ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. Proceedings of 3rd Iranian National Conference on Advanced Machining and Machine Tools (CAMMT). 2023;23(10):113-118.

Enhancing the Performance of a CNC Machine Rail System with Suspension

ARTICLE INFO

Authors
Moradzadeh H[1*]
Farahani R[2]
Moradifard R[2]

[1] Department of Mechatronics, University of Arak, Arak, Iran.
[2] Department of Manufacturing, University of Arak, Arak, Iran.

*** Correspondence**
Address: Dr. Hassan Moradzadeh
hmoradzadeh@gmail.com

How to cite this article
Moradzadeh H, Farahani R, Moradifard R. Enhancing the Performance of a CNC Machine Rail System with Suspension. Proceedings of 3rd Iranian National Conference on Advanced Machining and Machine Tools (CAMMT). 2023;23(10):113-118.

ABSTRACT

In this research, an effort has been made to examine and evaluate the impactful forces on a simple and cost-effective rail system, which has been modified by the addition of a suspension system. The studied rails are part of a specialized machine designed for producing lightweight wooden components with a similar pattern. This mechanism comprises two shafts and four linear bearings, ensuring smooth and error-free sliding along the shafts. All loads and forces related to other perpendicular axes are concentrated on this rail system. Consequently, through the design and incorporation of a suspension system into this setup, the adverse effects of forces on the rails have been ameliorated and significantly reduced compared to the previous state. The influence of the suspension system on the axis has been assessed using MSC ADAMS software, with results demonstrating a substantial reduction in the range of oscillatory forces originating from machining operations on the shaft.

Keywords Suspension System, Specialized Machine

ماهنامه علمی مهندسی مکانیک مدرس، ویژه نامه مجموعه مقالات سومین کنفرانس ملی ماشین‌کاری و ماشین‌های ابزار پیشرفته
مهر ۱۴۰۲، دوره ۲۳، شماره ۱۰، صفحه ۱۱۳-۱۱۸

بهبود کارایی ریل یک ماشین کنترل عددی مخصوص با سیستم تعلیق

مشخصات مقاله

نویسنده‌ها
حسن مرادزاده[1*]
رضا فراهانی[2]
رهام مرادی‌فرد[2]

[1] دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک

*** نویسنده مسئول**
آدرس: دکتر حسن مرادزاده
hmoradzadeh@gmail.com

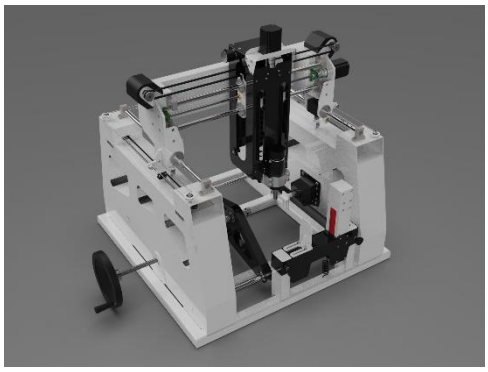
چکیده

در این تحقیق، تلاش شده است تا نیروهای موثر بر یک سامانه‌ی ریل‌گذاری ساده و اقتصادی را که با اضافه‌کردن یک سیستم تعلیق به آن اصلاح شده است، مورد بررسی و ارزیابی قرار گیرد. ریل‌های مورد مطالعه جزء اجزا یک ماشین مخصوص برای تولید قطعات سبک چوبی با الگوی مشابه می‌باشند. این مکانیزم از دو شفت و چهار بلبرینگ خطی تشکیل شده است که امکان لغزش بدون خطا در طول شفت را فراهم می‌آورد. تمام بارها و نیروهای مرتبط با محورهای عمودی دیگر بر روی این سیستم ریل‌گذاری تمرکز می‌یابند. بنابراین، با طراحی و اضافه کردن سیستم تعلیق به این مجموعه، تأثیر نیروهای نامطلوب بر روی ریل‌ها بهبود یافته و نسبت به قبل بهبود یافته است. اثر وجود سیستم تعلیق بر روی محور با استفاده از نرم‌افزار آدامز (MSC ADAMS) مورد ارزیابی قرار گرفت و نتایج نشان می‌دهند که دامنه‌ی نیروهای نوسانی ناشی از عملیات براده‌برداری روی شفت به شدت کاهش یافته است.

کلیدواژه‌ها متعادل کننده، ماشین مخصوص

۱- مقدمه

تولید قطعات چوبی با الگوی مشابه استفاده از ماشین مخصوص کنترل عددی را در یک مجموعه‌ی تولید مصنوعات چوبی موجه می‌سازد؛ از طرفی ماشین‌های مخصوص قیمت‌های تمام شده‌ی بالایی دارند؛ بنابراین تلاش برای طراحی ماشین‌های مقرون به صرفه‌ای که دقت‌های متوسط را پوشش دهند کمک خوبی به توسعه‌ی صنایع چوب و کارگاه‌های کوچک خواهند نمود. در این تحقیق طراحی یک مکانیزم ارزان‌قیمت برای استفاده به عنوان ریل ماشین سبک تولید مصنوعات چوبی مورد بررسی قرار گرفته است.



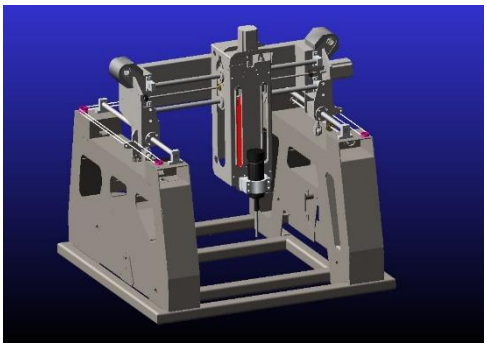
شکل ۱) تصویر نمای کلی دستگاه

استفاده از یک شفت ساده با سختی سطحی و پوشش کروم علی‌رغم ایجاد چالش‌هایی برای ساخت اتصالات و نصب آنها، می‌تواند جایگزینی ارزان‌تر نسبت به ریل و واگن باشد. هر چند که دقت و سهولت عملکرد یک مجموعه‌ی ریل و واگن به مراتب بالاتر از سیستم بلبرینگ خطی است، اما دقت‌های این نوع بلبرینگ‌ها براساس اطلاعات منتشر شده از سوی تولیدکنندگان از محدوده‌ی ۱ درجه تجاوز نمی‌کند که این مقدار برای تولید قطعات چوبی مناسب است و در صورتی که در طراحی مکانیزم از دو بلبرینگ که به کمک یه قطعه همراستا شده‌اند استفاده شود دقت بالاتری را نیز تامین خواهند کرد. دقت تولید قطعات چوبی در موضوع این تحقیق بین ۰/۴ تا ۰/۸ میلیمتر می‌باشد[1] که با توجه به بررسی طراحی سایر اجزاء دقت سیستم در تئوری حدود ۰/۰۰۵ میلیمتر تخمین زده شد.

در طراحی ریل‌ها به کمک شفت و بلبرینگ تنوع زیادی دیده می‌شود، به عنوان مثال شفت‌های پایه‌دار و بلبرینگ‌های شیاردار از نظر نصب و راه‌اندازی بسیار به ریل و واگن شباهت دارند، اما موضوع این تحقیق ساده‌ترین نوع این سیستم‌هاست که از یک شفت ساده و دو بلبرینگ خطی تشکیل شده است.

ماشینی که این مکانیزم روی آن نصب گردیده است، تماماً با همین روش ریل‌گذاری شده است تا محورهای متعامد یک ماشین کارتزین را ایجاد نمایند. محور X این ماشین باید بارهای وارده ناشی از وزن تمام اجزاء دو محور متعامد دیگر به همراه اسپیندل را تحمل کند. همچنین باید نیروهای حاصل از عملیات ماشین‌کاری را نیز کنترل نماید. برای جلوگیری از خیز ناشی از این بارگذاری‌ها یک سیستم متعادل‌کننده به مجموعه محور X اضافه گردید که از یک طرف توسط یک غلتک با شاسی در تماس است و از طرف دیگر روی صفحه‌ی عبوری از مرکز جرم اجزاء بالایی به کمک فنر نصب گردیده است تا نیروی وزن وارده بر شفت‌های ریل محور X را خنثی کند.

مجموعه فوق در نرم‌افزار آدامز (MSC ADAMS) کاملاً شبیه‌سازی شد و اثر وجود سیستم متعادل‌کننده بر روی محور مورد تحلیل قرار گرفت که نتایج آن در ادامه‌ی این نوشتار آورده شده است.



شکل ۲) مدل تحلیل‌شده در نرم‌افزار آدامز

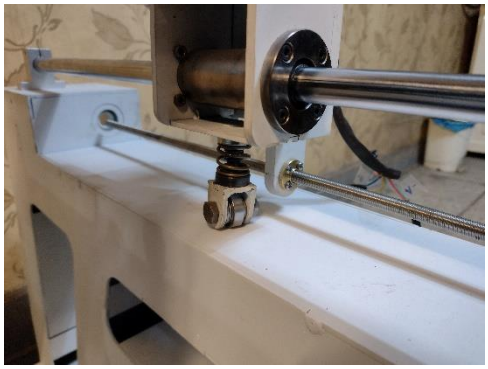
۲- طراحی

در طول این نوشتار مراحل طراحی و تحلیل قسمتی از یک ماشین مخصوص برای تولید دسته‌ای قطعات چوبی گره چینی مورد بررسی و تحلیل قرار خواهد گرفت این ماشین در اساس یک سیستم کارتزین ۴ محور با یک مجموعه‌ی خوراک‌دهنده در راستای محور x است. ابعاد کارگیر این ماشین در راستای 400 x میلی‌متر در راستای 350 Y میلی‌متر و در راستای 190 Z میلی‌متر در نظر گرفته شده است که در واقع محدوده‌ی عملیات و مانور ابزار ماشین را تعیین می‌کند. در قسمت خوراک‌دهنده عبور یک زهواره با ابعاد پروفیل مقطع ۱۰۰ در ۱۰۰ میلی‌متر ممکن شده است. موضوع بررسی شده در ادامه‌ی این نوشتار طراحی قسمت متعادل کننده‌ی این ماشین است.

۲-۱- متعادل‌کننده محور X

طراحی یک سیستم متعادل کننده که توسط یک غلطک و فنر بار ۲۸ کیلوگرمی مجموعه‌های y و z را از مرکز جرم آنها به سطح بالایی شاسی انتقال دهد می‌تواند نامطلوب ناشی از این بارگذاری را کاهش دهد.

همانطور که در تصویر زیر پیداست این سیستم از یک سمت به مجموعه‌ی بالایی ماشین متصل شده و طرف دیگر به کمک یک غلطک و فنر روی سطح بالایی شاسی درگیر شده است.



شکل ۳) فنر استفاده شده در سیستم متعادل‌کننده

برای محاسبه‌ی فنر مناسب سیستم تعلیق، ابتدا فضای موجود برای نصب فنر را مورد بررسی قرار داده شد. ارتفاع در دسترس برای جایگذاری فنر ۲۴ میلی‌متر می‌باشد. از این مقدار حداکثر ۸ میلی‌متر طول برای عملکرد فنر در دسترس است که به کمک مهره‌های تنظیم تغییر می‌کند. همچنین نیروی وارده بر هر کدام از فنرها مقدار ۱۴۰ نیوتن و قطر هسته‌ی فنر بر اساس محل استقرار آن ۱۶ میلی‌متر در نظر گرفته شد. با توجه به اطلاعات بالا و در نظر گرفتن محدودیت‌های ابعادی محاسبات فنر به ترتیب زیر انجام و فنر مناسب ساخته شد و در محل آن قرار گرفت.

رابطه‌ی زیر برای فنرهای فشاری تعداد حلقه‌های فعال فنر را حساب می‌کند[2]:

$$n = \frac{(L_0+d)}{(C\times d)} \qquad (۱)$$

که در رابطه‌ی فوق L_0 طول آزاد فنر،d قطر مفتول فنر و C نسبت قطر هسته به قطر مفتول می‌باشد. قطر مفتول را به صورت تخمینی بر اساس موجودی بازار ۲ میلی‌متر در نظر می‌گیریم:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{16\ mm}{2\ mm} = 8 \qquad (۲)$$

$$n = \frac{(0.024\ m+0.002\ m)}{(8\times 0.002\ m)} = \frac{0.026\ m}{0.016\ m} = 1.625 \cong 2 \qquad (۳)$$

با توجه به مقدار مدول برشی استیل ۳۰۴ (۷۹ گیگا پاسکال) داریم[3]:

$$K = \frac{79000\left(^{N}/_{mm^2}\right)\times 2^4(mm)}{8\times 2\times 16^3(mm)} = 19.29\ \left(^{N}/_{mm}\right) \qquad (۴)$$

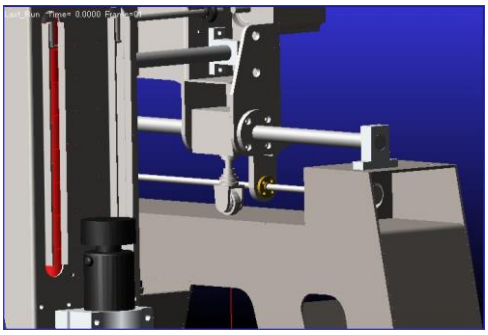
$$F = K\Delta X = 19.29\left(^{N}/_{m\ m}\right)\times 8(mm) = 154.3\ (N) \qquad (۵)$$

بنابراین فنر محاسبه‌ی شده قادر به تامین حداقل نیروی مورد نیاز در کورس حرکتی مجاز خود می‌باشد.

لازم به توضیح است که در صورت استفاده از مکانیزم ریل و واگن این نوع نیروها در طول ریل توزیع می‌گردند اما مستلزم صرف هزینه‌ی به مراتب بیشتری است این در حالی است که با افزودن این سیستم تعلیق در حد قابل قبولی به شرایط استفاده از ریل و واگن نزدیک شدیم.

۳- تحلیل دینامیکی

به جهت بررسی دینامیکی دستگاه در حین انجام عملیات ماشین‌کاری بر روی چوب و تعیین نیروهای وارد بر قسمت‌های مختلف دستگاه بر اثر براده‌برداری، به کمک نرم‌افزار تحلیل دینامیکی MSC ADAMS با اعمال نیروهای ماشین‌کاری، مدل ساده‌ای از دستگاه را تحلیل می‌کنیم.



شکل ۴) مدل تحلیل‌شده از سیستم متعادل‌کننده

همان‌طور که اشاره شد، تحلیل دینامیکی، محاسبه و اعمال نیروی ماشین‌کاری در حین حرکت ابزار و محورهای ماشین است. برای محاسبه‌ی نیروهای ماشین‌کاری ابتدا باید نوع ابزار را تعیین نمود. برای تعیین نوع ابزار بهتر است بحرانی‌ترین حالت را در نظر بگیریم، درحالتی که پهنای برش در حین عملیات ماشین‌کاری بیشتر باشد نیروی عکس‌العملی بیشتری را به سیستم وارد می‌کند. بیشترین نیروی عکس‌العمل وارده به سیستم زمانی است که ماشین از قطورترین ابزار ممکن استفاده کند. با توجه به ابعاد اسپیندل و ابزارگیر، فرز انگشتی ۸ میلی‌متری انتخاب مناسبی است. فرز انگشتی ۸ میلی‌متری انتخاب‌شده شامل دو لبه‌ی برنده است و پهنای برش هر لبه برنده را ۴ میلی‌متر در نظر می‌گیریم.

سرعت دورانی اسپیندل پارامتر دیگری است که بر نیروی ماشین‌کاری تاثیر دارد، هرچه این سرعت بیشتر باشد، براده با ابعاد کوچکتری به دست می‌آید که در هر بار چرخش ابزار، نیروی ماشین‌کاری زیاد نخواهد بود. اسپیندل دستگاه قادر به تامین سرعت دورانی ۱۲۰۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد. برای بررسی دستگاه در حالت بحرانی‌تر سرعت دورانی را نیز یک سوم مقدار بیشینه‌ی آن در نظر می‌گیریم تا ضمن ایجاد براده‌های بزرگتر، نیروی ماشین‌کاری بزرگتری هم به سیستم وارد شود.

در ادامه ضخامت براده‌های حاصل از ماشین‌کاری پس از تعیین پارامترهای دیگر محاسبه خواهد شد.

در ماشین‌کاری چوب، برای محاسبه‌ی مقدار متوسط براده‌ی ایجاد شده باید دو پارامتر تعیین شوند که به قطعه‌کار وابسته‌اند[4]. اول طول بخشی از قطعه کار می‌باشد که لازم است ماشین‌کاری شود و پارامتر دوم مدت زمانی است که ماشین‌کاری صورت خواهد پذیرفت. به کمک این دو پارامتر می‌توانیم نرخ باربرداری را محاسبه کنیم. براساس تست‌های صورت گرفته بر قطعه‌کارهای

مختلف رابطه‌ی خطی زیر برای ماشین‌کاری در بازه زمانی بین ۰ تا ۱۱ ثانیه پیشنهاد شده است[4]:

$$f = {}^{L}/_{t_f - t_i} \qquad (۶)$$

در رابطه‌ی فوق L بیانگر پارامتر طول ماشین‌کاری می‌باشد که بر حسب متر می‌باشد، t_i بیانگر زمان شروع درگیری بین لبه‌ی برنده‌ی ابزار و چوب می‌باشد و برحسب دقیقه می‌باشد و t_f بیانگر زمان پایان درگیری بین لبه‌ی برنده‌ی ابزار و قطعه کار می‌باشد که این پارامتر هم به جهت حفظ هماهنگی ابعادی با پارامتر قبلی بر حسب دقیقه می‌باشد. همچنین f بیانگر نرخ باربرداری از قطعه کار می‌باشد، واحد این پارامتر متر بر دقیقه است. با توجه به ابعاد مورد استفاده در ساخت قطعات گره چینی، به عنوان پارامتر طول ماشین‌کاری مقدار ۱۵ میلیمتر را در نظر می‌گیریم. برای تعیین پارامتر زمان ماشین‌کاری، به جهت حفظ شرط استفاده از رابطه‌ی فوق، باید مدت زمانی در بازه‌ی ذکر شده انتخاب گردد. از طرفی اگر بخواهیم حالت بحرانی‌ای هم در اعمال نیرو درنظر بگیریم، باید مدت زمان کوتاهی را برای انجام ماشین‌کاری در طول مشخص شده درنظر بگیریم؛ زیرا هرچه زمان ماشین‌کاری کوتاهتر شود، نرخ باربرداری و به دنبال آن نیروی لازم جهت ماشین‌کاری افزایش می‌یابد؛ در نتیجه مقدار در نظر گرفته شده برای مدت زمان ماشین‌کاری بازه‌ی یک ثانیه‌ای است.

$$f = \frac{15\times10^{-3}}{{}^{1}/_{60}} = 0.9\ {}^{m}/_{min} \qquad (۷)$$

در ادامه‌ی تعیین پارامترهای ماشین‌کاری، باید مقداری را هم برای عمق باربرداری درنظر بگیریم. عمق باربرداری ۱ و ۲ میلی‌متر کیفیت سطح مطلوب‌تری را به ما می‌دهد، در حالی که باربرداری با مقادیر بالاتر از ۲ میلی‌متر می‌تواند در سطح چوب نقص ایجاد کند؛ بنابراین ما در این قسمت برای جلوگیری از اضافه‌کاری باربرداری مقادیر بالاتر از ۲ را در نظر نمی‌گیریم و در همین بازه بیشترین مقدار را که عمق باربرداری ۲ میلی‌متری می‌باشد را در نظر می‌گیریم تا بتوانیم به کمک رابطه‌ی زیر متوسط ضخامت براده‌ها را محاسبه کنیم[4]:

$$t \cong \frac{f}{n\times Z}\sqrt{\frac{h}{D}} \qquad (۸)$$

در رابطه‌ی فوق f همان نرخ باربرداری می‌باشد که واحد آن متر بر دقیقه است، n برابر با سرعت دورانی ابزار بر حسب دور بر دقیقه می‌باشد. Z تعداد لبه‌های برنده‌ی ابزار است. h عمق باربرداری بر حسب متر و D هم قطر ابزار بر حسب متر است؛ در نتیجه میانگین ضخامت براده بر حسب متر حاصل می‌شود.

$$t = \frac{0.9}{4000\times2}\times\sqrt{\frac{0.002}{0.008}} = 0.000056\ m = 0.056\ mm \qquad (۹)$$

بر اساس پارامترهای ذکر شده و پارامترهایی مربوط به مشخصات ابزار و زوایای آن میزان کیفیت سطح حاصل از ماشین‌کاری اندازه‌گیری و تقسیم‌بندی شده است. در این قسمت ما با توجه به ضخامت متوسط براده‌ها کیفیت سطح نهایی ماشین‌کاری را به سه سطح تقسیم می‌کنیم که سطح اول بیشترین کیفیت سطح و سطح سوم کمترین کیفیت سطح را دارد[1]:

سطح اول $0.05 < t < 0.1\ mm$

سطح دوم $0.1 < t < 0.3\ mm$

سطح سوم $0.3 < t < 0.5\ mm$

با توجه به مقدار بدست آمده برای ضخامت براده درمی‌یابیم که در این حالت ماشین‌کاری کیفیت سطح مطلوبی را در نهایت در قطعه کار خواهیم داشت.

با فرض ابزار تک‌لبه و استفاده از دایره‌ی مرجنت، نیروی برشی حاصل از درگیری ابزار و قطعه‌کار از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود[4]:

$$F_P = \frac{\tau\times t\times b\times cos(\beta-\alpha)}{sin\,\phi\times cos(\phi+\beta-\alpha)} \qquad (۱۰)$$

در رابطه فوق τ مقدار مقاومت برشی قطعه کار می‌باشد که بر اساس مقاومت جنس قطعه‌کار تعریف می‌شود. اما نکته‌ای که در مورد بررسی مقاومت چوب وجود دارد، راستای اعمال نیرو می‌باشد. از آنجایی که ساختار چوب شامل لایه‌هایی است که طی سالیان روی هم انباشته شده‌اند، مقاومت چوب در راستای موازی با لایه‌ها یا عمود بر آنها با هم متفاوت است. در جدول (۱) مشخصات فیزیکی مربوط به چوب راش آورده شده است:

جدول ۱) مشخصات فیزیکی چوب راش[5]

Common Species Name	Specific Gravity	Static Bending			Impact Bending (mm)	Compression Parallel to Grain (KPa)	Compression Perpendicular to Grain (KPa)	Shear Parallel to Grain (KPa)	Tension Perpendicular to Grian (KPa)	Side Hardness (N)
		Module of Rupture (KPa)	Module of Elasticity (MPa)	Work to MAX Load (KJ/m^3)						
Beech	0.56	59,000	9,500	82	1,090	24,500	3,700	8,900	5,000	**3,800**

با توجه به جدول فوق مقدار تنش برشی در راستای موازی با لایه‌های چوب مقدار بیشتری دارد، بنابراین مقدار ۸۹۰۰ KPa را به عنوان مقاومت برشی قطعه‌کار در نظر می‌گیریم. پارامترهای ضخامت براده (t) و پهنای لبه‌برنده‌ی ابزار (b) بر حسب میلی‌متر می‌باشند که پیش از این مقدار آن‌ها را تعیین کردیم؛ اما مقادیر α ، β و ϕ بر اساس هندسه‌ی ابزار تعریف می‌شوند که به ترتیب عبارتند از زاویه‌ی براده، زاویه‌ی اصطکاک و زاویه‌ی برش. در صورتی که بخواهیم از مقادیر معمول برای تعیین پارامترهای هندسه‌ی ابزار استفاده کنیم، مقدار زاویه براده را برابر با ۲۱ درجه و زاویه برش را ۸/۵۵ درجه قرار می‌دهیم.[4]

برای محاسبه‌ی زاویه‌ی اصطکاک باید ضریب اصطکاک را داشته باشیم که معمولاً آن را در ماشین‌کاری حدوداً بین ۰/۲ تا ۰/۵ قرار می‌دهند[4]. در این مسئله ما مقدار بیشینه را در نظر می‌گیریم و از رابطه‌ی زیر مقدار زاویه‌ی اصطکاک را محاسبه می‌کنیم:

$$\beta = \tan^{-1} 0.5 = 26.565° \quad (۱۱)$$

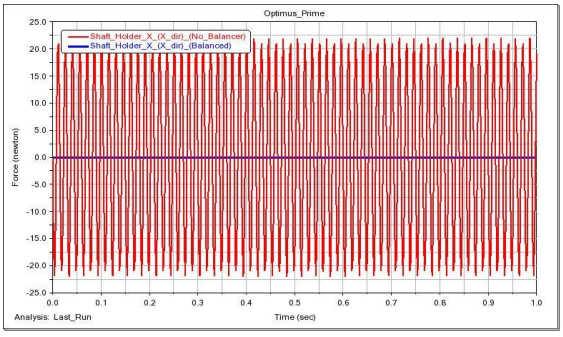
اکنون پارامترهای لازم جهت محاسبه‌ی نیروی ماشین‌کاری را داریم و می‌توانیم آن را محاسبه کنیم:

$$F_P = \frac{8900\times10^3\times0.056\times10^{-3}\times4\times10^{-3}\times\cos(26.565-21)}{\sin(8.55)\times\cos(8.55+26.565-21)} = 13.76\ N \quad (۱۲)$$

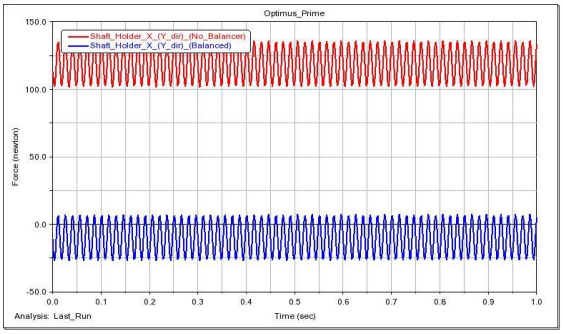
نیروی به دست آمده در رابطه‌ی بالا مقدار خام نیروی ماشین‌کاری بر قطعه‌کار می‌باشد که باید تحت تاثیر ضریب طراحی ۲ برابر شود، سپس در تحلیل نرم‌افزاری روی مدل اعمال شود.

۴- تحلیل نرم‌افزاری

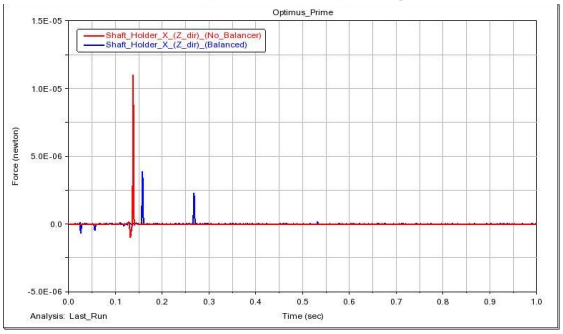
نقطه‌ی اتصال شفت راهنمای سمت راست محور X به تکیه‌گاه در حالتی که نیروی ماشین‌کاری بر سامانه اعمال می‌شود را یکبار بدون وجود سامانه‌ی تعلیق و یکبار با وجود سامانه‌ی تعلیق بررسی می‌کنیم. نمودارهای زیر نتایج این بررسی بر تکیه‌گاه در سه راستای x و y و z و برآیند آنها را نشان می‌دهد.



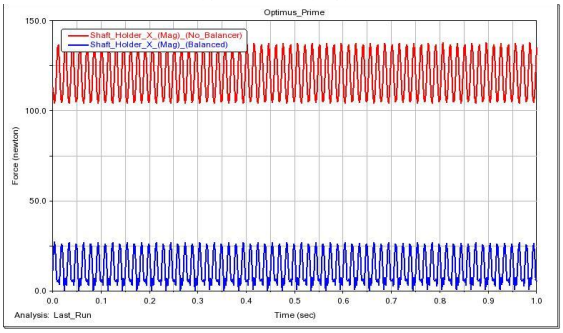
شکل ۵) نیروی در راستا محور X تکیه‌گاه



شکل۶) نیرو در راستای محور Y تکیه‌گاه

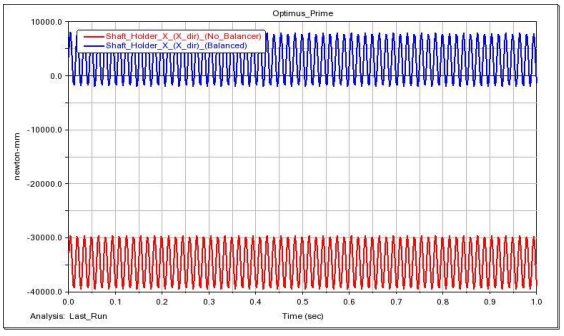


شکل۷) نیرو در راستای محور Z تکیه‌گاه

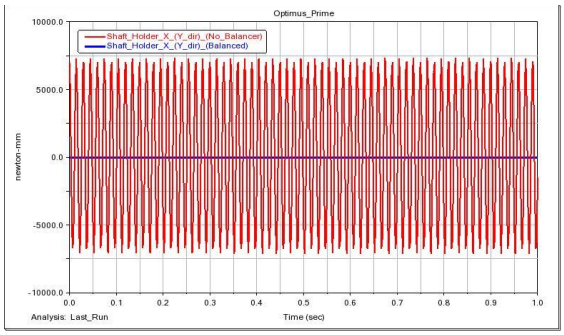


شکل۸) برآیند نیروهای وارد بر تکیه‌گاه

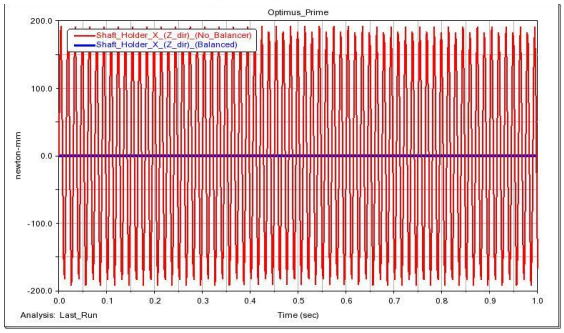
همچنین نمودارهای زیر گشتاورهای وارد بر همان تکیه‌گاه را نشان می‌دهد:



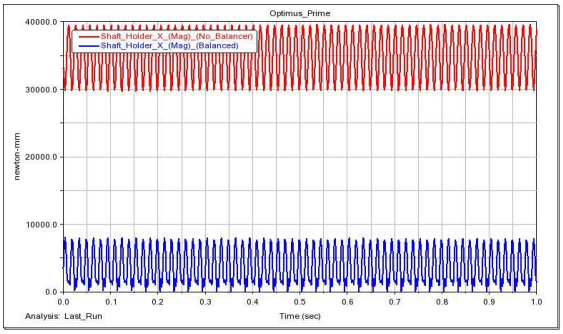
شکل ۹) گشتاور حول محور X تکیه‌گاه



شکل ۱۰) گشتاور حول محور Y تکیه‌گاه



شکل ۱۱) گشتاور حول محور Z تکیه‌گاه



شکل ۱۲) برآیند گشتاور وارد بر تکیه‌گاه

از بررسی عددی و تحلیل نمودارهای بالا این چنین بر می‌آید که نیروهای وارد بر تکیه‌گاه در حین براده‌برداری و در شرایط تعریف‌شده در بخش تحلیل دینامیکی کاهش پیدا کرده است.

همانطور که مشخص است نیروهای وارد بر این تکیه‌گاه‌ها نوسانی است که از مقایسه‌ی دو حالت وجود و عدم‌وجود سیستم متعادل‌کننده در بازه‌های صعودی بین بیشینه‌ی بارهای وارده، اختلاف ۱۰۳ نیوتنی مشهود است. همچنین مقایسه‌ی گشتاورهای وارده به این تکیه‌گاه‌ها اختلاف ۳۰۰۰۰ نیوتن میلی‌متری را نشان می‌دهد.

از نتایج بالا می‌توان دریافت که علی‌رغم احتمال افزایش ناچیز مصرف انرژی در موتورها برای جابه‌جایی در محور X، زمانی که یک متعادل‌کننده را به سیستم شفت و بلبرینگ خطی اضافه کنیم حرکتی نرم و با ارتعاش کمتر را نسبت به زمانی که متعادل‌کننده وجود ندارد خواهیم داشت.

تشکر و قدردانی: دکتر معین طاهری، عضو هیئت علمی مهندسی ساخت و تولید دانشگاه اراک

مراجع

1- Davim JP. Wood Machining. London, UK and Hoboken, NJ, USA: ISTE Ltd and John Wiley & Sons, Inc.; 2011.
2- Cain T. Spring Design and Manufacture. Ramsbury, UK: Crowood Press; 2005.
3- Davis JR. ASM Specialty Handbook: Stainless Steels. Materials Park, OH: ASM International; 1994.
4- Sadeghi MH. Principles of Metal Machining. [In Persian: اصول ماشینکاری فلزات]. Tehran: عابد; ۱۳۸۹ (First Edition).
5- Green DW, Winandy JE, Kretschmann DE. Mechanical Properties of Wood. In: Wood handbook—Wood as an engineering material. Gen. Tech. Rep. FPL–GTR–113. Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory; 1999.