

آنالیز پایداری دینامیکی ماشین سنگ گردساب تحت ارتعاشات خود تحریک لرزه

مهران محبوبخواه*

دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، ایران

رامین برزگر

کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، ایران

میرمحمد اتفاق

دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، ایران

چکیده

از مهمترین اهداف پرداخت کاری بخصوص عملیات سنگ‌زنی دستیابی به دقت و صافی سطح بهتر قطعات نهایی می‌باشد. لرزه در ماشینکاری، پدیده ارتعاشی است که مانع از رسیدن به این دو هدف در سنگ‌زنی می‌شود. در این مقاله از دیدگاه تئوری و عملی به بررسی تحلیل پایداری دینامیکی ماشین سنگ‌گردساب که نقش اساسی در دقت و صافی سطح ماشینکاری دارد، پرداخته شده است. برای این منظور تحلیل مودال دستگاه سنگ گردساب برای به دست آوردن فرکانسهای طبیعی، شکل مدها در محدوده فرکانسهای بحرانی هم با استفاده از نرم‌افزار ANSYS و هم به صورت تجربی با استفاده از تجهیزات سخت‌افزاری لازم و نرم‌افزارهای مربوطه انجام شده و نتایج آنها با هم مقایسه شده است. سپس مدل دینامیکی ماشین سنگ‌گردساب با مدل‌سازی هندسی پدیده سنگ‌زنی، پیشنهاد شده و دیاگرام پایداری جهت به دست آوردن مناطق پایدار و ناپایدار سنگ‌زنی که در آن کیفیت سطح و دقت ماشینکاری متفاوت است انجام شده است. در نهایت با انجام آزمایش تجربی، میزان ارتعاشات بوجود آمده در نواحی پایدار و ناپایدار دیاگرام مربوط به دستگاه، اندازه‌گیری و صحت دیاگرام به دست آمده در این مقاله تأیید شده است.

کلمات کلیدی: لرزه، تحلیل مودال، سنگ گردساب، دیاگرام پایداری.

Dynamic Stability Analysis of Cylindrical Grinding Machine under Self Excited Chatter Vibration

M. Mahboubkhah

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

R. Barzegar

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. M. Etefagh

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

Dimensional accuracy and good surface finish in workpieces are the most important targets of finishing operations, such as grinding machining. The chatter in machining operation is one of drawbacks that restricts the quality of surface finish as well as accuracy. In this paper, dynamic stability analysis of the cylindrical grinding machine was conducted using theoretical and experimental modeling. For this purpose, modal analysis of the cylindrical grinding machine tool was performed to obtain natural frequencies and mode shapes of the machine in its frequency range using Ansys software as well as experimental method by appropriate hardware and software. Subsequently, their results were compared with together. Then, the dynamic model of grinding machine through modeling of the cutting tool operation was proposed and consequently, the stability diagram of the machine tool, showing the safe and stable region of machining operations was obtained. At last, the chatter vibration was measured in both stable and unstable regions of proposed diagram and accuracy of the stability diagram was verified.

Keywords: Chatter, Modal Analysis, Cylindrical Grinding Machine, Stability Diagram.

۱- مقدمه

سطح موجدار مرحله قبل هم‌فاز نباشد، ضخامت براده متغیر شده و نیروی برشی متغیری ایجاد خواهد شد. تغییر نیروی برشی، باعث تغییر در انرژی ورودی به سیستم ابزار و قطعه‌کار شده و در صورتیکه سیستم ظرفیت تحمل این انرژی ورودی اضافی را نداشته باشد، شروع به ارتعاشات لرزه‌ای می‌کند. تحقیقات انجام شده در زمینه لرزه در حوزه بررسی تئوریک لرزه و شناسایی مرزهای پایداری فرایندهای ماشینکاری، آشکارسازی، جلوگیری و کنترل ارتعاشات لرزه دسته بندی می‌شود. از پیشگامان بحث تئوری لرزه توپایاس و فیش ویک [۱] می‌باشند. آنها تغییرات دینامیکی نیروی برش را به عنوان تابعی از تغییرات ضخامت براده و سرعت براده‌برداری ارائه دادند. اما ساده‌ترین تئوری برای نیروی برش در فرایندهای ماشینکاری توسط تلاستی [۲] پایه‌گذاری شده است. در تئوری آنها فرض شده است که جهت مولفه نیروهای برشی همواره ثابت است و تغییر در مولفه نیروی برشی تنها

امروزه ماشین‌ابزارهای تولید با هدف رسیدن به بالاترین میزان تولید و دقت ساخت، طراحی می‌شوند. در فرایندهای ماشینکاری این هدف می‌تواند به وسیله افزایش میزان براده‌برداری محقق شود. اما در سیستمهای ماشینکاری، عامل محدود کننده میزان براده‌برداری، تنها توان ماشین‌ابزار نبوده، بلکه پدیده دیگری تحت عنوان لرزه نیز در آن اثر گذار می‌باشد. لرزه نوعی ارتعاش خود تحریک است که با بزرگ شدن عرض برش و در سفتی دینامیکی خاصی از آن سیستم اتفاق می‌افتد. عامل ایجاد ارتعاشات لرزه، نیروهای با دامنه متغیر است که در زمان براده‌برداری ایجاد می‌شوند. این نیروها باعث ارتعاش ابزار و قطعه‌کار می‌شود، که در نتیجه آن سطح قطعه‌کار موجدار خواهد شد. در مرحله بعدی براده‌برداری، در صورتی که سطح موجدار ایجاد شده با

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mahboubkhah@tabrizu.ac.ir

تابعی از ارتعاشات در راستای عمود بر سطح برش می‌باشد. از آنجا که تعیین تجربی مرزهای پایداری پرهزینه می‌باشد، رویکرد اصلی در زمینه ترسیم دیاگرام‌های پایداری با تکنیکهای تحلیلی بوده است. دیاگرام پایداری مشخص کننده نواحی پایدار و ناپایدار عملکرد دستگاه، با انتخاب پارامترهای مختلف ماشینکاری می‌باشد. در بعضی از تحقیقات [۴ و ۳] تحلیل پدیده لرزه با توجه به سایش ابزار انجام یافته است. گاریتاناندا و همکارانش [۵] پدیده لرزه در فرآیند سنگ‌زنی را مورد بررسی قرار دادند. در تحقیق آنها، تحلیل پدیده لرزه بر اساس ناصافی سطح قطعه‌کار به دست آمده است. جهت به دست آوردن فرکانسهای طبیعی دستگاه از نرم‌افزار ANSYS استفاده شده است، که مدل‌سازی آنها بر اساس ابعاد فرضی و غیرواقعی بوده و هیچ آزمایش تجربی جهت بررسی صحت نتایج شبیه‌سازی توسط آنها، انجام نشده است. همچنین دیاگرام پایداری از طریق الگوریتم‌نویسی و به صورت تئوری به دست آمده است. لی و پایر [۶] در تحقیق خود روی مشخصات پایداری فرآیند سنگ‌زنی گردساب کار کرده‌اند. مدل دینامیکی در این تحقیق شامل عبارات تأخیر نیرویی می‌باشد. هدف این تحقیق، ترسیم دیاگرام پایداری جهت بررسی پدیده لرزه در سنگ زنی گردساب می‌باشد. در تحقیق آنها هم ناصافی سطح قطعه‌کار و هم ناصافی سطح چرخ سنگ‌زنی در نظر گرفته شده است. همچنین آنها از نیروی مماسی صرف‌نظر نموده و فقط نیروی عمودی را در نظر گرفته اند. آنها داده‌های لازم جهت ترسیم دیاگرام پایداری را از طریق الگوریتم‌نویسی و شبیه‌سازی به دست آوردند و برای اینکار از ابعاد فرضی و غیر واقعی استفاده نمودند و هیچ تست تجربی جهت بررسی داده‌های حاصل از شبیه‌سازی انجام ندادند. آنها همچنین دیاگرام پایداری ماشین سنگ‌زنی را برحسب سرعت دورانی چرخ‌سنگ و سرعت دورانی قطعه‌کار ترسیم نمودند. دیاگرام پایداری به دست آمده در کار آنها بیشتر در دستگاههای سنگ‌زنی CNC می‌تواند کاربرد داشته باشد و در دستگاههای سنگ‌زنی انیورسال چون سرعت دورانی چرخ سنگ ثابت بوده و تغییر سرعت آن توسط اپراتور نیاز به زمان زیاد دارد بنابراین در دستگاههای سنگ‌زنی انیورسال این نوع دیاگرام پایداری کاربرد چندانی نمی‌تواند داشته باشد. کابینی و همکارانش [۷] پدیده لرزه در فرآیند سنگ‌زنی گردساب را به صورت تئوری مورد بررسی قرار دادند. پایه و اساس این مدل بر مبنای تماس دینامیکی ابزار و قطعه‌کار می‌باشد. آنها از روش تجزیه و تحلیل طیفی استفاده نموده و بعد از نوشتن معادلات و حل آنها، با استفاده از برنامه کامپیوتری، دامنه ارتعاشات دستگاه را بر حسب زمان سنگ‌زنی برای سرعتهای مختلف قطعه‌کار ترسیم نمودند.

در اکثر تحقیقات قبلی که در این زمینه انجام شده، عمق برش در محل تماس ابزار و قطعه‌کار ثابت در نظر گرفته شده است که با توجه به توضیحات ارائه شده در مقدمه، در عمل به دلیل ناصاف بودن سطح قطعه‌کار، عمق برش در محل تماس ابزار و قطعه‌کار نمی‌تواند ثابت باشد و باید عمق برش لحظه‌ای در نظر گرفته شود، که در این تحقیق عمق برش در محل تماس بین ابزار و قطعه‌کار به صورت لحظه‌ای در نظر گرفته شده است. همچنین در بعضی از تحقیقات جهت به دست آوردن مناطق پایدار و ناپایدار در سنگ‌زنی از داده‌های شبیه‌سازی استفاده شده است، که شبیه‌سازی و نبود تست تجربی جهت تأیید صحت نتایج آن مسلماً خطاهایی را ببار می‌آورد.

گنزاس و همکارانش [۸] از روش تبدیل موج برای تحلیل پایداری دستگاه سنگ‌زنی گردساب استفاده کرده‌اند. برای این کار توسط وسیله اندازه‌گیری موج، موج‌های روی سطح قطعه‌کار را دریافت سپس به کمک یک حسگر جابجایی این امواج تبدیل به مقادیر دامنه شده است. سیگنالهای خروجی بعداً به حالت دیجیتال تبدیل شده و به محدوده فرکانس-زمان برده شده و در آنجا با تحلیل این امواج پدیده لرزه را پیش بینی کرده‌اند. استفاده از این روش برای تحلیل پدیده لرزه به دلیل اینکه سنسورها همواره باید روی دستگاه باشند مقرون به صرفه نمی‌باشد. از آنجا که مهمترین و موثرترین عامل در ایجاد پدیده لرزه، ناصافی سطح قطعه‌کار می‌باشد [۹]، در این تحقیق تحلیل پایداری ماشین سنگ گردساب بر اساس ناصافی سطح قطعه‌کار مورد بررسی قرار گرفته است. به همین منظور تحلیل مودال ماشین سنگ گردساب با استفاده از روش اجزاء محدود و آزمایش تجربی انجام شده و فرکانسهای طبیعی و شکل مدهای ارتعاشی متناظر با فرکانسها به دست آمده است. برای این منظور مدل ماشین سنگ در نرم‌افزار Catia تهیه شده و پس از انتقال به نرم‌افزار ANSYS، تحلیل مودال در این نرم‌افزار انجام شده است. سپس آزمایش تجربی آنالیز مودال روی ماشین سنگ انجام شده و با استفاده از Pulse Labshope & Me'scope، هندسی پدیده برش و مدل‌سازی دینامیکی ماشین سنگ گردساب و برنامه‌نویسی در محیط Matlab که از نتایج تجربی آنالیز مودال استفاده می‌نماید، نمودار پایداری دستگاه به دست آمده و پس از انجام تست‌های تجربی تکمیلی روی دستگاه، صحت نتایج نمودار پایداری تأیید شده است. در این تحقیق بعد از مقایسه داده‌های حاصل از آنالیز مودال در نرم‌افزار ANSYS و آنالیز مودال تجربی و تأیید صحت نزدیکی داده‌ها به یکدیگر، برای ترسیم نمودار پایداری از داده‌های آنالیز مودال تجربی استفاده شده است. در بعضی از تحقیقات برای بررسی پدیده لرزه از سنسورهایی روی دستگاه استفاده شده است که این روش پرهزینه می‌باشد در صورتیکه در این تحقیق با استفاده از نمودار پایداری به دست آمده، می‌توان قبل از شروع عملیات سنگ‌زنی، پارامترهای سنگ‌زنی را طوری تنظیم کرد که علاوه بر داشتن بیشترین راندمان، عملیات سنگ‌زنی در محدود پایداری انجام شود. به این وسیله، نتایج این تحقیق، قادر خواهد بود که با استفاده از منحنی‌های پایداری، محدوده‌ای از شرایط برش را مشخص نماید که ضمن حفظ پایداری سیستم در مقابل پدیده لرزه، نرخ براده‌برداری و در نتیجه راندمان تولید ماکزیمم باشد.

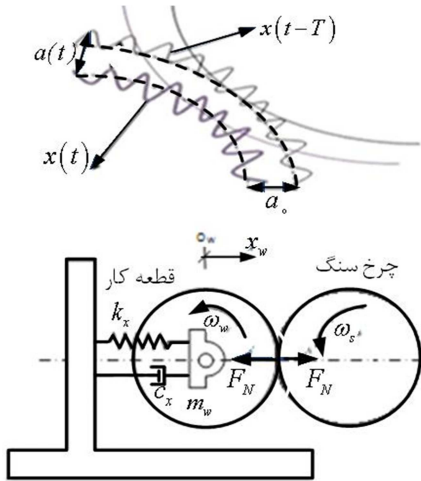
۲- مدل‌سازی سنگ‌زنی با دستگاه گردساب

عوامل ایجاد پدیده لرزه در فرایند سنگ‌زنی ناصافی سطح قطعه‌کار، ناصافی سطح چرخ سنگ، تغییر شکل الاستیک چرخ سنگ و تداخل هندسی بین قطعه‌کار و چرخ سنگ می‌باشد. بطوریکه در شکل ۱ نشان داده شده، مهمترین و موثرترین عامل لرزه، ناصافی سطح قطعه کار می‌باشد [۹]. با توجه به شکل ۱ مشخص می‌شود که ناصافی سطح قطعه‌کار باعث می‌شود که دامنه ارتعاش در لحظات اولیه سنگ‌زنی افزایش قابل توجهی داشته باشد، اما تأثیر ناصافی سطح چرخ سنگ به مراتب کمتر از تأثیر ناصافی قطعه‌کار می‌باشد.

T زمان یک دور کامل قطعه کار و γ ضریب همپوشانی بوده که از رابطه ۴ به دست می‌آید و مقدار عددی آن برای سنگ‌زنی، عددی بین ۰ تا ۱ می‌باشد [۶].

$$\gamma = 1 - 2\pi \frac{V_f}{b\omega_w} \quad (4)$$

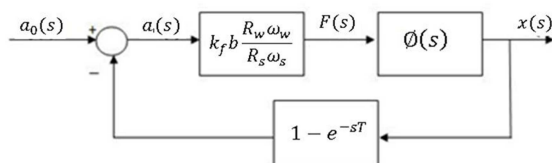
V_f سرعت خطی میز است که بعنوان سرعت خطی قطعه‌کار نیز به حساب می‌آید. اگر از روابط (۲) و (۳) تبدیل لاپلاس گرفته شوند و در رابطه (۱) جایگذاری و حل شوند، معادله ارتعاشی به دست آمده، به رابطه ۵ که تابع تبدیل بین ورودی سیستم (عمق برش اسمی) و خروجی سیستم می‌باشد، منجر می‌شود.



شکل ۲- مدل دینامیکی سنگ‌زنی در محل تماس ابزار و قطعه‌کار

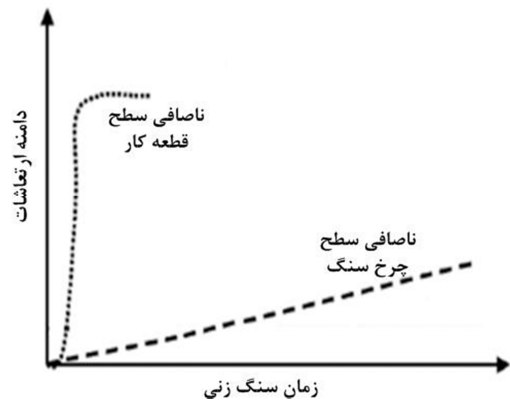
$$\frac{x(s)}{a_0(s)} = \frac{k_f b \frac{R_w \omega_w}{R_s \omega_s} \phi(s)}{1 + (1 - e^{-sT}) k_f b \frac{R_w \omega_w}{R_s \omega_s} \phi(s)} \quad (5)$$

در این رابطه $\phi(s)$ تابع تبدیل ارتعاش نسبی ابزار و قطعه‌کار بوده که بطور مستقیم از تحلیل مودال تجربی به دست خواهد آمد. پایداری ارتعاشات لرزش به صورت نمودار کنترلی در شکل ۳ نمایش داده شده است. ضخامت اسمی $a_0(s)$ ، ورودی سیستم و خروجی آن تابع نوسانات لحظه‌ای $x(s)$ می‌باشد.



شکل ۳- نمودار کنترلی ارتعاشات لرزه

بنابراین پایداری سیستم در مقابل ارتعاشات خود تحریک از نمودار کنترلی حلقه بسته رابطه (۵) به دست می‌آید. پایداری یک سیستم حلقه بسته توسط ریشه‌های معادله مشخصه آن تعیین می‌شود و اگر مولفه حقیقی ریشه معادله مشخصه در تبدیل لاپلاس منفی باشد، سیستم پایدار خواهد بود. ریشه‌های معادله مشخصه در مرز پایداری سیستم برابر $s = j\omega_c$ است که ω_c فرکانس زاویه‌ای لرزش می‌باشد، بنابراین:



شکل ۱- تأثیر ناصافی سطح قطعه‌کار و سطح چرخ سنگ روی ارتعاشات خود تحریک در سنگ‌زنی [۹]

در فرایند سنگ‌زنی اگر ابزار در جهت عمود بر محور قطعه‌کار در حال براده‌برداری باشد، ارتعاشات خمشی قطعه‌کار در اثر نیروی برشی سبب ایجاد یک سطح موجدار روی سطح مقطع آن خواهد شد و از آنجائیکه قطعه‌کار حرکت دورانی دارد، اگر موج ایجاد شده روی قطعه‌کار با موج ایجاد شده در مرحله قبلی هم فاز نباشد، مقدار عمق بار متغیر بوده و باعث ایجاد پدیده لرزه خواهد شد. همانطوریکه بیان شد مهمترین عامل در ایجاد پدیده لرزه در فرایند سنگ‌زنی ناصافی سطح قطعه‌کار می‌باشد. بنابراین در این تحقیق نیز از ناصافی سطح چرخ‌سنگ صرف‌نظر شده و تحلیل بر پایه ناصافی سطح قطعه‌کار انجام گرفته است. بر همین مبنا، اگر قطعه‌کار توسط یک مدل یک درجه آزادی با مشخصات نشان داده شده در شکل ۲ مدل شود، معادله ارتعاشی سیستم به فرم رابطه (۱) خواهد بود [۹].

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = F_N(t) \quad (1)$$

در این مدل $x(t)$ سطحی است که چرخ سنگ در حال سنگ‌زنی آن می‌باشد و $x(t-T)$ سطحی است که در مرحله قبلی، سنگ‌زنی شده است. همچنین در رابطه فوق m_x ، c_x و k_x به ترتیب جرم، ضریب دمپینگ و ضریب سفتی قطعه‌کار بوده که به عنوان پارامترهای مودال نامیده شده و به طور مستقیم از تحلیل مودال تجربی به دست خواهند آمد و $F_N(t)$ نیروی عمودی وارد بر قطعه‌کار بوده که از رابطه (۲) به دست می‌آید [۹]:

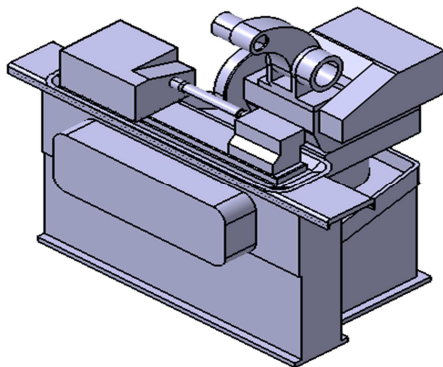
$$F_N(t) = k_f b \frac{R_w \omega_w}{R_s \omega_s} a(t) \quad (2)$$

که در آن، R_s و R_w به ترتیب شعاع چرخ سنگ و شعاع قطعه‌کار، ω_s و ω_w به ترتیب سرعت دورانی چرخ‌سنگ و قطعه‌کار، k_f انرژی ویژه تغییر شکل براده، b عرض چرخ‌سنگ در برش و $a(t)$ عمق برش می‌باشد. به دلیل ارتعاش در محل تماس ابزار و قطعه‌کار و به دلیل اختلاف فاز ایجاد شده، عمق برش در محل تماس بین ابزار و قطعه‌کار باید به صورت لحظه‌ای در نظر گرفته شود. عمق برش لحظه‌ای در محل تماس ابزار و قطعه‌کار، $a(t)$ به صورت رابطه (۳) نوشته می‌شود [۶].

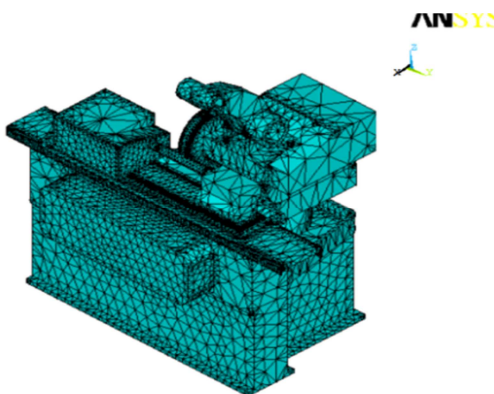
$$a(t) = a_0 + x(t) - \gamma x(t-T) \quad (3)$$

a_0 عمق برش اسمی، $x(t)$ مقدار جابجایی روی سطح در مرحله براده برداری فعلی، $x(t-T)$ مقدار جابجایی در مرحله براده‌برداری قبلی،

محدود، ترسیم یک مدل سه بعدی از سازه دستگاه سنگ گردساب با ابعاد واقعی بوسیله نرم افزار Catia استفاده شده است [۱۲] (شکل ۵). بعد از مدلسازی دستگاه سنگ با ابعاد واقعی، مدل مورد نظر جهت انجام تحلیل مودال به نرم افزار ANSYS انتقال داده شده است. پس از تعریف نوع المان به شکل SOLID 186، ضریب پواسون ۰/۲۹، مدول الاستیسیته ۲۰۷ GPa، چگالی ۷۸۰۰ Kg/m³ و انجام مش بندی، تحلیل مودال در نرم افزار ANSYS انجام شده و مقادیر فرکانسهای طبیعی و شکل مد ارتعاشی مربوط به هر فرکانس به دست آمده است. با استخراج فرکانسهای طبیعی و پاسخ فرکانسی سازه ماشین ابزار، داده های لازم جهت تحلیل ارتعاشات مدل تأمین می شود [۱۱]. شکل ۶ مدل مش زنی شده مورد نظر در نرم افزار ANSYS را نشان می دهد.



شکل ۵- مدل دستگاه سنگ گردساب در نرم افزار Catia



شکل ۶- مدل دستگاه سنگ گردساب در نرم افزار ANSYS

تشدید یا رزونانس در سازه هنگامی رخ می دهد که فرکانس طبیعی سازه با فرکانس نیروی تحریک برابر شود. محدوده فرکانسی نیروی ماشینکاری (نیروی تحریک) که به ماشین ابزار اعمال می شود، با توجه به پارامترهای برشی که مد نظر است در محدوده (۱۰۰۰-۰) هرتز می باشد. برای به دست آوردن فرکانسهای طبیعی و شکل مدهای ارتعاشی دستگاه سنگ و قطعه کار بسته شده به دستگاه، تحلیل مودال در نرم افزار ANSYS [۱۳] در سه حالت انجام شده است تا تأثیر هر یک از قسمتهای بدنه ماشین و قطعه کار به صورت مجزا قابل فهم باشد. مدل اول مربوط به بررسی کل سازه همراه با قطعه کار به صورت کاملاً انعطاف پذیر می باشد، در مدل دوم فقط سازه دستگاه بررسی و قطعه کار در نظر گرفته نمی شود، در مدل سوم بدنه صلب فرض شده و تنها

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T})k_f b \frac{R_w \omega_w}{R_s \omega_s} \phi(j\omega_c) = 0 \quad (6)$$

در رابطه (۶) b عرض برش و پارامتر متغیری است که به فرآیند ماشینکاری وابسته می باشد و هدف، تعیین مقادیری از عرض برش است که سیستم را در مرز پایداری قرار دهد و عرض برش بحرانی، b_{lim} که از این رابطه به دست می آید مرز پایداری را مشخص می کند. از طرفی، تابع تبدیل به صورت مختلط می باشد و به صورت رابطه (۷) بیان می شود.

$$\phi(j\omega_c) = G(\omega_c) + jH(\omega_c) \quad (7)$$

که در آن $G(\omega_c)$ قسمت حقیقی و $H(\omega_c)$ قسمت موهومی تابع تبدیل می باشد. پس از حل معادله ارتعاشی، عرض برش بحرانی بر اساس مکانیزم تولید موج در فرآیند سنگ زنی گردساب از رابطه زیر به دست می آید [۹].

$$b_{lim} = \frac{-R_s \omega_s}{2k_f R_w \omega_w G(\omega_c)} \quad (8)$$

رابطه (۸) بیانگر حداکثر عرض برش است که می تواند بدون ارتعاشات لرزه ای وجود داشته باشد. بدلیل اینکه عرض برش از جنس کمیت طول بوده و طول منفی مفهوم فیزیکی ندارد و تمام پارامترها بجز $G(\omega_c)$ مثبت می باشند، بنابراین معادله فوق تنها به ازای مقادیر منفی قسمت حقیقی تابع تبدیل، عرض ناپایدار را نشان می دهد.

۳- تحلیل مودال دستگاه سنگ گردساب

در این تحقیق یک نمونه دستگاه سنگ گردساب مدل KU250 بعنوان نمونه، برای انجام تست های ارتعاشی مورد استفاده قرار گرفته است و تحلیل مودال با استفاده از روش اجزاء محدود و روش تجربی انجام شده است. (شکل ۴).



شکل ۴- ماشین سنگ گرد ساب نوع KU250

۳-۱- تحلیل مودال توسط نرم افزار ANSYS

جهت به دست آوردن و تخمین حدود فرکانسهای طبیعی و شکل مدهای ارتعاشی دستگاه سنگ، قبل از انجام آزمایش تجربی از تحلیل اجزاء محدود توسط نرم افزار ANSYS استفاده شده است. از آنجاکه در تست مودال تجربی ممکن است شتابسنج در نقطه گره دستگاه گذاشته شود و تمام فرکانسهای بحرانی استخراج نشود، از این رو تحلیل اجزاء محدود از این حالت جلوگیری می کند. جهت تهیه مدل اجزاء

۶۹۴/۰۲	۲۹
۷۱۵/۴۱	۳۰
۷۸۲/۳۶	۳۱
۸۰۶/۳	۳۲
۸۵۰/۸۱	۳۳
۸۶۷/۱۱	۳۴
۹۱۲/۹۲	۳۵
۹۲۹/۹	۳۶
۹۶۸/۰۶	۳۷
۹۹۲/۲۶	۳۸

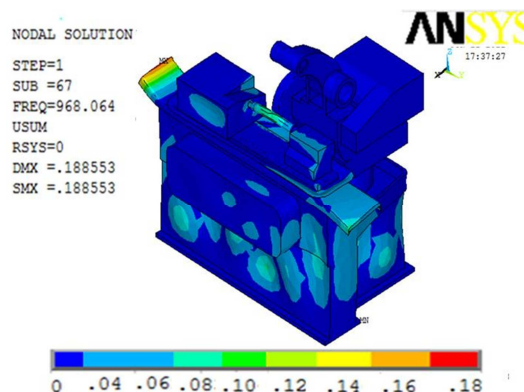
با توجه به جدول ۱ بعنوان مثال، مشاهده می‌شود که فرکانسهای طبیعی مدل شماره ۱ در مدهای ارتعاشی شماره‌های ۳ و ۷ با فرکانسهای طبیعی مدل شماره ۳ در مدهای ارتعاشی شماره‌های ۱ و ۲ متناظر هستند. بنابراین این مدها مربوط به ارتعاش قطعه‌کار بوده و ارتعاشات سازه ماشین‌ابزار در این مدها دخیل نمی‌باشند. هرچند با قابلیتی که نرم‌افزار ANSYS در نمایش شکل مدها دارد، تعیین فرکانسهای طبیعی هر یک از اجزاء به راحتی امکان‌پذیر می‌شود، از این‌رو فرکانسهای طبیعی مربوط به قطعه‌کار نصب شده روی کارگیر دستگاه سنگ به خوبی مشخص شده است.

۳-۲- تحلیل مودال تجربی

آزمایش مودال به منظور شناسایی پارامترهای سیستم مجهول، با اعمال ورودی مشخص به سیستم و اندازه‌گیری پاسخ آن انجام می‌شود. جهت به دست آوردن فرکانسهای طبیعی و تابع پاسخ فرکانسی، تحلیل مودال به صورت تجربی نیز روی دستگاه سنگ گردساب انجام شده است. در این آزمایش از شتاب‌سنج پیزوالکتریک (نوع: B&K, 4507) برای اندازه‌گیری شتاب و جابجایی و از چکش (نوع: B&K, 8202) برای اعمال نیروی تحریک و اندازه‌گیری آن استفاده شده است. در این آزمایش از دستگاه تحلیلگر فوری دو کاناله مدل B & K استفاده شده است. تنظیمات آنالیزوز به چهار قسمت تقسیم می‌شود که شامل بخش تنظیم اندازه‌گیری، بخش تنظیم صفحه نمایش، بخش تنظیم مکان نما و قسمت نمایش نمودار پاسخ فرکانسی می‌باشد. در بخش تنظیمات اندازه‌گیری، مواردی نظیر امکان انتخاب کانال اندازه‌گیری، تعیین کانال ارسال کننده سیگنال، شروع ضبط اطلاعات و تنظیم زمان تاخیر بین دو کانال هنگام شروع ضبط اطلاعات، تعداد دفعات تکرار آزمایش و نحوه میانگین‌گیری از داده‌ها، تعیین محدوده فرکانسی تحلیل و انتخاب توابع وزن اعمال شده به سیگنالهای ورودی و خروجی تنظیم می‌شوند. با تحریک دستگاه توسط چکش، داده‌ها توسط شتاب‌سنج که بر روی قطعه‌کار قرار داده شده است، توسط کابل‌هایی به کامپیوتر منتقل شده و ذخیره می‌شوند. در تصویر شکل ۸ تجهیزات مورد استفاده در تست آنالیز مودال دستگاه سنگ گردساب نشان داده شده است. آزمایش مودال بر روی قطعه‌کار فولادی به طول ۲۱۰ میلیمتر و به قطر ۲۷ میلیمتر انجام شده است. در این آزمایش قطعه‌کار به سه قسمت مساوی تقسیم شده و ضربه در نقطه ۲ (وسط قطعه‌کار) توسط چکش در جهت Z- وارد شده و با قرار دادن شتاب‌سنج در نقاط ۱، ۲ و ۳ در دو جهت Z و Y داده‌های پاسخ فرکانسی دریافت و در سیستم کامپیوتری ذخیره شده است که در

قطعه‌کار به صورت انعطاف‌پذیر تحلیل می‌شود. فرکانسهای طبیعی به دست آمده از تحلیلها در جدول ۱ نشان داده شده‌اند.

به عنوان مثال در شکل ۷، شکل مد ارتعاشی ماشین‌ابزار در فرکانس ۹۶۸/۰۶ هرتز که با تحلیل مودال در نرم‌افزار ANSYS به دست آمده و این مد مربوط به قطعه‌کار می‌باشد، نشان داده شده است.



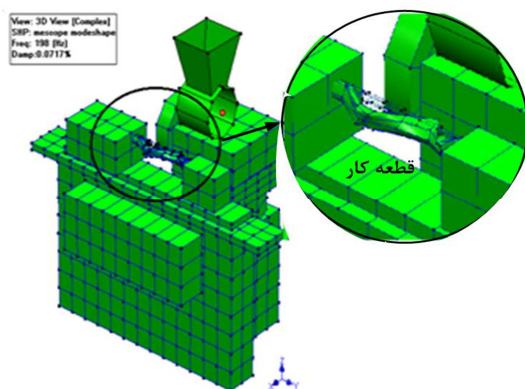
شکل ۷- مد ارتعاشی فرکانس ۹۶۸/۰۶ هرتز با آنالیز مودال در نرم‌افزار ANSYS

جدول ۱- فرکانسهای طبیعی حاصل از تحلیل مودال در ANSYS (Hz)

مد ارتعاشی	مدل ۱	مدل ۲	مدل ۳
۱	۳۳/۹۷	۳۴/۷۲	۱۰۶/۶۸
۲	۴۱/۶۴	۴۲/۰۶۳	۲۰۲/۰۳
۳	۱۰۵/۷۶	۱۱۸/۷۷	۲۹۳/۹۱
۴	۱۱۷/۲۳	۱۴۰/۳۹	۳۵۳/۸۸
۵	۱۳۶/۰۶	۱۶۷/۳۶	۵۶۹/۸۸
۶	۱۶۵/۹۸	۲۴۵/۸۵	۶۱۲/۹۰
۷	۲۰۱/۳۵	۲۷۹/۳۶	۶۳۴/۲۷
۸	۲۴۷/۹	۳۱۹/۲۶	۷۶۶/۵۷
۹	۲۷۸/۱۴	۳۸۲/۶۶	۸۰۶/۴۷
۱۰	۳۲۰/۲۴	۳۹۴/۵۸	۸۳۳/۷۹
۱۱	۳۶۱/۳	۴۵۴/۸۸	۸۶۹/۲۹
۱۲	۳۸۲/۶۶	۴۷۸/۹۹	۹۱۰/۵۸
۱۳	۳۹۰/۳	۵۲۳/۷۳	۹۱۷/۱۲
۱۴	۴۲۶/۱	۵۵۳/۸۶	۹۳۶/۵۷
۱۵	۴۵۹/۴۵	۵۶۱/۲۵	
۱۶	۴۷۶/۳۸	۵۷۹/۶۹	
۱۷	۴۹۵/۶۱	۵۹۸/۸۳	
۱۸	۵۲۳/۹۹	۶۲۰/۵۸	
۱۹	۵۴۴/۰۷	۶۴۳/۷۲	
۲۰	۵۵۷/۳۸	۶۷۳/۹۳	
۲۱	۵۶۰/۱۳	۷۱۵/۵۱	
۲۲	۵۶۸/۹۸	۷۸۲/۴۲	
۲۳	۵۸۰/۲	۸۰۸/۴۱	
۲۴	۵۹۰/۵	۸۵۰/۹۴	
۲۵	۶۱۹/۵	۶۱۹/۵	
۲۶	۶۴۱/۵۲	۹۰۹/۹۹	
۲۷	۶۷۰/۷۴	۹۶۷/۵۰	
۲۸	۶۸۷/۰۴	۹۹۱/۳۶	

جدول ۲-فرکانسهای طبیعی حاصل از آنالیز مودال در ME'scope

شماره	فرکانس طبیعی (Hz)	مدار تعاشی
۱	۱۰۳	در جهت Z
۲	۱۹۸	در جهت X
۳	۲۸۶	در جهت Z
۴	۳۴۳	در جهت X
۵	۳۶۸	در جهت Z
۶	۴۲۱	در جهت X
۷	۴۸۴	در جهت Z
۸	۴۶۳	در جهت X
۹	۵۷۲	در جهت Z
۱۰	۶۰۵	در جهت X
۱۱	۷۰۱	در جهت Z
۱۲	۹۷۸	در جهت X



شکل ۱۰- شکل مدار تعاشی در فرکانس ۱۹۸ هرتز در ME'scope

۳-۴- مقایسه فرکانسهای طبیعی آنالیز مودال تجربی و ANSYS

جدول ۳ مقایسه فرکانسهای مدهای مشابه حاصل از آنالیز مودال تجربی در نرم افزار ME'scope و آنالیز مودال در نرم افزار ANSYS را نشان می دهد. بطوریکه مشاهده می شود، تفاوت کمی در جوابهای حاصل از روشهای تجربی و عددی وجود دارد.

جدول ۳- مقایسه فرکانس مدهای مشابه دستگاه

فرکانس تست مودال تجربی	فرکانس نرم افزار ANSYS	درصد خطا
۱۰۳	۱۰۵/۷	۲/۶
۱۹۸	۲۰۱/۳	۱/۷
۲۸۶	۲۷۸/۱	۲/۸
۳۶۸	۳۶۱/۳	۱/۹
۴۲۱	۴۲۶/۱	۱/۲
۵۷۲	۵۸۰/۲	۱/۶
۶۰۵	۶۱۹/۵	۲/۳
۷۰۱	۷۱۵/۴	۲/۱
۹۷۸	۹۶۸/۰۶	۱/۱

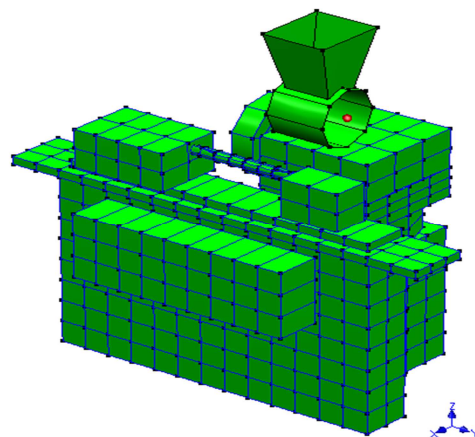
شکل ۸ مشاهده می شود. سپس شتاب سنج در همان نقطه ۱ و در جهت Y نصب شده و ضربه دوباره به همان نقطه ۲ و در جهت Z- وارد شده و تابع پاسخ فرکانسی این نقطه نیز در همان بازه فرکانسی (۰-۱۰۰۰) هرتز اندازه گیری می شود. نقاط ۲ و ۳ هم به همان صورت انجام عمل می شوند.



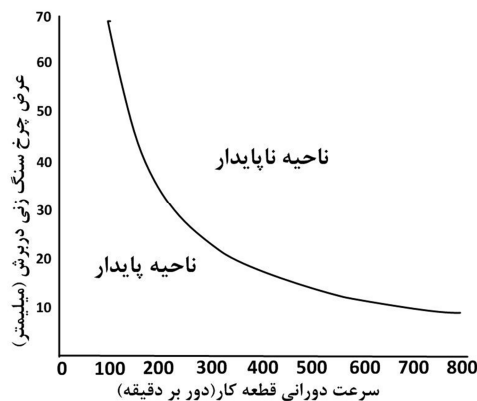
شکل ۸- آنالیز مودال تجربی قطعه کار و تجهیزات مورد استفاده

۳-۳- تحلیل داده های تست مودال تجربی

جهت استخراج فرکانسهای طبیعی، شکل مد مربوط به هر فرکانس و نمودارهای پاسخ فرکانسی از نرم افزار ME'scope استفاده شده است و با اعمال داده های آنالیز مودال تجربی با فرمت UFF، فرکانسهای طبیعی و شکل مد مربوط به هر فرکانس استخراج شده است. شکل ۹ مدل دستگاه سنگ گردساب در نرم افزار ME'scope و جدول ۲ فرکانسهای طبیعی به دست آمده از این نرم افزار را نشان می دهد. در این آزمایش تجربی شتاب سنج در جهت محوره های X و Z نصب شده و ضربه های چکش هم در همان جهات بر قطعه کار بر روی قطعه کار وارد شده است. در نهایت با وارد کردن تمامی این اطلاعات در نرم افزار ME'scope، شکل مدهای ارتعاشی قطعه کار به دست می آید. نمونه ای از مدهای ارتعاشی دستگاه که مربوط به قطعه کار بوده و در فرکانس ۱۹۸ هرتز در این نرم افزار به دست آمده در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۹- مدل دستگاه سنگ گردساب در محیط ME'scope



شکل ۱۲- دیاگرام پایداری ماشین سنگ حاصل از نتایج آنالیز مودال تجربی

تغییرات انجام شده در آزمایشها فقط مربوط به پارامتر ω_w ، سرعت دورانی قطعه‌کار با سرعتهای (۴۵، ۶۳، ۹۰، ۱۲۵، ۲۵۰، ۵۰۰، ۷۱۰ دور بر دقیقه) می‌باشد. در این آزمایشها با تغییر سرعت دورانی قطعه‌کار، سیگنالهای ارتعاشی برای هر سرعت دریافت و در سیستم کامپیوتری ذخیره شده است.

جدول ۴- پارامترهای تنظیمی در تست تجربی

پارامتر	V_t	ω_s	a_0	b	R_s	R_w
واحد	mm	Rev/min	μm	m	mm	mm
مقدار	۱۰۵۰	۲۹۲۰	۱۰	۰/۰۶	۰/۳۴	۰/۰۲۷

با انجام این آزمایش روی قطعه با استفاده از تجهیزات آزمایش مودال که در شکل ۸ نشان داده شده است، دامنه ارتعاش قطعه‌کار برای سرعتهای دورانی مختلف قطعه‌کار به دست آمده است (جدول ۵).

جدول ۵- دامنه ارتعاشات در سرعتهای مختلف دورانی قطعه‌کار

ω_w (rpm)	۴۵	۶۳	۹۰	۱۲۵	۲۵۰	۷۱۰
دامنه ارتعاش (μm)	۲	۲	۲	۳	۴	۱۲

همانطوریکه از جدول ۵ مشخص است، دامنه ارتعاش در سرعتهای دورانی ۴۵، ۶۳ و ۹۰ rpm قطعه‌کار و با عرض چرخ سنگ ثابت (۶۰ mm) تغییر چندانی نداشته است. ولی با افزایش سرعت دورانی قطعه‌کار دامنه ارتعاش نیز افزایش یافته است که این افزایش برای سرعت دورانی ۷۱۰-۲۵۰ rpm قطعه‌کار نرخ صعودی دارد. شکل ۱۳ مقایسه نمودار پایداری با نتایج تست تجربی را نشان می‌دهد. علامت $\times$ حالت بدون لرزه و علامت دایره حالت وجود لرزه را نشان می‌دهد و اندازه آن نیز اندازه دامنه ارتعاش را بیان می‌کند.

همچنین جهت به دست آوردن فرکانس طبیعی سازه مورد نظر حین کار، بعد از استخراج داده‌های آزمایش تجربی، از نرم‌افزار Pulse جهت تغییر فرمت داده‌های تجربی از pls به text استفاده شده است و با کدنویسی در نرم‌افزار Matlab، محدوده فرکانسهای بحرانی سازه به دست آمده است که در شکل ۱۴ یک نمونه از آن نشان داده شده است. با توجه به نتایج شکل ۱۱ انتظار می‌رفت که در حین سنگ‌زنی فرکانسهای بحرانی در محدوده فرکانسی ۲۰۰ Hz و ۶۰۰ Hz باشند، که نمودار به دست آمده در شکل ۱۴ صحت نتایج دیاگرام پایداری (شکل ۱۱) را تأیید می‌کند.

۴- استحصال دیاگرام پایداری ماشین سنگ گردساب

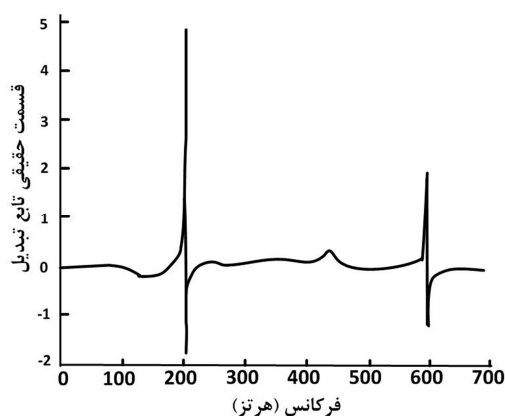
سیستم‌های کنترلی، زمانی پایدار محسوب می‌شوند که عاری از ارتعاش باشند. با توجه به رابطه تئوری نوشته شده در بخش ۲ این وضعیت زمانی بوجود می‌آید که رابطه زیر برقرار باشد.

$$b_{lim} = \frac{-R_s \omega_s}{2k_f R_w \omega_w G(\omega_c)} \quad (8)$$

با استفاده از رابطه ۸، مرز پایداری ماشین که مناطق عاری از ارتعاش و دارای ارتعاش را نشان می‌دهد، قابل تشخیص خواهد بود و نمودار پایداری از این طریق قابل ترسیم است. در واقع نمودار پایداری مرز بین منطقه پایدار و عاری از ارتعاش و منطقه ناپایدار ماشینکاری را مشخص می‌کند. با توجه به رابطه (۸) تعیین دیاگرام پایداری مستلزم داشتن توابع انتقال سیستم می‌باشد، که مستلزم انجام تست تجربی مودال می‌باشد. داده‌های به دست آمده از تست مودال تجربی شامل ۳ ستون می‌باشد که ستون اول داده‌های مربوط به قسمت حقیقی تابع تبدیل، ستون دوم داده‌های مربوط به قسمت موهومی تابع تبدیل و ستون سوم مربوط به فرکانس می‌باشد که با برنامه‌نویسی در نرم افزار Matlab می‌توان قسمت حقیقی تابع تبدیل بر حسب فرکانس را رسم نمود. نمودار قسمت حقیقی تابع تبدیل رسیپتانس نقطه ۲ در جهت Y بر حسب فرکانس در شکل ۱۱ نشان داده شده است. با توجه به این شکل، مدی که دارای بیشترین نوسان می‌باشد و بایستی در ترسیم نمودار پایداری مورد استفاده قرار گیرد در فرکانس ۲۰۲ هرتز مشاهده می‌شود. با استفاده از توابع تبدیل به دست آمده از آزمایش مودال تجربی، نمودار عرض برش بحرانی، b_{lim} بر حسب سرعت دورانی قطعه‌کار که به نمودار پایداری موسوم است، با استفاده از مدل دینامیکی ماشین سنگ و برنامه‌نویسی در محیط Matlab، به دست آمده است (شکل ۱۲).

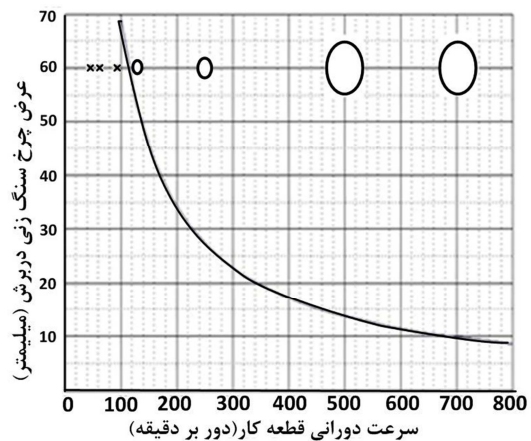
۵- آزمایش تجربی ارتعاش

پس از به دست آمدن دیاگرام پایداری ماشین سنگ و جهت تأیید صحت آن، چند نمونه آزمایش تجربی ارتعاش روی دستگاه سنگ گردساب بر روی همان قطعه‌کار با شرایطی که در جدول ۴ نشان داده شده، انجام شده است.

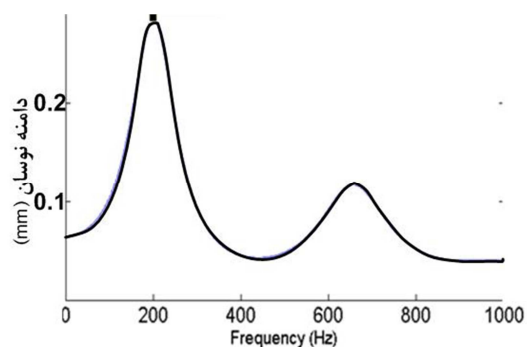


شکل ۱۱- نمودار قسمت حقیقی تابع تبدیل بر حسب فرکانس

- [2] Tlustý J., Poláček M., The stability of machine tool against self excited vibration machining, proceedings Int. in Prod. Eng. Pittsburg, 1963.
- [3] Baker J.R., Rouch K.E., Use of finite element structural models in analyzing machine tool chatter, Finite Elements in Analysis and Design 38, 029-1046, 2002.
- [4] Li X.Q., Wong Y.S., Nee A.Y.C., Tool wear and chatter detection using the coherence function of two crossed accelerations, International Journal of Machine Tools and Manufacture 37 (4), 425-435, 1997.
- [5] Garitaonandia I., Fernandes J., Albizur M.H. i, Herná'ndez J.M., Barrenetxea D., A new perspective on the stability study of centerless grinding process, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2009.
- [6] Liu ZH., Payre G., Stability analysis of doubly regenerative cylindrical grinding process, Journal of Sound and Vibration 301, 950-962, 2007.
- [7] Kabini S.K., Ikua B., W'Nyakoe G.N., Dynamic Modeling of Chatter Vibration in Cylindrical Plunge Grinding Process, Innovative Systems Design and Engineering, Vol 2, No 4, 2011.
- [8] Gonzalez B., Rubio O., Jauregui E., Herrera R., Chattering detection in cylindrical grinding processes using the wavelet transform, International Journal of Machine Tools & Manufacture 46, 1934-1938, 2006.
- [9] Inasaki I., Karpuschewski B. H., Lee S., Grinding Chatter - Origin and Suppression.
- [10] Drew, Mannan K.L., Ong M.A., Stone B.J., The measurement of forces in grinding in the presence of Vibration, International Journal of Machine Tools & Manufacture 41, 509-520, 2001.
- [11] Ewins D. J., Modal Testing: Practice and Application, Second Edition, Research studies press LTD, 2000.
- [12] CATIA Theory Manual
- [13] Ansys Documentations & Help V12.0 & V13.0.



شکل ۱۳- مقایسه نمودار پایداری با نتایج تست تجربی



شکل ۱۴- فرکانس بحرانی به دست آمده از تست تجربی

۶- نتیجه گیری

در این تحقیق دیاگرام پایداری ماشین سنگ گردساب مدل KU250 با استفاده از مدل سازی فرآیند برش در سنگ زنی و داده های حاصل از آزمایش تجربی به دست آمده است. با استفاده از دیاگرام پایداری، اپراتور دستگاه می تواند شرایطی از تنظیمات عملیات برش را که در آن ماشین سنگ دچار ارتعاشات لرزه خواهد شد را تشخیص و تنظیمات عملیات سنگ زنی را در نواحی بدون ارتعاش انجام دهد. برای این منظور ابتدا مدل سه بعدی از ماشین تهیه و در نرم افزار اجزاء محدود ANSYS تحلیل شده و فرکانسهای طبیعی دستگاه و قطعه کار مورد آزمایش به دست آمده است. با داشتن داده های حاصل از تحلیل اجزاء محدود و حدود فرکانسهای طبیعی، آزمایش تجربی مودال با دقت بیشتری روی سازه ماشین انجام شده و از این طریق داده های تجربی مورد نیاز معادلات مدل سازی عملیات برش که از آن دیاگرام پایداری به دست می آید استخراج و در نهایت دیاگرام پایداری ترسیم شده است. سپس جهت صحت گذاری بر دیاگرام پایداری به دست آمده، چندین آزمایش تجربی ارتعاشی روی قطعه کار انجام شده و دامنه ارتعاشات به دست آمده صحت دیاگرام پایداری دستگاه سنگ زنی مورد مطالعه را تأیید نموده است.

۷- مراجع

- [1] Tobias F., Fishwick W., Theory of regenerative machine tool chatter, The Engineer, Vol.205, London, p.199, 1958.