

کنترل ارتعاشات لرزه ابزار داخل تراش با بهره‌گیری از یک الگوریتم کنترل تطبیقی جدید با پس‌خور مستقیم سرعت

محسن فلاح^۱

دکترا

بهنام معتکف ایمانی^۲

استاد

در این مقاله، برای حذف لرزه ابزار برشی در فرآیند تراشکاری داخلی از یک سیستم کنترل تطبیقی جدید با پس‌خور مستقیم سرعت استفاده شده است. در الگوریتم کنترل پیشنهادی، ضریب بهره کنترل‌کننده براساس شرایط کاری عملگر و وضعیت ارتعاشی ابزار تنظیم می‌شود. تا توان مصرفی عملگر همواره متناسب با شدت ارتعاشات فرآیند براده‌برداری باشد. با اجرای آزمون‌های کنترل ضربه، مقادیر بهینه برای پارامترهای کنترل‌کننده تعیین شده‌اند. همچنین، کارایی سیستم کنترل تطبیقی در فرآیند تراشکاری داخلی آلومینیوم آلیاژی 6063-T6 تأیید شده است. سیستم کنترل ارائه شده می‌تواند سفتی دینامیکی ابزار و عمق برش متناظر با آستانه پایداری را بیش از ۱۰ برابر افزایش دهد.

واژه‌های راهنما: ابزار داخل تراش فعال، کنترل فعال ارتعاشات، الگوریتم کنترل تطبیقی، ارتقاء پایداری، حذف ناپایداری لرزه

۱- مقدمه

پدیده لرزه (chatter) مهم‌ترین نوع ناپایداری دینامیکی در فرآیندهای برش فلزات، از جمله تراشکاری داخلی و بورینگ است. با وقوع ناپایداری لرزه، ابزار در مود ارتعاشی اصلی خود و با فرکانس غالب ناپایداری ارتعاش می‌کند. فرکانس لرزه معمولاً در مجاورت فرکانس اصلی سازه (و اندکی بالاتر از آن) قرار دارد. در حالت بدون کنترل، غالباً نیروی اتلافی معادل با میرایی سازه‌ای ابزار نمی‌تواند دامنه ارتعاشات را به صورت موثری کاهش دهد. لذا با ادامه نوسان ابزار در وضعیت ناپایدار، دامنه ارتعاشات سازه به سرعت افزایش یافته و معمولاً به‌خاطر وجود میرایی اندک، در نهایت در یک مقدار حدی ثابت می‌شود. ادامه این وضعیت ارتعاشی ناپایدار، به سایش و شکست لبه برنده و از بین رفتن کیفیت سطح قطعه کار منجر می‌شود. حذف موثر ناپایداری لرزه در فرآیندهای تراشکاری داخلی و بورینگ بسیار حائز اهمیت است. زیرا به دلیل تمایل روزافزون صنایع مختلف برای اجرای فرآیند براده‌برداری پایدار در طول‌های بلندتر، پارامتر نسبت طول به قطر ابزارهای برشی

^۱ دکترا مهندسی مکانیک، آزمایشگاه CAD/CAM، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، fallah.mohsen@mail.um.ac.ir

^۲ نویسنده مسئول، استاد مهندسی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

imani@um.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۱/۲۸، تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۱۸

دائما در حال افزایش است. علی‌رغم بهره‌گیری از قابلیت‌های مواد مهندسی جدید (مانند کاربید تنگستن) برای ارتقاء خواص مکانیکی سازه ابزار، معمولا سفتی دینامیکی ابزارهای داخل تراش در نسبت‌های طول به قطر فراتر از ۶ به شدت کاهش می‌یابد [۱]. در نتیجه، برای ارتقاء پایداری ابزارهای باریک و بلند در فرآیند تراشکاری داخلی، باید حتما از روش‌های کنترل غیرفعال یا فعال ارتعاشات بهره برد. تا بتوان با بهره‌گیری از ویژگی‌های عملگر غیرفعال یا فعال، سفتی دینامیکی ابزار برشی را ارتقاء داده و دامنه ارتعاشات دینامیکی مخرب ناشی از فرآیند براده‌برداری را به‌خوبی میرا کرد [۲].

در مرجع [۳]، به بررسی و مقایسه کارایی دو روش کنترل غیرفعال و فعال ارتعاشات در ارتقاء پایداری یک ابزار داخل تراش دارای عملگر پیزوالکتریک و سنسور شتاب‌سنج پرداخته شده است. نتایج مقایسه‌ای این تحقیق نشان می‌دهند که به‌طور کلی، کارایی و مقاومت سیستم کنترل فعال ارتعاشات به‌مراتب بیشتر از سیستم کنترل غیرفعال است. به‌عبارت دیگر، در سایه طراحی بهینه سیستم کنترل فعال، بروز رفتارهای غیرخطی در دینامیک ابزار برشی و دینامیک فرآیند برش تاثیر چندانی بر عملکرد سیستم ندارد. همچنین، با بهره‌گیری از روش کنترل فعال امکان میرا کردن ارتعاشات در مجاورت دو یا چند فرکانس طبیعی ابزار نیز وجود دارد. در نهایت، علی‌رغم مزایای مذکور معمولا هزینه پیاده‌سازی یک سیستم کنترل فعال ارتعاشات به‌مراتب بیشتر از روش‌های کنترل غیرفعال است. در شرایط برشی ناپایدار، رفتار دینامیکی ابزار برشی کاملا تحت تاثیر ارتعاشات اولیه ناشی از نیروی برش دینامیکی قرار دارد. در مسئله کنترل فعال ارتعاشات، به‌منظور مقابله با ناپایداری لرزه از یک منبع انرژی خارجی به‌عنوان عملگر سیستم کنترل (برای اعمال نیروی کنترل‌شده به بدنه ابزار) استفاده می‌شود. همچنین، برای اندازه‌گیری و ارزیابی وضعیت ارتعاشی بدنه ابزار، می‌توان از انواع سنسورهای موقعیت، سرعت یا شتاب بهره برد. به‌علاوه، برای تحت کنترل قرار دادن رفتار عملگر از یک الگوریتم کنترل با معماری پس‌خور استفاده می‌شود. تا در اثر کارکرد مجموعه کنترل‌کننده-عملگر-سنسور، ارتعاشات ثانویه‌ای در انتهای ابزار (در نقطه تماس لبه برنده با سطح قطعه‌کار) ایجاد شود. اگر این ارتعاشات ثانویه دارای دامنه برابر و فاز مخالف با ارتعاشات اولیه ناشی از فرآیند برش ناپایدار باشد، دامنه ارتعاشات سازه‌ای در انتهای ابزار کاهش می‌یابد. در نتیجه، سیستم کنترلی حلقه بسته مجدداً به وضعیت ارتعاشی پایدار باز می‌گردد. باید توجه داشت که بهترین روش برای حذف ناپایداری دینامیکی لرزه، بهره‌گیری از الگوریتم کنترل با پس‌خور مستقیم سرعت است. زیرا استفاده از این نوع کنترل‌کننده، موجب افزایش چشمگیر پایداری در ابزارهای برشی دارای سیستم کنترل فعال می‌شود [۴].

در تحقیقات گذشته، به‌منظور کنترل فعال ارتعاشات ماشین ابزار، غالبا از عملگرهای الکتروهیدرولیک [۵] و پیزوالکتریک [۶] استفاده شده است. باید توجه داشت که پدیده‌های غیرخطی موجود در دینامیک سیلندر هیدرولیک یا شیر سروو، معمولا موجب بروز محدودیت‌هایی در پهنای فرکانسی سیستم کنترل فعال ارتعاشات می‌شود. همچنین، رفتار هیستریزیس غیرخطی (nonlinear hysteresis) موجود در پاسخ فرکانسی عملگرهای پیزوالکتریک موجب پیچیده شدن فرآیند طراحی کنترل‌کننده می‌گردد. به‌علاوه، ایجاد ترک‌های میکروسکوپی کوچک در ماده سازنده عملگر پیزوالکتریک، باعث از دست رفتن کارایی سیستم کنترل فعال می‌گردد. در حالی‌که عملگرهای الکترومغناطیس رفتار دینامیکی تقریبا خطی داشته و دارای محدوده فرکانسی کاری بالا، چگالی انرژی کافی و قابلیت اطمینان سازه‌ای بسیار خوبی هستند.

در این مقاله، با بهره‌گیری از یک الگوریتم کنترل تطبیقی جدید، به فرآیند کنترل فعال ارتعاشات لرزه در یک ابزار داخل تراش میراشده (شامل عملگر الکترو مغناطیس و سنسور شتاب‌سنج) اشاره شده است. در الگوریتم پیشنهادی برای تطبیق ضریب بهره کنترل‌کننده، از مشخصات دینامیکی عملگر و ابزار داخل تراش به صورت غیرمستقیم استفاده شده است. تا همواره توان عملگر متناسب با شدت ارتعاشات وارد شده به ابزار تنظیم گردد. و در نتیجه هزینه صرف‌شده برای کنترل ناپایداری لرزه کمینه شود. در داخل بلوک کنترل‌کننده، توان مکانیکی مخرب جذب‌شده توسط ابزار در هر لحظه از زمان، با توان مکانیکی مفید صرف‌شده توسط عملگر مقایسه می‌شود. تا مقدار مطلوب برای ضریب بهره تعیین شود. نتایج تجربی ارائه‌شده در این مقاله، موید کارایی چشمگیر الگوریتم کنترل تطبیقی پیشنهادی در حذف ناپایداری لرزه است. ساختار مقاله ارائه‌شده به صورت زیر است: در بخش دوم مقاله، به طور خلاصه مشخصات اجزاء نرم‌افزاری و سخت‌افزاری به کار رفته در بستر آزمایشگاهی تحقیق معرفی شده است. در بخش بعدی، به اهمیت ارتقاء سفتی دینامیکی ابزار برای بهبود پایداری فرآیند برش و حذف ناپایداری لرزه اشاره شده است. همچنین، درباره انواع حالت‌های ممکن برای توصیف تقابل دینامیک سیستم کنترل با دینامیک فرآیند برش بحث شده است. در بخش چهارم مقاله، ساختار کنترل‌کننده تطبیقی پیشنهادی شامل روابط ریاضی حاکم بر الگوریتم تنظیم ضریب بهره ارائه شده است. همچنین با اجرای آزمون‌های کنترل ضربه، مقادیر بهینه برای پارامترهای قابل تنظیم کنترل‌کننده تطبیقی به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که، کارایی سیستم کنترل فعال ارتعاشات در حذف ارتعاشات گذرای ناشی از تحریک ضربه بیشینه شود. در بخش پنجم، با انجام آزمون برش تجربی کارایی چشمگیر سیستم کنترل فعال ارتعاشات ارائه شده در این مقاله، در حین تراشکاری داخلی قطعاتی از جنس آلومینیوم تایید و صحت‌گذاری شده است. همچنین، کارایی کنترل‌کننده تطبیقی جدید (برحسب میزان کاهش دامنه ارتعاشات ابزار، بهبود زبری سطح قطعه کار و کاهش هزینه عملگر) با یک کنترل‌کننده انتگرال‌گیر بهینه دارای ضریب بهره ثابت در شرایط برشی یکسان مقایسه شده است. در بخش آخر نیز، نتایج و دستاوردهای این مقاله جمع‌بندی شده‌اند. نوآوری این مقاله در ارائه یک روش کنترل تطبیقی جدید (دارای پس‌خور مستقیم سرعت) با قابلیت تنظیم ضریب بهره براساس برهمکنش متقابل دینامیک سیستم کنترل با دینامیک فرآیند برش است. ضریب بهره کنترل‌کننده تطبیقی به گونه‌ای تنظیم می‌گردد که توان مفید عملگر در هر لحظه متناسب با توان ارتعاشات مخرب اعمال‌شده به سازه ابزار برشی باشد. تا ضمن کنترل موفق ارتعاشات لرزه و ارتقاء پایداری فرآیند برش، هزینه عملگر نیز به میزان موثری کاهش یابد.

۲- معرفی بستر آزمایشگاهی تحقیق

طراحی، ساخت و راه‌اندازی بستر آزمایشگاهی این تحقیق، به عنوان بخشی از اقدامات رساله دکتری [۷] نویسنده اول این مقاله بوده، که با موفقیت در آزمایشگاه CAD/CAM دانشگاه فردوسی مشهد انجام پذیرفته است. با بهره‌گیری از این بستر آزمایشگاهی، امکان اجرای مشاهدات تجربی به منظور استخراج مشخصات دینامیکی ابزار [۸] و شناسایی دینامیک مجموعه عملگر-ابزار [۹] میسر شده است. همچنین، امکان شبیه سازی و پیاده سازی انواع الگوریتم‌های کنترل فعال ارتعاشات در فرآیند تراشکاری داخلی فراهم شده است. در این بخش، به مشخصات اجزاء سخت‌افزاری و نرم‌افزاری بستر آزمایشگاهی تحقیق اشاره شده است.

۲-۱- مشخصات اجزاء نرم‌افزاری

بخش‌های نرم‌افزاری بستر آزمایشگاهی در سه دسته اصلی سیستم عامل پایه، نرم‌افزار محاسباتی و هسته پردازش بلادرنگ طبقه‌بندی می‌شوند. بر روی رایانه یک نسخه ۳۲ بیتی از سیستم عامل ویندوز ۷ نصب شده است. برای شبیه سازی رفتار سیستم کنترل حلقه بسته و طراحی و پیاده‌سازی الگوریتم کنترل تطبیقی، از قابلیت‌های نرم‌افزار سیمولینک (Simulink®) بهره برده شده است. همچنین، از ماژول آر تی وین تی جی تی (Real-Time Windows Target)، به عنوان هسته پردازش بلادرنگ استفاده شده است. این نرم‌افزار، به عنوان ماژولی از نسخه‌های ۳۲ بیتی نرم‌افزار متلب (MATLAB®) ارائه می‌شود. با کمک این هسته پردازش بلادرنگ، می‌توان از یک رایانه دارای سیستم عامل ویندوز به طور همزمان به عنوان رایانه میزبان و رایانه هدف استفاده کرد. کاربردهای اصلی هسته پردازش بلادرنگ، شامل پیاده‌سازی فرآیند کنترل یک سیستم دینامیکی حلقه بسته به صورت زمان-واقعی، یا مدیریت بلادرنگ شبیه سازی‌های سخت‌افزار در حلقه است. یکی از وظایف اصلی هسته پردازش بلادرنگ، برقراری ارتباط با سخت‌افزارهای ورودی و خروجی (شامل خواندن همزمان اطلاعات از کارت اکتساب داده ورودی و ارسال اطلاعات به کارت اکتساب داده خروجی) از طریق درایورهای نرم‌افزاری نصب شده بر روی سیستم عامل است. تمام فرامین و اقدامات هسته پردازش بلادرنگ، از جمله پردازش داده‌های سیستم کنترل، به صورت هم زمان و در لایه محاسباتی پردازنده مرکزی انجام می‌پذیرد. تا بلادرنگ بودن فرآیند کنترل تضمین گردد. در این مقاله، الگوریتم کنترل فعال ارتعاشات لرزه در حین فرآیند تراشکاری داخلی و با نرخ داده‌برداری ۲۰ کیلوهرتز پیاده‌سازی شده است.

۲-۲- مشخصات اجزاء سخت‌افزاری

بخش‌های سخت‌افزاری بستر آزمایشگاهی در پنج دسته اصلی مجموعه مونتاژی ابزار داخل تراش، عملگر الکترومغناطیس، سنسور شتاب، کارت‌های اکتساب داده و رایانه طبقه بندی می‌شوند. در شکل (۱) تمام اجزاء سخت‌افزاری مجموعه ابزار برشی دارای میراگر فعال نمایش داده شده است. اجزاء اصلی بستر آزمایشگاهی، که توسط اعداد متوالی در شکل (۱) نام‌گذاری شده‌اند، عبارتند از:

- ۱- رایانه دارای پردازنده دو هسته‌ای، که تمام فرامین و محاسبات مربوط به الگوریتم کنترل تطبیقی دیجیتال درون آن اجرا می‌شود. کارت‌های اکتساب داده ورودی و خروجی بر روی درگاه‌های پی‌سی‌آی (PCI) برد اصلی این رایانه نصب شده‌اند.
- ۲- کارت اکتساب داده خروجی ساخت شرکت ادونتک (Advantech) مدل PCI-1720U، که سیگنال ولتاژ الکتریکی خروجی از کنترل‌کننده را برای عملگر ارسال می‌کند. این کارت شامل مبدل دیجیتال به آنالوگ با دقت تفکیک ۱۲ بیت و ظرفیت فراگذاشت ۵۰۰ کیلوهرتز است.
- ۳- تقویت‌کننده توان خطی ساخت شرکت تن‌لی (Tenlee)، که وظیفه آن تقویت دامنه سیگنال‌های ولتاژ و جریان الکتریکی محرک شیکر الکترو دینامیک است. حداکثر توان نامی خروجی از تقویت‌کننده برابر ۲۰۰ وات بوده و بازه فرکانسی کاری آن بین صفر تا ۵۰ کیلوهرتز است.

۴- شیکر الکترودینامیک ساخت شرکت تن‌لی، که وظیفه آن اعمال نیروی فعال به سازه در محل اتصال به بدنه ابزار داخل تراش است. دامنه نیروی نامی خروجی از شیکر برابر ۱۰۰ نیوتن و بازه فرکانسی کاری آن بین صفر تا ۴ کیلوهرتز است.

۵- مجموعه مونتاژی ابزار داخل تراش فولادی.

۶- شتاب‌سنج پیزوالکتریک ساخت شرکت تن‌لی، که شتاب بدنه ابزار را در مجاورت سر برشی اندازه‌گیری می‌کند. سیگنال شتاب اندازه‌گیری شده، به‌عنوان سیگنال پس‌خور ورودی به کنترل کننده تطبیقی دیجیتال لحاظ می‌شود. مطابق اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده، دامنه اندازه‌گیری سنسور برابر ۱۰۰۰ متر بر مجذور ثانیه بوده و پاسخ فرکانسی آن در محدوده زیر ۵۰۰۰ هرتز کاملاً خطی است.



شکل ۱- اجزاء سخت افزاری تشکیل‌دهنده بستر آزمایشگاهی در این تحقیق.

۷- شایسته‌ساز سیگنال ساخت شرکت تن‌لی، که وظیفه اصلی آن فراهم کردن توان الکتریکی موردنیاز برای راه‌اندازی شتاب‌سنج و ارسال سیگنال اندازه‌گیری‌شده به کارت اکتساب داده ورودی است. بازه فرکانسی کاری این دستگاه از ۰/۳ هرتز تا ۱۰۰ کیلوهرتز است.

۸- کارت اکتساب داده ورودی ساخت شرکت ادونتک مدل PCI-1710HG، که سیگنال شتاب خروجی از سنسور را به بلوک کنترل‌کننده تطبیقی ارسال می‌کند. این کارت شامل مبدل آنالوگ به دیجیتال با دقت تفکیک ۱۲ بیت و بیشینه فرکانس داده‌برداری ۱۰۰ کیلوهرتز است.

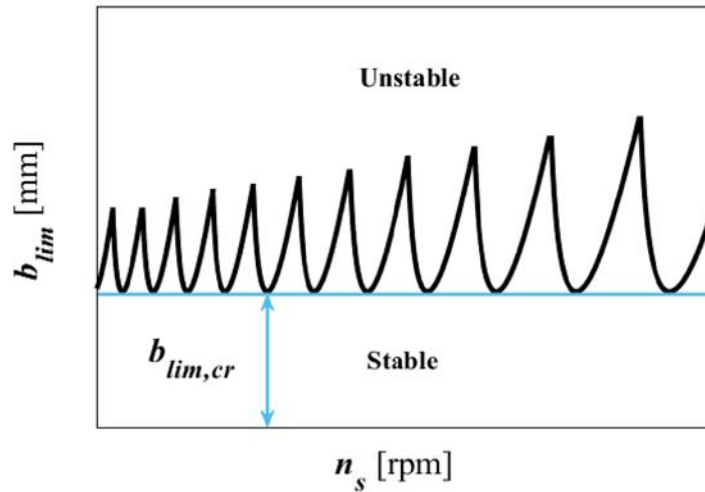
۳- اهمیت کنترل ارتعاشات لرزه

افزایش نسبت طول به قطر ابزار موجب می‌شود تا مقدار سفتی دینامیکی آن به میزان چشمگیری کاهش یابد. تا جایی‌که برای ابزارهای داخل‌تراش فولادی و کاربریدی دارای نسبت طول به قطر فراتر از ۶، امکان اجرای فرآیند براده‌برداری پایدار در اکثر شرایط برشی وجود ندارد. زیرا عمق برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری به کمتر از چند دهم میلی‌متر کاهش می‌یابد. بنابراین، هدف از طراحی سیستم کنترل فعال ارتعاشات برای ابزار داخل‌تراش، بهره‌گیری از الگوریتم کنترل تطبیقی ارائه شده برای ارتقاء سفتی دینامیکی ابزار در حین فرآیند تراشکاری داخلی است. تا در نتیجه، مقدار عمق برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری افزایش یافته و رخداد ناپایداری دینامیکی لرزه به تاخیر بیافتد. و در نهایت بتوان فرآیند براده‌برداری را در محدوده قابل قبولی از پارامترهای ماشین‌کاری به صورت پایدار انجام داد.

۳-۱- تخمین تجربی آستانه پایداری

در شکل (۲)، نمای شماتیک دالان‌های پایداری در فرآیند تراشکاری داخلی ارائه شده است. نقطه کمینه واقع بر این منحنی، نماینده عرض برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری یا $b_{lim,cr}$ است. به‌ازای مقادیر کمتر از عرض برش بحرانی، فرآیند براده‌برداری مستقل از سرعت دوران اسپیندل n_s همواره پایدار است. نتایج آزمون‌های برشی اولیه اجراشده توسط ابزار داخل‌تراش فاقد سیستم کنترل فعال ارتعاشات نشان می‌دهند که به دلیل انعطاف‌پذیری بالای سازه ابزار برشی در نسبت طول به قطر ۸، عمق برش متناظر با آستانه پایداری به کمتر از ۰/۲ میلی‌متر کاهش یافته است [۷].

در شکل (۳)، نمونه‌ای از بافت سطح قطعه‌کار در آستانه بروز ناپایداری دینامیکی در فرآیند براده‌برداری (با پارامترهای عمق برش ۰/۲ میلی‌متر، نرخ پیشروی ۰/۲۲ میلی‌متر بر دور و سرعت اسپیندل ۵۰۰ دور بر دقیقه) ارائه شده است. امواج ارتعاشی متناوب ناشی از وقوع ناپایداری دینامیکی لرزه، باعث محوشدن اثر پیشروی نوک ابزار بر روی سطح برش‌خورده شده و الگوی سینماتیکی بافت سطح را به‌طور کامل تخریب کرده است. باید توجه داشت که مقدار عرض برش بحرانی متناسب با میزان سفتی دینامیکی ابزار در مود ارتعاشی اصلی آن است [۱۰]. لذا از طریق پیاده‌سازی سیستم کنترل فعال ارتعاشات، می‌توان با بهبود میزان سفتی دینامیکی ابزار برشی، مقدار عرض برش بحرانی را نیز ارتقاء داد. در نتیجه، براساس شکل (۲) وسعت ناحیه متناظر با شرایط برشی پایدار (واقع در زیر مرزهای پایداری) افزایش می‌یابد.



شکل ۲- دالان‌های پایداری فرآیند برش برای ابزار فاقد سیستم کنترل فعال.

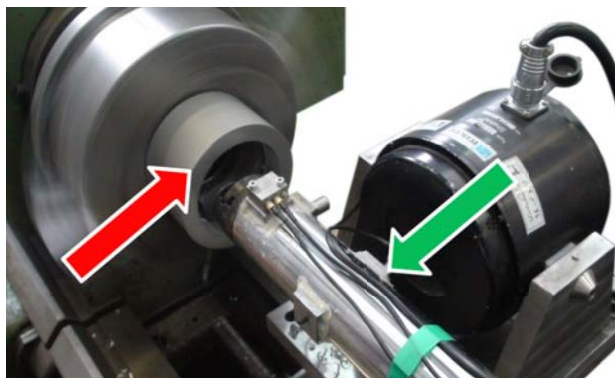


شکل ۳- بافت سطح قطعه‌کار در آستانه بروز ناپایداری دینامیکی در فرآیند برش.

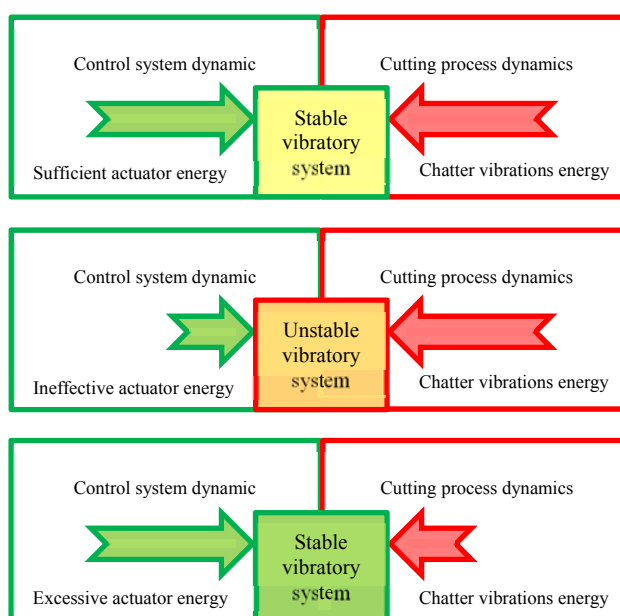
۳-۲- تقابل دینامیک سیستم کنترل با دینامیک فرآیند برش

مطابق شکل (۴)، سازه ابزار برشی تحت تاثیر انرژی ورودی از دو منشأ مختلف قرار دارد. انرژی اولیه جذب‌شده توسط سازه، ناشی از اعمال نیروی برش دینامیکی به ابزار انعطاف‌پذیر است. میزان انرژی جذب‌شده توسط ابزار، به عنوان شاخصی مناسب برای تخمین انرژی مخرب بوجودآورنده ناپایداری لرزه لحاظ می‌شود. انرژی ثانویه اعمال‌شده به ابزار در اثر عملکرد سیستم کنترل و توسط عملگر تامین می‌شود. در حضور یک الگوریتم کنترل کارآمد، انرژی مصرفی توسط عملگر صرف مقابله با انرژی مخرب جذب‌شده توسط ابزار می‌شود. تا برآیند ارتعاشات اولیه (ناشی از فرآیند برش) و ارتعاشات ثانویه (ناشی از تحریک عملگر) یکدیگر را خنثی نمایند. بنابراین، انرژی مصرفی توسط عملگر به عنوان شاخصی از میزان انرژی مفید هزینه شده برای کنترل ناپایداری لرزه تعریف می‌گردد.

در شکل (۵)، حالت‌های ممکن برای توصیف برهمکنش متقابل دینامیک فرآیند برش و دینامیک سیستم کنترل (بر اساس دیدگاه انرژی) نمایش داده شده‌اند. می‌توان فرض کرد که سازه ابزار، به عنوان بخش ارتعاشی سیستم کنترل حلقه بسته، دینامیک فرآیند برش را به دینامیک کنترل کننده و عملگر مرتبط می‌نماید. در اثر دینامیک فرآیند تراشکاری داخلی یک نیروی برشی برآیند به نوک ابزار اعمال می‌شود.



شکل ۴- نمایش شماتیک نیروی دینامیکی برش و نیروی فعال عملگر که به سازه ابزار اعمال شده‌اند.



شکل ۵- حالت‌های ممکن برای توصیف تقابل دینامیک فرآیند برش و دینامیک سیستم کنترل براساس دیدگاه تعادل انرژی.

در نسبت‌های طول به قطر بالا سفتی دینامیکی ابزار به شدت کاهش یافته، و در نتیجه دامنه ارتعاشات آن نیز به میزان چشمگیری افزایش می‌یابد. همان‌طور که اشاره شد، در چنین شرایطی وظیفه عملگر سیستم کنترل اعمال یک نیروی فعال و انتقال انرژی با نرخ مناسب به سازه ابزار (برای ایجاد نوسانی هم‌دامنه و دارای فاز مخالف) است. تا اثر ارتعاشات دینامیکی ابزار در ناحیه تماس اینسرت با سطح قطعه‌کار خنثی شود. در این صورت، ابزار مجدداً به وضعیت ارتعاشی پایدار باز می‌گردد. از دیدگاه انرژی، توان مفید مصرفی عملگر برای کنترل ناپایداری، باید همواره متناسب با توان مخرب جذب شده توسط ابزار در اثر ارتعاشات لرزه باشد. مطابق شکل (۵)، از یک طرف اگر نرخ انرژی ورودی به ابزار توسط عملگر کمتر از نرخ انرژی ورودی به آن توسط فرآیند برش باشد، به تدریج فرکانس ناپایداری دینامیکی رشد کرده و با جذب انرژی ارتعاشات لرزه توسط سازه، دامنه نوسانات نوک ابزار مجدداً بزرگ می‌شود. از طرف دیگر، اگر نرخ انرژی ورودی به ابزار توسط عملگر بیشتر از نرخ انرژی ورودی به آن توسط فرآیند برش باشد، اگرچه سیستم ارتعاشی دارای

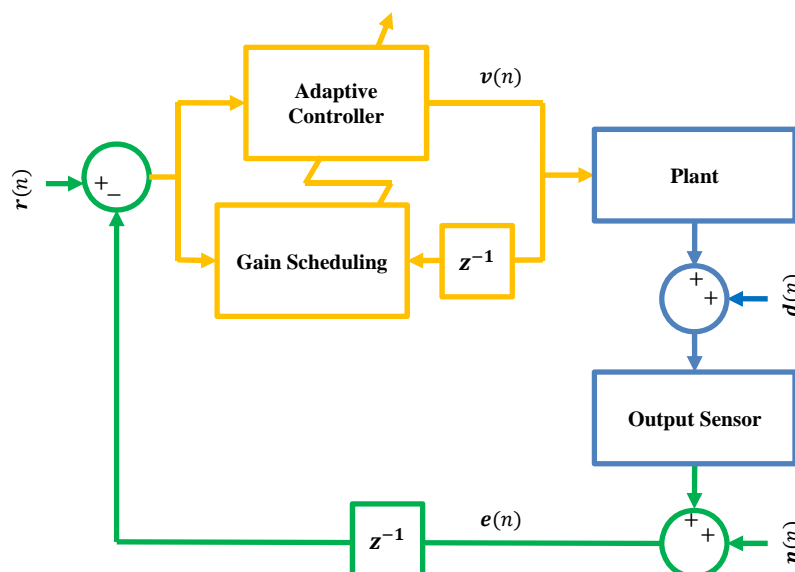
پایداری دینامیکی بوده و دامنه ارتعاشات ابزار کنترل شده است، اما هزینه عملگر برای کنترل فعال ارتعاشات بهینه نبوده و بیش از حد مورد نیاز است. این حالت معمولاً برای سیستم‌های کنترل فعال لرزه با الگوریتم کنترل غیرتطبیقی (دارای ضریب بهره ثابت) اتفاق می‌افتد. زیرا به دلیل تنوع شرایط برشی در فرآیند تراشکاری داخلی خشن‌کاری و پرداخت‌کاری، شدت ارتعاشات ابزار در حین رخداد پدیده لرزه می‌تواند بسیار متغیر باشد. در صورت ارائه یک الگوریتم کارآمد برای تطبیق ضریب بهره کنترل کننده، می‌توان انرژی مصرف شده برای تحریک عملگر را متناسب با شدت ارتعاشات لرزه تنظیم نمود. تا هزینه پیاده‌سازی الگوریتم کنترل ارتعاشات کاهش یافته و بیش از حد مورد نیاز برای حذف ناپایداری نباشد.

۴- ساختار سیستم کنترل تطبیقی ارائه شده

برای کنترل فعال ارتعاشات ابزار داخل تراش، در این مقاله از یک کنترل کننده تطبیقی جدید با معماری پس‌خور استفاده شده است. معماری این کنترل کننده در شکل (۶) نشان داده شده است. کنترل کننده پیشنهادی از نوع انتگرال‌گیر با پس‌خور مستقیم سرعت بوده، که در آن به صورت همزمان از سیگنال ولتاژ فرمان $v(n)$ و سیگنال شتاب پس‌خور $e(n)$ ، برای تحلیل شرایط کارکردی عملگر و وضعیت ارتعاشی سازه ابزار استفاده می‌شود. الگوریتم کنترل تطبیقی شامل دو حلقه مجزا است، که حلقه اولیه شامل سیستم تحت کنترل و بلوک کنترل کننده است. منظور از سیستم تحت کنترل (plant)، مجموعه دینامیکی عملگر-ابزار است. حلقه ثانویه نیز شامل بلوک تنظیم بهره است. با ارائه یک الگوریتم تطبیق کارآمد، می‌توان در هر لحظه رفتار سیگنال‌های ورودی به بلوک تنظیم بهره را تحلیل نموده و مقدار بهینه ضریب بهره را تعیین نمود. توان مصرفی عملگر در ارتباط مستقیم با ضریب بهره کنترل کننده است. بنابراین در مسئله کنترل فعال ناپایداری لرزه، اگر شدت ارتعاشات ابزار رو به افزایش باشد باید مقدار ضریب بهره تطبیقی را افزایش داد. تا نرخ انرژی ارسال شده به عملگر افزایش یافته و نیروی بزرگتری به بدنه ابزار اعمال شود. همچنین، اگر شدت ارتعاشات ابزار رو به کاهش باشد باید مقدار ضریب بهره کنترل کننده تطبیقی را کاهش داد. تا نرخ انرژی ارسال شده به عملگر کاهش یافته و نیروی کمتری به بدنه ابزار وارد شود. به عبارت دیگر، براساس مطالب ارائه شده در بخش ۳-۲، ضابطه تنظیم ضریب بهره کنترل کننده باید به گونه‌ای باشد که در هر لحظه از زمان، تناسب بین نرخ انرژی‌های ورودی به ابزار داخل تراش (توسط فرآیند برش و سیستم کنترل فعال) به صورت موثری حفظ شود. همچنین، قاعده تنظیم ضریب بهره در کنترل کننده تطبیقی باید به گونه‌ای باشد که در حالت ارتعاشی گذرا (ورود ابزار به قطعه کار) و حالت پایا (پس از ورود ابزار به قطعه کار)، کارایی و پایداری سیستم کنترل حلقه بسته تامین شود.

۴-۱- الگوریتم تنظیم ضریب بهره

همان‌طور که اشاره شد، هدف از پیشنهاد یک الگوریتم تطبیق ضریب بهره جدید، تنظیم توان ورودی به عملگر متناسب با شدت ارتعاشات ناشی از فرآیند براده برداری است. در ساختار کنترل کننده تطبیقی ارائه شده، از روش بهره تنظیم شونده (gain scheduling) استفاده شده است.



شکل ۶- دیاگرام بلوکی سیستم کنترل پس خور دارای کنترل کننده تطبیقی دیجیتال.

در این روش، یک نگاشت بین پارامترهای فرآیند و پارامتر کنترل کننده تعریف می‌شود که می‌تواند به صورت تابع ریاضی یا جدول مقادیر باشد [۱۱]. در این جا منظور از پارامتر کنترل کننده همان مقدار ضریب بهره انتگرالی $K_i(n)$ بوده، و منظور از پارامترهای فرآیند سیگنال‌های ولتاژ فرمان $v(n)$ و شتاب پس خور $e(n)$ هستند. رابطه پیشنهادی برای تطبیق ضریب بهره انتگرالی عبارت است از:

$$K_i(n) = (1 - \rho(n))K_{i_{min}} + \rho(n)K_{i_{max}} \quad (1)$$

در کنترل کننده تطبیقی ارائه شده، مقدار ضریب بهره انتگرالی در هر لحظه از زمان، حتماً بین دو کران پایین $K_{i_{min}}$ و کران بالای $K_{i_{max}}$ قرار می‌گیرد. $\rho(n)$ پارامتر تطبیق بدون بعد است که مقدار آن بین صفر تا یک تغییر می‌کند. این پارامتر کسری بدون بعد را می‌توان به صورت زیر تعریف نمود:

$$\rho(n) = \frac{\bar{P}_e(n)}{\bar{P}_s(n) + \bar{P}_e(n)} \quad (2)$$

که $\bar{P}_s(n)$ توان مکانیکی متوسط تولید شده توسط عملگر الکترومغناطیس بوده و $\bar{P}_e(n)$ توان مکانیکی متوسط جذب شده توسط ابزار است. اگر دامنه ارتعاشات ابزار (به دلیل فقدان سیگنال اغتشاش خارجی) ناچیز باشد (یا به عبارت دیگر $\bar{P}_e(n) \ll \bar{P}_s(n)$)، مقدار پارامتر تطبیق به سمت صفر میل کرده و ضریب بهره کنترل کننده تطبیقی روی مقدار کران پایین آن $K_{i_{min}}$ تنظیم می‌شود. در این حالت، سیستم کنترل فعال اصطلاحاً در حالت آماده به کار (standby mode) قرار می‌گیرد. در این وضعیت، برای تضمین حداقل میزان کارایی سیستم کنترل بهتر است که مقدار کران پایین ضریب بهره انتگرالی برابر صفر نباشد. از طرف دیگر، اگر در اثر اعمال یک بار ضربه‌ای یا رخداد پدیده لرزه، دامنه ارتعاشات ابزار به صورت ناگهانی رشد کند (یا به عبارت دیگر $\bar{P}_e(n) \gg \bar{P}_s(n)$)، مقدار پارامتر تطبیق به سمت یک میل کرده و برای یک بازه زمانی کوتاه مقدار ضریب بهره کنترل کننده تطبیقی روی کران بالای آن $K_{i_{max}}$ تنظیم می‌شود. در این حالت، سیستم کنترل فعال اصطلاحاً در حالت کارکردی (actuation mode) قرار گرفته و پس از آن مقدار لحظه‌ای

ضریب بهره انتگرالی به کمک روابط (۲-۱) تعیین می‌شود. کران بالای ضریب بهره انتگرالی باید براساس معیارهای پایداری و کارایی الگوریتم کنترل انتخاب شود. زیرا با افزایش ضریب بهره، حتما هزینه عملگر افزایش یافته و حاشیه پایداری سیستم کنترل حلقه بسته نیز کاهش می‌یابد.

۲-۴- تخمین توان مکانیکی متوسط مصرفی توسط عملگر

بخش‌های سازه‌ای و الکتریکی عملگر، از طریق سیگنال‌های ولتاژ و جریان الکتریکی ارسالی توسط تقویت کننده توان خطی راه‌اندازی می‌شوند. در لحظه زمانی $t(n)$ ، توان الکتریکی لحظه‌ای مصرفی توسط عملگر از حاصلضرب مقدار ولتاژ ورودی در مقدار جریان ورودی بدست می‌آید:

$$P_a(n) = I(n)V(n) \quad (۳)$$

باید توجه داشت که براساس اصل تبدیل انرژی، بخشی از توان الکتریکی عملگر P_a ، به دلیل مقاومت الکتریکی سیم‌پیچ رسانا، به صورت توان حرارتی P_t تلف شده و باقیمانده آن P_s صرف تحریک مکانیکی سیم‌پیچ شیکر تحت نیروی F_s و جابجا کردن آن با سرعت \dot{x}_s در درون میدان مغناطیسی می‌شود:

$$P_s(n) = \eta \times P_a(n) \quad (۴)$$

η ضریب بازده تبدیل انرژی الکتریکی به مکانیکی در عملگر است. برای شیکرهای الکترواینامیک دارای تقویت کننده توان خطی، بیشینه ضریب بازده η برابر ۵۰ درصد است [۱۲]. توان مکانیکی عملگر، به‌عنوان یک شاخص کارآمد تخمین قابل قبولی از انرژی مفید مصرفی (توسط عملگر) برای تحریک ابزار در واحد زمان ارائه می‌نماید. در نهایت، برای محاسبه توان مکانیکی متوسط مصرفی توسط عملگر داریم:

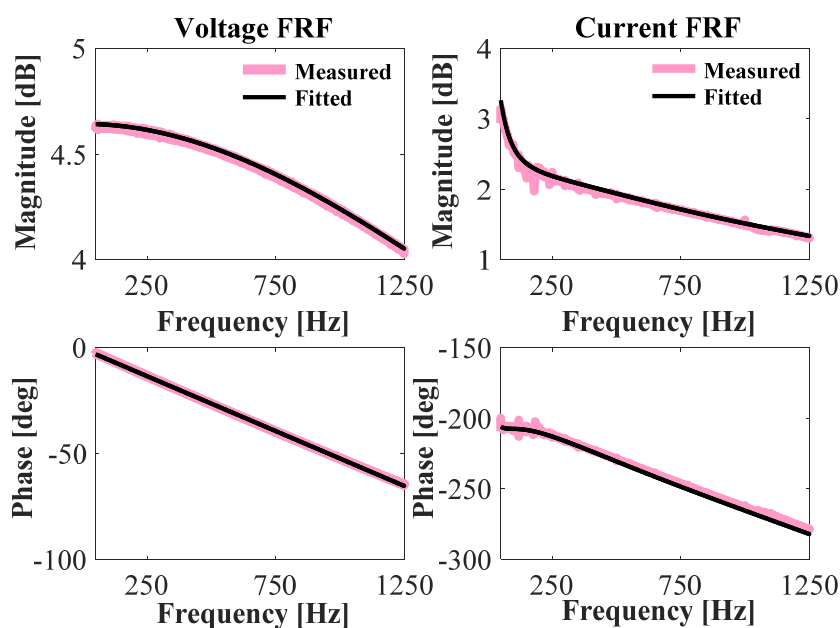
$$\bar{P}_s(n) = \eta \times \hat{\sigma}_I(n)\hat{\sigma}_V(n) \quad (۵)$$

که $\hat{\sigma}_I(n)$ و $\hat{\sigma}_V(n)$ به ترتیب تخمینی از جذر میانگین مربعات (RMS) سیگنال‌های ولتاژ و جریان الکتریکی ورودی به عملگر در لحظه زمانی $t(n)$ هستند. توابع تبدیل گسسته (فضای z) ولتاژ و جریان الکتریکی خروجی از تقویت کننده توان خطی، با بهره‌گیری از روش نظام‌مند ارائه شده در مرجع [۹] شناسایی شده‌اند:

$$\frac{V(z)}{\bar{V}(z)} = \frac{0.70954(z+1)}{(z-0.7287)} \quad (۶)$$

$$\frac{I(z)}{\bar{V}(z)} = \frac{-0.019483(z-0.9758)}{(z-0.9885)(z-0.7679)} \times \frac{(z+1)^3}{(z^2-1.206z+0.5098)} \quad (۷)$$

\bar{V} سیگنال ولتاژ تحریک ورودی به تقویت کننده توان خطی است. I و V به ترتیب نماینده سیگنال‌های ولتاژ و جریان الکتریکی محرک عملگر هستند. در شکل (۷)، توابع پاسخ فرکانسی تجربی جریان و ولتاژ الکتریکی ورودی به عملگر با توابع تبدیل گسسته شناسایی شده در بازه فرکانسی ۵۰-۱۲۵۰ هرتز مقایسه شده‌اند. منحنی‌های توابع تبدیل شناسایی شده با دقت بسیار خوبی بر داده‌های تجربی منطبق شده‌اند. این توابع تبدیل دارای رفتار دینامیکی خطی بوده و می‌توانند مقدار سیگنال خروجی را با دقت حدود ۹۰ درصد (در حوزه زمان) تخمین بزنند.



شکل ۷- مقایسه توابع پاسخ فرکانسی تجربی با توابع تبدیل گسسته (فضای z) شناسایی شده برای سیگنال‌های ولتاژ و جریان الکتریکی.

۴-۳- تخمین توان مکانیکی متوسط جذب شده توسط ابزار

ابزار داخل تراش یک تیر پیوسته با شرایط تکیه‌گاهی یک سرگیردار است، که نیروی دینامیکی برش در انتهای آزاد آن به لبه برنده اینسرت وارد می‌شود. به دلیل بالابودن نسبت لاغری بدنه ابزار، مودهای خمشی ابزار دارای فرکانس بسیار پایین‌تری در مقایسه با مودهای پیچشی و محوری آن هستند. در مدلسازی دینامیک ابزارهای داخل تراش، راستای ارتعاشی عمود بر سطح قطعه کار (یا راستای شعاعی) از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. زیرا دینامیک ابزار در این راستا تاثیر مهمی بر عبارت ضخامت براده لحظه‌ای و در نتیجه دینامیک فرآیند براده برداری دارد [۱۰]. با انجام آزمون مودال تجربی و تحریک دینامیک ابزار در راستای شعاعی، می‌توان تابع پاسخ فرکانسی نقطه‌ای را در نوک ابزار شناسایی نمود. و سپس مقادیر پارامترهای جرم، میرایی و سفتی را برای مدل ارتعاشی یک درجه آزادی ابزار داخل تراش استخراج کرد. در اثر اعمال نیروی دینامیکی برش، ابزار برشی انعطاف‌پذیر با مود خمشی اصلی خود در راستای شعاعی ارتعاش می‌کند. عبارت تخمین‌گر توان مکانیکی لحظه‌ای جذب شده توسط ابزار در لحظه زمانی $t(n)$ عبارت است از:

$$P_e(n) = \alpha \times F_c(n) \dot{x}_c(n) \quad (8)$$

\dot{x}_c نماینده تخمین سرعت لحظه‌ای نوک ابزار در راستای شعاعی بوده و F_c عبارت تخمین نیروی برش دینامیکی بوجود آورنده ارتعاشات در راستای شعاعی است. α ضریب بزرگ نمایی برای تصحیح تخمین نیروی برش دینامیکی بوده که در این‌جا مقدار آن برابر یک فرض شده است. از روی سیگنال شتاب اندازه‌گیری شده توسط سنسور، می‌توان مقدار لحظه‌ای نیروی دینامیکی را محاسبه نمود:

$$F_c(n) = m\ddot{x}_c(n) + c\dot{x}_c(n) + kx_c(n) \quad (9)$$

پارامترهای m ، c و k به ترتیب بیانگر جرم، میرایی و سفتی ابزار در راستای شعاعی هستند. مقادیر سرعت و موقعیت لحظه‌ای نوک ابزار، با انتگرال‌گیری از سیگنال شتاب به روش دوزنقه‌ای تخمین زده می‌شوند:

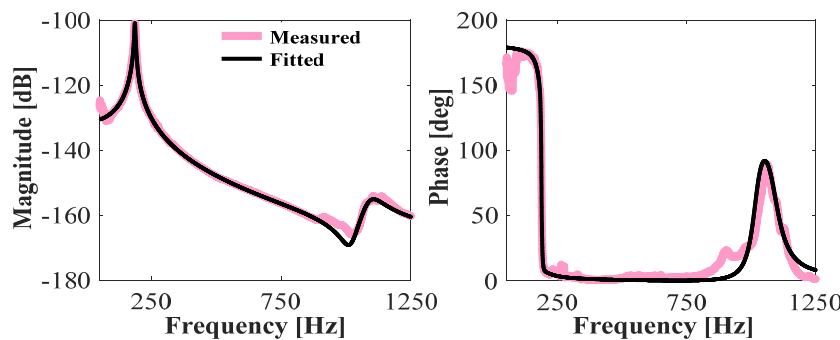
$$\dot{x}_c(n) = \dot{x}_c(n-1) + (t(n) - t(n-1)) \times \left(\frac{\ddot{x}_c(n) + \ddot{x}_c(n-1)}{2} \right), \dot{x}_c(0) = 0 \quad (10)$$

$$x_c(n) = x_c(n-1) + (t(n) - t(n-1)) \times \left(\frac{\dot{x}_c(n) + \dot{x}_c(n-1)}{2} \right), x_c(0) = 0 \quad (11)$$

توان مکانیکی جذب شده توسط ابزار، به‌عنوان یک شاخص کارآمد تخمین قابل قبولی از انرژی مخرب تولید شده (توسط فرآیند برش) برای تحریک ابزار در واحد زمان ارائه می‌نماید. در نهایت، برای محاسبه توان مکانیکی متوسط جذب شده توسط ابزار داریم:

$$\bar{P}_e(n) = \widehat{\sigma}_{F_c}(n) \widehat{\sigma}_{\dot{x}_c}(n) \quad (12)$$

$\widehat{\sigma}_{F_c}(n)$ و $\widehat{\sigma}_{\dot{x}_c}(n)$ به ترتیب تخمینی از جذر میانگین مربعات سیگنال‌های نیرو و سرعت نوک ابزار در لحظه زمانی $t(n)$ هستند. در شکل (۸) منحنی پاسخ فرکانسی نقطه‌ای ابزار در محدوده فرکانسی ۵۰-۱۲۵۰ هرتز نشان داده شده است. ضابطه تابع تبدیل شناسایی شده با دقت بسیار خوبی بر منحنی تجربی منطبق شده است. در آزمون مودال تجربی نسبت طول به قطر ابزار برابر ۸ بوده و تحریک ضربه در راستای عمود بر سطح قطعه‌کار اعمال شده است. پاسخ خروجی از ابزار نیز توسط شتاب‌سنج یک محوره نصب شده در راستای شعاعی ثبت گردیده است. مطابق شکل (۸)، دامنه پاسخ فرکانسی ابزار در مود دوم در مقایسه با مود اول آن بسیار ناچیز است. لذا با تقریب بسیار خوبی می‌توان فرض کرد که در حین فرآیند برش، ابزار داخل تراش به‌شدت متمایل به ارتعاش با مود اصلی خود است. پارامترهای مودال سیستم ارتعاشی یک درجه آزادی، از روی منحنی پاسخ فرکانسی ابزار استخراج شده و در جدول (۱) ارائه شده‌اند.



شکل ۸- مقایسه پاسخ فرکانسی تجربی ابزار داخل تراش با تابع تبدیل شناسایی شده.

جدول ۱- پارامترهای مودال ابزار داخل تراش فولادی

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
[kg]	۳/۰۶	m	جرم مودال
[N/m]	۴۱۸۰۶۲۰	k	سفتی مودال
[Ns/m]	۹۶/۱۶	c	میرایی مودال

۴-۴- روش محاسبه جذر میانگین مربعات یک سیگنال

برای تخمین توان سیگنال x ، باید ابتدا یک فیلتر پایین گذر بر روی دنباله مقادیر $x^2(n)$ اعمال کرده و سپس تغییرات پوش آن را دنبال کرد. روش رایج محاسبه توان سیگنال x در هر لحظه زمانی $t(n)$ عبارت است از [۱۳]:

$$\widehat{\sigma_x^2}(n) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x^2(n-i) \quad (13)$$

رابطه فوق در اصطلاح رابطه تخمین توان به روش پنجره لغزشی نامیده می‌شود. در این روش، توان سیگنال x با میانگین‌گیری از مجموع مربعات مقادیر آن در N گام زمانی متوالی بدست می‌آید. با افزایش طول پنجره N ، حجم محاسبات ریاضی به شدت افزایش می‌یابد. برای حل این مشکل، می‌توان از رابطه (۱۳) برای تخمین توان سیگنال x در دو لحظه زمانی متوالی استفاده کرد، تا در نهایت رابطه تکراری زیر بدست آید:

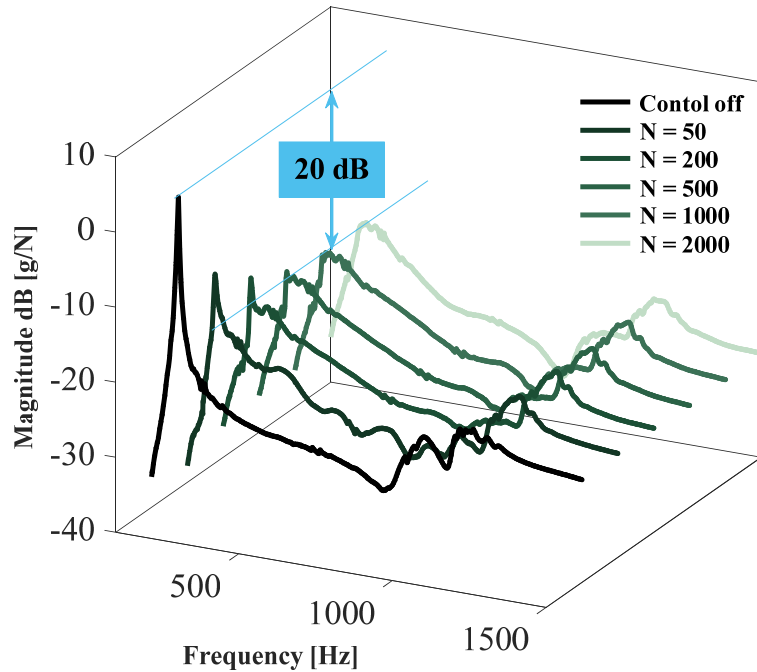
$$\widehat{\sigma_x^2}(n) = \widehat{\sigma_x^2}(n-1) + \frac{x^2(n) - x^2(n-N)}{N}, \widehat{\sigma_x^2}(0) = \delta \quad (14)$$

به کمک رابطه (۱۴)، مقدار توان سیگنال x در لحظه زمانی جاری با کمترین حجم محاسبات ریاضی تخمین زده می‌شود. برای محاسبه جذر میانگین مربعات یک سیگنال یا $\widehat{\sigma_x}(n)$ ، کافی است از مقدار توان آن سیگنال در هر لحظه زمانی جذر گرفت. به عبارت دیگر:

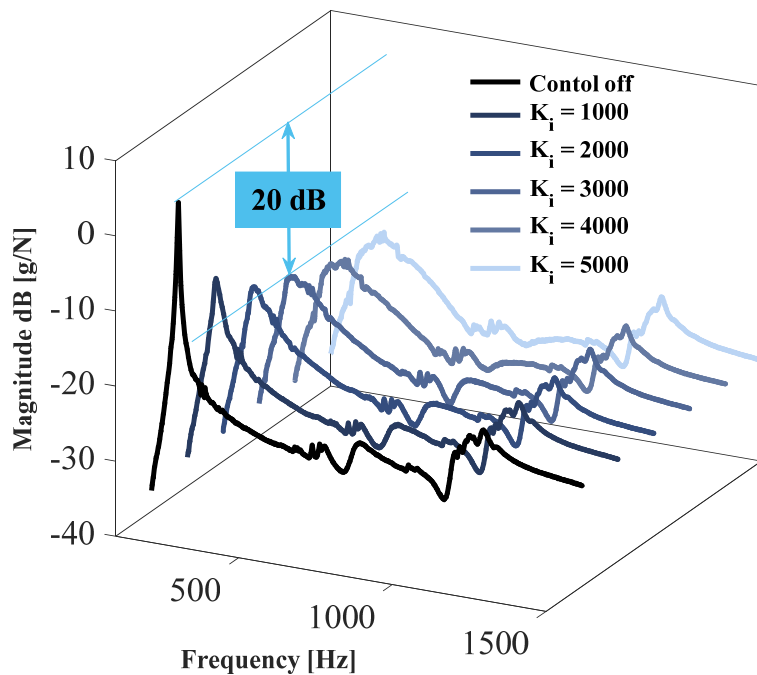
$$\widehat{\sigma_x}(n) = \sqrt{\widehat{\sigma_x^2}(n)} \quad (15)$$

۴-۵- انتخاب پارامترهای قابل تنظیم سیستم کنترل تطبیقی

برای تضمین حداقل میزان کارایی سیستم کنترل در حالت آماده به کار، مقدار $K_{i\min}$ برابر ۱۰۰ فرض شده است. بنابراین، پارامترهای قابل تنظیم در الگوریتم کنترل کننده تطبیقی ارائه شده عبارتند از $K_{i\max}$ و N . باید توجه داشت که انتخاب مقدار بهینه برای این پارامترها، نقش به‌سزایی در میزان کارایی سیستم کنترل تطبیقی دارد. بنابراین با انجام آزمون‌های کنترل ضربه متعدد، عملکرد کنترل کننده تطبیقی برای حذف ارتعاشات گذرای ناشی از تحریک ضربه بررسی شده است. هدف از انجام این آزمون‌ها، تعیین مقدار بهینه برای پارامترهای $K_{i\max}$ و N می‌باشد، تا قابلیت سیستم کنترل در میرا کردن اغتشاش ناشی از تحریک ضربه به بیشینه ممکن خود برسد. در شکل (۹)، تاثیر مقادیر مختلف N بر کاهش دامنه قله تشدید منحنی پاسخ فرکانسی ابزار فعال نمایش داده شده است. مقدار سایر پارامترها برابر $K_{i\min} = 100$ و $K_{i\max} = 3000$ ثابت فرض شده‌اند. با افزایش تدریجی طول پنجره لغزشی N ، نوسانات ناگهانی در مقدار جذر میانگین مربعات سیگنال‌های ورودی به بلوک کنترل کننده به خوبی فیلتر می‌شوند. در نتیجه کارایی سیستم کنترل تطبیقی بهبود یافته و دامنه منحنی پاسخ فرکانسی ابزار داخل تراش در مجاورت فرکانس اصلی آن، در مقایسه با حالت بدون کنترل به میزان موثری کاهش می‌یابد. براساس شکل (۹)، مقدار بهینه پارامتر برابر $N = 1000$ انتخاب شده است. زیرا با افزایش بیشتر طول پنجره لغزشی، دیگر مقدار دامنه منحنی پاسخ فرکانسی در مجاورت قله تشدید چندان کاهش نمی‌یابد. در این حالت، میزان کاهش دامنه پاسخ فرکانسی در مقایسه با حالت بدون کنترل بسیار چشمگیر بوده و در حدود ۲۰ دسی بل است.



شکل ۹- تاثیر مقدار N بر کارایی سیستم کنترل تطبیقی (کاهش دامنه منحنی پاسخ فرکانسی).



شکل ۱۰- تاثیر مقدار $K_{i,max}$ بر کارایی سیستم کنترل تطبیقی (کاهش دامنه منحنی پاسخ فرکانسی).

در شکل (۱۰)، تاثیر مقادیر مختلف $K_{i,max}$ بر کاهش دامنه قله تشدید منحنی پاسخ فرکانسی ابزار فعال نشان داده شده است. مقدار سایر پارامترها برابر $K_{i,min} = 100$ و $N = 1000$ ثابت فرض شده‌اند. با افزایش تدریجی کران بالای ضریب بهره انتگرالی $K_{i,max}$ ، کارایی کنترل‌کننده تطبیقی بهبود یافته و دامنه منحنی پاسخ فرکانسی ابزار داخل تراش در مجاورت فرکانس اصلی آن، در مقایسه با حالت بدون کنترل به

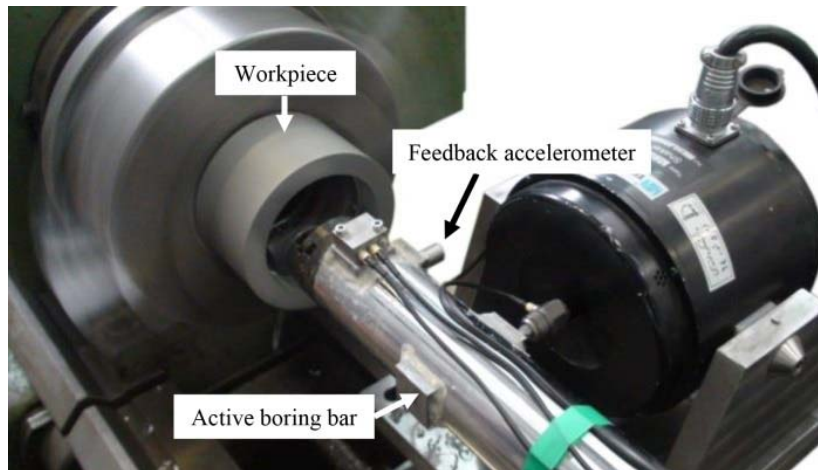
میزان موثری کاهش می‌یابد. با توجه به شکل (۱۰)، مقدار بهینه پارامتر برابر $K_{i\max} = 3000$ انتخاب شده است. زیرا با افزایش بیشتر کران بالای ضریب بهره انتگرالی، دیگر مقدار دامنه منحنی پاسخ فرکانسی در مجاورت قله تشدید چندان کاهش نمی‌یابد. در این حالت میزان کاهش دامنه پاسخ فرکانسی در مقایسه با حالت بدون کنترل بسیار چشمگیر بوده و در حدود ۲۰ دسی‌بل است. در این بخش نشان داده شد که کارایی سیستم کنترل تطبیقی ارائه شده در آزمون‌های تحریک ضربه، به مقدار پارامترهای قابل تنظیم در الگوریتم کنترل وابسته است. بررسی نتایج حاصل از منحنی‌های پاسخ فرکانسی تجربی نشان می‌دهند که در حالت بدون کنترل، مقدار سفتی دینامیکی ابزار داخل تراش در مود ارتعاشی اصلی آن برابر ۶۰ کیلو نیوتن بر متر است. در حالی که با بهره‌گیری از کنترل‌کننده تطبیقی دارای پارامترهای بهینه، میزان سفتی دینامیکی ابزار تا ۱۱/۴ برابر نسبت به ابزار فاقد کنترل افزایش می‌یابد.

۵- ارزیابی کارایی سیستم کنترل تطبیقی ارائه شده

هدف از اجرای آزمون برش تجربی، ارزیابی پاسخ حوزه زمان ابزار داخل تراش با لحاظ کردن اثر دینامیک سیستم کنترل فعال ارتعاشات است. قطعه‌کار از جنس آلومینیوم آلیاژی رده 6063-T6 است که به روش اکستروژن تولید شده و دارای عناصر آلیاژی سیلیکون، مس، منگنز و کروم است. در شکل (۱۱)، نمایی از ابزار داخل تراش میراشده فعال در حین فرآیند تراشکاری داخلی نمایش داده شده است. قطر ابزار داخل تراش برابر ۶۰ میلی‌متر و طول آویز آن برابر ۴۸۰ میلی‌متر است (نسبت طول به قطر ۸). سنسور شتاب‌سنج پس‌خور در فاصله ۳۹۰ میلی‌متری از تکیه‌گاه ابزار نصب شده و شیکر الکترو دینامیک در فاصله ۳۰۰ میلی‌متر از تکیه‌گاه به بدنه ابزار متصل شده است. پارامترهای آزمون برش در جدول (۲) ارائه شده‌اند. پیش از انجام آزمون برش، سطح داخلی قطعه‌کار مورد تراشکاری اولیه قرار گرفته تا پارامتر عمق برش در طول فرآیند براده‌برداری ثابت باشد. همچنین، فرآیند براده‌برداری بدون استفاده از سیال خنک‌کار اجرا شده است. در جدول (۳) پارامترهای قابل تنظیم سیستم کنترل تطبیقی ارائه شده‌اند. تنها پارامتر تطبیق‌پذیر کنترل‌کننده $K_i(n)$ است، که مقدار آن براساس الگوریتم تنظیم ضریب بهره تعیین می‌شود. (رابطه (۱)). برای تسهیل قضاوت درباره کارایی سیستم کنترل فعال ارتعاشات، آزمون برشی یک بار در حضور کنترل‌کننده تطبیقی و یک بار در شرایط بدون کنترل اجرا شده است.

۵-۱- مقایسه نتایج آزمون برش بدون کنترل و دارای کنترل

در شکل (۱۲)، پاسخ حوزه زمان سیگنال شتاب نوک ابزار در حین فرآیند تراشکاری داخلی، برای دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل‌کننده تطبیقی ارائه شده است. در حالت بدون کنترل، ابزار با فرکانس‌های غالب ناپایداری لرزه ارتعاش می‌کند، و بیشینه دامنه شتاب ابزار تا حدود $25 [g]$ نیز افزایش می‌یابد. اما در حالت دارای کنترل، با حذف ارتعاشات ناشی از ناپایداری لرزه، بیشینه دامنه شتاب شعاعی به حدود کمتر از $8 [g]$ کاهش می‌یابد.



شکل ۱۱- نمایی از ابزار داخل تراش دارای سیستم کنترل فعال ارتعاشات در حین فرآیند تراشکاری داخلی.

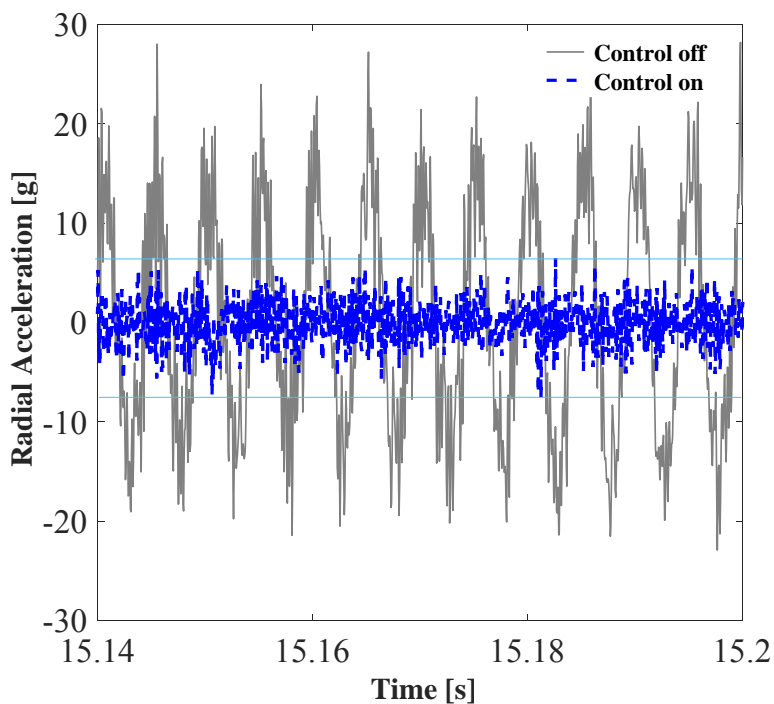
جدول ۲- پارامترهای برشی در فرآیند تراشکاری داخلی

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

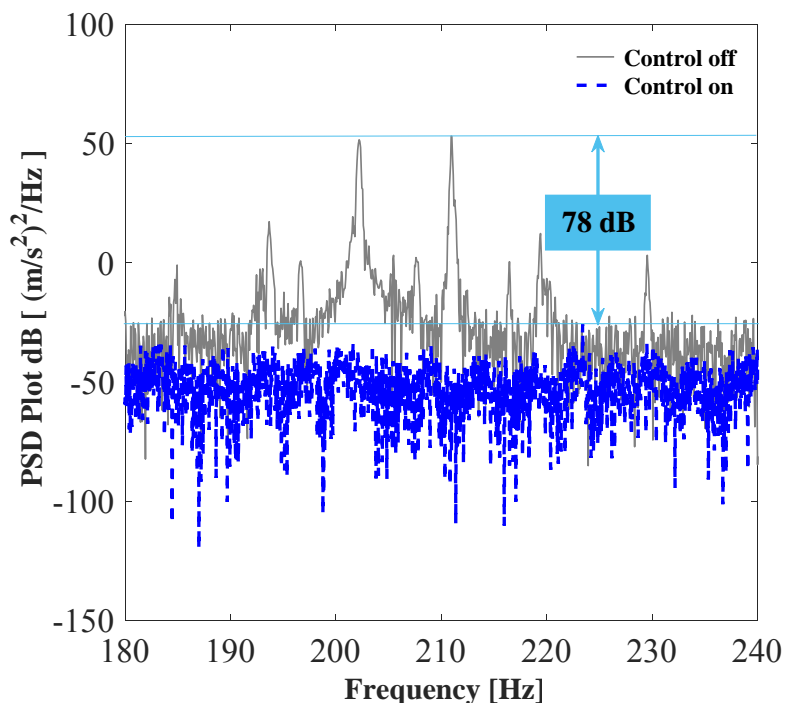
جدول ۳- پارامترهای کنترل‌کننده تطبیقی در فرآیند تراشکاری داخلی

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
کران پایین ضریب بهره	$K_{i_{min}}$	[V/gs]	۱۰۰
کران بالای ضریب بهره	$K_{i_{max}}$	[V/gs]	۳۰۰۰
طول پنجره لغزشی	N	[]	۱۰۰۰

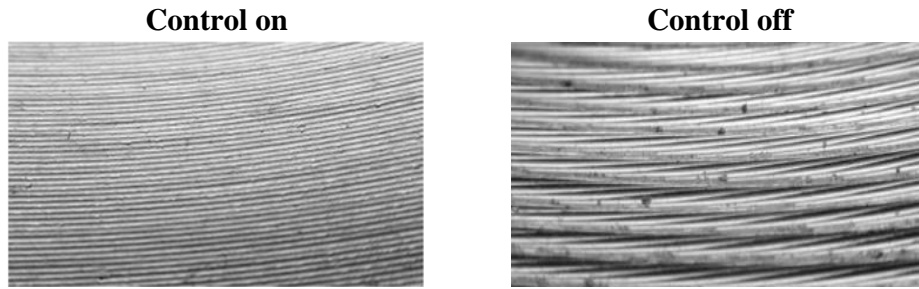
در شکل (۱۳)، منحنی‌های چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار (PSD)، در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل‌کننده تطبیقی با هم مقایسه شده‌اند. در حالت بدون کنترل، ابزار تحت تاثیر فرکانس‌های مربوط به ناپایداری لرزه ارتعاش می‌کند. بر اساس نتایج حاصل از آزمون مودال تجربی، فرکانس اصلی ابزار داخل تراش در راستای شعاعی برابر $۱۸۶/۳$ هرتز است (رجوع کنید به شکل (۸)). اما با بروز ناپایداری دینامیکی در فرآیند تراشکاری داخلی، مطابق انتظار فرکانس‌های غالب پدیده لرزه اندکی بالاتر از فرکانس اصلی ابزار بوده و در بازه ۲۰۱-۲۱۱ هرتز ظاهر می‌گردد. کنترل‌کننده تطبیقی ارائه شده 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 ۲۵- دسی‌بل کاهش یافته است. این موضوع بیانگر کارایی قابل توجه سیستم کنترل ارائه شده برای حذف ناپایداری لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی است. بنابراین، با بهره‌گیری از کنترل‌کننده تطبیقی جدید (دارای پس‌خور مستقیم سرعت)، نه تنها وضعیت ارتعاشی ابزار در حین فرآیند تراشکاری داخلی از حالت ناپایدار به حالت پایدار تغییر می‌کند، بلکه دامنه ارتعاشات آن نیز به میزان چشمگیری کاهش می‌یابد.



شکل ۱۲- پاسخ حوزه زمان شتاب نوک ابزار در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل.



شکل ۱۳- چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل.

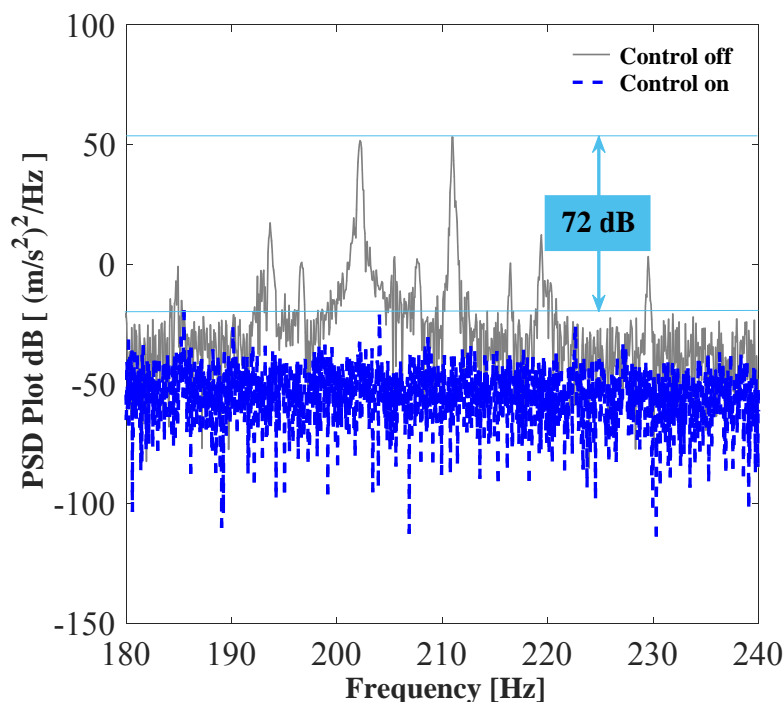


شکل ۱۴- مقایسه بافت سطح قطعه‌کار در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل.

در شکل (۱۴) تصویر سطح داخلی قطعه‌کارها برای حالت بدون کنترل و دارای کنترل کننده تطبیقی مقایسه شده‌اند. در آزمایش‌های زبری سنجی، از فیلتر گوسی با فرکانس قطع $0/8$ میلی‌متر و طول اندازه‌گیری 4 میلی‌متر استفاده شده و زبری سطوح ماشین‌کاری شده بر اساس معیار Ra تعیین شده است. اندازه‌گیری زبری سطح در هفت مقطع مختلف از قطعه‌کار انجام شده است. میزان زبری سطح قطعه‌کار از $40/8$ میکرومتر در حالت بدون کنترل، به $4/75$ میکرومتر در حالت دارای کنترل کاهش یافته است. در حالت بدون کنترل، پروفیل سطح برش‌خورده کاملاً متأثر از ارتعاشات دینامیکی ناشی از رخداد پدیده لرزه است. اما در حالت دارای کنترل، پروفیل سطح قطعه‌کار غالباً متأثر از هندسه لبه برنده و سینماتیک حرکت ابزار است. زیرا مطابق شکل (۱۲)، دامنه ارتعاشات دینامیکی نوک ابزار تا حد امکان کنترل شده است. با پیاده‌سازی سیستم کنترل تطبیقی ارائه شده در حین فرآیند تراشکاری داخلی، مطابق شکل (۱۴) امواج ارتعاشی لرزه به طور کامل از روی سطح قطعه‌کار حذف شده و در نتیجه زبری سطح به میزان قابل توجهی بهبود یافته است.

۵-۲- مقایسه کارایی سیستم کنترل تطبیقی با کنترل کننده انتگرال‌گیر بهینه

در مرجع [۷]، یک کنترل کننده انتگرال‌گیر بهینه (با پس‌خور مستقیم سرعت و ضریب بهره ثابت) ارائه شده است. برای طراحی، تحلیل و ارزیابی کارایی این کنترل کننده بهینه در حوزه فرکانس، از مدل دینامیکی شناسایی شده برای ابزار داخل تراش میراشده فعال [۹] استفاده شده است. سپس با کمینه کردن دامنه پاسخ فرکانسی تابع تبدیل سیستم کنترل حلقه بسته در مجاورت فرکانس‌های طبیعی ابزار، مقدار ضریب بهره بهینه برای این کنترل کننده محاسبه شده است. در فرآیند طراحی کنترل کننده انتگرال‌گیر بهینه، فقط تاثیر دینامیک مجموعه عملگر- ابزار در مدل ریاضی سیستم حلقه بسته لحاظ شده است. شتاب ناشی از براده برداری به عنوان یک سیگنال اغتشاش خارجی فرض شده، و ضریب بهره (مستقل از شرایط حاکم بر دینامیک فرآیند برش) همواره دارای مقداری ثابت است. در نهایت، با بهره‌گیری از معیار بهینه‌سازی H_∞ مقدار ضریب بهره انتگرالی بهینه برای این کنترل کننده برابر $K_{i_{opt}} = 1886$ تعیین شده است. در شکل (۱۵)، منحنی‌های چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار، در دو حالت بدون کنترل و دارای کنترل کننده انتگرال‌گیر بهینه با هم مقایسه شده‌اند. پارامترهای برشی فرآیند، مشابه مقادیر مندرج در جدول (۲) بوده‌اند. کنترل کننده انتگرال‌گیر بهینه دارای عملکردی مشابه با سیستم کنترل تطبیقی بوده و می‌تواند دامنه فرکانس ارتعاشات مخرب ابزار را به میزان قابل توجهی کاهش دهد.

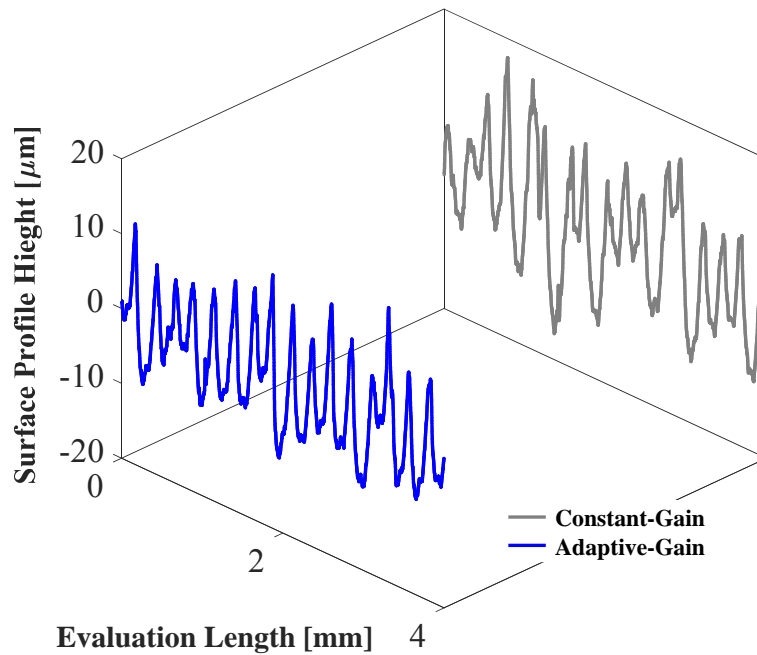


شکل ۱۵- چگالی طیفی توان ارتعاشات ابزار در حالت بدون کنترل و دارای کنترل کننده انتگرال گیر بهینه (با ضریب بهره ثابت).

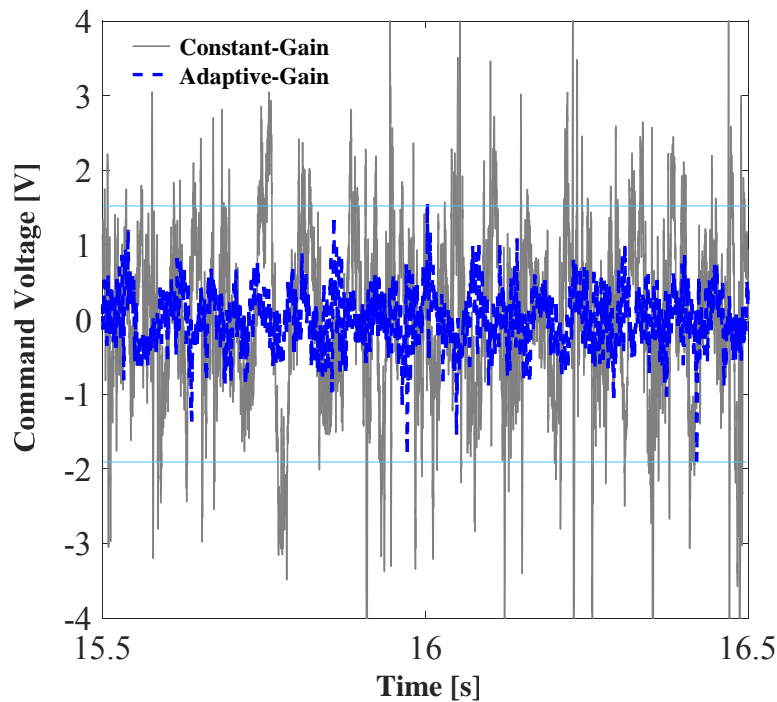
در بازه فرکانسی ۱۸۰ تا ۲۴۰ هرتز، بیشینه دامنه چگالی طیفی توان سیگنال ارتعاشات شعاعی ابزار از ۵۳ دسی بل به ۱۹- دسی بل کاهش یافته است، که کاملاً قابل مقایسه با کارایی کنترل کننده تطبیقی پیشنهادی در این مقاله است (رجوع کنید به شکل (۱۳)).

در شکل (۱۶)، پروفیل سطح قطعه کار برای دو الگوریتم کنترل پیشنهادی با هم مقایسه شده‌اند. میزان زبری سطح قطعه کار از ۴/۷۵ میکرومتر در حضور کنترل کننده تطبیقی، به ۵/۲۹ میکرومتر برای کنترل کننده انتگرال گیر بهینه افزایش یافته است. کارایی کنترل کننده انتگرال گیر بهینه برای کاهش دامنه ارتعاشات نوک ابزار، به میزان ۶ دسی بل نسبت به سیستم کنترل تطبیقی کاهش داشته است. این موضوع می‌تواند دلیل افزایش زبری سطح قطعه کار باشد. به هر حال علیرغم اختلاف ۱۱ درصدی در میزان زبری سطح، در مقایسه با حالت بدون کنترل، باز هم می‌توان نتیجه گرفت که عملکرد هر دو الگوریتم کنترل در ارتقاء صافی سطح قطعه کار کاملاً مشابه با یکدیگر است. یکی از شاخص‌های ارزیابی کارایی سیستم کنترل طراحی شده، مقدار هزینه صرف شده برای راه‌اندازی عملگر در شرایط برشی مشابه است.

در این مقاله، جذر میانگین مربعات سیگنال ولتاژ فرمان، به عنوان معیاری از هزینه صرف شده برای سیستم کنترل فعال ارتعاشات لحاظ شده است. در شرایط برشی یکسان، هر چقدر مقدار انرژی صرف شده برای راه‌اندازی عملگر کمتر باشد، کارایی کنترل کننده طراحی شده بیشتر است. در شکل (۱۷)، ترسیم سیگنال ولتاژ فرمان ارسال شده به عملگر در حضور سیستم تطبیقی، با سیگنال ولتاژ فرمان برای کنترل کننده انتگرال گیر بهینه مقایسه شده است. مقدار جذر میانگین مربعات سیگنال ولتاژ فرمان برای الگوریتم کنترل انتگرال گیر بهینه برابر ۱/۱۷ ولت است. در حالی که مقدار همین کمیت برای سیستم کنترل تطبیقی پیشنهادی در این مقاله برابر ۰/۳۹ ولت است.



شکل ۱۶- مقایسه پروفیل سطح قطعه کار برای دو کنترل کننده تطبیقی و انتگرال گیر بهینه با ضریب بهره ثابت.



شکل ۱۷- مقایسه سیگنال ولتاژ عملگر برای دو کنترل کننده تطبیقی و انتگرال گیر بهینه با ضریب بهره ثابت.

در کنترلر تطبیقی با افزایش شدت ارتعاشات ضریب بهره کنترل کننده افزایش یافته، یا بالعکس با کاهش شدت ارتعاشات مقدار ضریب بهره انتگرالی کاهش می‌یابد. بنابراین، مقدار ضریب بهره کاملاً متناسب با شدت اغتشاش خارجی اعمال شده به ابزار تغییر می‌کند. که این موضوع تاثیر بسزایی بر کاهش هزینه عملگر دارد.

۶- بحث و جمع بندی

در این مقاله به طراحی، تحلیل و پیاده سازی یک سیستم کنترل تطبیقی جدید برای حذف ناپایداری دینامیکی لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی اشاره شده است. هدف از طراحی این کنترل کننده تطبیقی، لحاظ کردن تقابل بین دینامیک سیستم کنترل و دینامیک فرآیند برش، به منظور تطبیق لحظه‌ای ضریب بهره متناسب با وضعیت کارکردی سیستم است. با انجام آزمون‌های کنترل ضربه، ضمن ارزیابی کارایی سیستم کنترل تطبیقی در ارتقاء سفتی دینامیکی ابزار به میزان $1/4$ برابر نسبت به حالت بدون کنترل، مقادیر بهینه برای پارامترهای قابل تنظیم کنترل کننده پیشنهادی تعیین شده‌اند.

در نهایت با انجام آزمون برش تجربی، کارایی سیستم کنترل تطبیقی ارائه شده برای حذف ارتعاشات لرزه در فرآیند تراشکاری داخلی بررسی و صحت‌گذاری شده است. نتایج حاصل از آزمون‌های برشی، موید عملکرد مطلوب کنترل کننده برای افزایش چشمگیر عمق برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری تا میزان ۱۰ برابر است. برای ابزار داخل تراش فاقد کنترل، عمق برش متناظر با آستانه پایداری برابر $0/2$ میلی‌متر تخمین زده شده است. اما با بهره‌گیری از سیستم کنترل فعال، اجرای فرآیند تراشکاری داخلی به صورت پایدار در عمق برش ۲ میلی‌متر نیز امکان‌پذیر است. در این شرایط، دامنه ارتعاشات مخرب لرزه به میزان بیش از ۷۵ دسی‌بل کاهش یافته است. همچنین در شرایط برشی یکسان، شاخص هزینه عملگر (جذر میانگین مربعات سیگنال ولتاژ فرمان)، در مقایسه با هزینه عملگر برای کنترل کننده انتگرال‌گیر بهینه به میزان ۳ برابر کاهش یافته است. بنابراین، با بهره‌گیری از سیستم کنترل تطبیقی پیشنهادی، می‌توان از یک عملگر الکترومغناطیس با ابعاد کوچکتر و توان کم‌تر، برای حذف موثر ارتعاشات لرزه در شرایط برشی یکسان استفاده نمود. با توجه به نتایج قابل قبول ارائه شده در این مقاله، می‌توان از الگوریتم کنترل تطبیقی پیشنهادی برای حذف ناپایداری لرزه در سایر فرآیندهای ماشین‌کاری نیز بهره برد.

مراجع

- [1] Sortino, M., Totis, G., and Prospero, F., "Development of a Practical Model for Selection of Stable Tooling System Configurations in Internal Turning", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 61, pp. 58-70, (2012).
- [2] Munoa, J., Beudaert, X., Dombovari, Z., Altintas, Y., Budak, E., Brecher, C., and Stepan, G., "Chatter Suppression Techniques in Metal Cutting", *Journal of Manufacturing Technology*, Vol. 65, pp. 785-808, (2016).
- [3] Venterl, G.S., Silva, L.M.P., Carneiro, M.B., and Da Silva, M.M., "Passive and Active Strategies using Embedded Piezoelectric Layers to Improve the Stability Limit in Turning /Boring Operations", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89, pp. 2789-2801, (2017).
- [4] Ganguli, A., Deraemaeker, A., and Preumont, A., "Regenerative Chatter Reduction by Active Damping Control", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 300, pp. 847-862, (2007).

- [5] Brecher, C., and Schulz, A., "Electrohydraulic Active Damping System", Journal of Manufacturing Technology, Vol. 54, pp. 389-392, (2005).
- [6] Radecki, P.P., Farinholt, K.M., Park, G., and Bement, M.T., "Vibration Suppression in Cutting Tools using a Collocated Piezoelectric Sensor/Actuator with an Adaptive Control Algorithm", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 132, pp. 1-8, (2010).
- [7] Fallah, M., "Chatter Vibration Control for Stability Improvement in Deep Internal Turning", Ph.D Thesis, Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Iran, (2018). [http://library.um.ac.ir/index.php?option=com_lib&view=docinfo&type=2&DocID=66936&lang=fa]
- [8] Fallah, M., and Moetakef-Imani, B., "Updating Boring Bar's Dynamic Model using Particle Swarm Optimization", Modares Mechanical Engineering. Vol. 16, Issue. 12, pp. 479-489, (2017).
- [9] Fallah, M., and Moetakef-Imani, B., "Identification of Dynamic Model for an Active Boring Bar", Modares Mechanical Engineering, Vol. 19, Issue. 8, pp. 1917-1928, (2019).
- [10] Altintas, Y., "*Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*", 2nd edition, New York, Cambridge University Press, (2012).
- [11] Astrom, K.J., and Wittenmark, B., "*Adaptive Control*", 2nd Edition, Boston, Addison-Wesley Longman Publishing Co., (1994).
- [12] Lang, G.F., and Snyder, D., "Understanding the Physics of Electrodynamics Shaker Performance", Sound and Vibration, Vol. 35, pp. 24-33, (2001).
- [13] Madiseti, V.K., "*The Digital Signal Processing Handbook: Digital Signal Processing Fundamentals*", 2nd Edition, CRC Press, New York, (2009).

فهرست نمادهای انگلیسی

a	: عمق برش (mm)
$b_{lim,cr}$: عرض برش بحرانی متناظر با آستانه پایداری (mm)
c	: میرایی مودال ابزار (Ns/m)
e	: سیگنال شتاب پس‌خور ورودی به بلوک کنترل‌کننده (g)
f_r	: نرخ پیشروی نوک ابزار (mm/rev)
F_c	: نیروی برش دینامیکی وارد بر نوک ابزار (N)
F_s	: نیروی تحریک سیم‌پیچ شیکر (N)
I	: سیگنال جریان ورودی به عملگر (A)
k	: سفتی مودال ابزار (N/m)

ضریب بهره انتگرالی کنترل کننده (V/gs)	:	K_i
کران بالای ضریب بهره انتگرالی (V/gs)	:	$K_{i_{max}}$
کران پایین ضریب بهره انتگرالی (V/gs)	:	$K_{i_{min}}$
جرم مودال ابزار (kg)	:	m
اندیس شمارنده گام گسسته زمان	:	n
سرعت دوران اسپیندل (rpm)	:	n_s
طول پنجره لغزشی در عبارت ریاضی توان سیگنال	:	N
توان الکتریکی لحظه‌ای مصرفی توسط عملگر (W)	:	P_a
توان مکانیکی لحظه‌ای جذب شده توسط ابزار (W)	:	P_e
توان مکانیکی متوسط جذب شده توسط ابزار (W)	:	\bar{P}_e
توان مکانیکی لحظه‌ای مصرفی توسط عملگر (W)	:	P_s
توان مکانیکی متوسط تولیدشده توسط عملگر (W)	:	\bar{P}_s
توان حرارتی اتلافی لحظه‌ای (W)	:	P_t
متغیر زمان (s)	:	t
سیگنال ولتاژ فرمان خروجی از بلوک کنترل کننده (V)	:	v
سیگنال ولتاژ ورودی به عملگر (V)	:	V
سیگنال ولتاژ تحریک ورودی به تقویت کننده عملگر (V)	:	\bar{V}
سرعت لحظه‌ای نوک ابزار (m/s)	:	\dot{x}_c
سرعت لحظه‌ای سیم‌پیچ شیکر (m/s)	:	\dot{x}_s
متغیر مختلط در فضای زمان-گسسته	:	z
ضریب تصحیح تخمین نیروی برش دینامیکی	:	α
ضریب بازده تبدیل انرژی الکتریکی به مکانیکی (درصد)	:	η
پارامتر تطبیق در الگوریتم تنظیم ضریب بهره	:	ρ
جذر میانگین مربعات سیگنال x	:	$\widehat{\sigma}_x$
توان سیگنال x	:	$\widehat{\sigma}_x^2$

Abstract

In this paper, a new adaptive control system is presented for suppression of boring bar chatter in internal turning process. The vibration control system consists of electromagnetic actuator, boring bar, accelerometer and a novel adaptive control algorithm. The controller gain is adaptively adjusted according to the operating condition of actuator and the level of boring bar vibrations so that the consumed actuator power always remain proportional to the intensity of chatter vibrations due to the cutting process.

As a result, the gain adaptation algorithm is indirectly developed by using the dynamic characteristics of the actuator-boring bar assembly. Firstly, the tunable parameters of adaptive controller are optimally identified by conducting impact tests. Secondly, the performance of adaptive controller is investigated during the internal turning of Aluminum alloy 6063-T6. The presented adaptive control system can improve the dynamic stiffness of boring bar as well as the critical limiting depth of cut on stability chart by at least 10 folds. Due to the optimal performance of the adaptive controller, the dominant magnitude of boring bar's power spectral density is successfully attenuated up to 78 dBs. Also, the roughness of cut surface is reduced from above 40 micrometers in control-off cutting test to below 5 micrometers in control-on test. Moreover, the actuator cost is considerably reduced for the adaptive controller, in comparison to the optimal constant-gain integral controller. As a result, by using the proposed adaptive control algorithm, a smaller electromagnetic actuator with lower power capacity can be used for chatter suppression in the same cutting conditions.