractional PID controller for increasing effectiveness and improving performance of active vibration control on a boring bar. The results of impact control tests indicate that nonlinear PID control algorithm has good performance in reducing vibrations and increasing the damping of the structure. Using the controller performance criteria, the optimal fractional can be chosen for the nonlinear PID controller, which in addition to increasing the damping of the tool, can reduce the power consumption and, thus, prevent the actuator saturation. The results of the cutting tests also show that the nonlinear PID controller reduces control voltage and actuator power with respect to the DVF controller, which results in improving the boundaries of stable machining. Moreover, during impacts in machining process, such as the initial engagement of the tool, the proposed controller results in a significant reduction in the control voltage peak.

**Keywords** Active Vibration Control; Chatter; Internal Turning; Nonlinear Fractional Controller; Actuator Saturation

### CITATION LINKS

[1] Manufacturing automation: Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design [2] Chatter in machining processes: A review [3] Chatter suppression techniques in metal cutting [4] Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology [5] Dynamic damping of machining vibration: A review [6] High-performance controller design and evaluation for active vibration control in boring [7] Chatter reduction through active vibration damping [8] Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator [9] Control laws for chatter suppression in milling using an inertial actuator [10] A novel magnetic actuator design for active damping of machining tools [11] Vibration control of active structures: An introduction [12] Active chatter suppression with displacement-only measurement in turning process [13] Optimal control of chatter in turning [14] Active vibration control in milling flexible workpieces [15] Optimal control for chatter mitigation in milling - part 1: Modeling and control design [16] Comparison of different control strategies for active damping of heavy duty milling operations [17] Active vibration control of circular plates coupled with piezoelectric layers excited by plane sound wave [18] Advanced structural dynamics and active control of structures [19] Identification and control of an active boring bar using VCA actuator [20] From PID to active disturbance rejection control [21] An alternative paradigm for control system design [22] PID controllers: Theory, design and tuning [23] Control system performance measures: Past, present, and future [24] Design of optimal disturbance rejection PID controllers using genetic algorithms

## بهبود عملکرد کنترل فعال ارتعاش در ماشین‌کاری با استفاده از کنترلر PID غیرخطی کسری

پوریا نعیمی‌امینی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

بهنام معتکف‌ایمانی PhD\*

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

### چکیده

ارتعاش در ماشین‌کاری یکی از مهم‌ترین محدودیت‌های تولید است. این ارتعاش منجر به افزایش هزینه‌های ماشین‌کاری، کاهش دقت قطعات و کاهش عمر ابزار برشی می‌شود. کنترل فعال یکی از روش‌های مرسوم برای مقابله با ارتعاش در ماشین‌کاری است ولی طراحی یک کنترلر بهینه برای فرآیند ماشین‌کاری به دلیل عوامل ناشناخته در سیستم یک مشکل چالش‌برانگیز است. روش کنترلی DVF با حجم محاسباتی پایین و قابلیت بالا در افزایش عملکرد ابزار برشی، روش موثری است ولی به دلیل افزایش توان کنترلی می‌تواند موجب اشباع عملگر شود، بنابراین یک روش بهینه کنترلی نیست. هدف این پژوهش پیاده‌سازی کنترلر PID غیرخطی برای افزایش کارایی و بهبود عملکرد کنترل فعال ارتعاش روی یک ابزار داخل‌تراش است. نتایج آزمون‌های کنترل ضربه نشان می‌دهد که الگوریتم کنترلی PID غیرخطی کسری در کاهش ارتعاش و افزایش میرایی سازه دارای عملکرد مطلوبی است. با استفاده از معیارهای عملکرد کنترلر می‌توان توان کسری بهینه برای کنترلر PID غیرخطی را به‌نحوی انتخاب کرد که علاوه بر افزایش میرایی ابزار، منجر به کاهش توان مصرفی شده و در نتیجه از اشباع عملگر جلوگیری شود. نتایج آزمون‌های برشی نیز نشان می‌دهد که کنترلر PID غیرخطی با کاهش ولتاژ کنترلی و توان مصرفی عملگر نسبت به کنترلر DVF، منجر به افزایش محدوده ماشین‌کاری پایدار می‌شود. همچنین کنترلر پیشنهادی در هنگام وقوع اغتشاش‌های ضربه‌ای در فرآیند ماشین‌کاری از جمله درگیری اولیه ابزار منجر به کاهش قابل توجه ولتاژ کنترلی می‌شود.

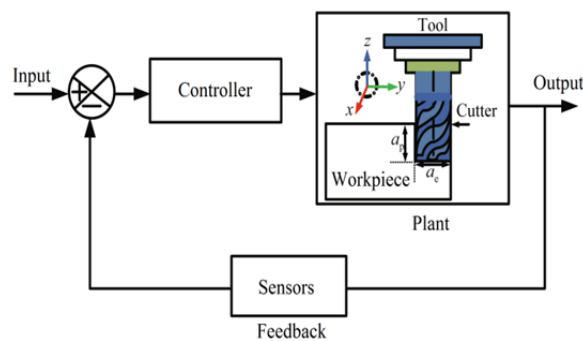
**کلیدواژه‌ها:** کنترل فعال ارتعاش، لرزش، ابزار داخل‌تراش، کنترلر غیرخطی کسری، اشباع عملگر

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۵/۳۰

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۷/۲۹

\*نویسنده مسئول: imani@um.ac.ir

سینوسی یا تصادفی تغییر داد. این روش نیز به دلیل اینرسی اسپیندل و توان عملگر دارای محدودیت است. در رویکردهای متفاوت دیگر، دینامیک سیستم با استفاده از میراگرهای غیرفعال یا فعال بهبود داده می‌شود تا به‌طور مطلوبی مرز پایداری فرآیند را تغییر دهند. این روش‌ها در ماشین‌کاری، چه به صورت غیرفعال و چه فعال، منجر به افزایش یکنواخت مرز پایداری برای تمام سرعت‌های اسپیندل می‌شود[3]. کارایی میراگرهای غیرفعال، وابسته به تنظیم دقیق پارامترهای آنها بوده که به دلیل عدم قطعیت‌ها مشکل است و با تغییر فرآیند و کاربرد بایستی دوباره تنظیم شوند[4]. علاوه بر این با استفاده از میراگرهای غیرفعال، ارتعاش ابزار می‌تواند در محدوده خاصی از پارامترهای برش، میرا شود و زمانی که پارامترهای برش به اشتباه انتخاب شوند، لرزش رخ می‌دهد. در روش‌های فعال با به‌کارگیری عملگرها، انرژی بیشتری به سیستم وارد می‌شود و در نتیجه قابلیت دستیابی به میرایی بیشتری نسبت به روش‌های غیرفعال وجود دارد و همچنین شامل بازه وسیعی از شرایط برشی می‌شوند (شکل ۱) [5].



شکل ۱) حلقه کنترل فعال ارتعاش در ماشین‌کاری

تاکنون روش‌های کنترلی متفاوتی برای افزایش پایداری در فرآیندهای مختلف ماشین‌کاری به کار گرفته شده است. این روش‌ها با انتخاب مناسب سنسور و عملگر، قابلیت خوبی در کنترل ارتعاش ماشین‌کاری نشان داده‌اند و به خوبی می‌توانند محدوده ماشین‌کاری پایدار را گسترش دهند. علی‌رغم تفاوت‌های کلی در عملگرهای به‌کارگرفته‌شده و همچنین ماشین‌های ابزار گوناگون، مهم‌ترین و پرکاربردترین روش کنترلی به‌کارگرفته‌شده در کنترل ارتعاش ماشین‌کاری، روش کنترل پسخور سرعت (DVF) است[6]. گانگولی[7] راهبرد کنترل پسخور سرعت را برای کنترل عملگر به‌نحوی استفاده کرد که همانند یک میراگر فعال جرمی عمل کند. مونوا و همکاران[8] با مقایسه روش‌های مختلف کنترل پسخور مستقیم خروجی در افزایش پایداری ماشین‌کاری، به این نتیجه رسیدند که کنترلر DVF موثرترین روش در افزایش پایداری سیستم است. بیلوا و گیلرنا و همکاران[9] با استفاده از عملگر اینرسیال به مقایسه الگوریتم‌های مختلف کنترل ارتعاش لرزش در فرآیند فرزکاری پرداختند. آنها روش کنترلی جاذب غیرفعال مجازی را ارایه نمودند که با تمرکز روی مود اصلی سازه، احتمال تحریک مود ارتعاشی عملگر را کاهش می‌داد. عملکرد الگوریتم ارایه‌شده در آزمون‌های تجربی با روش DVF مقایسه و کارایی آن نشان داده شد. چین و همکاران[10] عملگر مغناطیسی را طراحی نمودند که ارتعاش ابزار داخل‌تراش را کنترل نماید. عملگر طراحی‌شده توسط آنها با استفاده از روش DVF به‌طور مطلوبی ارتعاش مود اول ابزار را کنترل نمود. روش کنترلر DVF دارای مزایایی همچون عدم نیاز به مدل سیستم، سهولت در پیاده‌سازی، پایداری مطلوب و حجم

### ۱- مقدمه

امروزه ساخت قطعات صنعتی با دقت و سرعت تولید بالا از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است که برخی عوامل از جمله ارتعاشات در ماشین‌کاری، محدودکننده آن است. این ارتعاشات به دلیل ماهیت متفاوت نیروهای وارد بر ابزار برشی شامل مجموعه‌ای از ارتعاش آزاد، ارتعاش اجباری و ارتعاش خودبرانگیخته هستند[1]. مهم‌ترین نوع این ارتعاشات، ارتعاش لرزش است که پدیده‌ای ناشی از ناپایداری در فرآیند ماشین‌کاری است. وقوع لرزش منجر به کاهش کیفیت قطعه کار، سر و صدای زیاد، افزایش سرعت خرابی ابزار برشی و حتی آسیب به ماشین‌ابزار می‌شود که در مجموع هزینه‌های تولید را به شدت افزایش می‌دهد.

تاکنون رویکردهای متفاوتی برای کنترل لرزش ارایه شده است[2]. در برخی روش‌ها با تنظیم پارامترهای فرآیند (سرعت اسپیندل، پیشروی و عمق برش)، یک نقطه کاری پایدار برای فرآیند انتخاب می‌شود. در این روش‌ها، هنگامی که لرزش به صورت آنلاین تشخیص داده شود، مقادیر مناسب سرعت اسپیندل و عمق برش براساس نمودار دالان پایداری به‌نحوی انتخاب می‌شود که از ارتعاش لرزش اجتناب شود. این روش بر پایه استفاده از نمودار دالان پایداری و انتخاب نقاط پایدار در آن است و باعث افزایش محدوده پایدار ماشین‌کاری نمی‌شود. در روش مدولاسیون سرعت اسپیندل، تغییرات پیوسته سرعت اسپیندل منجر به ایجاد اختلال در اثر بازایی می‌شود. سرعت اسپیندل را می‌توان به صورت

می‌شود. در ادامه به منظور بهبود روش کنترلی، روش PID غیرخطی کسری شرح داده و معیارهای ارزیابی عملکرد کنترلر معرفی شده است. سپس نتایج روش PID غیرخطی کسری با استفاده از آزمون کنترل ضربه بررسی و ضرایب بهینه کنترلر براساس معیارهای ارزیابی عملکرد کنترلر انتخاب شده است. در انتها نیز نتایج کنترلر PID غیرخطی طراحی شده در آزمون ماشین‌کاری با کنترلر DVF مقایسه شده است. نتایج پژوهش بیانگر این است که روش PID غیرخطی کسری علاوه بر افزایش صلبیت دینامیکی ابزار، منجر به کاهش قابل ملاحظه توان مصرفی عملگر در لحظات ابتدایی درگیری ابزار و قطعه کار می‌شود و در نتیجه باعث اشباع عملگر نمی‌شود. به این ترتیب با بهبود عملکرد عملگر، محدوده ماشین‌کاری پایدار نیز افزایش پیدا می‌کند.

## ۲- روش‌های کنترل ارتعاش در ماشین‌کاری

طراحی سیستم کنترل فعال ارتعاش در ماشین‌کاری نیازمند شناخت دینامیک فرآیند ماشین‌کاری و پارامترهای موثر در آن است. با توجه به این که لرزش مهم‌ترین نوع ارتعاش در ماشین‌کاری و عامل اصلی ناپایداری در فرآیند برش است، در این بخش کلیاتی در زمینه مکانیزم ارتعاش لرزش بازایی و عوامل موثر بر پایداری فرآیند برش ارائه می‌شود.

از آنجایی که فرآیند براده‌برداری بسیار پیچیده و غیرخطی است، مکانیزم ارتعاش لرزش عموماً با استفاده از مدل ساده‌شده فرآیند تراشکاری تحلیل می‌شود<sup>[1]</sup>. در این مدل خطی از عوامل غیرخطی مانند خروج ابزار از ناحیه برش، میرایی فرآیند و ضرایب برشی غیرخطی صرف نظر می‌شود. در این تحلیل، ابزار به صورت یک سیستم انعطاف‌پذیر در نظر گرفته می‌شود که فرآیند براده‌برداری از روی قطعه کار را با عمق برش  $b$  (عمود بر صفحه) و ضخامت براده  $h$  انجام می‌دهد (شکل ۲).

ضخامت براده تابعی از موقعیت لحظه کنونی ابزار  $x$  و موقعیت ابزار در دور قبل روی قطعه کار  $x(t-T)$  است که  $T$  زمان تاخیر به دلیل دوران اسپیندل است. با فرض این که نیروی برشی  $F_c$  متناسب با سطح مقطع براده است، بدین ترتیب سیستم را می‌توان به صورت نمودار بلوکی در شکل ۳ نشان داد. در این نمودار  $G(s)$  تابع تبدیل ابزار بین نیروی برشی و تغییر مکان نوک ابزار در راستای  $x$  است. همچنین  $K_f$  ضریب نیروی برشی،  $h_0$  ضخامت براده استاتیکی و  $u$  ضریب جهت‌گیری است که نیروی برشی  $F_c$  را در جهت تبدیل ابزار  $G(s)$  و راستای  $x$  تصویر می‌کند.

پایداری تابع تبدیل حلقه بسته این سیستم با استفاده از تعیین ریشه‌های معادله مشخصه آن به دست می‌آید.

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

با فرض این که سیستم در حاشیه پایداری با فرکانس چتر  $\omega_c$ ، نوسان می‌کند، عمق برش بحرانی برای ماشین‌کاری پایدار به صورت رابطه زیر است:

$$b_{\lim} = \frac{-1}{2uK_f \operatorname{Re}(G(j\omega_c))} \quad (2)$$

در مقادیر کمتر از عمق برش بحرانی، فرآیند در هر سرعت دورانی اسپیندل پایدار است. همان طور که از رابطه ۲ مشخص بوده، عمق برش پایدار با معکوس تابع تبدیل ابزار متناسب است و با کاهش مقدار  $\operatorname{Re}(G(j\omega_c))$ ، محدوده ماشین‌کاری پایدار افزایش می‌یابد.

در پژوهشی<sup>[8]</sup> الگوریتم‌های کنترلی مناسب برای مقابله با لرزش در برش متعامد سیستم یک‌درجه آزادی بررسی شده است (شکل

محاسبات پایین است، ولی دارای معایب مهمی نیز است. از جمله با در نظر گرفتن دینامیک عملگر در تابع تبدیل کلی سیستم همراه با افزایش میرایی، فرکانس‌های طبیعی سیستم نیز تغییر می‌کند و انرژی بیشتری صرف کنترل ارتعاش می‌شود. همچنین در این شرایط الگوریتم کنترل DVF در تمام شرایط پایدار نیست و با افزایش میرایی منجر به ناپایداری در یکی از مودهای ارتعاشی سیستم می‌شود<sup>[11]</sup>.

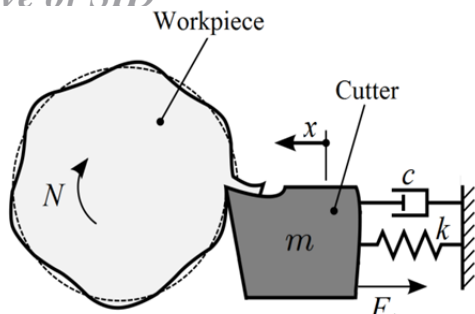
فرآیندهای ماشین‌کاری شامل عدم قطعیت‌های متعددی مانند تغییرات مشخصات دینامیکی ماشین‌ابزار در طول فرآیند و تغییرات شرایط برشی هستند. به همین دلیل روش‌های کنترل ارتعاش ماشین‌کاری بایستی قابلیت مقابله با عدم قطعیت‌های غیرخطی و اغتشاش‌های خارجی نامعین را داشته باشند<sup>[12]</sup>. برای غلبه بر این شرایط، روش‌های کنترل پسخور مختلفی از جمله کنترل مود لغزشی (SMC)،  $H_2/H_\infty$ ، مشاهده‌گر اغتشاش (DOB) و تنظیم‌کننده خطی درجه دو (LQR) برای مقابله با ارتعاش ماشین‌کاری به کار گرفته شده‌اند و عملکرد مطلوب و مقاومی نسبت به عدم قطعیت‌های غیرخطی سیستم گزارش شده است.

شیرائیشی و همکاران<sup>[13]</sup> یک کنترلر پسخور حالت بهینه برای فرآیند تراشکاری طراحی کردند که از مشاهده‌گر لیونبرگر برای تخمین حالت‌های سیستم استفاده شده بود. یاروس و همکاران<sup>[14]</sup> کنترلی را براساس الگوریتم تنظیم‌کننده خطی درجه دوی گوسی (LQG) برای کنترل لرزش ارائه کردند. فیلتر کالمن برای تخمین حالت‌های مورد نیاز الگوریتم LQG استفاده شد. مونین و همکاران<sup>[15]</sup> سیستم کنترل فعالی را برای کنترل ارتعاش فرآیند فرزکاری ارائه کردند که از دو راهبرد  $H_2$  بهینه برای کمینه‌کردن اثر نیروهای برشی بر نوک ابزار استفاده می‌کرد.

کلینورت و همکاران<sup>[16]</sup> روش‌های مختلف کنترلی را برای میرایی فعال فرآیند فرزکاری بررسی کردند. آنها کارایی روش‌های DVF، LQG و  $H_\infty$  را در کاهش ارتعاش فرزکاری و افزایش محدوده ماشین‌کاری پایدار مقایسه کردند. 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  $H_\infty$  بدون نیاز به مدل سیستم به خوبی صلبیت دینامیکی سیستم را افزایش و دامنه ماشین‌کاری پایدار را گسترش می‌دهند.

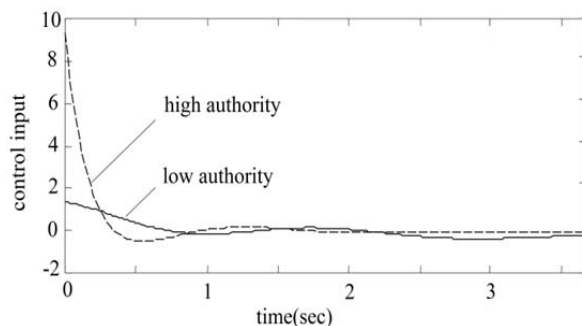
طراحی کنترلرهای پیشرفته‌تر نیازمند تخمین حالت‌های مختلف سیستم بوده که به دلیل وجود انواع اغتشاش‌ها و نویز در فرآیندهای ماشین‌کاری کار مشکلی است و در نتیجه طراحی و پیاده‌سازی این نوع کنترلرها را پیچیده می‌کند<sup>[17]</sup>. همچنین این روش‌ها نیاز به توان پردازش بالاتری دارند و استفاده از مشاهده‌گرهای حالت باعث کاهش مقاوم‌بودن سیستم می‌شود و ممکن است منجر به ناپایداری سیستم کنترلی شود. در روش‌های کنترل پسخور مستقیم خروجی، سیگنال خروجی سنسور مستقیماً در یک ماتریس بهره ضرب می‌شود و فرمان‌های ورودی به عملگر را ایجاد می‌کند.

با توجه به مطالبی که مطرح شد نیاز به روش کنترلی مستقل از مدلی در کنترل ارتعاش ماشین‌کاری وجود دارد که بدون نیاز به حجم محاسبات بالا بتواند بر معایب کنترلر DVF غلبه کند. هدف از این پژوهش بهبود کنترل فعال ارتعاش یک ابزار داخل‌تراش با پیاده‌سازی روش کنترل PID غیرخطی کسری است. در این پژوهش ابتدا صورت مساله کنترل فعال ارتعاش در ماشین‌کاری بیان می‌شود. سپس مشخصات بستر آزمون و نتایج پیاده‌سازی روش کنترل DVF روی بستر آزمون ارائه و معایب آن بررسی



شکل ۴ مدل یک‌درجه آزادی کنترل فعال ارتعاش ابزار

نیروهای کنترلی وارد بر یک سازه را نیز می‌توان به دو دسته نیروهای تعقیب‌گر و نیروهای میراگر تقسیم نمود. نیروهای تعقیب‌گر سازه را به‌نحو حرکت می‌دهند که هدف مشخصی را دنبال کند و نیروهای میراگر به‌نحو روی سازه اعمال می‌شوند که مانع ارتعاش سازه شوند. معمولاً نیروهای تعقیب‌گر بسیار بزرگ‌تر از نیروهای میراگر هستند. از طرفی توان اولیه مورد نیاز عملگر در کنترلر پرنفوذ بسیار بیشتر از کنترلر کم‌نفوذ است (نمودار ۱) [18]، در حالی که پس از طی مدت زمانی از فعال شدن کنترلر، تفاوت چندانی بین سیگنال‌های کنترلی وجود ندارد. در نتیجه کنترلرهای کم‌نفوذ نیاز به توان محدودتری (نیرو، گشتاور) برای کنترل ارتعاش سیستم دارند. به همین دلیل برای کنترل ارتعاش سازه‌ها، روش‌های کنترلی کم‌نفوذ از کارایی و اهمیت بیشتری برخوردار هستند.



نمودار ۱ مقایسه ورودی کنترلی سیستم برای کنترلرهای کم‌نفوذ و پرنفوذ [18]

روش DVF در حالت ایده‌آل به دلیل عدم تغییر در فرکانس‌های طبیعی سیستم، یک روش کنترلی کم‌نفوذ است، ولی چنانچه سنسور یا عملگر دارای پاسخ دینامیک باشد و خطی نباشد، این روش دیگر بهینه نیست. در این حالت تابع تبدیل حلقه باز سیستم به صورت زیر حاصل می‌شود:

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

که در آن  $A(s)$  شامل دینامیک سنسور، عملگر و سخت‌افزار کنترلر،  $C(s)$  تابع تبدیل کنترلر و  $G(s)$  تابع تبدیل سازه‌ای سیستم است. تابع تبدیل دینامیکی عملگرها را می‌توان با یک فیلتر پایین‌گذر درجه دو تخمین زد:

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

که در آن  $\omega_a$  فرکانس و  $\xi_a$  میرایی قطب‌های تابع تبدیل عملگر هستند. در این شرایط چنانچه فرکانس  $\omega_a$  خیلی بزرگ‌تر از فرکانس گوشه  $C(s)G(s)$  باشد، سیستم کنترلی نسبت به دینامیک عملگر غیرحساس می‌شود. در غیر این صورت، کنترلر

در این حالت معادله دینامیکی سیستم با در نظر گرفتن نیروهای اعمالی به ابزار به صورت زیر نوشته می‌شود:

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

که در آن  $m$ ،  $c$  و  $k$  به ترتیب جرم مودال، ضریب میرایی و سختی مودال ابزار و همچنین  $F_{act}$  نیروی عملگر است.  $F_c$  نیز نیروی برشی بوده که تابعی از ضخامت براده است و به صورت زیر بیان می‌شود:

$$F_c(t) = K_f b [h_0 - x(t) + x(t-T)] \quad (4)$$

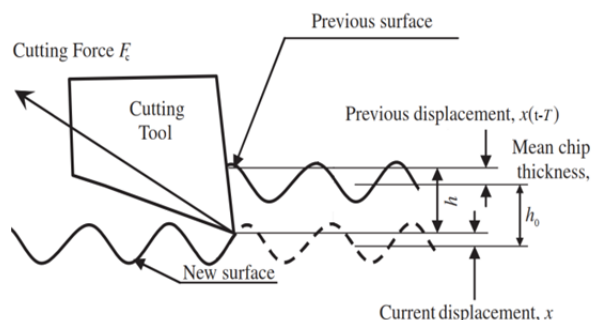
در تحقیقی [8] نشان داده شده است که استفاده از روش DVF منجر به بیشینه افزایش در عمق برش بحرانی سیستم می‌شود. با اعمال روش DVF، نیروی اعمالی از سوی عملگر را می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت:

$$F_{act} = -g \dot{x}(t) \quad (5)$$

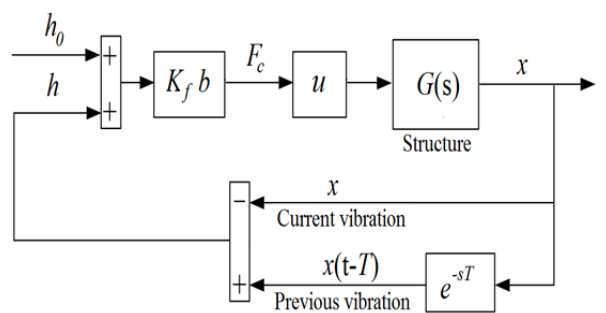
با جای‌گذاری رابطه‌های ۴ و ۵ در معادله ۳، معادله سیستم حلقه بسته به شرح زیر به دست می‌آید:

$$m\ddot{x}(t) + (c+g)\dot{x}(t) + kx(t) = K_f b [h_0 - x(t) + x(t-\tau)] \quad (6)$$

همان‌طور که در معادله ۶ مشاهده می‌شود، نیروهای کنترلی به صورت میرایی ویسکوز در معادله ظاهر می‌شوند و تنها روی میرایی سیستم حلقه بسته اثرگذار است و فرکانس طبیعی سیستم را تغییر نمی‌دهد. این معادله با فرض عملکرد ایده‌آل سنسور، عملگر و پیکربندی هم‌مکان برقرار است. در طراحی کنترلرهای هم‌مکان با توجه به رویکردهای متفاوت در طراحی کنترلر، مفاهیم کنترلرهای پرنفوذ (HAC) و کم‌نفوذ (LAC) مطرح می‌شود. چنانچه در طراحی کنترلر، هدف اصلی کاهش قابل ملاحظه ارتعاش سازه‌ای باشد، از رویکرد کنترلر کم‌نفوذ بهره گرفته می‌شود و چنانچه رویکرد تعقیب یک فرمان با دقت بالا مد نظر باشد از کنترلر پرنفوذ استفاده می‌شود [18].



شکل ۲ مکانیزم ارتعاش لرزش بازایی



شکل ۳ نمودار جعبه‌ای فرآیند براده‌برداری توسط ابزار برشی

که در نزدیک سر برشی روی بدنه ابزار نصب شده است. همچنین نیروی اعمال شده توسط عملگر روی ابزار نیز توسط یک امپدانس هد پیزوالکتریک با دامنه  $\pm 1000N$  اندازه‌گیری می‌شود. برنامه نرم‌افزاری کنترلر در محیط نرم‌افزار SIMULINK-MATLAB پیاده‌سازی و اجرا شده و فرکانس کاری سیستم کنترلی نیز ۲۰ کیلوهرتز است.

جدول ۱) مشخصات شیکر الکترومغناطیس

مقدار	متغیر
۱۰۰	بیشینه نیرو (N)
$\pm 10$	بیشینه جابه‌جایی (mm)
$\pm 4$	حداکثر ولتاژ ورودی (ولت)
۱۲	حداکثر جریان ورودی (A)
۰.۴	بازه فرکانسی (کیلوهرتز)
۲۰۰	توان تقویت‌کننده (وات)

#### ۴- پیاده‌سازی کنترل DVF روی بستر آزمون

آزمون کنترل ضربه یکی از روش‌های متداول برای بررسی اثر کنترلر در کاهش مقدار ارتعاش و افزایش صلبیت دینامیکی ابزار است. در این آزمون اثربخشی کنترلر و پایداری سیستم نسبت به اغتشاش خارجی با بررسی عملکرد آن در پاسخ به ورودی ضربه نیرویی سنجیده می‌شود. در این آزمون با استفاده از چکش یک ورودی ضربه نیرویی به نوک ابزار داخل تراش، اعمال و شتاب ناشی از آن نیز در محل شتاب‌سنج نزدیک به نوک ابزار ثبت می‌شود. مقایسه مقادیر سیگنال‌های ثبت شده در دو حالت سیستم حلقه باز و سیستم حلقه بسته با کنترلر فعال، نشانگر میزان کارایی کنترلر در کاهش ارتعاش است.

نتایج حاصل از پیاده‌سازی کنترلر DVF روی ابزار داخل تراش در آزمون کنترل ضربه در نمودار ۲ نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود با استفاده از کنترلر DVF، فرکانس طبیعی اصلی ابزار داخل تراش که حدود ۱۸۵ هرتز است، به طور موثری میرا شده است. با افزایش ضربه بهره کنترلر DVF، میرایی مود غالب سیستم و صلبیت دینامیکی ابزار افزایش و در نتیجه قله فرکانس غالب کاهش می‌یابد. همچنین در ضرایب بهره کوچک کنترلر DVF، ابتدا قله فرکانس غالب FRF به مقدار زیادی کاهش پیدا می‌کند و در نتیجه میرایی مودال به طور قابل توجهی بهبود می‌یابد. در این بخش عملکرد سیستم همانند سیستم‌های کنترلر کم‌نفوذ است و حداقل انرژی مصرف می‌شود. با افزایش ضربه بهره کنترلر DVF به بیش از  $g=1000$ ، کاهش قله فرکانس غالب سیستم محسوس نیست. در این بخش که کنترلر از نوع پرنفوذ بوده، تغییر میرایی در سیستم نیازمند مقدار زیادی تلاش کنترلی است.

پاسخ زمانی آزمون کنترل ضربه سیستم حلقه بسته به ازای مقادیر مختلف ضربه بهره کنترلر DVF در نمودار ۳ نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود با افزایش ضربه بهره کنترلر به بیش از  $g=1000$  تفاوت چندانی در شتاب خروجی سیستم دیده نمی‌شود.

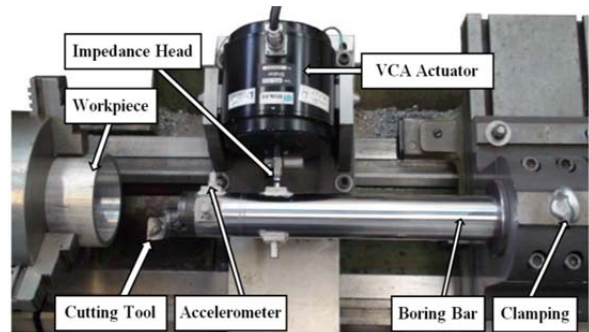
ولتاژ کنترلی سیستم حلقه بسته در آزمون کنترل ضربه به ازای مقادیر مختلف ضربه بهره کنترلر نیز در نمودار ۴ نمایش داده شده است. با افزایش ضربه بهره کنترلر، توان کنترلی در ابتدای اعمال نیرو به شدت افزایش می‌یابد. این افزایش ولتاژ اثر چندانی بر کاهش شتاب خروجی سیستم ندارد و پس از لحظاتی ولتاژ کنترلی در هر سه حالت تقریباً مشابه است. این مساله نشان می‌دهد که سیستم در ضرایب بهره بزرگ در حالت پرنفوذ کار می‌کند.

DVF علاوه بر این که از نوع کنترلرهای کم‌نفوذ نیست، در برخی فرکانس‌های طبیعی بالاتر از  $\omega_a$  نیز دچار ناپایداری می‌شود [11].

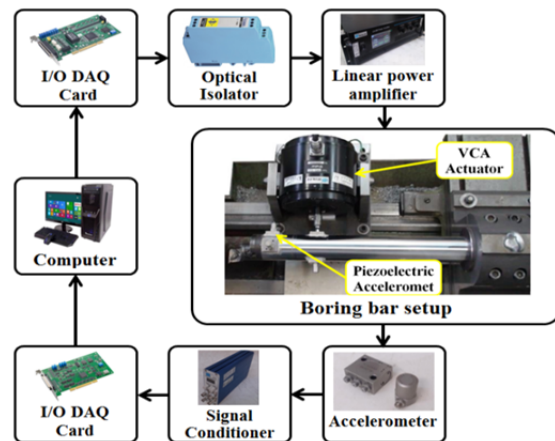
#### ۳- بستر آزمون

در این پژوهش یک بستر آزمون برای کنترل ارتعاش فرآیند داخل تراشی با استفاده از عملگر الکترومغناطیسی استفاده شده که روی ساپورت عرضی دستگاه تراش نصب شده است. شکل ۵ نمایشی از مجموعه مونتاژی را نمایش می‌دهد. در این بخش مختصری از مشخصات فنی بستر آزمون ارائه و مشخصات کامل بستر آزمون در یک پژوهش [19] تشریح شده است.

حلقه سخت‌افزاری سیستم کنترلی شامل عملگر VCA، تقویت‌کننده خطی توان، ایزولاتور نوری، شتاب‌سنج پیزو، سیگنال‌کندیشر و کارت‌های اکتساب داده (DAQ) است. کارت‌های اکتساب داده مورد استفاده در این پژوهش مدل‌های PCI-1711 L و PCI-1720 (شرکت آدونتیک) هستند. اجزای حلقه سخت‌افزاری بستر آزمون و نحوه ارتباط آنها در شکل ۶ نمایش داده شده است.



شکل ۵) بستر آزمون کنترل فعال ارتعاش



شکل ۶) اجزای حلقه سخت‌افزاری بستر آزمایشگاهی

عملگر کنترلی یک VCA از نوع شیکرهای مغناطیس دایم با مدل MS100 (تین‌لی؛ چین) است. این عملگر در بازه فرکانسی کاری خود، خطی و دارای پاسخ فرکانسی هموار و پایداری بوده و مشخصات فنی این عملگر در جدول ۱ آورده شده است.

تقویت‌کننده خطی توان مدل LA-200 به منظور تامین توان مورد نیاز عملگر استفاده شده و سیگنال خروجی این تقویت‌کننده دارای کمترین میزان اعوجاج و نسبت سیگنال به نویز بالایی است. این تقویت‌کننده دارای بازه فرکانسی صفر تا ۵ کیلوهرتز و توان ۲۰۰ وات است. ارتعاش ابزار توسط یک شتاب‌سنج پیزوالکتریک مدل TL122A100 (تین‌لی؛ چین) با دامنه  $\pm 50g$  اندازه‌گیری می‌شود

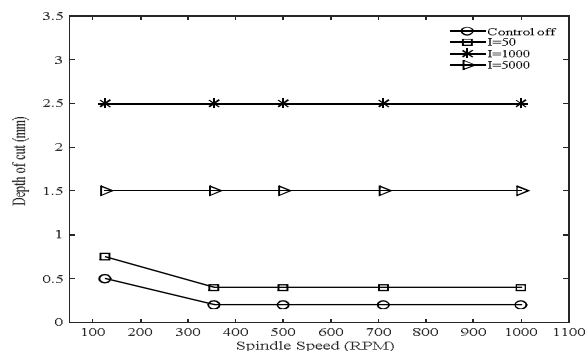
پایدار بیش از ۰/۲۵ میلی متر نبود که عدد بسیار کمی است و فاصله زیادی با مقادیر خشن تراشی دارد.

جدول ۲) مقادیر برشی آزمون های کنترل ارتعاش لرزش

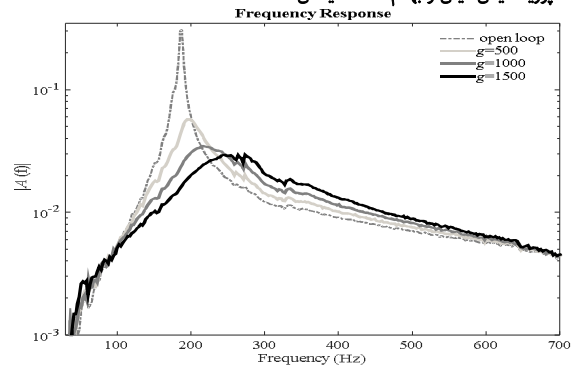
L/D	عمق برش (mm)	پیشروی (mm/rev)	سرعت دورانی اسپیندل (RPM)	سرعت برشی (m/min)
۸	۰/۵-۲/۵	۰/۱۶	۱۲۵-۱۰۰۰	۷-۲۰۰

به منظور بررسی اثربخشی روش کنترل فعال DVF، آزمون های برش با پارامترهای ماشین کاری یکسان در حالت کنترل حلقه بسته انجام شد. در این پژوهش ضریب بهره بهینه کنترلر DVF، براساس نتایج آزمون های کنترل ضربه در منطقه LAC انتخاب شده است. هنگامی که ضریب بهره DVF روی  $g=1000$  تنظیم می شود، میرایی ابزار داخل تراش به مقدار ۱۲ برابر افزایش یافته، در حالی که فرکانس طبیعی سیستم حلقه بسته تنها حدود ۱۰٪ افزایش پیدا کرده است. نمودار مرز پایداری آزمون های برشی انجام شده در شرایط بدون کنترل و با کنترل فعال ارتعاش در ضرایب مختلف کنترلر DVF در نمودار ۵ نشان داده شده است. در ضرایب بهره پایین DVF، حداکثر عمق برش نسبتاً کوچک بوده که به دلیل ناکافی بودن میرایی فعال برای مقابله با ارتعاش لرزش است، در حالی که برای ضرایب بهره بالای DVF، عمق برش بحرانی به دلیل اشباع عملگر، محدود و افزایش بیشتر در عمق برش منجر به ناپایداری در سیستم می شود. نتایج آزمون های برش تجربی نشان می دهد که بهره بهینه پیشنهادی دارای کارایی بالاتری در افزایش مرزهای ماشین کاری پایدار در سیستم است. حداکثر عمق برش قابل دستیابی با به کارگیری کنترل فعال ارتعاش در آزمون های برش به میزان قابل توجهی از ۰/۲۵ به ۲/۵mm افزایش یافته که محدوده مناسبی از عمق برش برای خشن تراشی در تراشکاری داخل است.

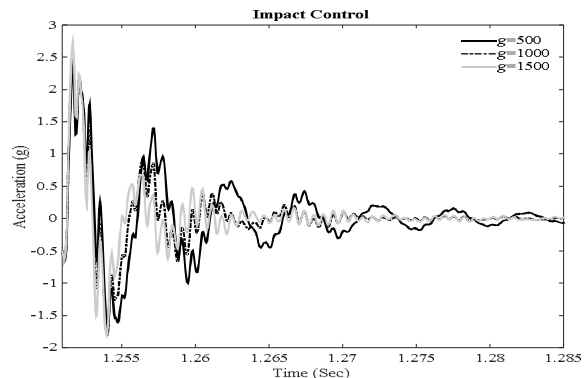
بنابراین پیاده سازی الگوریتم DVF روی بستر آزمایشگاهی منجر به افزایش قابل ملاحظه صلبیت دینامیکی ابزار و در نتیجه افزایش عمق برش پایدار ابزار داخل تراش در ماشین کاری می شود. این افزایش عمق براده برداری همراه با حفظ کیفیت سطح مطلوب قطعه کار پس از ماشین کاری است. ولی کنترلر DVF با وجود قابلیت بالا در افزایش کارایی ابزار و عدم نیاز به حجم محاسباتی بالا به دلیل افزایش توان کنترلی عملگر و افزایش قابل توجه ولتاژ در هنگام وارد شدن ضربات نیرویی در سیستم یک روش مطلوب کنترلی نیست که بتواند موجب اشباع عملگر شود. در ادامه پژوهش، روش کنترلی متفاوتی به کار گرفته می شود که بتواند علاوه بر حفظ کارایی روش DVF، معایب آن را برطرف کند و توان کنترلی عملگر را به صورت بهینه اعمال نماید.



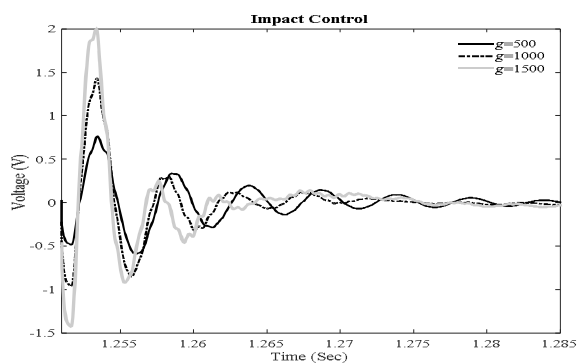
نمودار ۵) نمودار پایداری آزمون های برشی در شرایط بدون کنترل و با کنترل فعال ارتعاش برای مقادیر مختلف بهره کنترلر



نمودار ۲) مقایسه پاسخ فرکانسی حلقه باز و حلقه بسته سیستم در آزمون کنترل ضربه به ازای مقادیر مختلف بهره کنترلر



نمودار ۳) مقایسه پاسخ زمانی حلقه بسته سیستم در آزمون کنترل ضربه به ازای مقادیر مختلف بهره کنترلر



نمودار ۴) مقایسه ولتاژ کنترلی سیستم حلقه بسته در آزمون کنترل ضربه به ازای مقادیر مختلف بهره کنترلر

در ادامه به منظور بررسی عملکرد سیستم کنترل فعال DVF، تعدادی از آزمون های تراشکاری داخل روی سیلندرها Al 6063 انجام شد. هدف از این آزمون ها کسب شناخت بهتر از عملکرد کلی سیستم و تعیین مرزهای پایداری ماشین کاری بود. ابزار روی  $L/D=8$  بسته و شرایط ماشین کاری به شرح جدول ۲ تعیین شد. انتخاب سرعت برشی و نرخ پیشروی براساس پیشنهاد سازنده اینسرت صورت گرفت و میزان عمق برش نیز در بازه پرداخت تا خشن تراشی انتخاب شد. در آزمون های بدون کنترل، ماشین کاری از عمق برش کم به زیاد در هر سرعت دورانی اسپیندل انجام شد تا مرحله ای که لرزش رخ بدهد. وقوع لرزش نیز براساس کیفیت سطح قطعه کار و میزان دامنه ارتعاش سیگنال شتاب مشخص شد. در آزمون های بدون اعمال کنترل فعال، فرکانس لرزش نزدیک به مود اول ارتعاشی سیستم در حدود ۲۰۰ هرتز بود که دارای کمترین صلبیت دینامیکی است. در این آزمون ها حداکثر مقدار عمق برش

بر اساس اطلاعات مورد نیاز سیستم، روش‌های کنترل را می‌توان به دو دسته گسترده کنترل مستقل از مدل و کنترل بر پایه مدل تقسیم‌بندی کرد. از آنجایی که فرآیند ماشین‌کاری ذاتاً پدیده‌ای همراه با اغتشاش‌ها و عدم قطعیت‌های متعددی بوده، بنابراین به‌دست‌آوردن مدل سیستم زمانبر است و به‌دلیل این که دینامیک سیستم با گذشت زمان تغییر می‌کند، در عمل سیستم غیرخطی و متغیر با زمان است. در این شرایط فقدان یک مدل دقیق ریاضی از سیستم منجر به محدودیت‌هایی در طراحی کنترلرهای بر پایه مدل می‌شود. به همین دلیل استفاده از کنترلرهای مستقل از مدل در ماشین‌کاری از کارایی بیشتری برخوردار است.

متداول‌ترین نوع کنترل مستقل از مدل، کنترلر PID است که کاربرد گسترده‌ای در صنعت دارد. کنترلر PID به‌عنوان یک قانون کنترلی، یک ترکیب خطی از خطای موجود، جمع‌شونده و پیش‌بینی خطای ردیابی را به کار می‌گیرد و حالت‌های دیگر از این ترکیب را نادیده گرفته می‌شود که به‌طور بالقوه موثرتر هستند. به‌عنوان یک جایگزین، هان<sup>[20]</sup> تابع غیرخطی زیر را پیشنهاد نمود:

متداول‌ترین نوع کنترل مستقل از مدل، کنترلر PID است که کاربرد گسترده‌ای در صنعت دارد. کنترلر PID به‌عنوان یک قانون کنترلی، یک ترکیب خطی از خطای موجود، جمع‌شونده و پیش‌بینی خطای ردیابی را به کار می‌گیرد و حالت‌های دیگر از این ترکیب را نادیده گرفته می‌شود که به‌طور بالقوه موثرتر هستند. به‌عنوان یک جایگزین، هان<sup>[20]</sup> تابع غیرخطی زیر را پیشنهاد نمود:

$$fal(e, \alpha, \delta) = \begin{cases} \frac{e}{\delta^{1-\alpha}}, & |x| \leq \delta \\ |e|^\alpha sign(e), & |x| \geq \delta \end{cases}, \quad \delta > 0 \quad (9)$$

که به‌طرز محسوسی نتایج بهتری را در عمل فراهم می‌کند. انتخاب  $\alpha$  مناسب می‌تواند به کاهش خطای حالت پایدار به میزان قابل توجهی کمک کند، تا حدی که می‌توان از کنترلر انتگرالی به‌دلیل برخی ایرادات آن اجتناب کرد. دلیل این که کنترلر غیرخطی عملکرد بهتری دارد، این است که زمانی که  $0 < \alpha < 1$  بوده، وقتی خطا کوچک است ضرایب بهره بزرگ‌تری ایجاد می‌کند و وقتی خطا بزرگ است، ضرایب بهره کوچک‌تر از حالت استاندارد تولید می‌کند. این روش می‌تواند باعث کاهش فراجش و زمان نشست سیستم شود که در سیستم کنترل ارتعاش رویکرد مطلوبی است.

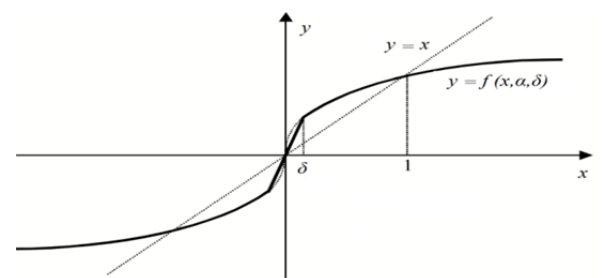
تفسیر گرافیکی تابع  $fal(e, \alpha, \delta)$  در شکل ۷<sup>[21]</sup> نمایش داده شده است. این تابع منطقه خطی کوچکی را در تابع بهره ایجاد می‌کند که هدف از آن جلوگیری از افزایش بیش از حد ضریب بهره در زمانی بوده که خطا کم است و منجر به پدیده چترینگ در برخی مطالعات شبیه‌سازی می‌شود.

با تعمیم تابع پیشنهادی هان به سایر عبارات در کنترلر PID داریم:

$$u = K_p |e|^{\alpha_p} sign(e) + K_I |e_I|^{\alpha_I} sign(e_I) + K_D |e_D|^{\alpha_D} sign(e_D) \quad (10)$$

$$e_I = \int_0^t e(\tau) d\tau, \quad e_D = \frac{de(t)}{dt}, \quad \alpha_p, \alpha_I, \alpha_D > 0$$

که در آن  $e(t)$  تابع خطا و  $u(t)$  خروجی کنترلر است. همچنین ثابت‌های  $(K_D, K_I, K_p)$  به‌ترتیب ضرایب بهره تناسبی، انتگرالی و مشتقی هستند.



شکل ۷) مقایسه ضرایب بهره خطی و غیرخطی<sup>[21]</sup>

#### ۶- ارزیابی عملکرد کنترلر و معیارهای آن

امروزه اکثر فرآیندهای صنعتی تحت کنترل هستند، جایی که نه‌تنها پایداری سیستم بلکه عملکرد نیز از اهمیت بالایی برخوردار است. عملکرد سیستم‌های کنترل ارتعاش معمولاً براساس رفتار پاسخ گذرا ارزیابی می‌شود. این پاسخ، واکنش سیستم نسبت به ورودی‌ها یا اغتشاش‌ها است.

برخی از پارامترهای مرسوم که در ارزیابی عملکرد سیستم کنترل مورد استفاده قرار می‌گیرد عبارت از بیشینه فراجش، زمان صعود، زمان نشست و خطای حالت ماندگار هستند. ولی این پارامترها برای ارزیابی کنترلرهای پیشرفته کامل نیستند و برای سیستم‌هایی کارایی دارند که پاسخ آنها به‌صورت یکنواخت (S شکل) است<sup>[22]</sup>. بنابراین انتخاب ضرایب بهره کنترلرهای در سیستم‌های پیچیده‌تر نیازمند توابع هدفی است که بتوان با به‌کارگیری آنها پاسخ سیستم را دقیق‌تر بررسی نمود.

تاکنون توابع هدف متفاوتی به‌عنوان معیار عملکرد سیستم‌های کنترلی پیشنهاد شده‌اند<sup>[23]</sup>. معیارهای عملکرد را می‌توان براساس حوزه زمان یا فرکانس دسته‌بندی کرد. رایج‌ترین توابع معیار عملکرد مورد استفاده، توابع انتگرال خطای حوزه زمان هستند که مبتنی بر محاسبه انتگرال سیگنال خطای بین خروجی سیستم و سیگنال مرجع ورودی هستند<sup>[24]</sup>.

انواع تابع انتگرالی عبارت از انتگرال خطای مطلق (IAE)، انتگرال خطای مطلق ضرب در زمان (ITAE)، انتگرال مربع خطا (ISE) و انتگرال مربع خطا ضرب در زمان (ITSE) بوده‌اند. فرمول‌های این معیارها به‌صورت زیر هستند:

$$IAE = \int_0^{t_{ss}} |e(t)| dt \quad (11)$$

$$ISE = \int_0^{t_{ss}} e^2(t) dt \quad (12)$$

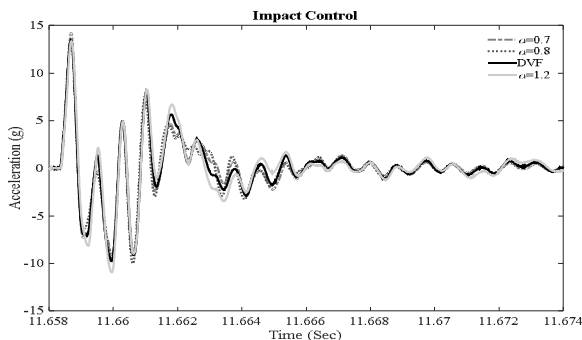
$$ITAE = \int_0^{t_{ss}} t|e(t)| dt \quad (13)$$

$$ITSE = \int_0^{t_{ss}} te^2(t) dt \quad (14)$$

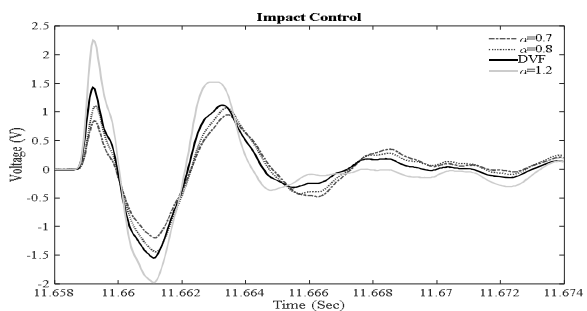
توان کسری کنترلر PID غیرخطی، پاسخ ارتعاشی سیستم تغییرات محسوسی نشان نمی‌دهد.

ولتاژ کنترلی اعمال شده به عملگر و همچنین نیروی اعمال شده توسط عملگر به ابزار بورینگ که توسط سنسور امیدانس هد اندازه‌گیری شده، در نمودارهای ۷ و ۸ نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود با وجود این که پاسخ ارتعاشی سیستم با تغییر ضریب توان کسری کنترلر PID غیرخطی تقریباً یکسان بوده، ولی ولتاژ اعمال شده به عملگر و همچنین نیروی اعمال شده از سوی عملگر روی ابزار کاملاً متفاوت است و با تغییر ضریب توان کسری به شدت تغییر می‌کند. در ابتدای اعمال نیرو توسط عملگر، اثر ضریب توان کسری در کاهش قله ولتاژ اعمالی به عملگر مشهود بوده و پس از مدتی با کاهش دامنه ارتعاش سیستم، میزان ولتاژ اعمالی توسط کنترلرهای با توان‌های کسری کمتر، مقدار بیشتری است. بنابراین قابلیت‌های کنترلر PID غیرخطی به خوبی نشان داده می‌شود.

پاسخ فرکانسی سیستم حلقه باز و حلقه بسته نیز در نمودار ۹ نمایش داده شده است. با اعمال کنترلر حلقه بسته، قله مود اصلی سیستم به شدت، کاهش و صلبیت دینامیکی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین تغییرات پاسخ فرکانسی سیستم نشان می‌دهد که با تغییر ضریب توان کسری کنترلر PID غیرخطی، حول مود اصلی سیستم تغییر چندانی مشاهده نمی‌شود و تنها تغییرات کوچکی در فرکانس بالاتر سیستم مشهود بوده که این فرکانس، فرکانس غالب کنترلر DVF با ضریب کنترلی ۵۰۰ است. در نمودار ۱۰ نیز طیف انرژی توان کنترلی نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش ضریب توان کسری، انرژی صرف شده در خارج از بازه تحریک سیستم به خصوص در فرکانس‌های بالاتر افزایش می‌یابد که مطلوب نیست. افزایش ولتاژ کنترلی خارج از محدوده فرکانسی مد نظر برای کنترل ارتعاش، منجر به صرف توان اضافی و اشباع عملگر می‌شود.



نمودار ۶) پاسخ کنترلر PID غیرخطی در آزمون کنترل ضربه به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر



نمودار ۷) ولتاژ کنترلی در آزمون کنترل ضربه کنترلر PID غیرخطی به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر

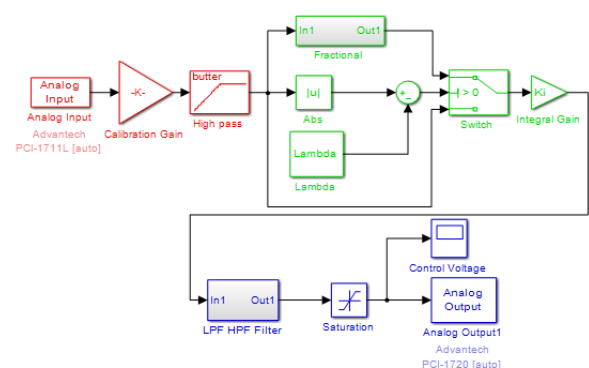
که در آن  $t_{SS}$  زمانی بوده که پاسخ به شرایط حالت پایدار رسیده است. معیارهای IAE و ISE سیگنال خطا را به‌طور یکسان و مستقل از زمان وزن‌دهی می‌کنند. در نتیجه، بهینه‌سازی پاسخ سیستم کنترلر با استفاده از IAE و ISE می‌تواند منجر به پاسخ با فراجهد نسبتاً کوچک، اما زمان ماندگار طولانی یا بالعکس شود. برای غلبه بر این مشکل، ITAE و ITSE سیگنال خطا را وزن‌دهی زمانی می‌کنند، به این معنی که برای مقادیر خطای با زمان بیشتر اثر قابل توجهی در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از معیارهای مطرح شده می‌توان ضرایب کنترلر را به‌نحوی انتخاب نمود که عملکرد مطلوب کنترلی را فراهم نماید.

## ۷- پیاده‌سازی کنترلر PID غیرخطی روی بستر آزمون

در گام اول برای بررسی پایداری سیستم حلقه بسته، اثر کنترلر در کاهش مقدار ارتعاش و افزایش صلبیت دینامیکی ابزار، از آزمون کنترلر ضربه استفاده شد. در شکل ۸ مدل نرم‌افزاری پیاده‌سازی شده کنترلر ارتعاش با استفاده از کنترلر PID غیرخطی در محیط SIMULINK و نرم‌افزار MATLAB مشاهده می‌شود.

برنامه از سه بخش اصلی زیر تشکیل شده است:

- ۱) اکتساب داده از شتاب‌سنج و سپس فیلتر سیگنال دریافتی از آن به‌منظور آماده‌سازی سیگنال مطلوب
  - ۲) محاسبات کنترلر PID غیرخطی طراحی شده و ایجاد سیگنال کنترلی توسط الگوریتم
  - ۳) فیلتر و آماده‌سازی سیگنال کنترلی و ارسال ولتاژ کنترلی تنظیم شده با استفاده از کارت DAQ به عملگر.
- با انتخاب روش کنترل پسخور سرعت، متغیرهای آزمون کنترلر ضربه عبارت از ضریب بهره انتگرالی ( $K_I$ )، سطح پایین ارتعاش ( $\delta$ ) و توان کسری کنترلر ( $\alpha_1$ ) هستند. ضریب بهره انتگرالی با توجه به نتایج آزمون‌های کنترلر DVF و براساس عملکرد مطلوب سیستم در کاهش ارتعاش  $K_I=500$  در نظر گرفته شد. سطح پایین ارتعاش سیستم نیز با توجه به سطح نویز سیگنال خروجی سنسور  $\delta=0.1$  در نظر گرفته شد تا کنترلر در حالت پایدار سیستم، انرژی کمتری را مصرف کند. با ثابت نمودن سایر متغیرها، توان کسری کنترلر در آزمون‌های مختلف تغییر داده شد تا اثر این متغیر روی خروجی و همچنین توان مصرفی عملگر بررسی شود.



شکل ۸) مدل نرم‌افزاری کنترلر ارتعاش با استفاده از کنترلر PID غیرخطی

نتایج حاصل از پیاده‌سازی کنترلر PID غیرخطی روی ابزار داخل‌تراش در آزمون کنترل ضربه به‌ازای مقادیر مختلف توان کسری کنترلر  $\alpha_1$  در نمودار ۶ نمایش داده شده است. در حالت کنترلر حلقه بسته، میرایی سیستم، افزایش و زمان نشست سیستم کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که با تغییرات ضریب



جدول ۳) مقایسه معیار عملکرد سیگنال شتاب به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر

ITSE	ISE	ITAE	IAE	توان کسری
۰/۹۸۹۱	۰/۹۷۲۳	۰/۹۵۷۴	۰/۹۹۷۵	$\alpha=0/4$
۰/۹۶۷۸	۰/۹۷۱۶	۰/۹۴۷۶	۰/۹۸۴۱	$\alpha=0/6$
۰/۹۶۰۳	۰/۹۷۲۸	۰/۹۴۸۹	۰/۹۸۱۰	$\alpha=0/7$
۰/۹۵۸۶	۰/۹۷۶۳	۰/۹۵۶۵	۰/۹۸۱۵	$\alpha=0/8$
۰/۹۶۷۶	۰/۹۸۴۰	۰/۹۷۰۰	۰/۹۸۶۵	$\alpha=0/9$
۱/۰۰۰۰	۱/۰۰۰۰	۱/۰۰۰۰	۱/۰۰۰۰	$\alpha=1/0$
۱/۳۰۲۹	۱/۱۰۵۱	۱/۲۰۳۶	۱/۱۳۱۱	$\alpha=1/2$

جدول ۴) مقایسه معیار عملکرد سیگنال ولتاژ کنترلی به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر

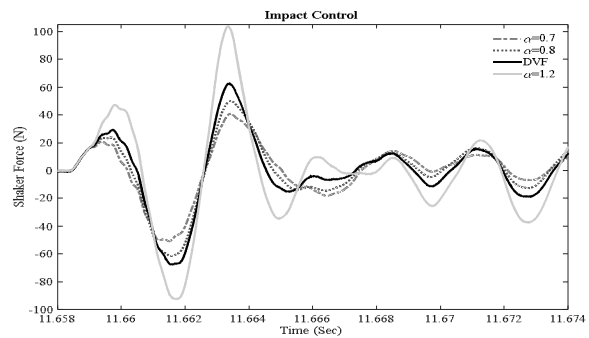
ITSE	ISE	ITAE	IAE	توان کسری
۲/۳۰۷۶	۰/۴۵۳۲	۳/۷۳۱۱	۱/۵۰۰۸	$\alpha=0/4$
۱/۴۶۹۷	۰/۴۵۳۶	۲/۶۷۵۴	۱/۲۶۳۰	$\alpha=0/6$
۱/۳۰۹۵	۰/۵۰۱۸	۲/۳۷۳۶	۱/۲۱۴۶	$\alpha=0/7$
۱/۱۳۹۴	۰/۵۸۲۰	۱/۹۸۰۳	۱/۱۴۴۵	$\alpha=0/8$
۱/۰۱۰۸	۰/۷۲۷۹	۱/۴۸۰۳	۱/۰۵۷۷	$\alpha=0/9$
۱/۰۰۰۰	۱/۰۰۰۰	۱/۰۰۰۰	۱/۰۰۰۰	$\alpha=1/0$
۳/۰۹۰۶	۲/۶۲۸۷	۲/۹۱۱۴	۱/۸۸۰۳	$\alpha=1/2$

### ۸- بررسی نتایج کنترلر PID غیرخطی در آزمون برشی

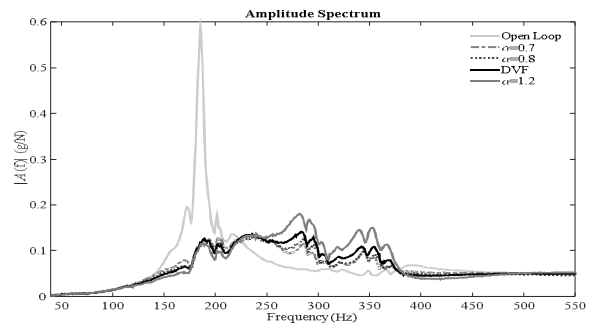
اهمیت استفاده از کنترلر فعال در ماشین‌کاری، افزایش محدوده پایدار ماشین‌کاری و در نتیجه بهبود عملکرد و راندمان دستگاه است. عمق برش مهم‌ترین متغیر ماشین‌کاری بوده که دارای تاثیر مستقیمی بر نرخ براده‌برداری است. همان‌طور که اشاره شد، در حالت بدون کنترل آستانه ناپایداری سیستم، ارتعاش لرزش است، در حالی که در کنترل فعال آستانه ناپایداری سیستم، اشباع عملگر است. در نتیجه با فرض پایداری کنترلر، مهم‌ترین محدودیت در افزایش عمق برش در سیستم کنترل فعال ارتعاش ماشین‌کاری، اشباع عملگر است [6]. به‌منظور بررسی قابلیت روش کنترلی PID غیرخطی در افزایش عمق برشی پایدار سیستم در مقایسه با روش کنترلی DVF، با ثابت در نظر گرفتن سایر شرایط برشی، آزمون‌های ماشین‌کاری انجام شد. در این آزمون‌ها توان مصرفی عملگر در هر یک از روش‌های کنترلی در عمق برشی آستانه ناپایداری سیستم مقایسه شده است.

آزمون‌های ماشین‌کاری در سرعت دورانی اسپیندل (۵۰۰ دور بر دقیقه) و پیشروی ثابت (۰/۱۶ میلی‌متر بر دور) و در عمق‌های برش (۲/۵ و ۳ میلی‌متر) و در دو حالت کنترلر DVF و کنترلر PID غیرخطی کسری صورت گرفت. کنترلر از لحظاتی قبل از درگیری ابزار با قطعه کار فعال بوده و حین ماشین‌کاری سیگنال‌های شتاب و ولتاژ کنترلی ثبت شده است.

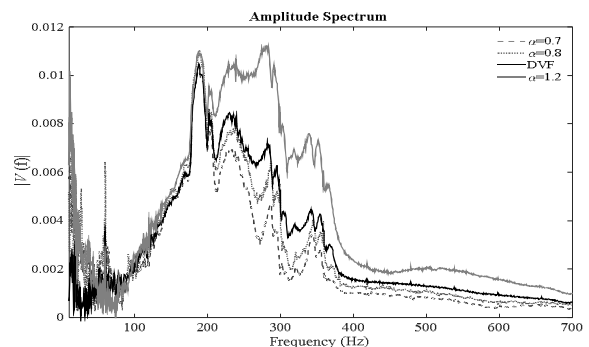
سیگنال‌های شتاب ارتعاش ابزار در دو حالت کنترلر DVF (عمق برش ۲/۵ میلی‌متر) و کنترلر PID غیرخطی کسری (عمق برش ۳ میلی‌متر) در نمودار ۱۱ با یکدیگر مقایسه شده است. به‌دلیل عدم قابلیت تنظیم دقیق فاصله ابزار تا قطعه کار، زمان شروع درگیری ابزار با قطعه کار به‌صورت اختلاف زمانی در نمودار مشاهده می‌شود. در ابتدای درگیری ابزار و قطعه کار، سیگنال شتاب دارای یک قله بوده که در این حالت ولتاژ کنترلی نیز بیشینه است و در شرایط آستانه ناپایداری، منجر به اشباع عملگر و سیستم ناپایدار می‌شود. پس از این مرحله سیگنال شتاب ثبت‌شده حین ماشین‌کاری به‌صورت یک



نمودار ۸) نیروی عملگر در آزمون کنترلر ضربه کنترلر PID غیرخطی به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر



نمودار ۹) مقایسه پاسخ فرکانسی حلقه باز و حلقه بسته سیستم در آزمون کنترلر ضربه به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر



نمودار ۱۰) طیف انرژی توان کنترلی سیستم حلقه بسته در آزمون کنترلر ضربه به‌ازای مقادیر مختلف متغیر کنترلر

به‌منظور مقایسه کمی اثر توان کسری روی عملکرد کنترلر، مقادیر معیارهای عملکردی برای پاسخ سیستم و همچنین توان کنترلی مصرفی محاسبه شد که در جدول‌های ۳ و ۴ نمایش داده شده و در جدول‌های مذکور توان کسری  $\alpha=1/0$  بیانگر کنترلر DVF است. در این جدول‌ها به‌منظور مقایسه بهتر، مقادیر محاسبه‌شده توابع عملکردی به‌ازای ضرایب مختلف متغیر کنترلر نسبت به کنترلر DVF نرمال شده است.

با انتخاب کمینه معیار ITSE، علاوه بر کمینه‌شدن میزان فراجاهش پاسخ سیستم، ارتعاش حالت پایدار سیستم نیز در محدوده مطلوبی قرار می‌گیرد. با توجه به این مطلب در جدول ۳ مشاهده می‌شود که  $\alpha=0/7, 0/8$  منجر به عملکرد بهینه در معیار ITSE شده است. همچنین توان کنترلی صرف‌شده توسط روش کنترلی PID غیرخطی نیز که یکی از مهم‌ترین پارامترهای تعیین کنترلی مطلوب به‌ویژه در بحث کنترل ارتعاش است، در محدوده مطلوبی قرار دارد. با توجه به این که قله بیشینه ولتاژ  $\alpha=0/7$ ، ۳۰٪ کمتر از  $\alpha=0/8$  بوده، در ادامه برای آزمون‌های برشی از این ضریب استفاده شده است.

PID غیرخطی کسری نسبت به روش DVF، کاهش قله ولتاژ کنترلی هنگام وقوع اغتشاش‌های ضربه‌ای حین فرآیند ماشین‌کاری از جمله درگیری اولیه ابزار است. در این شرایط عملکرد اشباع و سیستم کنترلی ناپایدار می‌شود. نتایج آزمون‌های برشی در سیستم نشان می‌دهد که با به‌کارگیری کنترلر PID غیرخطی و کاهش توان کنترلی، قابلیت افزایش عمق برشی پایدار در فرآیند فراهم می‌شود.

**تشکر و قدردانی:** نگارندگان بر خود لازم می‌دانند از دانشکده‌ی مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد که امکان انجام این پژوهش را فراهم کرد تشکر و قدردانی نمایند.

**تأییدیه اخلاقی:** این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده و همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری فرستاده نشده است.

**تعارض منافع:** بدینوسیله نویسندگان اعلام می‌کنند این اثر حاصل یک پژوهش مستقل بوده و هیچ گونه تضاد منافی با اشخاص دیگر یا سازمان‌ها ندارد.

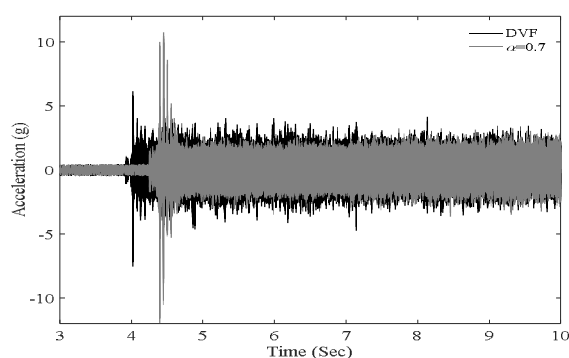
**سهم نویسندگان:** پوریا نعیمی‌امینی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ بهنام معتکف‌ایمانی (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری (۵۰٪)

**منابع مالی:** این پژوهش از هیچ سازمانی حمایت مالی دریافت نکرده است.

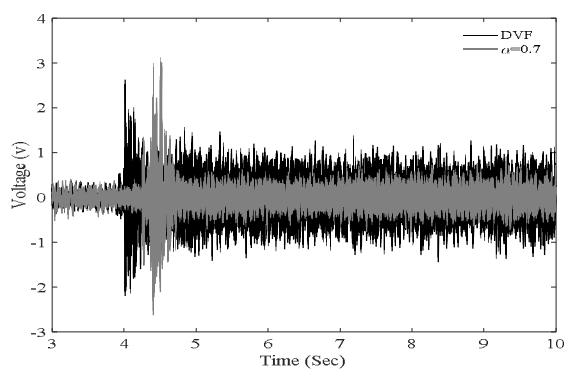
#### منابع

- Altintas Y. Manufacturing automation: Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. 2<sup>nd</sup> Edition. New York: Cambridge University Press; 2012. pp. 125-132.
- Quintana G, Ciurana J. Chatter in machining processes: A review. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2011;51(5):363-376.
- Munoa J, Beudaert X, Dombovari Z, Altintas Y, Budak E, Brecher C, et al. Chatter suppression techniques in metal cutting. CIRP Annals. 2016;65(2):785-808.
- Sims ND. Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology. Journal of Sound and Vibration. 2007;301(3-5):592-607.
- Muhammad BB, Wan M, Feng J, Zhang WH. Dynamic damping of machining vibration: A review. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2017;89(9-12):2935-2952.
- Naeemi Amini P, Moetakef Imani B. High-performance controller design and evaluation for active vibration control in boring. Scientia Iranica. 2018 Jul.
- Ganguli A. Chatter reduction through active vibration damping [Dissertation]. Brussels: Université Libre De Bruxelles; 2005.
- Munoa J, Mancisidor I, Loix N, Uriarte LG, Barcena R, Zatarain M. Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator. CIRP Annals. 2013;62(1):407-410.
- Bilbao-Guillerna A, Barrios A, Mancisidor I, Loix N, Munoa J. Control laws for chatter suppression in milling using an inertial actuator. Proceedings of ISMA 2010 - International Conference on Noise and Vibration Engineering, Sep 2010, Leuven, Belgium. Lyon: HAL; 2010. pp. 1-12.
- Chen F, Lu X, Altintas Y. A novel magnetic actuator design for active damping of machining tools.

سیگنال تصادفی بوده و در دو حالت تقریباً یکسان است. همچنین در نمودار ۱۲ نمودار ولتاژ کنترلی کنترلر DVF و کنترلر PID غیرخطی مقایسه شده است. همان طور که در نمودار مشهود است، با وجود افزایش ۲۰ درصدی در عمق برش و افزایش قله شتاب در لحظه درگیری ابزار در فرآیند ماشین‌کاری، کنترلر PID غیرخطی در این شرایط، ولتاژ کنترلی تقریباً یکسانی برای کنترل ارتعاش ابزار به کار برده است. این عملکرد باعث می‌شود در ابتدای درگیری ابزار، عملکرد اشباع و سیستم ناپایدار نشود. پس از طی مرحله اولیه درگیری ابزار و قطعه کار نیز ولتاژ کنترلی کنترلر PID غیرخطی با وجود افزایش عمق برشی کمتر از کنترلر DVF است و انرژی کمتری صرف کنترل ارتعاش ماشین‌کاری می‌شود. نتایج حاصل از آزمون‌های ماشین‌کاری نشانگر این مطلب است که روش کنترل PID غیرخطی با بهبود نحوه اعمال ولتاژ کنترلی باعث افزایش محدوده ماشین‌کاری پایدار نسبت به کنترلر DVF می‌شود.



نمودار (۱۱) مقایسه سیگنال شتاب کنترلر DVF برای عمق برش ۲/۵mm و کنترلر PID غیرخطی برای عمق برش ۳mm



نمودار (۱۲) مقایسه ولتاژ کنترلی کنترلر DVF برای عمق برش ۲/۵mm و کنترلر PID غیرخطی برای عمق برش ۳mm

#### ۹- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این پژوهش به‌دلیل بهبود الگوریتم کنترل فعال ارتعاش ماشین‌کاری، روش کنترل PID غیرخطی کسری به کار گرفته شده است. این روش کنترلی روی بستر آزمون پیاده‌سازی و با روش استاندارد کنترل DVF مقایسه شد. کنترلر DVF اگر چه از کارایی و قابلیت‌های خوبی برخوردار بوده، ولی دارای معایب بزرگی از جمله افزایش فرکانس غالب سیستم حلقه بسته و ناپایداری سیستم در ضرایب بهره بزرگ است. در روش کنترل PID غیرخطی کسری با افزایش میرایی، فرکانس غالب سیستم تغییر زیادی نمی‌کند و با استفاده از معیارهای عملکرد سیستم کنترلی می‌توان توان کسری بهینه را برای کنترلر به دست آورد. همچنین ویژگی مهم کنترل

Applied Mathematical Modelling. 2015;39(3-4):1217-1228.

18- Gawronski W. Advanced structural dynamics and active control of structures. New York: Springer Science & Business Media; 2004.

19- Naeemi Amini P, Moetakef Imani B. Identification and control of an active boring bar using VCA actuator. Modares Mechanical Engineering. 2017;17(8):87-96. [Persian]

20- Han J. From PID to active disturbance rejection control. IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2009;56(3):900-906.

21- Gao Z, Huang Y, Han J. An alternative paradigm for control system design. Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.01CH37228), 4-7 Dec, Orlando, FL, USA. 2001. Piscataway: IEEE; 2001.

22- Åström KJ, Häggglund T. PID controllers: Theory, design and tuning. 2<sup>nd</sup> Edition. USA: Instrument Society of America; 1995. pp. 126-132.

23- Schultz WC, Rideout VC. Control system performance measures: Past, present, and future. IRE Transactions on Automatic Control. 1961;AC-6(1):22-35.

24- Krohling RA, Rey JP. Design of optimal disturbance rejection PID controllers using genetic algorithms. IEEE Transactions on Evolutionary Computation. 2001;5(1):78-82.

International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2014;85:58-69.

11- Preumont A. Vibration control of active structures: An introduction. 3<sup>rd</sup> Edition. Heidelberg: Springer Science & Business Media; 2011. pp. 131-148.

12- Ma H, Wu J, Yang L, Xiong Z. Active chatter suppression with displacement-only measurement in turning process. Journal of Sound and Vibration. 2017;401:255-267.

13- Shiraishi M, Yamanaka K, Fujita H. Optimal control of chatter in turning. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1991;31(1):31-43.

14- Parus A, Powalka B, Marchelek K, Domek S, Hoffmann M. Active vibration control in milling flexible workpieces. Journal of Vibration and Control. 2013;19(7):1103-1120.

15- Monnin J, Kuster F, Wegener K. Optimal control for chatter mitigation in milling - part 1: Modeling and control design. Control Engineering Practice. 2014;24:156-166.

16- Kleinwort R, Schweizer M, Zaeh MF. Comparison of different control strategies for active damping of heavy duty milling operations. Procedia CIRP. 2016;46:396-399.

17- Khorshidi K, Rezaei E, Ghadimi AA, Pagoli M. Active vibration control of circular plates coupled with piezoelectric layers excited by plane sound wave.