



Application of Normalized Least Mean Square Adaptive Filter for Chatter Vibration Control

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Fallah M.¹ PhD,

Moetakef-Imani B.^{*1} PhD

How to cite this article

Fallah M, Moetakef-Imani B. Application of Normalized Least Mean Square Adaptive Filter for Chatter Vibration Control. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(4):973-986.

ABSTRACT

In this paper, a new active vibration control system has been proposed for the elimination of boring bar chatter in the internal turning process. The system is composed of a boring bar equipped with electromagnetic actuator and accelerometer, as well as a novel adaptive control algorithm that is widely used in the field of active noise control. The controller is known as feedback FxNLMS and is composed of two finite impulse response adaptive filters. One of the filters is known as a model filter, which predicts the dynamic model of actuator-boring bar assembly. The other is known as the control filter and anticipates the inverse model of forwarding path dynamics. The weight vector of the adaptive filter is adjusted by using the normalized least mean square algorithm. Firstly, the impact test is conducted in the presence of an adaptive controller. It is observed that the magnitude of the dominant mode on the forward path's frequency response function is drastically suppressed by 36 dBs. Secondly, the internal turning tests are conducted on Aluminum alloy 6063-T6, to investigate the performance of the adaptive controller for the purpose of chatter mitigation. Due to the optimal performance of the adaptive controller, the dominant magnitude of the boring bar's power spectral density is successfully attenuated up to 68 dBs, and the critical limiting depth of cut is increased by 10 folds. Also, the roughness of the machined surface is remarkably improved by 8 folds compared to the control-off cutting test. Moreover, the actuator cost is considerably reduced by 3 folds in comparison to the optimal constant-gain integral controller.

Keywords Active Vibration Control; Adaptive FIR Filter; Signal Processing; Stability Improvement; Chatter Suppression; Active Boring Bar; Adaptive Inverse Control

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran. Postal Code: 9177948974

Phone: +98 (51) 38805089

Fax: -

imani@um.ac.ir

Article History

Received: April 15, 2019

Accepted: August 06, 2019

ePublished: April 17, 2020

CITATION LINKS

[1] Mechatronic systems for machine tools [2] Chatter in machining processes: A review [3] Design and manufacture of a carbon fiber epoxy rotating boring bar [4] Research on the performance of damping boring bar with a variable stiffness dynamic vibration absorber [5] Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers [6] Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression [7] Vibration suppression of boring bar by piezoelectric actuators and LR circuit [8] Analytical prediction of stability lobes for passively damped boring bars [9] Development of a hydraulic chambered actively controlled boring bar [10] A smart boring tool for process control [11] Adaptronic approach for modular long projecting boring tools [12] Reducing cutting force induced bore cylindricity errors by learning control and variable depth of cut machining [13] On the development of a simple and robust active control system for boring bar vibration in industry [14] Updating boring bar's dynamic model using particle swarm optimization [15] Identification of dynamic model for an active boring bar [16] Chatter vibration control for stability improvement in deep internal turning [17] Adaptive filter theory [18] Manufacturing automation [19] Active noise control: A tutorial review [20] Recent advances on active noise control: Open issues and innovative applications [21] The digital signal processing handbook [22] Signal processing for active control

کاربرد فیلتر تطبیقی حداقل میانگین مربعات نرمال شده برای کنترل ارتعاش لرزه

محسن فلاح PhD

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

بهنام معتكفایمانی* PhD

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

چکیده

در این مقاله یک سیستم کنترل فعال ارتعاشات برای حذف لرزه ابزار داخل تراش در فرآیند تراشکاری داخلی ارایه شده است. این سیستم شامل ابزار داخل تراش مجهز به عملگر الکترومغناطیس و سنسور شتاب سنج به همراه یک الگوریتم کنترل تطبیقی بدیع است که معمولاً در حوزه کنترل فعال نویز صوتی مورد استفاده قرار می گیرد. الگوریتم کنترل پیشنهادی با نام FxNLMS پس خور شناخته شده و شامل دو فیلتر تطبیقی با پاسخ ضربه محدود است. یکی از این فیلترها با عنوان فیلتر مدل نامیده شده و تخمینی از مدل دینامیکی مجموعه عملگر- ابزار ارایه می دهد. فیلتر تطبیقی دیگر به عنوان فیلتر کنترل بوده و معکوس دینامیک مسیر پیشرو را تخمین می زند. ضرایب وزنی این فیلتر تطبیقی با بهره گیری از الگوریتم حداقل میانگین مربعات نرمال شده تنظیم می شود. ابتدا در آزمون کنترل ضربه نشان داده است که با بهره گیری از این کنترلر تطبیقی، دامنه منحنی پاسخ فرکانسی مسیر پیشرو در مجاورت مود اصلی آن تا میزان ۳۶ دسی بل کاهش می یابد. سپس با اجرای تراشکاری داخلی روی قطعاتی از جنس آلومینیوم آلیاژی رده 6063-T6 کارایی کنترلر پیشنهادی برای حذف ناپایداری لرزه ارزیابی شده است. در اثر عملکرد بهینه کنترلر تطبیقی، دامنه منحنی چگالی طیفی توان سیگنال شتاب نوک ابزار به میزان ۶۸ دسی بل کاهش یافته و عمق برش متناظر با آستانه پایداری در فرآیند برش به میزان ۱۰ برابر افزایش یافته است. همچنین مقدار زبری سطح قطعه کار در حالت دارای کنترلر، تا ۸ برابر نسبت به حالت بدون کنترل بهبود یافته است. به علاوه هزینه عملگر نیز تا ۳ برابر نسبت به کنترلر انتگرال گیر بهینه با ضریب بهره ثابت کاهش داشته است.

کلیدواژه ها: کنترل فعال ارتعاشات، فیلتر تطبیقی با پاسخ ضربه محدود، پردازش سیگنال، ارتقای پایداری، حذف ناپایداری لرزه، ابزار داخل تراش فعال، کنترل تطبیقی معکوس

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۱/۲۶

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۵/۱۵

* نویسنده مسئول: imani@um.ac.ir

۱- مقدمه

پدیده ناپایداری لرزه (Chatter)، به عنوان مهم ترین عامل محدودکننده نرخ تولید در اغلب فرآیندهای ماشینکاری، مانند تراشکاری و فرزکاری، شناخته شده است. ناپایداری لرزه بر جنبه های اقتصادی و محیطی فرآیندهای ماشینکاری تأثیری منفی می گذارد که از آن جمله می توان به افزایش سایش لبه برنده، کاهش عمر ابزار، کاهش دقت ابعادی و کیفیت سطح قطعه کار و افزایش میزان آلودگی صوتی اشاره نمود. لذا کنترل موثر و به تعویق انداختن پدیده لرزه در فرآیندهای ماشینکاری،

همواره مورد توجه محققان حوزه دینامیک برش فلزات بوده است [1, 2].

به طور کلی، فرکانس ناپایداری دینامیکی لرزه می تواند در مجاورت فرکانس های اصلی سازه ابزار برشی، ابزارگیر، اسپیندل یا قطعه کار ظاهر شود. در فرآیندهای تراشکاری داخلی و بورینگ، تمایل روزافزون برای افزایش نسبت طول به قطر ابزار برشی، معمولاً منجر به کاهش چشمگیر سفتی دینامیکی آن و در نتیجه کاهش عمق برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری می شود. بنابراین برای ارتقاء پایداری فرآیند برش و حذف ناپایداری لرزه، علاوه بر ارتقاء سفتی و میرایی سازه های ابزارهای برشی با بهره گیری از مواد مهندسی شده [3]، باید از انواع راهکارهای مبتنی بر کنترل غیرفعال یا فعال ارتعاشات نیز بهره برد.

در حوزه کنترل غیرفعال ارتعاشات، با استفاده از انواع عملگرهای غیرفعال مانند میراگر جرمی تنظیم شده [4]، میراگر ضربه ای [5]، میراگر حاوی سیال مغناطیسی [6] و میراگر پیزوالکتریک با مدار سلفی- مقاومتی [7]، مطالعات کاربردی ارزشمندی برای ارتقاء سفتی دینامیکی ابزارهای برشی انجام شده است. ارزیابی این پژوهش ها نشان می دهد که از یک طرف، هزینه های مرتبط با طراحی، ساخت و پیاده سازی سیستم های کنترل غیرفعال، در مقایسه با سیستم های کنترل فعال به مراتب کمتر است. اما از طرف دیگر، میزان کارایی سیستم های کنترل غیرفعال به شدت وابسته به تنظیم بهینه پارامترهای سفتی و میرایی عملگر است [8]. به عبارت دیگر، با تغییر فرکانس ناپایداری لرزه در شرایط برشی مختلف، اثربخشی میراگرهای غیرفعال به میزان چشمگیری کاهش می یابد.

در حوزه کنترل فعال ارتعاشات با بهره گیری از انواع عملگرهای فعال و الگوریتم های کنترل تطبیقی، می توان کارایی و مقاومت سیستم کنترل فعال ارتعاشات را در مقایسه با سیستم های کنترل غیرفعال ارتقاء داد. برای حذف ناپایداری لرزه در ابزارهای برشی با نسبت طول به قطر بالا، در تحقیقات پیشین از انواع عملگرهای الکتروهیدرولیک [9]، پیزوالکتریک [10] و الکترومغناطیس [11] استفاده شده است. همچنین، نمونه ای از الگوریتم های کنترل تطبیقی مبتنی بر سیگنال پس خور موقعیت [12] یا شتاب [13] توسط محققین پیشین طراحی و پیاده سازی شده اند.

در این مقاله، از یک الگوریتم کنترل تطبیقی بدیع برای کنترل فعال ارتعاشات لرزه در یک ابزار داخل تراش میراشده استفاده شده است. الگوریتم کنترل ارایه شده، با نام الگوریتم ایکس فیلتر شده (Filtered-x Normalized Least Mean Square algorithm; FxNLMS) شناخته می شود. این الگوریتم غالباً در حوزه کنترل فعال نویز صوتی کاربرد دارد. باید توجه داشت که تغییرات متناوب ضخامت براده دینامیکی، به عنوان سرمنشأ بروز ناپایداری دینامیکی لرزه بوده و عملاً امکان اندازه گیری این کمیت حین فرآیند براده برداری وجود ندارد. لذا در این مقاله، با اصلاح ساختار

این مجموعه به گونه‌ای طراحی و ساخته شده است که قابلیت نصب روی ماشین تراش‌های شرکت ماشین‌سازی تبریز را دارد. بدنه ابزار فولادی دارای قطر ۶۰ میلی‌متر بوده و طول آویز آن برابر ۴۸۰ میلی‌متر است (نسبت طول به قطر ۸). عملگر الکترومغناطیس ساخت شرکت تِن‌لی (Tenlee) بوده و وظیفه آن اعمال نیروی فعال به بدنه ابزار داخل‌تراش در راستای شعاعی (یا راستای عمود بر سطح قطعه کار) است. این عملگر در فاصله ۱۸۰ میلی‌متری از سر برشی به بدنه ابزار متصل شده است. بیشینه دامنه مجاز نیروی خروجی از عملگر الکترومغناطیس برابر ۱۰۰ نیوتن بوده و بازه فرکانسی آن بین صفر تا ۴ کیلوهرتز است. موقعیت اتصال عملگر به بدنه ابزار در فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از تکیه‌گاه قرار دارد. سنسور شتاب‌سنج پیزوالکتریک در مجاورت سر برشی ابزار نصب شده و ساخت شرکت تِن‌لی است. این سنسور قابلیت اندازه‌گیری شتاب با دامنه بیشینه ۱۰۰g را دارد. پاسخ این سنسور در محدوده فرکانسی زیر ۵۰۰۰ هرتز کاملاً خطی است. سنسور شتاب‌سنج در فاصله ۹۰ میلی‌متری از نوک ابزار قرار گرفته و وظیفه آن اندازه‌گیری سیگنال شتاب ناشی از فرآیند براده‌برداری است. با بهره‌گیری از این بستر آزمایشگاهی، امکان استخراج مشخصات دینامیکی ابزار^[14] و شناسایی دینامیک مجموعه عملگر- ابزار^[15] فراهم شده است.

مطابق شکل ۱، عملگر الکترومغناطیس روی یک پایه متحرک نصب شده که به همراه ساپورت عرضی و ابزار داخل‌تراش روی ریل‌های راهنمای ماشین‌تراش می‌لغزند. پایه متحرک عملگر روی چهار تکیه‌گاه لغزنده قرار دارد. این لغزنده‌ها توسط پیچ‌های تنظیم مخصوص روی ریل‌های راهنمای قفل شده و حرکت همزمان عملگر با ابزار داخل‌تراش را تسهیل می‌کنند. فاصله محوری موقعیت عملگر تا نوک ابزار، از طریق پیچ محوری و مهره متصل به پایه متحرک تنظیم می‌شود. همچنین، برای اتصال عملگر به ابزار داخل‌تراش از یک میله کوتاه دو سر رزوه استفاده شده است، تا موقعیت عملگر در فاصله شعاعی مناسب نسبت به بدنه ابزار ثابت شود. طراحی پایه متحرک به نحوی است که عملگر در راستای عمود بر محور طولی ابزار قرار می‌گیرد. با پیشروی ساپورت عرضی به سمت قطعه کار، مجموعه مونتاژی ابزار داخل‌تراش مجهز به عملگر الکترومغناطیس روی ریل‌های راهنما لغزیده و فرآیند تراشکاری داخلی نیز به صورت همزمان اجرا می‌شود.

۳- شناسایی دینامیک سیستم و تخمین پایداری فرآیند برش

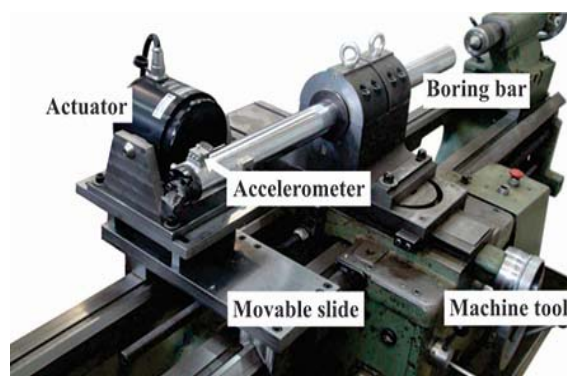
افزایش نسبت طول به قطر ابزار موجب می‌شود تا مقدار سفتی دینامیکی آن به میزان چشمگیری کاهش یابد. تا جایی که برای ابزارهای داخل‌تراش فولادی در نسبت‌های طول به قطر فراتر از ۶، عملاً امکان اجرای فرآیند براده‌برداری پایدار در اکثر شرایط برشی وجود ندارد^[16]؛ زیرا عمق برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری به کمتر از چند دهم میلی‌متر کاهش می‌یابد. بنابراین، هدف از

الگوریتم FxNLMS به صورت پس‌خور، از آن برای کنترل فعال ارتعاشات لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی استفاده شده است. نتایج تجربی ارائه شده در این مقاله، موید کارایی چشمگیر الگوریتم کنترل تطبیقی پیشنهادی در ارتقاء سفتی دینامیکی و پایداری ابزار برشی است.

ساختار مقاله ارائه شده به صورت زیر است: در بخش دوم مقاله ابزار داخل‌تراش میراشده (مجهز به عملگر الکترومغناطیس) معرفی شده است. در بخش بعدی، به اهمیت ارتقاء سفتی دینامیکی ابزار برای بهبود پایداری فرآیند برش اشاره شده و دلالت‌های پایداری فرآیند تراشکاری داخلی برای حالت فاقد کنترل تخمین زده شده‌اند. همچنین ساختار رایج فیلترهای تطبیقی، به همراه نمونه‌ای از کاربرد آن‌ها برای شناسایی دینامیک مجموعه عملگر- ابزار معرفی و ارائه شده است. در بخش چهارم مقاله، ساختار کنترلر تطبیقی پیشنهادی، به همراه روابط ریاضی حاکم بر الگوریتم کنترل ارائه شده است. در بخش پنجم، با اجرای آزمون‌های کنترل ضربه، عملکرد موفق کنترلر تطبیقی در کاهش دامنه ارتعاشات ابزار پیرامون فرکانس اصلی آن مورد ارزیابی قرار گرفته است. در بخش بعدی، با انجام آزمون برش تجربی کارایی چشمگیر سیستم کنترل فعال ارتعاشات پیشنهادی در این مقاله، برای تراشکاری داخلی قطعاتی از جنس آلومینیوم آلیاژی رده ۶۰۶۳ ارزیابی و صحت‌گذاری شده است. همچنین، کارایی این الگوریتم کنترل تطبیقی (برحسب میزان کاهش دامنه ارتعاشات ابزار، بهبود زبری سطح قطعه کار و کاهش هزینه عملگر)، با یک کنترلر انتگرال‌گیر بهینه دارای ضریب بهره ثابت در شرایط برشی یکسان مقایسه شده است. در بخش آخر نیز، نتایج و دستاوردهای این مقاله جمع‌بندی شده‌اند.

۲- معرفی بستر آزمایشگاهی

در شکل ۱، نمایی از بستر آزمایشگاهی مورد استفاده در این تحقیق ارائه شده است. مجموعه مونتاژی ابزار میراشده فعال، از سه بخش ابزار داخل‌تراش فولادی، عملگر الکترومغناطیس و سنسور شتاب‌سنج تشکیل شده است.



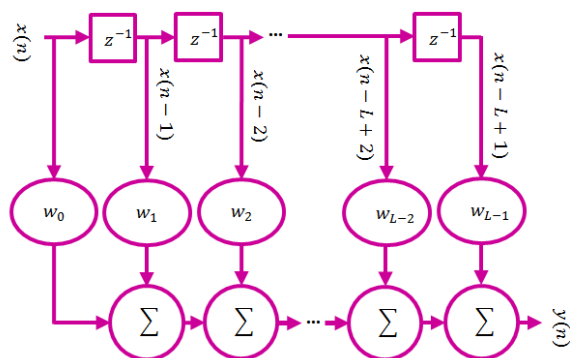
شکل ۱) نمایی از ابزار داخل‌تراش میراشده فعال به کاررفته در این تحقیق

سیگنال خروجی از سیستم دینامیکی، به‌عنوان سیگنال مطلوب $d(n)$ فیلتر تطبیقی فرض شده است. $\eta(n)$ سیگنال نویز ناخواسته‌ای است که مقدار خروجی از سیستم دینامیکی ناشناخته را تحت تأثیر قرار می‌دهد. همان سیگنال خروجی از فیلتر است که باید مقدار آن به سیگنال مطلوب همگرا شود تا فیلتر تطبیقی خطی بتواند در هر لحظه از زمان، پاسخ سیستم ناشناخته را به‌صورت به‌هنگام تخمین بزند. با تغییر رفتار سیستم دینامیکی در طول زمان، ضرایب وزنی فیلتر نیز وابسته به زمان خواهد بود. معمولاً برای محاسبه ضرایب وزنی فیلترهای تطبیقی از یک الگوریتم تکراری استفاده می‌شود؛ بنابراین، همواره عملکرد فیلترهای تطبیقی خطی بر پایه دو فرآیند اصلی استوار است [17]:

(۱) فرآیند "فیلترکردن" که شامل محاسبه خروجی فیلتر از روی داده‌های ورودی و مقایسه سیگنال خروجی از فیلتر با پاسخ مطلوب (به‌منظور محاسبه سیگنال خطای فیلتر) است.

(۲) فرآیند "تطبیق" که هدف آن بهره‌گیری از یک روش خودکار برای تنظیم ضرایب وزنی فیلتر (بر اساس خطای محاسبه‌شده در فرآیند فیلترکردن) است. اجرای همزمان این دو فرآیند، باعث کارکرد فیلتر تطبیقی می‌شود.

ساختار محاسباتی فیلتر تطبیقی، تأثیر به‌سزایی بر عملکرد آن دارد. در حوزه فیلترهای تطبیقی با حافظه محدود یا فیلترهای دارای پاسخ ضربه محدود (FIR)، سه ساختار شناخته‌شده وجود دارد که با نام فیلتر متقاطع، تخمین‌گر نردبانی و آرایه سیستمولیک شناخته می‌شوند [17]. رایج‌ترین ساختار برای فیلترهای تطبیقی دارای پاسخ ضربه محدود، فیلتر متقاطع است که ساختار این فیلتر در شکل ۳ آرایه شده است.



شکل ۳) نمایش گرافیکی ساختار محاسباتی فیلتر متقاطع

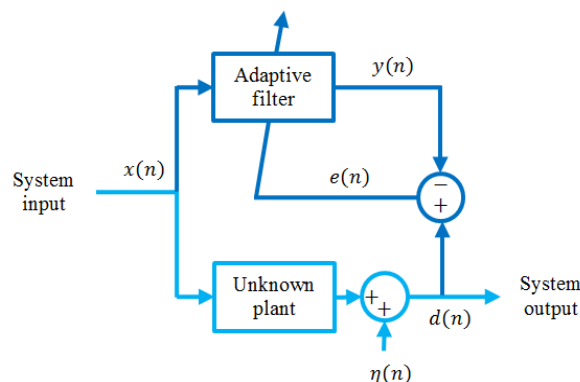
الگوریتم محاسباتی این فیلتر از سه عملگر تأخیر واحد، ضرب و جمع تشکیل شده است. با اعمال عملگر تأخیر واحد روی مقدار ورودی فیلتر $x(n)$ ، مقدار خروجی $x(n-1)$ حاصل می‌شود. طول بردار ضرایب وزنی فیلتر بیانگر طول فیلتر L ، و تعداد عملگرهای تأخیر آن نماینده مرتبه فیلتر $L-1$ است. عملگر ضرب، مقادیر ورودی به فیلتر را در ضرایب وزنی متناظر ضرب می‌کند؛ بنابراین، خروجی k امین عملگر ضرب به‌صورت

پایه‌سازی سیستم کنترل فعال ارتعاشات، بهره‌گیری از یک الگوریتم کنترل تطبیقی کارآمد به‌منظور ارتقاء سفتی دینامیکی ابزار حین فرآیند تراشکاری داخلی است. تا همزمان با به‌تعویق‌افتادن ناپایداری دینامیکی لرزه، مقدار عمق برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری افزایش یابد. در این شرایط می‌توان فرآیند براده‌برداری را به‌صورت پایدار و در محدوده قابل قبولی از پارامترهای ماشینکاری انجام داد. الگوریتم کنترل پس‌خور آرایه‌شده در این مقاله، بر پایه کاربرد فیلترهای تطبیقی خطی در حوزه‌های پردازش سیگنال و کنترل فعال نویز صوتی توسعه یافته است.

۲-۳ معرفی فیلترهای تطبیقی خطی

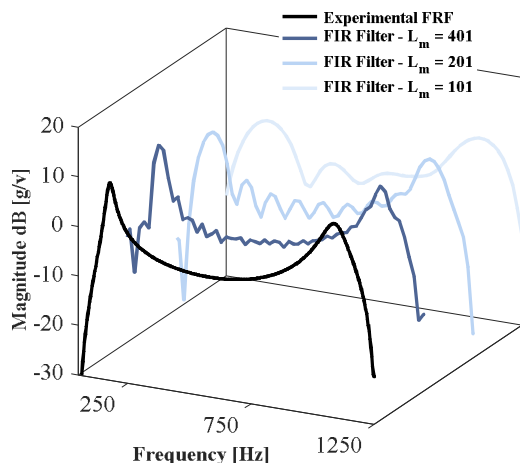
در اکثر کاربردهای مهندسی، سیگنال خروجی از یک سیستم دینامیکی تابعی از پارامترهای ورودی به آن سیستم بوده و دارای مشخصات آماری متغیر با زمان است. معمولاً در چنین شرایطی که درباره ویژگی‌های سیگنال خروجی از سیستم شناخت کافی نداریم، می‌توان از قابلیت‌های منحصربه‌فرد فیلترهای تطبیقی بهره برد. این فیلترها در حوزه‌های متنوع کاری اعم از ارتباطات، رادار، سونار، لرزه‌شناسی و مهندسی پزشکی کاربرد دارند. اگرچه این کاربردها از لحاظ ماهوی متفاوتند، اما همه آن‌ها دارای یک ویژگی مشترک هستند. از یک سیگنال ورودی و یک سیگنال مطلوب، برای محاسبه سیگنال خطای تخمین فیلتر استفاده می‌شود. تا از طریق کمینه‌کردن مقدار سیگنال خطا در هر لحظه، مقادیر بهینه برای ضرایب وزنی فیلتر تطبیقی محاسبه شده و در نهایت مقدار سیگنال خروجی از فیلتر به مقدار لحظه‌ای سیگنال مطلوب همگرا شود.

در شکل ۲، نمونه‌ای از کاربرد فیلترهای تطبیقی خطی در مبحث شناسایی سیستم آرایه شده است. مطابق شکل، با بهره‌گیری از یک فیلتر تطبیقی به‌دنبال آرایه بهترین مدل ریاضی خطی از یک سیستم دینامیکی ناشناخته هستیم. فیلتر تطبیقی و سیستم دینامیکی ناشناخته تحت تأثیر یک سیگنال ورودی مشابه $x(n)$ کار می‌کنند.



شکل ۲) کاربرد فیلترهای تطبیقی برای شناسایی دینامیک یک سیستم ناشناخته

در نمودار ۲، منحنی تابع تبدیل سه فیلتر مدل دارای طول‌های L_m مختلف، با منحنی تابع پاسخ فرکانسی تجربی حاصل از آزمون شناسایی مقایسه شده‌اند. هر سه فیلتر مدل شناسایی‌شده می‌توانند فرکانس‌های تشدید دینامیک مسیر پیشرو را تخمین بزنند.



نمودار ۲) مقایسه بین پاسخ فرکانسی تجربی مسیر پیشرو و پاسخ فرکانسی فیلتر مدل (به‌ازای مقادیر مختلف طول فیلتر)

فیلترهای مدل ارایه‌شده در نمودار ۲، دارای آرایه ضرایب وزنی با طول‌های مختلف ۴۰۱، ۲۰۱ و ۱۰۱ هستند. از آن جایی که فرکانس داده‌برداری در آزمون شناسایی برابر ۲۰ کیلوهرتز بوده است، لذا این فیلترهای مدل برای تخمین دینامیک سیستم فقط از پاسخ دینامیکی آن در بازه زمانی بسیار کوتاه ۰/۰۲، ۰/۰۱ و ۰/۰۵ ثانیه پس از اعمال ضربه واحد استفاده می‌کنند. باید توجه داشت که از یک طرف، با افزایش طول فیلتر مدل از ۱۰۱ به ۴۰۱ ضریب، میزان دقت تخمین پاسخ فرکانسی سیستم بهبود می‌یابد؛ اما از طرف دیگر با افزایش طول فیلتر مدل، میزان تاخیر زمانی در پاسخ خروجی کنترلر تطبیقی افزایش می‌یابد که این موضوع در نهایت به کاهش کارایی کنترلر منجر می‌شود؛ لذا طول فیلتر مدل باید تا حد امکان کوتاه باشد، به‌گونه‌ای که این فیلتر تخمینی قابل قبول از دینامیک سیستم ارایه نماید [17]. در این تحقیق، به‌منظور تخمین دینامیک مسیر پیشرو از فیلتر مدل دارای ۱۰۱ ضریب استفاده شده است.

۳-۳- تخمین تحلیلی آستانه پایداری

برای ترسیم منحنی دلان‌های پایداری در فرآیند تراشکاری داخلی، با لحاظ کردن دینامیک ابزار برشی در راستای شعاعی می‌توان از روابط ارایه‌شده در مرجع [18] استفاده نمود:

$$b_{lim} = -\frac{k_n (1-r^2)^2 + (2\xi_n r)^2}{2K_c (1-r^2)}, \quad r = \frac{\omega_c}{\omega_n} \quad (3)$$

$$n_s = \frac{r\omega_n}{2\left[\tan^{-1}\left(\frac{1-r^2}{2\xi_n r}\right) + h\pi\right]}, \quad h = 1, 2, \dots \quad (4)$$

b_{lim} عرض برش متناظر با آستانه پایداری (برحسب متر) و n_s سرعت دوران اسپیندل (برحسب دور بر ثانیه) است. در روابط (۴)

$w_k x(n-k)$ است. در نهایت، عملگر جمع مقادیر خروجی از عملگرهای ضرب را با هم جمع می‌کند تا مقدار سیگنال خروجی از فیلتر را در هر لحظه محاسبه نماید. لذا، ضابطه سیگنال خروجی از فیلتر تطبیقی خطی با ساختار متقاطع عبارت است از:

$$y(n) = \sum_{k=0}^{L-1} w_k x(n-k) \quad (1)$$

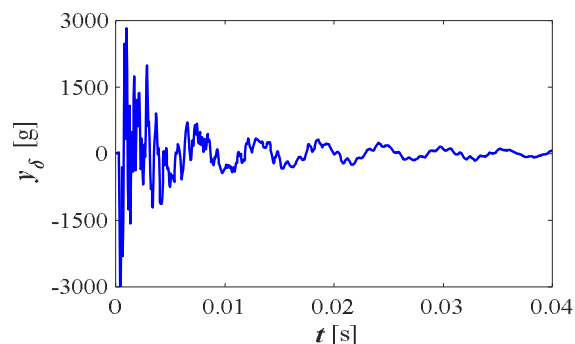
۲-۳- شناسایی مدل دینامیکی مسیر پیشرو

مسیر پیشرو شامل تقویت‌کننده توان خطی، شیکر الکترو دینامیک و دینامیک سازه‌ای ابزار داخل‌تراش در فاصله محل نصب عملگر تا موقعیت سنسور شتاب‌سنج است. برای تحریک دینامیک سیستم، از یک سیگنال ولتاژ چرپ (Chirp) کسینوسی با دامنه واحد و بازه فرکانسی دلخواه استفاده شده است [15]. به‌منظور شناسایی فرکانس‌های طبیعی اول و دوم ابزار، بازه فرکانسی سیگنال تحریک بین ۵۰ تا ۱۲۵۰ هرتز انتخاب شده است. راه دیگر برای تعیین دینامیک مسیر پیشرو، بهره‌گیری از پاسخ زمان-گسسته سیستم به تحریک ضربه واحد است. در این حالت می‌توان از یک فیلتر دارای پاسخ ضربه محدود، برای تخمین دینامیک مسیر پیشرو در حوزه فرکانس بهره برد. ضرایب وزنی این فیلتر ثابت بوده و بر اساس پاسخ دینامیکی سیستم به تحریک ضربه واحد تعیین می‌شود.

$$\hat{s}(n) = T_s \times y_\delta(n) \quad (2)$$

مطابق رابطه (۲)، ضرایب وزنی فیلتر مدل دینامیکی یا $\hat{s}(n)$ برابر با حاصل‌ضرب گام زمانی T_s در پاسخ زمان-گسسته سیستم دینامیکی $y_\delta(n)$ به تحریک ضربه واحد است. دقت تخمین فیلتر مدل به طول آرایه ضرایب وزنی آن بستگی دارد. هرچه طول فیلتر بلندتر باشد، بخش طولانی‌تری از پاسخ دینامیکی سیستم (به تحریک ضربه) در حافظه فیلتر مدل ذخیره می‌شود؛ لذا فیلتر مدل می‌تواند دینامیک مسیر پیشرو را با دقت بالاتری تخمین بزند.

در نمودار ۱، سیگنال پاسخ زمان-گسسته مسیر پیشرو به تحریک ضربه واحد نمایش داده شده است. در لحظات ابتدایی پس از اعمال تحریک، ابزار برشی با ترکیبی از فرکانس‌های متناظر با مودهای ارتعاشی مختلف آن نوسان می‌نماید، اما پس از گذشت لحظاتی، فقط اثر فرکانس اصلی ابزار در ترسیم سیگنال شتاب باقی می‌ماند.

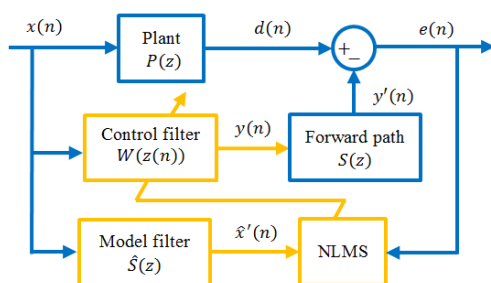


نمودار ۱) پاسخ زمان-گسسته سیگنال شتاب مسیر پیشرو به تحریک ضربه واحد

حذف ناپایداری لرزه ابزار داخل تراش در فرآیند تراشکاری داخلی، استفاده نمود.

۱-۴ معرفی الگوریتم کنترل ایکس فیلترشده به روش حداقل میانگین مربعات نرمال شده

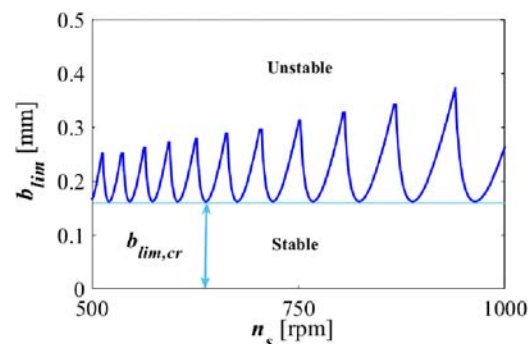
الگوریتم کنترل ایکس فیلترشده به روش حداقل میانگین مربعات نرمال شده (FxNLMS)، یکی از رایج ترین و پرکاربردترین الگوریتم های ارایه شده برای کنترل فعال نویز صوتی در طیف فرکانسی گسترده است. ساختار محاسباتی این الگوریتم کنترل در نمودار ۴ نمایش داده شده است. بلوک کنترلر تطبیقی از سه بخش فیلتر کنترل، الگوریتم تطبیق ضرایب وزنی و فیلتر مدل تشکیل شده است. وظیفه فیلتر کنترل ایجاد سیگنال فرمان و تحریک عملگر برای مقابله با اغتشاشات صوتی ورودی است. به کمک الگوریتم تطبیق ضرایب وزنی، با بهره گیری از روش حداقل میانگین مربعات نرمال شده (NLMS)، می توان بهترین مقادیر لحظه ای را برای ضرایب وزنی فیلتر کنترل محاسبه نمود. هدف از قراردادن فیلتر مدل در ساختار الگوریتم کنترل، لحاظ کردن تخمین مدل دینامیکی مسیر پیشرو در فرآیند محاسبه بهترین مقدار برای سیگنال خروجی از بلوک کنترلر در هر لحظه از زمان است. تا دامنه اغتشاش صوتی ورودی به سیستم کنترل به میزان چشمگیری کاهش یابد. در سیستم های کنترل فعال نویز، تابع تبدیل مسیر پیشرو دربرگیرنده دینامیک اجزاء سخت افزاری سیستم (شامل بلندگو، میکروفون مرجع، میکروفون خطا و مسیر آکوستیک حداقل فاصله بلندگو تا میکروفون خطا) است.



نمودار ۴) نمودار بلوکی الگوریتم FxNLMS استاندارد

مطابق نمودار ۴، الگوریتم کنترل ایکس فیلترشده به روش حداقل میانگین مربعات نرمال شده، از دو سیگنال مرجع $x(n)$ و سیگنال خطا $e(n)$ به عنوان داده های ورودی به بلوک کنترلر استفاده می نماید. میکروفون مرجع سیگنال نویز را قبل از انتشار در محیط اندازه گیری می نماید و از آن برای تولید سیگنال فرمان $y(n)$ و تحریک بلندگو استفاده می نماید. همچنین، میکروفون خطا برای اندازه گیری سیگنال نویز باقی مانده در پایین دست مسیر و ارزیابی عملکرد سیستم کنترل فعال به کار می رود. سیگنال خروجی از بلوک کنترلر $y(n)$ با عبور از تابع تبدیل مسیر پیشرو $S(z)$ فیلتر می شود و سپس سیگنال فیلترشده $y'(n)$ (یا همان سیگنال ضدنویز) با سیگنال اغتشاش صوتی $d(n)$ منتشرشده در محیط

ω_c به فرکانس طبیعی ابزار ω_n است. در صورت رخداد ناپایداری، ابزار داخل تراش با فرکانس لرزه ارتعاش می کند. این فرکانس بسیار نزدیک به فرکانس طبیعی اصلی ابزار است. لذا در صورت وقوع ناپایداری لرزه، دامنه ارتعاشات ابزار به دلیل ناکافی بودن میزان میرایی سازه ای به شدت افزایش می یابد. با بهره گیری از روابط تحلیلی (۴-۳) و در اختیار داشتن پارامترهای دینامیک سازه ای ابزار، در نمودار ۳ ترسیمه دالان های پایداری برای فرآیند تراشکاری داخلی آلومینیوم نمایش داده شده است. با اجرای آزمون مودال تجربی، ابتدا منحنی پاسخ فرکانسی تجربی ابزار استخراج شده است و سپس با بهره گیری از روش انتخاب قله ها، پارامترهای مودال ابزار در انتهای آزاد آن شناسایی شده اند. پارامترها لازم برای ترسیم دالان های پایداری فرآیند برش در جدول ۱ ارایه شده اند.



شکل ۶) دالان های پایداری فرآیند برش برای ابزار برشی فاقد سیستم کنترل

جدول ۱) پارامترهای لازم برای مدل پایداری فرآیند برش

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
جرم مودال	m_n	۳/۰۶	kg
سفتی مودال	k_n	۴۱۸۰۶۲۰	N/m
میرایی مودال	c_n	۹۶/۱۶	Ns/m
فرکانس طبیعی	ω_n	۱۸۶/۳	Hz
ثابت برشی	K_c	700×10^3	N/m ²

مطابق نمودار ۳، برای ابزار داخل تراش فولادی با نسبت طول به قطر ۸، عرض برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری یا $b_{lim,cr}$ کمتر از ۲/۰ میلی متر تخمین زده می شود.

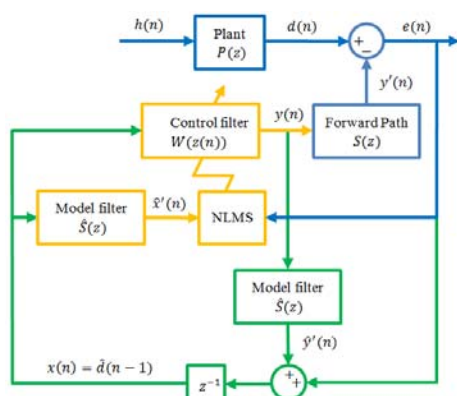
۴- ساختار کنترلر تطبیقی

در این مقاله، نمونه ای از الگوریتم های پرکاربرد در حوزه کنترل فعال نویز صوتی معرفی شده است. این الگوریتم بر پایه بهره گیری از قابلیت های فیلترهای تطبیقی در حوزه شناسایی سیستم توسعه یافته است. به منظور راهکاری ایده آل برای حذف موثر آلودگی صوتی، در این الگوریتم از مفهوم برهم نهی تخریبی سیگنال ضدنویز با سیگنال نویز در هر لحظه از زمان استفاده شده است. با اعمال تغییراتی در ساختار این الگوریتم کنترل، می توان از آن برای کنترل فعال ارتعاشات در سازه های مکانیکی و از آن جمله

است $(\hat{S}(z) \approx S(z))$ ، می‌توان از تابع تبدیل تخمین دینامیک سیستم برای پیش‌بینی سیگنال تخمین اغتشاش ورودی $\hat{d}(n)$ بهره برد. به عبارت دیگر، می‌توان فرض کرد که $y'(n) \approx \hat{y}'(n)$ است. عبارت $\hat{y}'(n)$ نماینده تخمین پاسخ خروجی از مسیر پیشرو تحت سیگنال فرمان است و داریم:

$$\hat{y}'(n) = \hat{S}y(n)$$

با تخمین سیگنال شتاب ناشی از کارکرد عملگر، مستقیماً می‌توان سیگنال اغتشاش ورودی به سیستم را تخمین زد. به عبارت دیگر $\hat{d}(n) = e(n) + \hat{y}'(n)$ است. بنابراین، در الگوریتم کنترل FxNLMS اصلاح شده با ساختار پس‌خور، از سیگنال اغتشاش بازسازی شده به عنوان سیگنال ورودی به بلوک کنترلر استفاده می‌شود. در نتیجه، تمام توان عملگر صرفاً برای مقابله موثر با اغتشاش ورودی هزینه می‌شود. این ویژگی به عنوان یکی از مزیت‌های اصلی این الگوریتم کنترل در مقایسه با سایر الگوریتم‌های رایج (مانند الگوریتم کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی) محسوب می‌شود.



نمودار ۵) نمودار بلوکی الگوریتم FxNLMS اصلاح شده با ساختار پس‌خور

عملکرد این دسته از کنترلرهای تطبیقی بر پایه دو کاربرد شناخته شده از فیلترهای تطبیقی خطی استوار است: ۱) پیش‌بینی خطی و ۲) مدل سازی معکوس. در داخل بلوک کنترلر، ابتدا مقدار سیگنال شتاب پس‌خور $e(n)$ با مقدار سیگنال مرجع فیلتر شده $\hat{x}'(n)$ مقایسه شده و سپس با بهره‌گیری از الگوریتم تطبیق حداقل میانگین مربعات نرمال شده، مقادیر لحظه‌ای ضرایب وزنی بهینه $W(z(n))$ برای فیلتر کنترل به دست می‌آیند. فیلتر مدل دربرگیرنده تخمینی از پاسخ فرکانسی مسیر پیشرو است. در هر لحظه از زمان، فیلتر کنترل تخمینی از معکوس تابع تبدیل مسیر پیشرو ارائه می‌کند. به دلیل قرارگرفتن فیلتر کنترل به صورت سری با سیستم تحت کنترل (مجموعه عملگر- ابزار)، در حالت ایده‌آل مقدار شتاب خروجی از ابزار در لحظه زمانی آتی، برابر با مقدار شتاب ورودی به بلوک کنترلر در لحظه زمانی جاری خواهد شد. لذا با منفی کردن دامنه سیگنال خروجی از فیلتر کنترل، عملاً مقدار سیگنال شتاب خروجی از ابزار $y'(n)$ (حاصل از عملکرد سیستم کنترل)، برابر با منفی مقدار سیگنال شتاب ورودی به ابزار $d(n)$

جمع می‌شود. برای حفظ پایداری عددی الگوریتم تطبیق ضرایب وزنی، باید سیگنال مرجع ورودی به این الگوریتم توسط تابع تبدیل تخمین مسیر پیشرو $\hat{S}(z)$ فیلتر شود^[19]. برای مطالعه درباره سایر الگوریتم‌های کنترل فعال نویز صوتی می‌توان به مقالات مروری^[19,20] مراجعه نمود.

۲-۴- معرفی الگوریتم کنترل FxNLMS پس‌خور

برای بهره‌گیری از قابلیت فیلترهای تطبیقی در حوزه کنترل فعال ارتعاشات مکانیکی، باید الگوریتم کنترل ارایه شده در نمودار ۴ را اصلاح کرد. در مساله کنترل فعال ارتعاشات لرزه ابزار داخل تراش، $P(z)$ تابع تبدیل بین ضخامت براده دینامیکی $h(n)$ و سیگنال شتاب ناشی از فرآیند برش $d(n)$ است. لذا این تابع تبدیل بیانگر دینامیک فرآیند براده برداری است. همچنین، $S(z)$ تابع تبدیل بین سیگنال ولتاژ اعمال شده به عملگر $y(n)$ و سیگنال شتاب ناشی از تحریک ابزار توسط عملگر $y'(n)$ است. لذا این تابع تبدیل نماینده دینامیک مجموعه عملگر- ابزار است.

باید توجه داشت که در فرآیند کنترل فعال ارتعاشات ابزار، معمولاً سیگنال مرجع به صورت مستقیم قابل مشاهده و اندازه‌گیری نیست؛ زیرا $h(n)$ از تغییرات ضخامت براده دینامیکی ناشی می‌شود. از یک طرف ضخامت براده (یا سطح مقطع براده) یک کمیت هندسی بسیار پیچیده است که مقدار آن در هر لحظه تابعی از نحوه درگیری هندسی لبه برنده ابزار با قطعه کار است. پارامترهای مختلفی چون هندسه لبه برنده، نرخ پیشروی، ارتعاشات دینامیکی نوک ابزار و موج ارتعاشی باقی‌مانده روی سطح داخلی قطعه کار (در راستای محیطی) بر مقدار لحظه‌ای این کمیت تاثیر می‌گذارند. از طرف دیگر، براده برش خورده دقیقاً در ناحیه درگیری لبه برنده اینسرت با سطح قطعه کار ایجاد می‌شود و معمولاً جانمایی سنسور در این ناحیه به دلیل محدودیت‌های هندسی و دمای بالای نوک ابزار به لحاظ فنی بسیار دشوار است. لذا عملاً امکان اندازه‌گیری دقیق و قابل اطمینان ضخامت براده دینامیکی، به عنوان عامل مولد ارتعاشات دینامیکی حین فرآیند براده برداری وجود ندارد.

در این تحقیق، با استفاده از سنسور شتاب سنج فقط می‌توان سیگنال شتاب حاصل از برهمکنش دینامیک فرآیند برش و دینامیک سیستم کنترل را اندازه‌گیری کرد. بنابراین، چون امکان اندازه‌گیری مستقیم سیگنال مرجع وجود ندارد، باید به جای ساختار کنترلی پیش‌خور از ساختار کنترل پس‌خور استفاده کرد. در این حالت، کنترلر باید بتواند بدون مزیت داشتن یک سیگنال مرجع بالادستی، ارتعاشات مخرب لرزه را حذف نماید.

در نمودار ۵، الگوریتم کنترل FxNLMS اصلاح شده با ساختار پس‌خور نمایش داده شده است. سیگنال خطا $e(n)$ شامل مجموع سیگنال شتاب اغتشاش ناشی از فرآیند براده برداری $d(n)$ و سیگنال شتاب ناشی از تحریک ابزار توسط عملگر $-y'(n)$ است. با فرض اینکه تابع تبدیل شناسایی شده برای تخمین مسیر پیشرو در حالت ایده‌آل دقیقاً معادل با دینامیک سیستم واقعی

۵- پیاده‌سازی و ارزیابی کارایی سیستم کنترل تطبیقی

برای ارزیابی کارایی کنترلر تطبیقی پیشنهادی، دو نمونه آزمون مختلف اجرا شده است که شامل آزمون‌های کنترل ضربه و آزمون برش تجربی است. با پیاده‌سازی کنترلر تطبیقی در هر یک از این آزمون‌ها، می‌توان اطلاعات ارزشمندی درباره کارایی عملی سیستم کنترل فعال ارتعاشات ارایه‌شده کسب نمود.

مقادیر بهینه برای پارامترهای قابل تنظیم کنترلر تطبیقی، با بهره‌گیری از روش ارایه‌شده در مرجع [16] انتخاب شده‌اند. فرآیند انتخاب پارامترهای کنترلر تطبیقی، مبتنی بر آزمون‌های مدل‌سازی معکوس دینامیک مسیر پیشرو است. در این آزمون‌ها، از یک سیگنال شتاب شبیه‌سازی‌شده (با طیف فرکانسی گسترده و دارای دامنه بزرگ در مجاورت مودهای اصلی سازه‌ای ابزار)، به‌عنوان سیگنال اغتشاش خارجی اعمال‌شده به سیستم کنترل استفاده می‌شود. با بهره‌گیری از یک الگوریتم بهینه‌سازی کارآمد، پارامترهای قابل تنظیم کنترلر در یک بازه مجاز از مقادیر تغییر داده شده‌اند، تا در نهایت دامنه شتاب خروجی از ابزار دارای کنترل فعال (در حضور سیگنال اغتشاش خارجی) کمینه شود. در این صورت می‌توان نتیجه گرفت که تابع تبدیل دینامیکی فیلتر کنترل به معکوس تابع تبدیل مسیر پیشرو همگرا شده است. در جدول ۳ مقادیر بهینه برای پارامترهای کنترلر تطبیقی ارایه شده‌اند.

جدول ۳) مقادیر بهینه برای پارامترهای قابل تنظیم کنترلر تطبیقی

پارامتر	نماد	مقدار
ضریب نشت	λ	۰/۹۹۹۹
طول فیلتر کنترل	L	۴۶
نرخ یادگیری	$\bar{\mu}$	۰/۰۰۰۵۵
طول فیلتر مدل	L_m	۱۰۱
ضریب فراموشی	γ	۰/۹۹۹۹۹

۵-۱- آزمون کنترل ضربه

هدف از انجام آزمون کنترل ضربه، ارزیابی پاسخ فرکانسی ابزار داخل‌تراش میراشده فعال در حضور تحریک ضربه است تا کارایی کنترلر تطبیقی پیشنهادی برحسب میزان کاهش دامنه قله تشدید منحنی پاسخ فرکانسی ابزار بررسی شود. در شکل ۴، نحوه تحریک سازه ابزار داخل‌تراش دارای سیستم کنترل فعال ارتعاشات نمایش داده شده است. در آزمون‌های کنترل ضربه، ابزار برشی توسط چکش مودال مجهز به سنسور نیرو در راستای شعاعی تحریک شده است. دو سنسور، به‌صورت همزمان سیگنال شتاب نوک ابزار را در راستای شعاعی اندازه‌گیری می‌کنند. از سنسور شتاب‌سنج نصب‌شده در بالای ابزار برای اندازه‌گیری سیگنال پس‌خور ورودی به کنترلر استفاده شده است. برای عدم تحریک مود سازه‌ای عملکرد الکترومغناطیس (مود سیم‌پیچ)، یک فیلتر شکاف با بازه فرکانسی ۱۴۰۰-۱۶۰۰ هرتز در ورودی بلوک کنترلر اعمال شده است. سنسور شتاب‌سنج نصب‌شده در پشت ابزار، برای اندازه‌گیری پاسخ سازه به تحریک نیروی ضربه به‌کاررفته است.

(حاصل از فرآیند برش) می‌شود. در نتیجه دامنه ارتعاشات ابزار که برابر با مجموع این دو مولفه شتاب است، به‌میزان موثری کاهش می‌یابد. این الگوریتم کنترل فعال در زیرمجموعه روش‌های کنترل تطبیقی معکوس طبقه‌بندی می‌شود.

همان‌طور که اشاره شد، برای محاسبه ضرایب وزنی فیلتر کنترل معمولاً از یک رابطه تکراری استفاده می‌شود. در الگوریتم تطبیق حداقل میانگین مربعات نرمال‌شده، ضرایب وزنی فیلتر از رابطه زیر محاسبه می‌شوند [21]:

$$w(n+1) = \lambda w(n) + \mu(n)e(n)\hat{x}'(n) \quad (5)$$

مقادیر جاری ضرایب وزنی فیلتر کنترل از مجموع مقادیر گذشته آن و عبارت به‌روزرسانی ضرایب وزنی به‌دست می‌آید. λ پارامتر ضریب نشت بوده که معمولاً مقدار آن بسیار نزدیک به یک است. این پارامتر برای جلوگیری از افزایش نامحدود مقدار ضرایب وزنی فیلتر کنترل و با هدف حل مشکل پایداری عددی الگوریتم تطبیق تعریف شده است [22]. $\mu(n)$ پارامتر نرخ یادگیری تطبیقی است که از رابطه زیر تعیین می‌شود [21]:

$$\mu(n) = \frac{\bar{\mu}}{\delta + \|\hat{x}'(n)\|^2} \quad (6)$$

$\bar{\mu}$ مقدار ثابت پارامتر نرخ یادگیری بوده و δ یک مقدار عددی بسیار کوچک است. $\|\hat{x}'(n)\|^2$ نرم L2 بردار سیگنال مرجع فیلترشده است که از رابطه زیر به‌دست می‌آید [21]:

$$\|\hat{x}'(n)\|^2 = L \left(\gamma \hat{\sigma}_{\hat{x}'}^2(n-1) + (1-\gamma)\hat{x}'^2(n) \right) \quad (7)$$

$$\hat{\sigma}_{\hat{x}'}^2(0) = 1, \quad \hat{x}'(n) = 0 \text{ for } n \leq 0$$

طول فیلتر کنترل برابر با L بوده و عبارت داخل پرانتز در سمت راست رابطه (۷)، بیانگر تخمینی از توان سیگنال مرجع فیلترشده یا $\hat{\sigma}_{\hat{x}'}^2(n)$ است. در رابطه فوق، γ ضریب فراموشی بوده و مقدار آن بسیار نزدیک به یک است. بنابراین در الگوریتم تطبیق حداقل میانگین مربعات نرمال‌شده، مقدار پارامتر $\mu(n)$ متناسب با توان سیگنال $\hat{x}'(n)$ تغییر می‌کند تا همزمان تعادل بین پایداری عددی و سرعت همگرایی در الگوریتم تطبیق حفظ شود [22]. در جدول ۲، به‌طور خلاصه تعاریف ریاضی حاکم بر سیگنال‌های ورودی، خروجی و میانی در الگوریتم کنترل FxNLMS اصلاح شده با ساختار پس‌خور ارایه شده است.

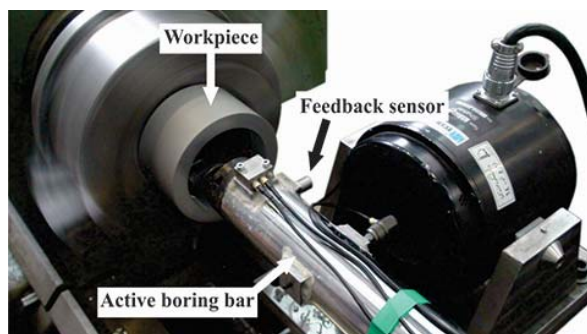
جدول ۲) تعاریف ریاضی سیگنال‌ها در الگوریتم FxNLMS اصلاح‌شده با ساختار پس‌خور

نام پارامتر	تعاریف ریاضی
سیگنال شتاب اغتشاش فرآیند برش	$d(n) = p^T(n)h(n)$
سیگنال شتاب ناشی از کارکرد کنترلر	$y'(n) = s^T y(n)$
تخمین سیگنال ضد ارتعاش	$\hat{y}'(n) = \hat{s}^T y(n)$
تخمین سیگنال مولد ارتعاش	$\hat{d}(n) = e(n) + \hat{y}'(n)$
سیگنال مرجع فیلتر کنترل	$x(n) = \hat{d}(n-1)$
سیگنال مرجع فیلترشده	$\hat{x}'(n) = \hat{s}^T x(n)$
سیگنال خروجی از فیلتر کنترل	$y(n) = w^T(n)x(n)$
سیگنال خطا (شتاب سنسور)	$e(n) = d(n) - y'(n)$

اصلی ابزار با دقت قابل قبولی تخمین بزند و در نتیجه با ایجاد یک سیگنال فرمان بهینه، فرکانس غالب مربوط به مود ارتعاشی اصلی ابزار را به صورت موثری از پاسخ ارتعاشی آن حذف کند که مطابق نمودار ۶، این موضوع منجر به ایجاد شکافی در دامنه منحنی پاسخ فرکانسی سیستم (در مجاورت فرکانس غالب) شده است.

۲-۵- آزمون برش تجربی

هدف از اجرای آزمون برش تجربی، ارزیابی پاسخ حوزه زمان ابزار داخل تراش، با لحاظ کردن اثر الگوریتم کنترل فعال ارتعاشات است. قطعه کار از جنس آلومینیوم آلیاژی رده 6063-T6 است که به روش اکستروژن تولید شده است. در شکل ۵، نمایی از ابزار میراشده فعال حین فرآیند تراشکاری داخلی نمایش داده شده است. پارامترهای آزمون برش نیز در جدول ۴ ارائه شده اند.



شکل ۵) نمایی از ابزار داخل تراش دارای سیستم کنترل فعال ارتعاشات حین فرآیند تراشکاری داخلی

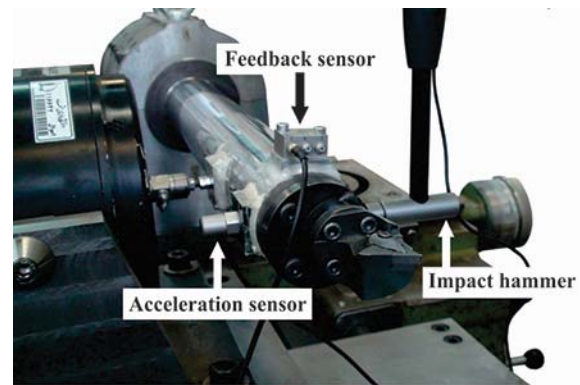
جدول ۴) پارامترهای برشی در فرآیند تراشکاری داخلی

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
عمق برش	a	mm	۲
نرخ پیشروی	f_r	mm/rev	۰/۲۲
سرعت دوران اسپیندل	n_s	rpm	۵۰۰

پیش از انجام آزمون برش، سطح داخلی قطعه کار مورد تراشکاری اولیه قرار گرفته است تا پارامتر عمق برش در طول فرآیند براده برداری ثابت باشد. همچنین، فرآیند براده برداری بدون استفاده از سیال خنک کار اجرا شده است. تنها پارامتر تطبیق پذیر کنترلر $\mu(n)$ است که مقدار آن در هر لحظه بر اساس رابطه (۶) تغییر می کند. در این مقاله، الگوریتم کنترل فعال ارتعاشات لرزه حین فرآیند تراشکاری داخلی، با نرخ داده برداری ۲۰ کیلوهرتز پیاده سازی شده است. آزمون برشی، یکبار در حضور کنترلر تطبیقی و یکبار بدون بهره گیری از آن اجرا شده است تا بتوان به سهولت درباره میزان کارایی الگوریتم کنترل ارایه شده در این مقاله اظهار نظر نمود.

۲-۵-۱ مقایسه نتایج آزمون برش در حالت فاقد/دارای کنترل

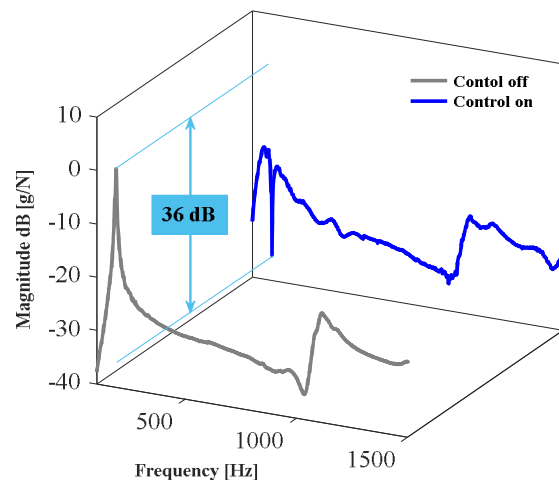
سیگنال شتاب ابزار حین فرآیند تراشکاری داخلی، برای دو حالت بدون کنترل و دارای کنترلر تطبیقی در نمودار ۷ ارایه شده است.



شکل ۴) نمایی از ابزار داخل تراش دارای سیستم کنترل فعال ارتعاشات حین آزمون کنترل ضربه

۵-۱-۲ مقایسه نتایج آزمون ضربه در حالت فاقد/دارای کنترل

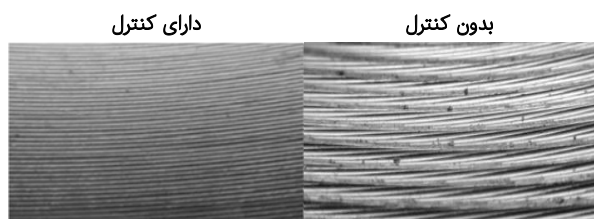
در نمودار ۶، منحنی های پاسخ فرکانسی ابزار داخل تراش برای شرایط بدون کنترل و دارای کنترلر تطبیقی مقایسه شده است. در حالت دارای کنترل فعال ارتعاشات، دامنه منحنی پاسخ فرکانسی سیستم در مجاورت فرکانس های طبیعی اول و دوم ابزار کاهش می یابد. البته میزان کاهش دامنه پاسخ فرکانسی در مجاورت فرکانس اصلی ابزار بسیار چشمگیر بوده و در حدود ۳۶ دسی بل است.



نمودار ۶) منحنی پاسخ فرکانسی ابزار داخل تراش در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترلر تطبیقی

کاهش دامنه قله تشدید، بیانگر تاثیر چشمگیر کنترلر تطبیقی بر افزایش میرایی معادل ابزار در مود ارتعاشی اصلی آن است. باید توجه داشت که درون بلوک کنترلر تطبیقی معکوس، از تخمین پاسخ فرکانسی مسیر پیشرو برای تولید سیگنال فرمان استفاده می شود. بهره گیری از مدل دینامیکی سیستم برای کنترل ارتعاشات آن توسط کنترلر تطبیقی، موجب می شود تا دامنه پاسخ فرکانسی سیستم در مجاورت یک همسایگی محدود از قله آن (فرکانس اصلی ابزار) به شدت کاهش پیدا کند. به عبارت دیگر، کنترلر تطبیقی می تواند دینامیک سیستم را در مجاورت فرکانس

اما بر اساس نمودار ۸، در آزمون‌های برشی فرکانس‌های غالب پدیده لرزه در بازه ۲۰۱-۲۱۱ هرتز ظاهر می‌شود. این موضوع کاملاً مطابق انتظار است، زیرا، معمولاً با بروز ناپایداری دینامیکی در فرآیندهای ماشینکاری، مقدار فرکانس لرزه اندکی بیشتر از فرکانس اصلی ابزار برشی است. کنترلر تطبیقی ارایه‌شده می‌تواند دامنه فرکانس ارتعاشات مخرب ابزار را به میزان قابل توجهی کاهش دهد. در بازه فرکانسی ۱۸۰ تا ۲۴۰ هرتز، بیشینه دامنه چگالی طیفی توان سیگنال ارتعاشات شعاعی ابزار، از ۵۳ دسی‌بل به ۱۵ دسی‌بل کاهش یافته است. این موضوع بیانگر عملکرد چشمگیر سیستم کنترل ارایه‌شده برای حذف ناپایداری لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی است. بنابراین، با بهره‌گیری از کنترلر تطبیقی پیشنهادی، نه تنها وضعیت ارتعاشی ابزار حین فرآیند تراشکاری داخلی از حالت ناپایدار به حالت پایدار تغییر می‌کند، بلکه دامنه ارتعاشات آن نیز به میزان چشمگیری کاهش می‌یابد. در شکل ۶ تصویر سطح داخلی قطعه‌کارها برای حالت بدون کنترل و دارای کنترلر تطبیقی مقایسه شده‌اند.



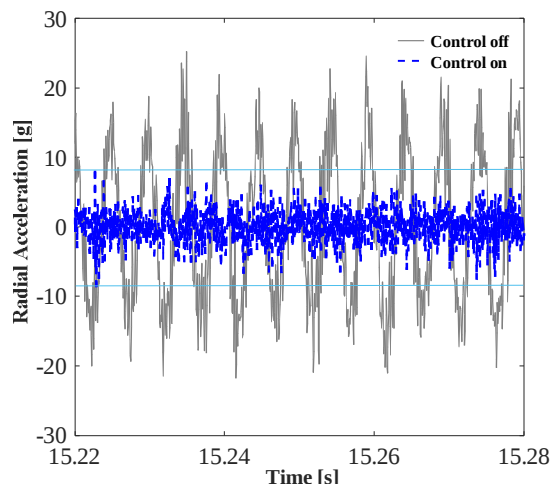
شکل ۶) مقایسه بافت سطح قطعه‌کار در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل

در آزمایش‌های زبری‌سنجی، از فیلتر گوسی با فرکانس قطع ۸/۰ میلی‌متر و طول اندازه‌گیری ۴ میلی‌متر استفاده شده است. زبری سطوح ماشینکاری‌شده بر اساس معیار R_a تعیین شده‌اند. زبری سطح در هفت مقطع مختلف از قطعه‌کار اندازه‌گیری شده است. زبری سطح قطعه‌کار از ۴۰/۸ میکرومتر در حالت بدون کنترل، به ۴/۴۵ میکرومتر در حالت دارای کنترل کاهش یافته است. در حالت فاقد کنترل، پروفیل سطح برش‌خورده کاملاً متاثر از امواج ارتعاشی متناوب ناشی از پدیده لرزه است؛ اما در حالت دارای کنترل، پروفیل سطح قطعه‌کار غالباً متاثر از هندسه لبه برنده و سینماتیک حرکت ابزار است. زیرا مطابق نمودار ۷، دامنه ارتعاشات مخرب در نوک ابزار تا حد امکان کنترل شده است. با پیاده‌سازی کنترلر تطبیقی ارایه‌شده حین فرآیند تراشکاری داخلی، مطابق شکل ۶ امواج ارتعاشی لرزه به‌طور کامل از روی سطح قطعه‌کار حذف شده و در نتیجه زبری سطح قطعه‌کار به میزان چشمگیری بهبود یافته است.

۲-۲-۵- مقایسه کارایی کنترلر تطبیقی با کنترلر انتگرال‌گیر بهینه

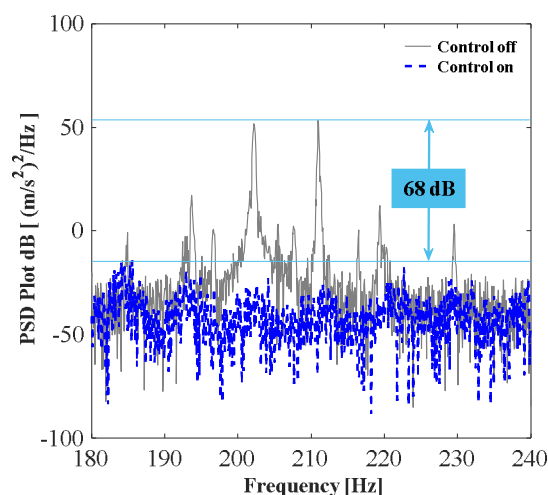
در مرجع [16]، یک کنترلر انتگرال‌گیر بهینه (با پس‌خور مستقیم سرعت و ضریب بهره ثابت) ارایه شده است. برای طراحی، تحلیل و ارزیابی کارایی این کنترلر بهینه در حوزه فرکانس، از مدل دینامیکی شناسایی‌شده برای ابزار داخل‌تراش میرا شده فعال [15]

در حالت فاقد کنترل، ابزار با فرکانس‌های مربوط به ناپایداری لرزه ارتعاش کرده و بیشینه دامنه شتاب آن تا حدود ۲۵g افزایش می‌یابد، اما در حالت دارای کنترل با حذف ارتعاشات مخرب مربوط به ناپایداری دینامیکی لرزه، بیشینه دامنه شتاب شعاعی ابزار از ۸g فراتر نمی‌رود.



نمودار ۷) پاسخ حوزه زمان شتاب نوک ابزار در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل

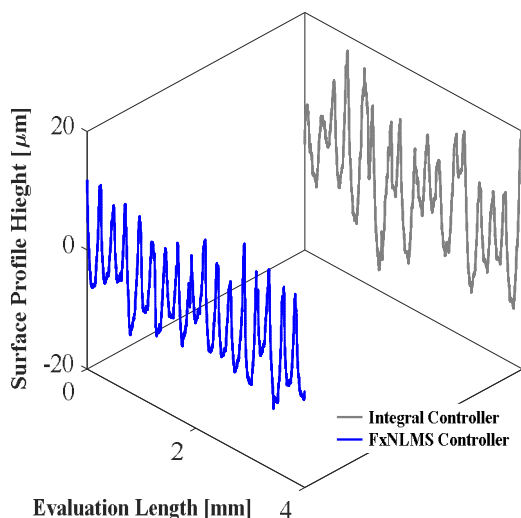
در نمودار ۸، منحنی‌های چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار (PSD)، در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترلر تطبیقی با هم مقایسه شده‌اند. منحنی چگالی طیفی معیاری از نحوه توزیع توان سیگنال ارتعاشات (شتاب) ابزار برحسب فرکانس است و واحد آن برابر $(m/s^2)^2/Hz$ است.



نمودار ۸) چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل

در حالت فاقد کنترل، بیشتر انرژی سیگنال شتاب ابزار حول فرکانس‌های غالب ناپایداری لرزه متمرکز شده است. مطابق نتایج مندرج در جدول ۱، در آزمون‌های مودال تجربی مقدار فرکانس اصلی، ابزار داخل‌تراش در راستای شعاعی برابر ۱۸۶/۳ هرتز است.

سطح قطعه‌کار به میزان ۱۹٪ افزایش یافته است. تحلیل کمی روند تغییرات زبری سطح قطعه‌کار نیازمند مطالعات تجربی گسترده است، اما به‌طور کلی می‌توان نتیجه گرفت که در مقایسه با حالت فاقد کنترل، عملکرد هر دو کنترلر برای ارتقاء صافی سطح قطعه‌کار کاملاً مشابه با یکدیگر است.

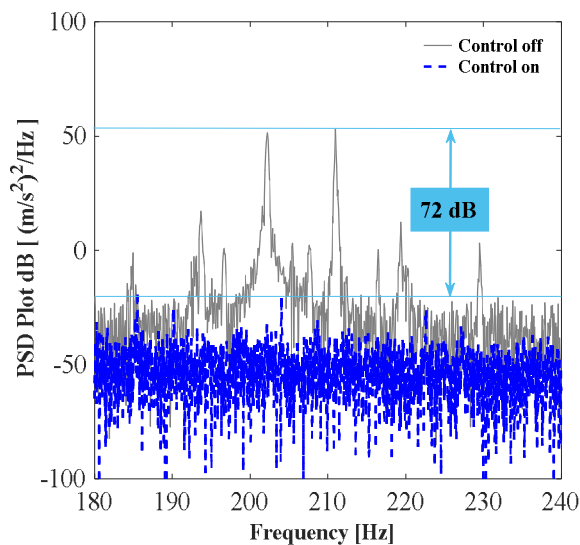


نمودار ۱۰) مقایسه پروفیل سطح قطعه‌کار برای دو کنترلر FxNLMS پس‌خور و کنترلر انتگرال‌گیر بهینه

یکی از شاخص‌های ارزیابی کارایی کنترلر طراحی‌شده، مقدار هزینه صرف‌شده برای راه‌اندازی عملکرد در شرایط برشی یکسان است. در این مقاله، جذر میانگین مربعات (RMS) سیگنال ولتاژ فرمان، به‌عنوان معیاری از هزینه صرف‌شده برای سیستم کنترل فعال ارتعاشات معرفی شده است. در شرایط برشی یکسان هر چقدر مقدار انرژی یا هزینه صرف‌شده برای راه‌اندازی عملکرد کمتر باشد، عملکرد کنترلر طراحی‌شده بهتر است. در نمودار ۱۱ ترسیم سیگنال ولتاژ فرمان ارسالی به عملکرد در حضور کنترلر FxNLMS پس‌خور، با سیگنال ولتاژ فرمان برای کنترلر انتگرال‌گیر بهینه مقایسه شده است. مقدار جذر میانگین مربعات سیگنال ولتاژ فرمان برای کنترلر انتگرال‌گیر بهینه برابر ۱/۱۷ ولت است. در حالی که مقدار همین کمیت برای کنترلر تطبیقی پیشنهادی در این مقاله برابر ۰/۳۸ ولت است. بنابراین برای کنترلر FxNLMS پس‌خور، دامنه سیگنال فرمان و در نتیجه هزینه صرف‌شده برای عملکرد به‌میزان موثری نسبت به کنترلر انتگرال‌گیر بهینه کاهش یافته است. دلیل این موضوع، تطبیق لحظه‌ای ضرایب فیلتر کنترل متناسب با شدت اغتشاش ورودی به ابزار است. در داخل الگوریتم کنترل تطبیقی، پس از تخمین مقدار سیگنال اغتشاش ورودی به ابزار، ضرایب وزنی فیلتر کنترل به‌گونه‌ای تنظیم شوند که مولفه شتاب ایجادشده در اثر کارکرد سیستم کنترل، با مولفه شتاب ناشی از فرآیند برش تداخل کند تا در نتیجه این تداخل مخرب، فرکانس ناپایداری لرزه از تاریخچه زمانی سیگنال شتاب حذف شود.

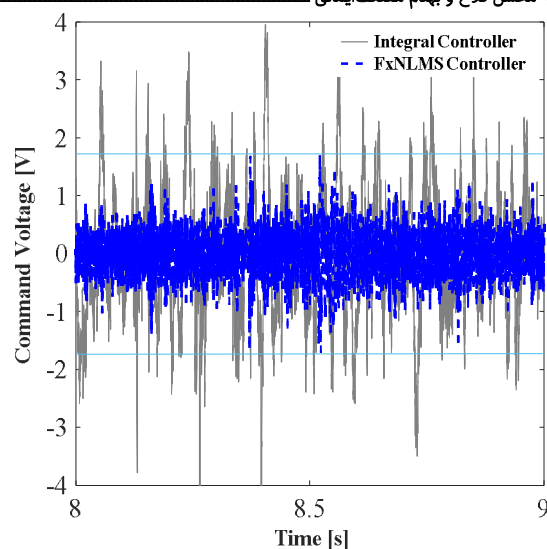
استفاده شده است. با بهره‌گیری از معیار بهینه‌سازی H_{∞} و کمینه‌کردن دامنه پاسخ فرکانسی تابع تبدیل سیستم کنترل حلقه بسته (در مجاورت فرکانس‌های طبیعی ابزار)، مقدار ضریب بهره بهینه برای این کنترلر محاسبه شده است. در کنترلر انتگرال‌گیر بهینه (با پس‌خور سرعت)، شتاب ناشی از فرآیند برش به‌عنوان یک سیگنال اغتشاش خارجی فرض شده و مقدار ضریب بهره کنترلر (مستقل از شرایط حاکم بر دینامیک فرآیند برش) همواره ثابت است. لذا برای تولید سیگنال ولتاژ فرمان لازم برای راه‌اندازی عملکرد، ابتدا در داخل بلوک کنترلر از سیگنال شتاب پس‌خور انتگرال گرفته می‌شود و سپس مقدار سیگنال سرعت در ضریب بهره ثابت کنترلر ضرب می‌شود.

در نمودار ۹، منحنی‌های چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار، در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترلر انتگرال‌گیر بهینه با هم مقایسه شده‌اند. پارامترهای برشی فرآیند، مشابه مقادیر مندرج در جدول ۴ بوده است. کنترلر انتگرال‌گیر بهینه دارای عملکردی مشابه با کنترلر تطبیقی بوده و می‌تواند دامنه فرکانس ارتعاشات مخرب ابزار را به‌میزان قابل توجهی کاهش دهد. در بازه فرکانسی ۱۸۰ تا ۲۴۰ هرتز، بیشینه دامنه چگالی طیفی توان سیگنال ارتعاشات شعاعی ابزار از ۵۳ به ۱۹-دسی‌بل کاهش یافته است که کاملاً قابل مقایسه با کارایی کنترلر تطبیقی پیشنهادی در این مقاله است.



نمودار ۹) چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار در حالت بدون کنترل و دارای کنترلر انتگرال‌گیر بهینه

در نمودار ۱۰، پروفیل سطح قطعه‌کار برای دو کنترلر FxNLMS پس‌خور و کنترلر انتگرال‌گیر بهینه با هم مقایسه شده‌اند. میزان زبری سطح قطعه‌کار از ۴/۴۵ میکرومتر در حضور کنترلر تطبیقی، به ۵/۲۹ میکرومتر برای کنترلر انتگرال‌گیر بهینه افزایش یافته است. بنابراین، اگرچه از یک طرف عملکرد کنترلر انتگرال‌گیر بهینه برای کاهش دامنه ارتعاشات نوک ابزار به میزان اندک ۴-دسی‌بل نسبت به کنترلر تطبیقی ارتقاء یافته است، اما از طرف دیگر مقدار زبری



نمودار ۱۱) مقایسه سیگنال ولتاژ فرمان عملگر برای دو کنترلر FxNLMS پس‌خور و کنترلر انتگرال‌گیر بهینه

۶- بحث و جمع‌بندی

هدف از ارایه این مقاله، نمایش کارایی نمونه‌ای از الگوریتم‌های کنترل تطبیقی معکوس، برای حذف ارتعاشات لرزه و ارتقاء پایداری در فرآیند تراشکاری داخلی است. این دسته از الگوریتم‌های کنترل تطبیقی، به‌صورت وسیعی در حوزه کنترل نویز و اغتشاشات صوتی کاربر دارند. اما در پژوهش‌های پیشین، کمتر به کاربرد آن‌ها در حوزه کنترل فعال ارتعاشات پرداخته شده است. در این تحقیق، از الگوریتم کنترل تطبیقی FxNLMS اصلاح‌شده با ساختار پس‌خور استفاده شده است. بلوک کنترلر شامل دو فیلتر تطبیقی دیجیتال دارای حافظه محدود با ساختار متقاطع است. یکی از این فیلترها دارای ضرایب وزنی ثابت بوده و به‌عنوان فیلتر تخمین‌گر مدل دینامیکی مسیر پیشرو به‌کار می‌رود. فیلتر دوم دارای ضرایب وزنی متغیر بوده و به‌عنوان فیلتر کنترل استفاده می‌شود. به‌منظور تخمین ضرایب وزنی فیلتر کنترل از الگوریتم تکراری حداقل میانگین مربعات نرمال‌شده استفاده شده است. همچنین در این الگوریتم کنترلی، از سیگنال اغتشاش بازسازی‌شده به‌عنوان سیگنال ورودی مرجع به فیلتر کنترل استفاده می‌شود. در نتیجه، تمام توان عملگر فقط برای حذف مولفه شتاب ناشی از اغتشاش ورودی صرف می‌شود. این در حالی است که در کنترلر انتگرال‌گیر بهینه، از سیگنال شتاب اندازه‌گیری‌شده مستقیماً به‌عنوان سیگنال پس‌خور ورودی به بلوک کنترلر استفاده می‌شود و عملاً امکان تفکیک شتاب به دو مولفه شتاب ناشی از اغتشاش خارجی و شتاب ناشی از عملکرد سیستم کنترل وجود ندارد.

در این تحقیق، با انجام آزمون‌های کنترل ضربه، کارایی کنترلر تطبیقی FxNLMS اصلاح‌شده با ساختار پس‌خور برای کاهش موثر دامنه منحنی پاسخ فرکانسی ابزار در مجاورت فرکانس اصلی آن ارزیابی شده است. در مقایسه با حالت بدون کنترل، بیشینه دامنه منحنی پاسخ فرکانسی ابزار تا میزان ۳۶ دسی‌بل کاهش

یافته است. همچنین با انجام آزمون برشی تجربی، کارایی الگوریتم تطبیقی پیشنهادی برای کنترل ارتعاشات لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی بررسی و صحت‌گذاری شده است. نتایج حاصل از آزمون برشی، موید عملکرد مطلوب کنترلر برای افزایش چشمگیر آستانه پایداری فرآیند تا میزان ۱۰ برابر است. در حالت بدون کنترل، عمق برش متناظر با آستانه پایداری برابر ۰/۲ میلی‌متر تخمین زده شده است. اما با بهره‌گیری از سیستم کنترل فعال پیشنهادی، فرآیند تراشکاری داخلی به‌صورت کاملاً پایدار در عمق برش ۲ میلی‌متر نیز اجرا شده است. در این شرایط، دامنه ارتعاشات مخرب لرزه در حدود ۷۰ دسی‌بل کاهش یافته است. همچنین در شرایط برشی یکسان، شاخص هزینه عملگر (جذر میانگین مربعات سیگنال ولتاژ فرمان)، در مقایسه با هزینه عملگر در حضور کنترلر انتگرال‌گیر بهینه (با پس‌خور سرعت)، در حدود ۳ برابر کاهش یافته است. بنابراین با بهره‌گیری از کنترلر تطبیقی ارایه‌شده، می‌توان از یک عملگر الکترومغناطیس با ابعاد کوچک‌تر و توان کمتر، برای حذف موثر ارتعاشات لرزه در شرایط برشی یکسان استفاده نمود.

باید توجه داشت که به‌دلیل انتخاب مقادیر بهینه برای پارامترهای کنترلر تطبیقی، پاسخ فرکانسی فیلتر کنترل در مجاورت فرکانس اصلی سیستم، به معکوس تابع تبدیل مدل دینامیکی مسیر پیشرو همگرا می‌شود. در نتیجه، مقدار سیگنال شتاب ناشی از عملکرد کنترلر تطبیقی (سیگنال ضداغتشاش)، در هر لحظه به مقدار منفی شتاب ناشی از فرآیند برش (سیگنال اغتشاش) میل می‌کند. در نهایت، با بهره‌گیری از الگوریتم کنترل تطبیقی پیشنهادی، بیشینه دامنه سیگنال شتاب نوک ابزار (که برابر با مجموع دو سیگنال اغتشاش و ضداغتشاش است) به‌صورت موثری تا میزان ۳ برابر نسبت به حالت ناپایدار کاهش یافته است. با توجه به نتایج قابل قبول ارایه‌شده در این مقاله، می‌توان از الگوریتم کنترل تطبیقی مذکور به‌منظور حذف ارتعاشات لرزه در سایر فرآیندهای ماشینکاری نیز بهره برد. در نهایت، دستاوردهای تحقیق را می‌توان در قالب موارد زیر خلاصه کرد:

- پیاده‌سازی الگوریتم کنترل تطبیقی معکوس FxNLMS اصلاح‌شده با ساختار پس‌خور برای به‌تعویق‌انداختن ناپایداری لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی که موجب کاهش دامنه ارتعاشات مخرب لرزه تا ۷۰ دسی‌بل و در نتیجه افزایش عمق برش آستانه پایداری تا میزان ۱۰ برابر شده است.

مقایسه کارایی کنترل تطبیقی معکوس ارایه‌شده با کنترلر انتگرال‌گیر بهینه (با پس‌خور سرعت) برحسب دو معیار میزان کاهش دامنه ارتعاشات و میزان هزینه صرف‌شده برای راه‌اندازی عملگر که بر اساس نتایج گزارش‌شده، کارایی هر دو کنترلر در شرایط برشی یکسان برای کاهش دامنه شتاب نوک ابزار تقریباً مشابه است. اما با بهره‌گیری از الگوریتم کنترل تطبیقی معکوس، هزینه عملگر تا ۳ برابر نسبت به کنترلر انتگرال‌گیر بهینه (با ضریب بهره ثابت) کاهش یافته است. زیرا کنترلر تطبیقی انرژی عملگر را

علامه یونانی	
پارامتر ضریب فراموشی	γ
تابع تبدیل ضربه واحد	$\delta(z)$
پارامتر ضریب نشت	λ
پارامتر نرخ یادگیری تطبیقی	$\mu(n)$
نرخ یادگیری	$\bar{\mu}$
نسبت میرایی بدون بعد	ξ_n
توان سیگنال x	σ_x^2
فرکانس لرزه (rad/s)	ω_c
فرکانس طبیعی ابزار (rad/s)	ω_n

منابع

- 1- Neugebauer R, Denkena B, Wegener K. Mechatronic systems for machine tools. CIRP Annals. 2007;56(2):657-686.
- 2- Quintana G, Ciurana J. Chatter in machining processes: A review. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2011;51(5):363-376.
- 3- Lee DG, Hwang HY, Kim JK. Design and manufacture of a carbon fiber epoxy rotating boring bar. Composite Structures. 2003;60(1):115-124.
- 4- Liu X, Liu Q, Wu S, Liu L, Gao H. Research on the performance of damping boring bar with a variable stiffness dynamic vibration absorber. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2017;89:2893-2906.
- 5- Ema S, Marui E. Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2000;40(8):1141-1156.
- 6- Mei D, Kong T, Shih AJ, Chen Z. Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression. Journal of Materials Processing Technology. 2009;209(4):1861-1870.
- 7- Matsubara A, Maeda M, Yamaji I. Vibration suppression of boring bar by piezoelectric actuators and LR circuit. CIRP Annals. 2014;63(1):373-376.
- 8- Fallah M, Moetafegh-Imani B. Analytical prediction of stability lobes for passively damped boring bars. Journal of Mechanics. 2107;33(5):641-654.
- 9- Glaser DJ, Nachtigal CL. Development of a hydraulic chambered actively controlled boring bar. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 1979;101(3):362-368.
- 10- Min BK, O'Neal G, Koren Y, Pasek Z. A smart boring tool for process control. Mechatronics. 2002;12(9-10):1097-1114.
- 11- Abele E, Haydn M, Grosch T. Adaptronic approach for modular long projecting boring tools. CIRP Annals. 2016;65(1):393-396.
- 12- Hanson RD, Tsao TC. Reducing cutting force induced bore cylindricity errors by learning control and variable depth of cut machining. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 1998;120(3):547-554.
- 13- Akeson H, Smirnova T, Claesson I, Hakansson L. On the development of a simple and robust active control system for boring bar vibration in industry. International Journal of Acoustics and Vibration. 2007;12(4).
- 14- Fallah M, Moetafegh-Imani B. Updating boring bar's dynamic model using particle swarm optimization. Modares Mechanical Engineering. 2017;16(12):479-489. [Persian]

به صورت موثری در یک بازه فرکانسی محدود در مجاورت مود ارتعاشی غالب سیستم متمرکز می کند

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

تاییدیه اخلاقی: دستاوردها و نتایج این مقاله از متن رساله دکتری نویسنده اول استخراج و ارایه شده است.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

سهم نویسندگان: محسن فلاح (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ بهنام معتکف ایمانی (نویسنده دوم)، روش شناس/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۵۰٪)

منابع مالی: گرنت پژوهشی مرتبط با این مقاله (به شماره ۳/۴۰۶۶۳)، توسط معاونت پژوهشی دانشکده مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد تامین شده است.

فهرست علائم

a	عمق برش (mm)
b_{lim}	عرض برش متناظر با آستانه پایداری (mm)
c_n	میرایی مودال ابزار (Ns/m)
$d(n)$	سیگنال اغتشاش (ناشی از فرآیند براده برداری)
$\hat{d}(n)$	تخمین سیگنال اغتشاش خارجی
$e(n)$	سیگنال خطای فیلتر
f_r	نرخ پیشروی نوک ابزار (mm/rev)
$h(n)$	ضخامت براده دینامیکی (mm)
k_n	سفتی مودال ابزار (N/m)
K_c	ثابت برشی ماده قطعه کار (N/m ²)
L	طول فیلتر کنترل (mm)
L_m	طول فیلتر مدل (mm)
m_n	جرم مودال ابزار (kg)
n	اندیس شمارنده گام گسسته زمان
n_s	سرعت دوران اسپیندل (rps)
$P(z)$	تابع تبدیل دینامیک فرآیند براده برداری
r	متغیر فرکانسی بدون بعد
$\hat{s}(n)$	ضرایب وزنی فیلتر مدل
$S(z)$	تابع تبدیل واقعی دینامیک عملگر- ابزار (مسیر پیشرو)
$\hat{S}(z)$	نمایش ریاضی فیلتر مدل (دینامیک مسیر پیشرو)
t	متغیر زمان (s)
T_s	گام زمانی سیستم اندازه گیری (s)
w_k	ضرایب وزنی فیلتر تطبیقی
$w(n)$	ضرایب وزنی فیلتر کنترل
$W(z(n))$	نمایش ریاضی فیلتر کنترل
$x(n)$	سیگنال مرجع (ورودی) فیلتر
$\hat{x}'(n)$	سیگنال مرجع فیلتر شده
$y(n)$	سیگنال خروجی فیلتر
$y'(n)$	سیگنال ضداغتشاش (ناشی از تحریک ابزار توسط عملگر)
$\hat{y}'(n)$	تخمین سیگنال ضداغتشاش
$y_\delta(n)$	پاسخ زمانی دینامیک مسیر پیشرو به تحریک ضربه واحد
z	متغیر مختلط در فضای زمان- گسسته
z^{-1}	عملگر تاخیر زمانی واحد

Vancouver: Cambridge University Press; 2012.

19- Kuo SM, Morgan DR. Active noise control: A tutorial review. *Proceedings of the IEEE*. 1999;87(6):943-973.

20- Kajikawa Y, Gan WS, Kuo SM. Recent advances on active noise control: Open issues and innovative applications. *APSIPA Transactions on Signal and Information Processing*. 2012;1.

21- Madisetti VK. *The digital signal processing handbook*. 2nd Edition. New York: CRC Press; 2009.

22- Elliott S. *Signal processing for active control*. London: Academic Press; 2006.

15- Fallah M, Moetakef-Imani B. Identification of dynamic model for an active boring bar. *Modares Mechanical Engineering*. 2019;19(8):1917-1928. [Persian]

16- Fallah M. Chatter vibration control for stability improvement in deep internal turning [dissertation]. Mashhad: Ferdowsi University of Mashhad; 2018. [Persian]

17- Haykin S. *Adaptive filter theory*. 3rd Edition. New York: Prentice Hall; 1996.

18- Altintas Y. *Manufacturing automation*. 2nd Edition.