



Reducing Boring Bar Vibrations by Active Dynamic Absorber



ARTICLE INFO

Authors

Zabih Hosseinian N.¹,
Fatemian M.¹
Motakef-Imani B.^{1*}

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

* Correspondence

Address: Ferdowsi University of
Mashhad (FUM), Azadi Square,
Mashhad, Khorasan Razavi Province,
Iran. Postal Code: 9177948944
imani@um.ac.ir

How to cite this article

Zabih Hosseinian N, Fatemian M,
Motakef-Imani B. Reducing Boring Bar
Vibrations by Active Dynamic Absorber.
Modares Mechanical Engineering.
Proceedings of 2nd Iranian National
Conference on Advanced Machining and
Machine Tools. 2022; 22 (10):31-36.

ABSTRACT

Boring is a process which the diameter of the internal hole of the workpiece usually increases from the initial size to the desired value in some stages. In this operation, undesired vibrations lead to decrease in the smoothness of the surface; thus, active dynamic absorbers have been used to dampen the vibrations. In this research, two analog and digital accelerometers are used with an active dynamic absorber installed on a 720 mm boring bar. The analog sensor is used as a validation of the economical digital accelerometer. Therefore, thanks to the velocity feedback method, the vibrations caused by any impact forces have been damped and compared with the state without the presence of an active dynamic absorber. Furthermore, in this research, by increasing the amount of input voltage to the amplifier, the damped results of the impact applied to the end of the cutting tool have been increased remarkably and the frequency spectrums have been presented and examined to predict the damping.

Keywords Active Dynamic Absorber, Impact Excitation, Boring Process, Velocity Feedback Method

ماهانامه علمی مهندسی مکانیک مدرس، ویژه‌نامه مجموعه مقالات دومین کنفرانس ملی ماشین‌کاری و ماشین‌های ابزار پیشرفته.
مهر ۱۴۰۱، دوره ۲۲، شماره ۱۰، صفحه ۳۱-۳۶.



کاهش ارتعاشات ابزار داخل تراش به کمک جاذب دینامیکی فعال



چکیده

مشخصات مقاله

نویسنده‌ها

ناهید ذبیح حسینیان^۱
مریم فاطمیان^۱
بهنام معتکف ایمانی^{۱*}

^۱ دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

* نویسنده مسئول

آدرس: استان خراسان رضوی، مشهد،
دانشگاه فردوسی مشهد.

imani@um.ac.ir

فرآیند تراشکاری داخلی فرآیندی است که در آن قطر سوراخ داخلی قطعه‌کار معمولاً طی مراحل از اندازه‌ی اولیه به مقدار دلخواه افزایش قطر پیدا می‌کند. از آنجاییکه هر گونه ارتعاشات ناخواسته در این عملیات منجر به کاهش صافی سطح شده، از جاذب‌های دینامیکی فعال به منظور میراشدن ارتعاشات در این پژوهش بهره گرفته شده است. در این پژوهش، از دو حسگر شتاب آنالوگ و دیجیتال به همراه جاذب دینامیکی فعال نصب شده بر روی ابزار داخل تراش به طول ۷۲۰ میلی‌متر استفاده شده است. حسگر آنالوگ آن به عنوان صحت سنجی مقادیر شتاب در حسگر شتاب دیجیتال که بسیار مقرون به صرفه بوده، مورد استفاده قرار گرفته است. بنابراین به کمک روش پسخور سرعت، ارتعاشات ناشی از هرگونه تحریک ضربه میرا شده و با حالت بدون وجود جاذب دینامیکی فعال مقایسه شده است. همچنین در این پژوهش، با افزایش میزان ولتاژ ورودی به تقویت‌کننده نتایج میراشده‌ی ضربه اعمالی به انتهای ابزار داخل‌تراش ارائه و طیف فرکانسی برای پیش‌بینی کیفی میرایی بررسی شده است.

کلیدواژه‌ها جاذب دینامیکی فعال، تحریک ضربه، فرآیند داخل تراشی، روش پسخور سرعت

۱- مقدمه

ارتعاشات ابزار در هر دوره از تراشکاری موجب به ایجاد موج بر روی سطوح قطعات تراشکاری شده که با عبور ابزار بر روی این سطوح، پدیده لرزه رخ می‌دهد^[1]. احتمال وقوع لرزه در مودهای اصلی ابزار، مودهای ارتعاشی تکیه‌گاه قطعه‌کار و ابزار و همچنین اسپیندل بیشتر است. علت اصلی وجود ناپایداری در فرآیند داخل تراشی که دارای ابزارهایی با نسبت طول به قطر بالا هستند، کاهش شدید سختی دینامیکی در ابزار داخل تراش است^[2]. شیکرها که یک سیستم‌های ارتعاشی تجاری محسوب می‌شوند، معمولاً به منظور جابجایی از یک مجموعه سیم پیچ الکترومغناطیسی استفاده می‌کنند. لیتوایر^[3] از یک سابووفر (subwoofer) که دارای سیم پیچ الکترومغناطیس بوده، استفاده کرده است. ارتعاشات این سیستم توسط حسگر شتاب متصل بر روی سابووفر، در فرکانس‌های مختلف اندازه‌گیری شده و برداشت انرژی سیستم نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

زائه و همکاران^[4] به کمک میراگر ارتعاشی فعال اکثر مودهای نرم ماشین فرز را میرا نموده و همچنین این سیستم به کمک کنترلر پسخور سرعت مستقیم کنترل شده است. در نتیجه، آزمون‌های فرزکاری در این مقاله نشانگر نرخ برداشت ماده در ارتعاشات لرزه بوده که باعث افزایش ۵۰ الی ۶۰ درصدی سختی دینامیکی است. استفاده از کنترل تطبیقی به منظور میرا نمودن ارتعاشات لرزه در عملیات داخل تراش از کارهای ارائه شده توسط فلاح و معتکف^[5] است. بدین منظور از الگوریتم کنترل‌کننده (FxNLMS) استفاده شده که این کنترلر تطبیقی، ارتعاشات لرزه را تا ۷۰ دسی‌بل کاهش داده است. همچنین یک قطعه با آلیاژی از آلومینیوم (T6-6063) سوراخکاری شده است. از دیگر کارهای ایشان ارائه یک مدل دینامیکی ابزار داخل تراش مجهز به عملگر الکترومغناطیس بوده که این مدل به کمک روش شناسایی سیستم بدست آمده است. مدل دینامیکی حاصل شده از این روش، قادر به تخمین مسیر پیشرو به تحریک ورودی چیرپ (chirp) با دقت ۸۸ درصد است. همچنین مدل دینامیکی عملگر الکترومغناطیسی می‌تواند سیگنال نیروی دینامیکی عملگر را با دقت بسیار مناسب ۸۵ درصد تخمین بزند.

پیاده سازی کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی (PID) غیر خطی برای بهبود عملکرد کنترل فعال ارتعاشات روی ابزار داخل تراش، پژوهشی است که توسط نعیمی و معتکف^[6] انجام گرفته است. بدین منظور، به کمک معیارهای عملکرد کنترلر توان کسری برای کنترلر غیر خطی بهینه شده و توان مصرفی نیز کاهش یافته است. در نهایت تمامی نتایج بر روی بستر آزمایش با روش کنترلر پسخور سرعت مستقیم مقایسه و صحت‌گذاری شده است.

گانگولی^[7] نیز از روش کنترل پسخور سرعت به منظور کنترل عملگر به صورت یک میراگر فعال جرمی بهره برداری کرده است.

از آنجاییکه نیروی ضربه تمامی فرکانس‌های یک سیستم مخصوصاً فرکانس ارتعاشات لرزه را تحریک می‌کند، در این پژوهش سعی شده ارتعاشات ناشی از تحریک ضربه به ابزار داخل تراش با کمک جاذب‌های دینامیکی فعال و تجهیزاتی کاملاً مقرون به صرفه کاهش یابد که بدین منظور از روش پسخور سرعت استفاده شده است.

۲- روش حل

تاکنون روش‌های کنترلی بسیار متنوعی برای افزایش پایداری در فرآیندهای ماشین‌کاری مورد استفاده قرار گرفته است. روش‌ها با انتخاب مناسب حسگر و عملگر، ارتعاشات ماشین‌کاری را به خوبی کنترل نموده که منجر به افزایش محدوده ماشین‌کاری پایدار شده است. با وجود تمامی تفاوت‌ها در نوع عملگر و ماشین‌های ابزار، مهم‌ترین و پر کاربردترین روش کنترلی مورد استفاده در کنترل ارتعاشات، روش کنترل پسخور سرعت است^[8].

از آنجاییکه که سیگنال سرعت لازمی میرا نمودن ارتعاشات است. بنابراین به منظور کاهش ارتعاشات ناشی از ضربه‌ی وارد به ابزار داخل تراش، لازم است نیرویی هم فاز با سیگنال سرعت اعمال گردد.

در این پژوهش سیگنال قابل دسترس شتاب بوده، برای تبدیل سیگنال شتاب به سرعت، انتگرال‌گیری از سیگنال شتاب یکی از روش‌هاست که پروسه‌ی آن زمانبر بوده و دقت کافی را ندارد. از آنجاییکه سیگنال سرعت دارای اختلاف فاز ۹۰ درجه نسبت به سیگنال شتاب بوده، انتقال ۹۰ درجه‌ای سیگنال شتاب در این پژوهش، سیگنالی مشابه سیگنال سرعت را ایجاد می‌کند.

در این پژوهش، با اعمال روش پسخور سرعت، نیروی اعمال شده از سمت عملگر دینامیکی فعال به ابزار داخل تراش را می‌توان به شرح زیر ارائه داد:

$$F_{act} = K_p * acc_{shift} \quad (1)$$

از آنجاییکه نیروی عملگر دینامیکی فعال ایجاد می‌کند در سیستم همفاز سیگنال سرعت بوده، بنابراین باعث کاهش ارتعاشات و میرا شدن نیروی تحریک اعمال شده به سیستم خواهد شد. با اعمال نیروی عملگر دینامیکی فعال در معادله حرکت می‌توان نوشت:

$$\ddot{x}_{n+1} = \frac{(F_{excitation} - F_{act}) - c * \dot{x}_n - k * x_n}{m} \quad (2)$$

همانطور که در رابطه (۲) مشهود است، نیروی عملگر از نیروی تحریک به سیستم کسر شده و این عمل منجر به بهبود در میرا شدن سیستم خواهد شد.

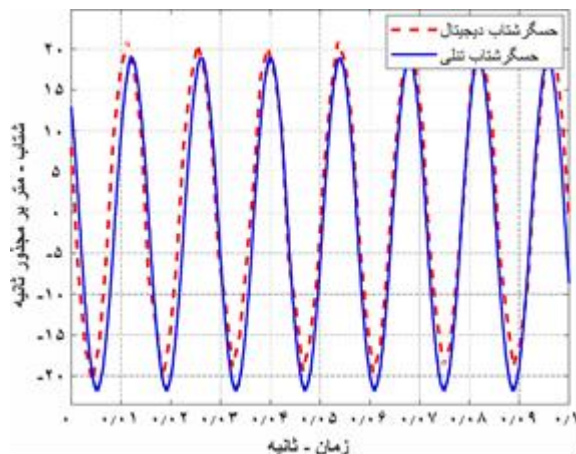
با اعمال ضربه به انتهای این سیستم ارتعاشات به صورت شکل ۳ میرا خواهد شد. این در حالیست که هیچگونه عملیاتی در کاهش ارتعاشات سیستم اعمال نشده و میرایی ابزار داخل تراش خود در کاهش این ارتعاشات دخیل بوده است.

به منظور کاهش ارتعاشات ناشی از ضربه اعمالی به سیستم مذکور، از روش پسخور سرعت استفاده می‌گردد. در این روش، داده‌های شتاب توسط حسگر شتاب دیجیتال به آردوینو دئو منتقل می‌شوند. متناسب با اختلاف فازهای موجود در کل اجزای الکترونیکی که به موجب آن اختلاف فاز کلی در سیستم ایجاد شده، در این بخش سعی در ایجاد اختلاف فازی به مقدار ۹۰ درجه بین سیگنال تولیدی و سیگنال وارد شده به جاذب دینامیکی فعال اعمال گردد.

از آنجاییکه هر سیگنال سینوسی شتاب با ۱۲ داده مدلسازی شده بنابراین بین هر داده با داده بعدی ۳۰ درجه فاصله است.

برای محاسبه اختلاف فاز بین دو سیگنال تولیدی و سیگنال نهایی، سیگنال تولیدی بعد از پایه دیجیتال به آنالوگ برد آردوینو و دریافتی از حسگر شتاب آنالوگ تئلی سیستم با هم در اسکوپ مقایسه شده و ۱۰۰/۴۹۰ درجه می‌باشد. شکل ۴ اختلاف فاز بین این دو سیگنال را نمایش می‌دهد.

با جابجایی سیگنال شتاب به روش پسخور سرعت این سیستم به صورت ۳۰ و ۶۰ درجه جلوتر نیز قابلیت میرایی داشته است. اگرچه با انتقال سیگنال از ۶۰ تا ۲۷۰ درجه، پدیده‌ی تشدید رخ می‌دهد. بدلیل اختلاف فازهای غیر قابل احتساب مانند جاذب دینامیکی فعال و محاسبات برد آردوینو دئو، با اعمال روش سعی و خطا، مناسب‌ترین مقدار انتقال سیگنال شتاب، ۳۰ درجه در سیستم بوده است.



شکل ۴ (۱) مقایسه نمودارهای دو حسگر شتاب متصل بر روی ابزار داخل تراش با اعمال تحریک سینوسی

۳- تفسیر

در این آزمون، ابزار داخل تراش با طول ۷۲۰ میلی‌متر به عنوان بستر آزمون انتخاب شده است. لازمه‌ی انجام این آزمون، سیگنال سرعت است. اما از آنجاییکه حسگرهای سرعت بسیار گران قیمت بوده، در دسترس نبوده و همچنین دارای جرم زیادی می‌باشند که منجر به تغییر مشخصات سیستم شده، بنابراین در این پژوهش حسگرهای شتاب جایگزین حسگرهای سرعت شده‌اند.

به منظور اندازه‌گیری ارتعاشات انتهای سر آزاد ابزار داخل تراش دو حسگر شتاب بر روی آن تعبیه شده است. حسگر اول آنالوگ بوده و ساخت شرکت تئلی با پهنای باند ۱۰ کیلوهرتز است که از آن جهت بررسی صحت عملکرد حسگر شتاب دوم استفاده می‌شود. برای مشاهده و داده‌برداری از این حسگر شتاب از کارت ادونتک (Advantek1711U) استفاده شده است. حسگر دوم یک حسگر شتاب سه محوره دیجیتال ارزان قیمت (ADXL345) بوده که قابلیت اندازه‌گیری تا پهنای باند ۱۶۰۰ هرتز را داراست. شکل ۱ مقایسه دو حسگر شتاب درحالیکه تحریک سینوسی به ابزار داخل تراش اعمال شده را نمایش می‌دهد.

همانطور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، به کمک جاذب دینامیکی که در این‌جا همانند شیکر عمل کرده، تحریکی سینوسی به ابزار داخل تراش اعمال گشته و دامنه‌ی دو حسگر شتاب در فرکانس ۷۲/۲۷۰ هرتز که فرکانس طبیعی اول ابزار داخل تراش است، با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

این جاذب دینامیکی فعال در آزمایشگاه طراحی و ساخت به کمک رایانه طراحی و ساخته شده و دارای فنر، بوبین با مقاومت ۸ اهم و جرم بوده که اینرسی لازم برای میرا نمودن را فراهم آورد.

در این پژوهش، به منظور داده‌برداری و پردازش داده‌های دریافتی از حسگر شتاب دیجیتال، از برد آردوینو دئو (Due) استفاده شده که از ویژگی بارز این برد وجود پایه‌های دیجیتال به آنالوگ آن می‌باشد. همچنین در مسیر این سیگنال یک فیلتر پایین‌گذر که پیش تقویت‌کننده نیز بوده، تعبیه شده تا جابجایی میانگین (offset) سیگنال خروجی از آردوینو را حذف نماید.

همچنین به منظور افزایش دامنه سیگنال تولیدی توسط برد آردوینو دئو، از یک تقویت‌کننده ۴۲۰ وات استفاده شده تا توانایی به حرکت در آوردن جاذب دینامیکی فعال نصب شده بر روی ابزار داخل تراش را داشته باشد.

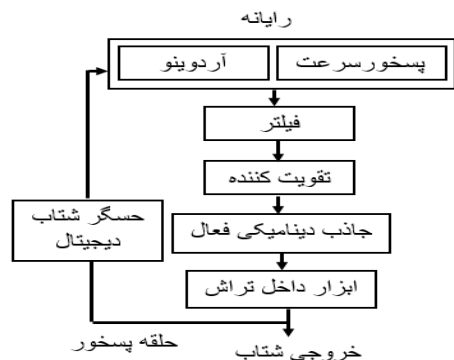
۴- تحلیل نتایج

تحریک‌های اعمالی به ابزار داخل تراش در این پژوهش، از نوع ضربه و هم‌راستا با جاذب دینامیکی فعال است. شکل ۲ نمایی از بستر آزمایش درحالیکه حسگرهای شتاب و جاذب دینامیکی فعال بر روی آن نصب شده را نمایش می‌دهد. همانطور که در شکل ۲ مشهود است، دو حسگر شتاب آنالوگ و دیجیتال، جابجایی در راستای x را خروجی می‌دهند.

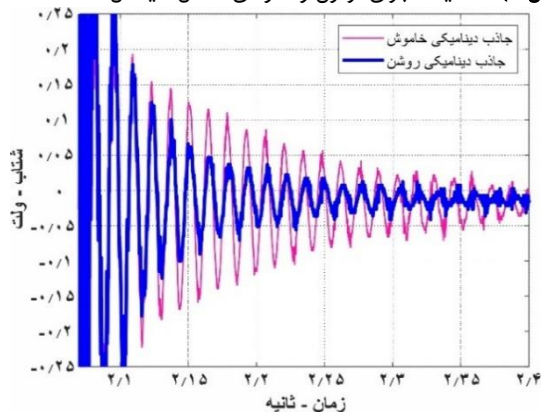
در حالت خاموش بودن جاذب دینامیکی در شرایطی که زمان نشست 0.025 ولت بوده 0.328 ثانیه است، اگرچه که با روشن بودن جاذب دینامیکی و ضریب $1/200$ این مقدار به 0.152 ثانیه کاهش یافته که نشان دهنده 39.2% بهبود در میرایی ارتعاشات است.

شکل ۷ نشان دهنده تغییر ضریب فیلتر از $1/2$ به $1/6$ ولت می باشد. مطابق شکل ۷ دو حالت خاموش و روشن بودن جاذب دینامیکی بررسی شده است. اگر چه که در این حالت 0.400 به دامنه ی قله تا قله ضریب ولتاژ اضافه شده است. با روشن بودن جاذب دینامیکی فعال در این حالت، مطابق با زمان نشست ذکر شده، ارتعاشات در 0.119 ثانیه با 64% بهبود در میرایی، سریع تر نسبت به حالت جاذب دینامیکی خاموش مشاهده شده که با 0.33 ثانیه اختلاف زمانی از حالت $1/200$ میرا شده است.

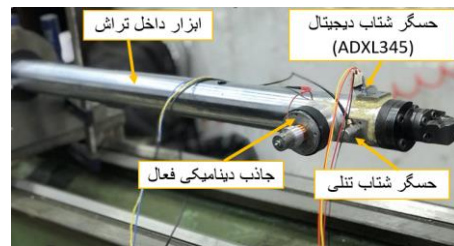
بنابراین می توان گفت، افزایش ولتاژ موجب کاهش زمان میرایی سیستم خواهد شد. هر چند که سیگنال ورودی به تقویت کننده ی سیگنال دارای محدودیت بوده و تا آستانه ی ولتاژی 2 ولت می توان به آن اعمال نمود.



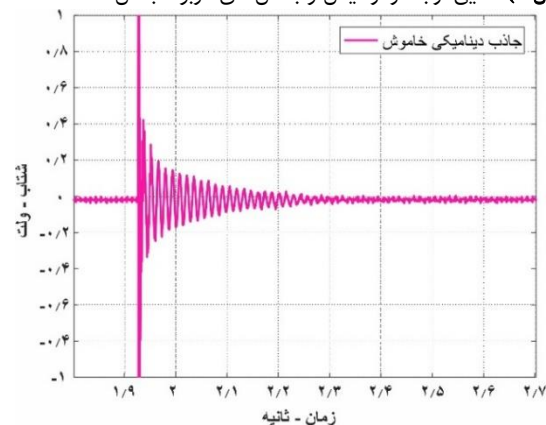
شکل ۵) شماتیک اجزای آزمون و نحوه ی انتقال سیگنال



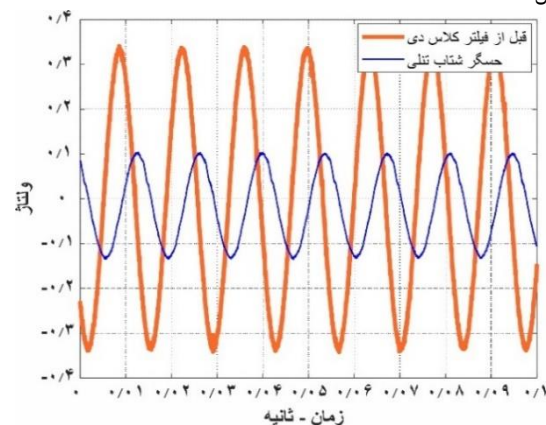
شکل ۶) مقایسه دو نمودار شتاب در حالت جاذب دینامیکی خاموش و روشن با ضریب $1/200$



شکل ۲) نمایی از بستر آزمایش و بخش های مربوط به آن



شکل ۳) نمودار ارتعاشات میراشده ضربه بدون وجود جاذب دینامیکی فعال



شکل ۴) نمایش اختلاف فازهای بین دو سیگنال بعد از آردینو و حسگر شتاب تنلی

شکل ۵ نحوه ی عملکرد اجزا موجود در این آزمون را نمایش می دهد. همانطور که در شکل ۵ نمایش داده شده است، سیگنال پس از اعمال تغییرات پسخور سرعت توسط برد آردینو به برد فیلتر منتقل می شود. بر روی برد پیش تقویت کننده و فیلتر موجود در اجزای الکترونیکی دو پیچ تنظیم جهت تغییر میزان فیلتر نمودن و ضریب دهی به سیگنال خروجی از آن وجود داشته، توسط این برد فیلتر هیچ سیگنالی فیلتر نشده و فقط با دو شرایط ضریب $1/200$ و $1/600$ ولت به صورت قله تا قله بررسی شده است.

شکل ۶ به بررسی دو حالت از میرایی ضربه پرداخته شده است. در ابتدا جاذب دینامیکی در کاهش ارتعاشات هیچ دخالتی نداشته اگرچه که در حالت دوم جاذب دینامیکی فعال با ضریب $1/200$ موجب به کاهش ارتعاشات ناشی از اعمال تحریک به سیستم شده است. همانطور که در شکل ۶ مشهود است، ارتعاشات سیستم

فرکانسی نیز از $4/0765 \times 10^{-3}$ به $2/411 \times 10^{-3}$ در فرکانس $70/720$ هرتز کاهش می‌یابد.

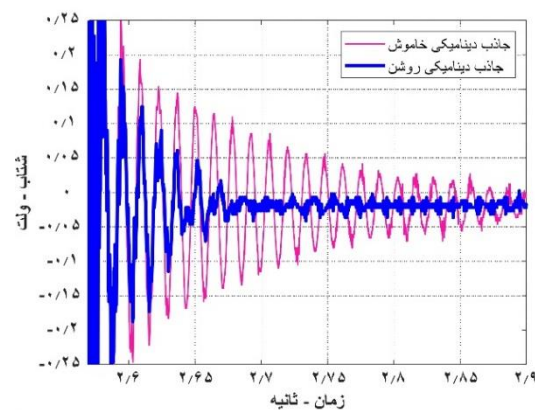
۵- نتیجه گیری

هدف از انجام این پژوهش، بررسی ارتعاشات ابزار داخل تراش با استفاده از تحریک ضربه به انتهای این سیستم است. با توجه به گران قیمت بودن حسگرهای سرعت نسبت به حسگرهای شتاب و سنگین بودن آن‌ها که باعث تغییر در مشخصات سیستم شده در این آزمون، حسگرهای شتاب برتری داده شده و از آن‌ها استفاده شده است. برای تبدیل سیگنال شتاب به سرعت روش‌های انتگرال‌گیری بسیار پروسه‌ای زمان بر بوده بنابراین از روش پسخور سرعت بهره‌گیری شده و سیگنال شتاب دریافتی به کمک برد آردوینو دئو به مقدار ۹۰ درجه انتقال پیدا کرده است. با تغییر ضریب دامنه ولتاژی در دو حالت $1/200$ و $1/600$ ولت با سیگنال ضربه بدون وجود جاذب دینامیکی فعال مقایسه شده است. نتایج این تغییرات ولتاژی نشان‌دهنده این مسئله بوده که با افزایش ضریب ولتاژی، ارتعاشات ناشی از نیروی ضربه در زمان نشست $0/025$ ثانیه با ضریب $1/200$ ولت پس از گذر $0/152$ ثانیه میراشده و نشان دهنده کاهش $39/2\%$ ارتعاشات است. هرچند که با ضریب فیلتر $1/600$ ولت $0/033$ ثانیه سریع‌تر به زمان نشست مورد نظر رسیده است و این مقدار کاهش ارتعاشات نسبت به حالت خاموش به 76% شده است.

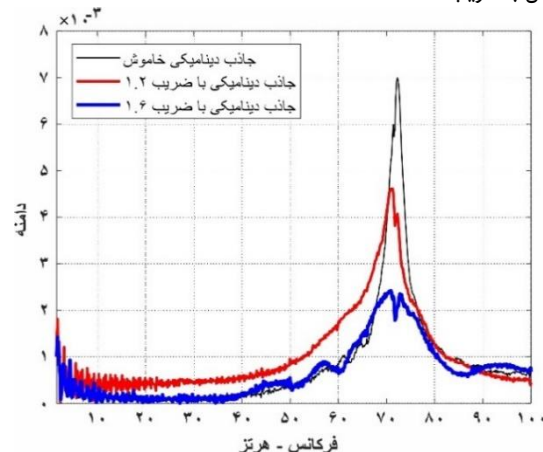
همچنین طیف فرکانسی ابزار داخل تراش که فرکانس طبیعی اول $72/270$ هرتز را نمایش داده در حالات روشن و خاموش بودن جاذب دینامیکی فعال بررسی گشته و با افزایش ولتاژ دامنه آن کاهش می‌یابد.

فهرست علائم

نیروی اعمال شده از سمت عملگر دینامیکی فعال به ابزار داخل تراش (N)	F_{act}
نیروی تحریک اعمال شده به ابزار داخل تراش (N)	$F_{excitation}$
شتاب دریافت شده از حسگر شتاب دیجیتال با اعمال اختلاف فاز (m/s^2)	acc_{shift}
شتاب ابزار داخل تراش (m/s^2)	$\ddot{x}$
سرعت ابزار داخل تراش (m/s)	$\dot{x}$
جابجایی ابزار داخل تراش (m)	x
جرم ابزار داخل تراش (kg)	M
سختی ابزار داخل تراش (N/m)	K
میرایی ابزار داخل تراش (N.s/m)	C
ضریب برد پیش تقویت کننده و فیلتر و برد تقویت کننده سیگنال زیرنویس‌ها	K_p
عملگر دینامیکی فعال	Act
اختلاف فاز داده شده	$Shift$
تحریک اعمال شده به ابزار داخل تراش	$Excitation$
ضرب شده	P
شمارنده	N



شکل ۷) مقایسه دو نمودار شتاب در حالت جاذب دینامیکی خاموش و روشن با ضریب $1/600$



شکل ۸) مقایسه طیف‌های فرکانسی در سه حالت جاذب دینامیکی خاموش و روشن با ضریب ولتاژی $1/200$ و $1/600$ ولت

جدول ۱) نتایج حاصل از طیف‌های فرکانسی

شرایط آزمایش	دامنه	فرکانس (هرتز)
خاموش بودن جاذب دینامیکی	$0/006999$	$72/27$
روشن بودن جاذب دینامیکی با ضریب 1.2 ولت	$0/004565$	$70/72$
روشن بودن جاذب دینامیکی با ضریب 1.6 ولت	$0/002411$	$70/72$

طیف‌های فرکانسی برای سه حالت جاذب دینامیکی خاموش، جاذب دینامیکی روشن با ضریب $1/200$ و ضریب $1/600$ ولت در شکل ۸ و جدول ۱ ارائه شده است. همانطور که در شکل ۸ نشان داده شده است، هرچه دامنه‌ی طیف فرکانسی کمتر باشد ارتعاشات با سرعت بیشتری به زمان نشست خود می‌رسد. بنابراین می‌توان از آن به عنوان معیاری برای مقایسه‌ی سیگنال‌های شتاب ناشی از تحریک ضربه نیز استفاده نمود.

همانطور که در جدول ۱ مشهود است، فرکانس طبیعی اول ابزار داخل تراش $72/270$ هرتز بوده و بیشترین دامنه مختص حالت خاموش جاذب دینامیکی با $6/999 \times 10^{-3}$ است. به ترتیب با افزایش ضریب ولتاژ اعمالی از $1/200$ به $1/600$ ولت دامنه‌ی طیف

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

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

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

مراجع

- 1- Altintas Y, Weck Y. Chatter stability of metal cutting and grinding. *Manufacturing Technology*. 2004; 619-642-53.
- 2- Quintana G, Ciurana J. Chatter in machining process: A review. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2011; 351:363-76.
- 3- Litwhiler DH. A Custom Vibration Test Fixture Using a Subwoofer. *Proceedings of the IAJC-ASEE International Conference*, 2011.
- 4- Zaeh MF, Kleinwort R, Fagerer P, Altintas Y. Automatic tuning of active vibration control systems using inertial actuators. *Manufacturing Technology*. 2017.
- 5- Fallah M, Moetakef-Imani B. Identification of Dynamic Model for an Active Boring Bar. *Modares Mechanical Engineering*. 2019; 1917:1928-19.
- 6- Naeemi-Amini P, Moetakef-Imani B. Improving Active Vibration Control Performance in Machining Using Nonlinear Fractional PID Controller. *Modares Mechanical Engineering*. 2019; 281:291-19.
- 7- Ganguli A. Chatter reduction through active vibration damping [Dissertation]. Brussels: Université Libre De Bruxelles. 2005.
- 8- Naeemi-Amini P, Moetakef-Imani B. High-performance controller design and evaluation for active vibration control in boring. *Scientia Iranica*. 2018.