

بررسی ارتعاشات اجباری میز ماشین ابزار هگزپاد*

سیامک پدرام مهر^(۲)مهران محبوب خواه^(۱)

چکیده در این مقاله، ارتعاشات اجباری میز هگزپاد مورد مطالعه‌ی تحلیلی قرار گرفته است. با در نظر گرفتن نیروی خارجی اعمال شده روی سکوی متحرک میز هگزپاد به صورت یک نیروی سینوسی متغیر با زمان، ارتعاشات اجباری سکو مورد بررسی قرار گرفته است. فرکانس‌های تشدید و میزان تغییر مکان‌های سکو نیز در جهات مختلف حرکتی محاسبه شده‌اند. صحت نتایج به دست آمده از روش تحلیلی با شبیه‌سازی به روش اجزای محدود مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر این، با مدل‌سازی نیروهای هارمونیک حاصل از عملیات فرزکاری، ارتعاش اجباری مکانیزم تحت نیروهای خشکنکاری و پرداختکاری در روش‌های فرزکاری مخالف و موافق مورد مطالعه قرار گرفته و دامنه و فرکانس‌های تشدید حاصل از این نیروها نیز محاسبه شده‌اند. با شناخت فرکانس‌های تشدید و دامنه‌ی نوسانات میز، موقعیت‌های مختلفی که قرارگیری میز در آن‌ها موجب بروز ناپایداری دینامیکی سیستم می‌شود مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

واژه‌های کلیدی هگزپاد، ارتعاشات اجباری، نیروهای ماشینکاری.

Forced Vibration Analysis of Machine Tools' Hexapod Table

M. Mahboubkhah

S. Pedrammehr

Abstract In this paper, an analytical study of the forced vibrations of hexapod table is studied. Considering external force as a time sinusoid force, forced vibrations of the platform are investigated. Resonance frequencies and vibrations of the moving platform are also calculated in different directions. The results of the analytical approach are verified using FEM simulation. Modelling the harmonic milling forces, a careful examination of the forced vibration are carried out in different cutting conditions and different configurations. Resonance frequencies and the range of vibrations are then calculated. Finally, knowing the resonance frequencies and the vibrations of hexapod table, different configurations of the table, which results in dynamic instability, are investigated.

Key Words Hexapod, Forced vibration, Machining forces.

* تاریخ دریافت مقاله ۹۰/۳/۲۳ و تاریخ پذیرش آن ۹۲/۱/۲۰ می‌باشد.

(۱) نویسنده‌ی مسؤول: دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.

(۲) دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز.

مقدمه

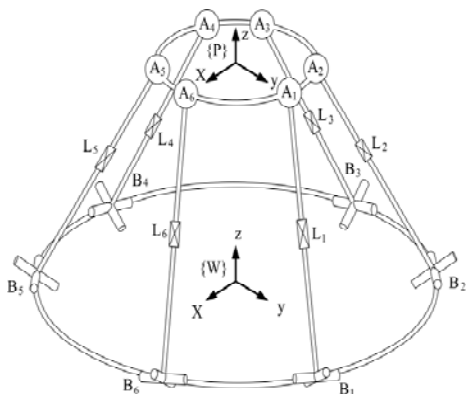
انعطاف پذیر ماشین ابزار به روش اجزای محدود بررسی شده است. در نهایت، متناسب با تغییرات پیکربندی سازه، تغییرات فرکانس های تشدید و سفتی ماشین ابزار اعلام شده است. در تحقیق دیگری وینز و هرديج [3] مشخصات سازه ای ماشین های ابزار موازی را مورد مطالعه قرار داده و مدل تحلیلی مناسبی را برای شبیه سازی پاسخ ارتعاشی و پارامترهای مودال این نوع ماشین های ابزار ارائه نموده اند. در پایان، صحت مدل تحلیلی ارائه شده در تحقیق آنها توسط تست مودال مورد بررسی قرار گرفته است. تینگ و همکارانش [4]، دینامیک ماشین CNC بر پایه ی مکانیزم استوارت را به روش اولر-لاگرانژ مورد بررسی قرار داده اند؛ در تحقیق آنها، نیروی میانگین برش در فرآیند فرزکاری به عنوان نیروی اعمال شده به مکانیزم مد نظر قرار گرفته است. موخرجی و همکارانش [5]، دینامیک و ارتعاشات مکانیزم استوارت را با روش نیوتن-اولر به صورت تحلیلی مدل سازی نموده اند. در تحقیق آنها با محاسبه ی فرکانس های طبیعی مکانیزم و محاسبه ی تغییر مکان ها تحت اثر نیروی معین، پایداری دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. هانگ و همکارانش [6]، مدل ارتعاشی یک ماشین ابزار موازی را به صورت تحلیلی مورد مطالعه قرار داده اند. در مدل ارائه شده ی آنها پایه های مکانیزم به صورت سیستم های فنر و مستهلک کننده مدل سازی شده است. در تحقیق آنها، نمودارهای پایداری دینامیکی یک ماشین ابزار موازی، با ترکیب مدل ارتعاشی مکانیزم با مدل دینامیک برش، استخراج شده است. محبوب خواه و همکارانش [7,8]، با دو روش تحلیلی متفاوت، ارتعاشات آزاد و محدوده ی فرکانس های طبیعی مکانیزم هگزپاد را برای پیکربندی های مختلف آن مورد بررسی قرار داده اند؛ به طوری که در یک روش از جرم پایه ها صرف نظر شده و سفتی معادل هر پایه در دستگاه معادلات ارتعاشی مربوط به سکوی متحرک اعمال شده است و در روش دیگر جرم پایه ها نیز در

در سال های اخیر استفاده از مکانیزم های موازی به عنوان میز یا اسپیندل ماشین ابزار، که نیاز به اجزای دقیق، سفت و قابل کنترل دارد، گسترش چشمگیری داشته است. با توجه به استفاده از چندین زنجیره ی سینماتیکی به صورت موازی در این مکانیزم ها، دقت و توانایی استهلاک ارتعاشات در این نوع مکانیزم ها تا حد زیادی قابل دستیابی می باشد. امکان حذف یا کاهش ارتعاشات، که از مهم ترین علل کاهش دقت و کیفیت سطوح ماشینکاری می باشد، با شناخت دینامیک مکانیزم و رفتار ارتعاشی آن امکان پذیر است. بررسی روش های دستیابی به این هدف یکی از تحقیقات مهم در این زمینه بوده و کم تر به آن پرداخته شده است.

شناخت و کنترل ارتعاشات در ماشین های ابزار و مکانیزم های مختلف، برای بهبود عملکرد و افزایش بازده کاری آنها، یکی از زمینه های مطالعاتی مهم مهندسان و محققان می باشد. داهنز و همکارانش [1]، با ساده سازی های بخش های پیچیده و اعمال انعطاف پذیری به اجزای مختلف اسپیندل، کاهش و حذف فعال لرزه را به کمک محرک های کمکی در ماشین هگزپاد اوکتاهدال مورد بررسی قرار داده اند؛ در تحقیق آنها خواص مادی ابزار، اسپیندل، نگهدارنده ی ابزار و یاتاقان ها مطابق با نتایج عملی مدل سازی شده و مدل اجزای محدود برای هر دو نوع ابزارهای سفت و انعطاف پذیر مورد مطالعه قرار گرفته است. در نهایت، با شناسایی خصوصیات دینامیکی و ارتعاشی مکانیزم، محرک هایی برای کنترل اسپیندل انتخاب شده و ارتعاشات حاصل از فرآیند ماشینکاری قطعه ای با پارامترهای برشی مشخص به صورت حلقه بسته کنترل شده است. در تحقیقاتی که توسط هرديج و وینز [2] انجام شده است، ماشین ابزار هگزپاد تورنادو ۲۰۰۰ مورد مطالعه ی مودال قرار گرفته و مدل

معرفی میز هگزاپاد تحت بررسی

میز هگزاپاد تحت بررسی که در شکل (۱) نشان داده شده است، شامل یک سکوی متحرک، یک سکوی ثابت و شش پایه با طول متغیر می‌باشد. ارتباط پایه‌ها به سکوی متحرک با مفاصل کروی $\{A_1, \dots, A_6\}$ و به سکوی ثابت توسط مفاصل یونیورسال $\{B_1, \dots, B_6\}$ می‌باشد، مفاصل کشویی $\{L_1, \dots, L_6\}$ نیز بین دو قسمت بالایی و پایینی هر پایه به کار گرفته می‌شود. بدین ترتیب شش درجه‌ی آزادی برای هر پایه قابل دست‌یابی می‌باشد. چارچوب متحرک $\{P\}$ متصل به سکوی متحرک در نظر گرفته شده است و با آن حرکت می‌کند و چارچوب مرجع $\{W\}$ متصل به سکوی ثابت در نظر گرفته می‌شود. مرکز هر چارچوب منطبق بر مرکز سکوی مربوط به آن فرض شده است. مشخصات ابعادی مکانیزم تحت بررسی در پیوست ارائه شده است.



شکل ۱ میز هگزاپاد تحت بررسی

در مدل ارتعاشی میز هگزاپاد مورد مطالعه در این تحقیق، قسمت‌های بالا و پائین پایه‌ها، مفاصل یونیورسال و کروی، سکوی ثابت و اتصال سکوی پائین به فوندانسیون به‌عنوان اجزای انعطاف‌پذیر مکانیزم در نظر گرفته می‌شوند. از آنجایی که سکوی متحرک می‌بایست در مقابل تغییرشکل‌های ناشی از

محاسبات مربوط به ارتعاشات آزاد مکانیزم در نظر گرفته شده‌اند. در تحقیق آن‌ها، فرکانس‌های طبیعی به‌دست‌آمده از روش‌های تحلیلی برای فرکانس‌های طبیعی با نتایج حاصل از روش اجزای محدود مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. پدرام مهر و همکارانش [9] نیز با دو روش تحلیلی متفاوت فرکانس‌های طبیعی و شکل‌های مود میز هگزاپاد را برای پیکربندی‌های مختلف آن مورد بررسی قرار داده‌اند.

در این تحقیق، با در نظر گرفتن نیروی خارجی اعمال‌شده روی سکوی متحرک میز هگزاپاد به‌صورت یک نیروی سینوسی، ارتعاشات اجباری سکوی مورد بررسی قرار گرفته است. سپس، فرکانس‌های تشدید و میزان تغییر مکان‌های سکوی در جهات مختلف حرکتی تحت برنامه‌ای که در محیط نرم‌افزار MATLAB نوشته شده است، محاسبه شده‌اند. صحت نتایج به‌دست‌آمده از روش تحلیلی با شبیه‌سازی به روش اجزای محدود نیز مورد بررسی قرار گرفته و با استفاده از تحلیل هارمونیک در نرم‌افزار ANSYS فرکانس‌های تشدید و میزان تغییر مکان‌های سکوی در آن فرکانس‌ها به‌دست آمده‌اند. علاوه بر این، با مدل‌سازی نیروهای هارمونیک حاصل از عملیات فرزکاری، ارتعاش اجباری مکانیزم تحت نیروهای خشنکاری و پرداختکاری در روش‌های فرزکاری مخالف و موافق مورد مطالعه قرار گرفته و دامنه و فرکانس‌های تشدید حاصل از این نیروها نیز محاسبه شده‌اند. از آنجایی که فرکانس‌های طبیعی و تشدید مکانیزم با تغییر در پیکربندی میز دچار تغییر می‌شوند؛ محدوده‌ی کاملی از فرکانس‌های تشدید میز در پیکربندی‌های مختلف و در شرایط مختلف ماشینکاری محاسبه شده‌اند. در نهایت، با شناخت فرکانس‌های تشدید و دامنه نوسانات سکوی در اثر نیروهای ماشینکاری اعمال‌شده، موقعیت‌های مختلفی که قرارگیری سکوی در آن‌ها موجب بروز ناپایداری دینامیکی سیستم می‌شود مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

به ترتیب ضرایب استهلاک سکوی پایینی، مفصل یونیورسال، قسمت پائینی پایه، مفصل کشویی، قسمت بالایی پایه و مفصل کرووی بوده و K_{di} ، K_{ui} ، K_b ، K_{ai} ، K_{si} و K_{ui} به ترتیب ضرایب سفتی سکوی پایینی، مفصل یونیورسال، قسمت پائینی پایه، مفصل کشویی، قسمت بالایی پایه و مفصل کرووی می باشند.

معادله ارتعاشی میز هگزپاد

از آنجایی که رفتار دینامیکی سکوی متحرک به عنوان عملگر نهایی نقش ویژه‌ای در رفتار دینامیکی مکانیزم ایفا می کند، معادله ارتعاشی سکو با صرف نظر کردن از جرم پایه‌ها و تنها با در نظر گرفتن استهلاک و سفتی آن‌ها به صورت زیر در نظر گرفته می شود:

$$\mathbf{M}_V \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_T \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_T \end{bmatrix} + \mathbf{C}_V \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_T \\ \dot{\boldsymbol{\theta}}_T \end{bmatrix} + \mathbf{K}_V \begin{bmatrix} \mathbf{u}_T \\ \boldsymbol{\theta}_T \end{bmatrix} = \mathbf{F}_V \quad (1)$$

به طوری که \mathbf{u}_T ، $\dot{\mathbf{u}}_T$ و $\ddot{\mathbf{u}}_T$ ، $\boldsymbol{\theta}_T$ ، $\dot{\boldsymbol{\theta}}_T$ و $\ddot{\boldsymbol{\theta}}_T$ به ترتیب تغییرات کوچک در تغییر مکان، سرعت و شتاب خطی (دورانی) مرکز سکوی متحرک در چارچوب مرجع می باشند.

\mathbf{M}_V ، ماتریس جرم 6×6 معادله ارتعاشی سکو

است و به صورت زیر تعریف می شود:

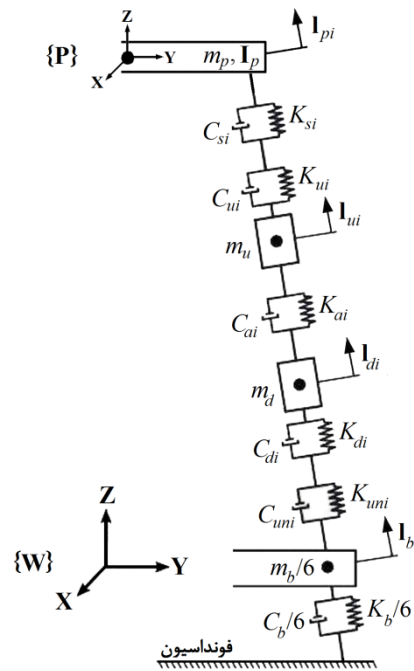
$$\mathbf{M}_V = \begin{bmatrix} m_p \mathbf{I}_3 & \mathbf{0}_{(3 \times 3)} \\ \mathbf{0}_{(3 \times 3)} & \mathbf{I}_p \end{bmatrix} \quad (2)$$

در رابطه‌ی فوق \mathbf{I}_3 بیانگر ماتریس همانی 3×3 می باشد.

\mathbf{C}_V و \mathbf{K}_V به ترتیب ماتریس‌های استهلاک و سفتی معادله ارتعاشی سکو هستند و به صورت زیر تعریف می شوند:

$$\mathbf{C}_V = \mathbf{J}^{-T} \mathbf{C}_T \mathbf{J}^{-1} \quad (3)$$

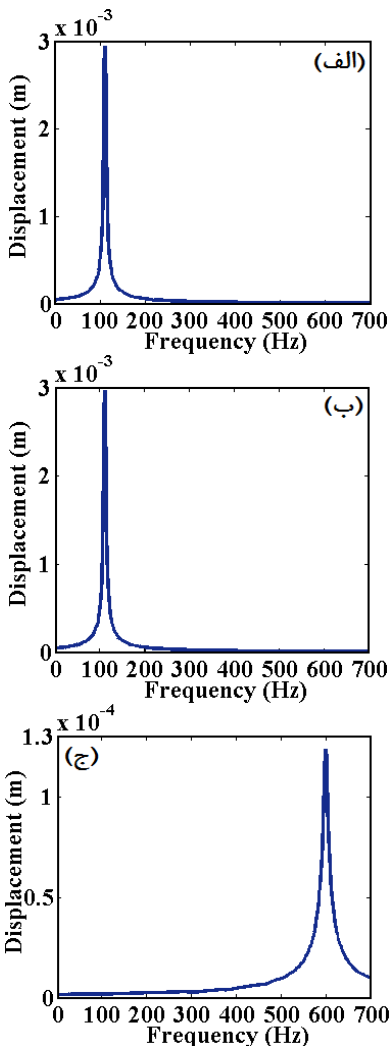
نیروهای خارجی مقاومت کند، در مقایسه با سایر اجزای مکانیزم به صورت یک جرم متمرکز صلب و با استهلاک سازه‌ای ناچیز در نظر گرفته می شود. فونداسیون سازه نیز به دلیل داشتن حجم بزرگ و مواد صلب، در مقایسه با سایر اجزاء، به صورت صلب در نظر گرفته می شود.



شکل ۲ مدل ارتعاشی میز هگزپاد

در شکل (۲) که نشان دهنده‌ی مدل ارتعاشاتی مکانیزم مورد نظر می باشد، تنها یک پایه‌ی مکانیزم در شکل نشان داده شده است. m_u ، m_d ، m_b به ترتیب جرم سکوی پایینی، جرم قسمت پائینی و بالایی پایه بوده و m_p و \mathbf{I}_p نیز به ترتیب نشان دهنده‌ی مجموع جرم و تانسور لختی سکوی متحرک (به همراه بار روی آن) می باشند. \mathbf{I}_{pi} ، \mathbf{I}_{ui} ، \mathbf{I}_{di} ، \mathbf{I}_{bi} به ترتیب تغییر مکان‌های سکوی پائین، مرکز جرم قسمت پائینی پایه، مرکز جرم قسمت بالایی پایه و مرکز مفصل کرووی در امتداد محور طولی پایه‌ها می باشند (۱ تا ۶ برای هر شش پایه i). C_{si} ، C_{ui} ، C_{ai} ، C_{di} ، C_{ui} ، C_b .

ω فرکانس مربوط به نیرو و ممان سینوسی می باشد.



شکل ۳ تغییر مکان های سکوی متحرک به دست آمده از روش تحلیلی، در جهات مختلف و در مقیاس فرکانسی. (الف) در راستای X، (ب) در راستای Y، (ج) در راستای Z

رابطه‌ی (۶) نشان دهنده‌ی یک دستگاه شامل شش معادله‌ی دیفرانسیل معمولی مرتبه‌ی دوم می باشد. بدین ترتیب با استفاده از دستور ODE45 تحت برنامه‌ای که در محیط نرم افزار MATLAB نوشته شده، ارتعاش اجباری مکانیزم مورد نظر مدل سازی شده و تغییر مکان ها و دوران های سکوی متحرک در جهات خطی u_T و دورانی θ_T مورد بررسی قرار گرفته است. در

$$K_V = J^{-T} K_T J^{-1} \quad (۴)$$

به طوری که J^{-1} ماتریس ژاکوبین معکوس و J^{-T} ترانزپوز آن می باشد. جزئیات مربوط به ماتریس ژاکوبین معکوس در پیوست ارائه شده است. C_T ماتریس 6×6 قطری می باشد که هر یک از درایه های روی قطر اصلی آن ضرایب استهلاک هر کدام از شش پایه‌ی مکانیزم، C_{Ti} ، می باشند. K_T نیز ماتریس 6×6 قطری است که هر یک از درایه های روی قطر اصلی آن ضرایب سفتی هر یک از شش پایه، K_{Ti} ، می باشند. F_V نیز نیروی خارجی اعمال شده روی سکوی متحرک بوده و به صورت زیر محاسبه می شود:

$$F_V = \begin{bmatrix} R F_{ext} \\ R(M_{ext} + r \times F_{ext}) \end{bmatrix} \quad (۵)$$

به طوری که F_{ext} و M_{ext} به ترتیب نیرو و گشتاور خارجی اعمال شده بر سکوی متحرک می باشند. R ماتریس دوران 3×3 نشان دهنده‌ی جهت گیری چارچوب متحرک نسبت به چارچوب مرجع است و r بردار موقعیت مرکز جرم سکوی متحرک بارگذاری شده در چارچوب مرجع می باشد. جزئیات مربوط به R و r در پیوست مورد بررسی قرار گرفته است.

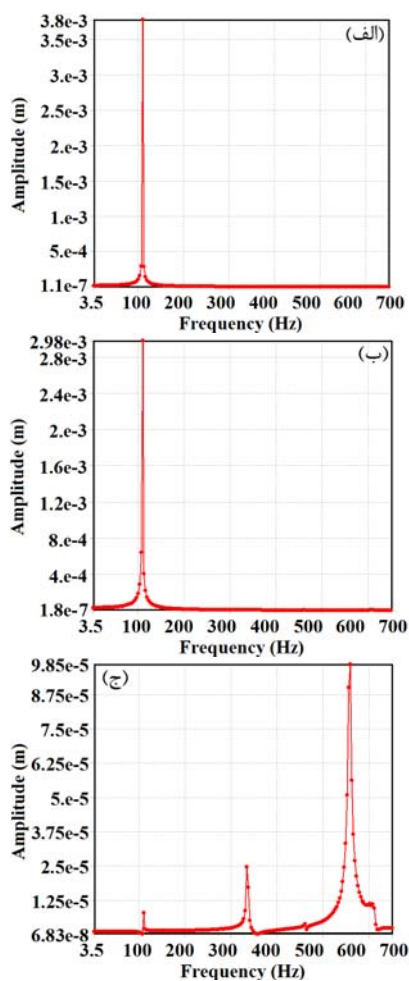
بررسی ارتعاش اجباری هگزاپاد تحت نیروی

معین

با در نظر گرفتن نیرو و ممان خارجی اعمال شده روی سکوی متحرک به صورت یک نیرو و ممان سینوسی متغیر با زمان، معادله‌ی (۱) در حالت کلی به صورت زیر بازنویسی می شود:

$$M_V \begin{bmatrix} \ddot{u}_T \\ \ddot{\theta}_T \end{bmatrix} + C_V \begin{bmatrix} \dot{u}_T \\ \dot{\theta}_T \end{bmatrix} + K_V \begin{bmatrix} u_T \\ \theta_T \end{bmatrix} = F_V \sin(\omega t) \quad (۶)$$

منتقل شده است. پس از قرار دادن سفتی و استهلاک معادل هر پایه (K_{Ti} و C_{Ti}) در آن قسمت، مدل اجزای محدود مکانیزم مورد نظر با در نظر گرفتن شرایط سازه‌ای به روش Tetrahedrons مش بندی شده است. با اعمال نیرو و ممان خارجی معین روی سکوی متحرک و نیز با در نظر گرفتن شرایط تکیه گاهی مناسب، مدل اجزای محدود مکانیزم مورد نظر برای تحلیل هارمونیک آماده سازی شده است (شکل ۴).

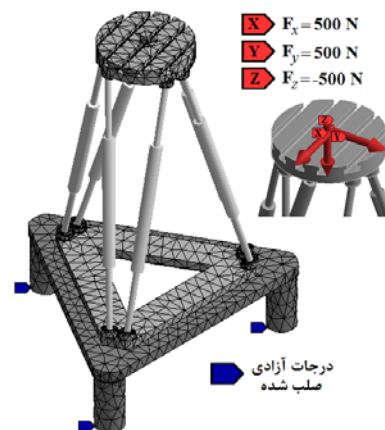


شکل ۵ تغییر مکان سکوی متحرک، به دست آمده از روش اجزای محدود در جهات مختلف و در مقیاس فرکانسی الف) در راستای X، ب) در راستای Y، ج) در راستای Z

شکل (۵) نشان دهنده دامنه های پاسخ فرکانسی سکوی متحرک در فرکانس های تشدید مختلف و

دستور ODE45، روابط بازگشتی مربوط به روش عددی رانگ-کوتا از مرتبه ی چهارم و پنجم برای حل معادله ی دیفرانسیل معمولی به کار گرفته می شود. به عنوان مثال، ارتعاش اجباری سکوی متحرک مورد بررسی قرار گرفته و نتایج شبیه سازی به روش تحلیلی در شکل (۳) نشان داده شده اند.

در تحلیل انجام شده، دامنه ی ثابت نیرو و ممان خارجی وارد بر سکوی متحرک به ترتیب $M_{ext} = 0$ و $F_{ext} = [500 \ 500 \ -500]^T$ در نظر گرفته شده اند؛ میز هگزپاد نیز در شرایطی در نظر گرفته شده است که در آن پایه ها به صورت کاملاً باز و سکوی متحرک در بالاترین موقعیت، بدون جهت گیری و بدون بار قرار دارد.



شکل ۴ مدل مش بندی شده ی مکانیزم به همراه شرایط تکیه گاهی و نیروهای خارجی اعمال شده روی سکوی

به منظور بررسی صحت برنامه ی نوشته شده برای روش تحلیلی، ارتعاش اجباری میز هگزپاد به روش اجزای محدود نیز مورد بررسی قرار گرفته است. در روش اجزای محدود، مکانیزم مورد نظر با استفاده از اطلاعات ابعادی مربوط به قسمت های مختلف مکانیزم و با حداکثر سعی برای حفظ دقت ابعادی اجزای مختلف سازه، در نرم افزار Solidworks به صورت سه بعدی و بدون پایه مدل سازی شده است. مدل ایجاد شده به محیط Workbench نرم افزار ANSYS

نظر در شرایط ماشینکاری و بررسی پاسخ اجباری آن نقش ویژه‌ای در اجتناب از قرارگیری در مواضع تشدید خواهد داشت.

مقادیر نیروها و ممان‌های ایجادشده حین عملیات فرزکاری، با در نظر گرفتن هندسه‌ی برش در شرایط ماشینکاری مختلف به صورت تحلیلی قابل محاسبه می‌باشند [10,11].

ارائه‌ی یک مدل جامع که توانایی پیش‌بینی دقیق فرآیند ماشینکاری را داشته باشد، بسته به مدل‌سازی دقیق نیروهای ماشینکاری می‌باشد. در این مقاله، نیروها و ممان‌هایی که حین عملیات فرزکاری ایجاد می‌شوند، با استفاده از روابط نیرویی به دست آمده در مرجع [11] و با در نظر گرفتن هندسه‌ی برش در شرایط ماشینکاری مختلف تحت برنامه‌ای که در نرم‌افزار MATLAB نوشته شده، مدل‌سازی شده‌اند.

با ترکیب برنامه‌ی نوشته شده برای نیروهای فرزکاری و برنامه‌ی نوشته شده برای ارتعاشات اجباری میز هگزاپاد، نیروها و ممان‌های فرزکاری به عنوان نیروها و ممان‌های خارجی اعمال شده روی میز هگزاپاد در نظر گرفته می‌شوند؛ به این ترتیب، ماتریس‌های نیرو و ممان خارجی اعمال شده روی سکو به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\mathbf{F}_{\text{ext}} = [\mathbf{F}_x(\phi) \quad \mathbf{F}_y(\phi) \quad \mathbf{F}_z(\phi)]^T \quad (7)$$

$$\mathbf{M}_{\text{ext}} = [0 \quad 0 \quad T_c(\phi)]^T \quad (8)$$

در رابطه فوق $T_c(\phi)$ ممان برشی لحظه‌ای و ϕ زاویه لحظه‌ای درگیری ابزار می باشد [11].

بدین ترتیب میزان تغییر مکان‌ها و دوران‌های میز در جهات مختلف حرکتی و مقادیر فرکانس‌های تشدید آن در اثر نیروها و ممان‌های ایجاد شده در شرایط مختلف ماشینکاری قابل محاسبه می‌باشند.

به ترتیب در جهات X ، Y و Z می‌باشد که از قسمت Frequency Response و با استفاده از روش حل Full در تحلیل هارمونیک توسط نرم‌افزار ANSYS به دست آمده‌اند.

با در نظر گرفتن پیچیدگی هندسی مکانیزم هگزاپاد، می‌توان اظهار داشت که نتایج به دست آمده از دو روش مورد بررسی در این تحقیق، دارای هم‌خوانی و سازگاری مناسبی می‌باشند. اختلاف موجود بین نتایج دو روش را می‌توان به ساده‌سازی‌های انجام شده در روش تحلیلی، اعم از در نظر گرفتن سکوی متحرک به عنوان یک جرم متمرکز کاملاً صلب و محاسبه‌ی لختی سکو بدون در نظر گرفتن شیارهای T- شکل روی آن نسبت داد.

تغییرات مقدار نیرو و ممان خارجی اعمال شده روی سکو، تغییری در فرکانس‌های تشدید سکوی متحرک ایجاد نمی‌کند. بدیهی است این تغییرات در ارتباط مستقیم با تغییر در مقادیر دامنه‌ی تغییر مکان‌ها در جهات مختلف حرکتی می‌باشند.

بررسی ارتعاشات هگزاپاد تحت نیروهای

ماشینکاری

زمانی که یک یا چند فرکانس نیروی برشی با یک یا چند فرکانس طبیعی مکانیزم مورد استفاده در ماشینکاری برابر و یا نزدیک به هم می‌باشند، بررسی پاسخ اجباری مکانیزم اهمیت ویژه‌ای در جلوگیری از بروز پدیده‌ی تشدید خواهد داشت؛ بنابراین مدل‌سازی نیروهای هارمونیک فرزکاری برای بررسی تحلیلی ارتعاشات اجباری مکانیزم امری ضروری می‌باشد. در این قسمت، برای بررسی دقیق مسأله‌ی ارتعاش اجباری حاصل از فرآیند ماشینکاری روی مکانیزم تحت مطالعه، نیروهای هارمونیک فرزکاری مدل‌سازی شده‌اند. حل مسأله‌ی ارتعاش اجباری مکانیزم مورد

مطالعه‌ی موردی ارتعاشات اجباری میز هگزاپاد در شرایط مختلف ماشینکاری

ارتعاش اجباری سکوی متحرک در اثر نیروهای هارمونیک فرزکاری و برای چهار حالت ماشینکاری متفاوت از نظر بارگذاری (خشنکاری و پرداختکاری) و نحوه ماشینکاری (فرزکاری مخالف و موافق) مورد بررسی قرار گرفته است.

پارامترهای ماشینکاری در هر کدام از شرایط خشنکاری و پرداختکاری قطعه‌ای با جنس Ti6Al4V توسط یک ابزار فرز شیار ماریچ با سه لبه‌ی برشی و قطر 20 mm به ترتیب زیر انتخاب شده‌اند:

$$\text{خشنکاری: } a_e = 20 \text{ mm}, a = 4 \text{ mm}, f_z = 0.15 \text{ mm}$$

$$\text{پرداختکاری: } a_e = 20 \text{ mm}, a = 1 \text{ mm}, f_z = 0.10 \text{ mm}$$

به طوری که a_e و a به ترتیب عمق بار عرضی و عمق بار محوری می‌باشند.

با در نظر گرفتن محدوده‌ی سرعت دورانی اسپیندل، 200 تا 20000 دور بر دقیقه است و محدوده‌ی فرکانس نیروی تحریک f (Hz) از رابطه‌ی (9) قابل محاسبه می‌باشد.

$$f = nZ/60 \quad (9)$$

در رابطه‌ی فوق Z تعداد لبه‌های برشی ابزار و n (rpm) سرعت دورانی اسپیندل می‌باشند.

تغییر مکان‌ها و دوران‌های سکوی متحرک در مقیاس فرکانس و برای بازه فرکانسی 10 تا 10000 هرتز، متناظر با محدوده‌ی سرعت دورانی اسپیندل، در تمامی شرایط خشنکاری و پرداختکاری برای هر یک از حالات فرزکاری مخالف و موافق مورد بررسی تحلیلی قرار گرفته است.

از آنجایی که تغییر در پیکربندی مکانیزم موجب تغییر در فرکانس‌های طبیعی و تشدید آن می‌شود [7-9]، در روند حل مسأله و به منظور تعیین دامنه کاملی از فرکانس‌های تشدید مکانیزم، سکوی متحرک با موقعیت‌ها و جرم‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق ارتعاشات مکانیزم با تغییر موقعیت سکوی متحرک در فضای کاری و با دو جرم مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور، شش پیکربندی مختلف در محدوده‌ی فضای کاری انتخاب شده و در جدول (1) ارائه شده‌اند.

فرکانس‌های تشدید میز هگزاپاد، با استفاده از روش تحلیلی ارائه شده در این مقاله، تحت نیروهای هارمونیک ماشینکاری و در تمامی شرایط خشنکاری و پرداختکاری برای هر یک از حالات فرزکاری مخالف و موافق مورد بررسی قرار گرفته و نتایج در جدول (2) برای هر کدام از پیکربندی‌های جدول (1) ارائه شده است.

جدول 1 پیکربندی‌های منتخب برای بررسی ارتعاشات مکانیزم

جرم سکو (Kg)	موقعیت مرکز سکو	
	x, y, z (mm)	
40/6	0, 0, 710	1
90/6	0, 0, 710	2
40/6	0, 0, 820	3
90/6	0, 0, 820	4
40/6	0, 0, 930	5
90/6	0, 0, 930	6

حداکثر دامنه‌های ارتعاشات سکوی متحرک تحت نیروهای هارمونیک ماشینکاری نیز با در نظر گرفتن شرایط ماشینکاری مختلف بررسی شده و نتایج در جدول (3) برای هر کدام از پیکربندی‌های جدول (1) ارائه شده است.

جدول ۲ فرکانس‌های تشدید میز هگزاپاد (Hz)

۶	۵	۴	۳	۲	۱	پیکربندی‌های جدول (۱)
۸۰	۱۲۰	۱۲۰	۱۶۰	۱۶۰	۲۴۰	فرکانس تشدید در راستای X
۸۰	۱۲۰	۱۲۰	۱۶۰	۱۶۰	۲۴۰	فرکانس تشدید در راستای Y
۴۰۰	۶۰۰	۴۸۰	۷۲۰	۶۰۰	۹۲۰	فرکانس تشدید در راستای Z
۳۶۰	۵۶۰	۴۴۰	۶۸۰	۵۶۰	۸۶۰	فرکانس تشدید حول محور X
۳۶۰	۵۶۰	۴۴۰	۶۸۰	۵۶۰	۸۶۰	فرکانس تشدید حول محور Y
۱۶۰	۲۰۰	۲۰۰	۲۴۰	۳۲۰	۳۶۰	فرکانس تشدید حول محور Z

جدول ۳ حداکثر دامنه‌های ارتعاشات میز هگزاپاد (بر حسب m)

۶	۵	۴	۳	۲	۱	پیکربندی‌های مختلف جدول (۱)		
$4/17 \times 10^{-4}$	$4/02 \times 10^{-4}$	$2/09 \times 10^{-4}$	$2/21 \times 10^{-4}$	$9/96 \times 10^{-6}$	$1/07 \times 10^{-4}$	خشنکاری	فرزکاری مخالف	تغییر مکان
$7/78 \times 10^{-6}$	$4/47 \times 10^{-6}$	$3/48 \times 10^{-6}$	$4/04 \times 10^{-6}$	$1/83 \times 10^{-6}$	$1/76 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		در راستای
$1/16 \times 10^{-4}$	$9/75 \times 10^{-6}$	$2/25 \times 10^{-6}$	$4/54 \times 10^{-6}$	$1/99 \times 10^{-6}$	$2/77 \times 10^{-6}$	خشنکاری	فرزکاری موافق	X
$2/56 \times 10^{-6}$	$2/24 \times 10^{-6}$	$3/89 \times 10^{-7}$	$1/07 \times 10^{-6}$	$4/75 \times 10^{-7}$	$4/04 \times 10^{-7}$	پرداختکاری		
$5/73 \times 10^{-4}$	$5/34 \times 10^{-4}$	$2/63 \times 10^{-4}$	$2/75 \times 10^{-4}$	$1/21 \times 10^{-6}$	$1/71 \times 10^{-4}$	خشنکاری	فرزکاری مخالف	تغییر مکان
$1/17 \times 10^{-4}$	$1/09 \times 10^{-4}$	$4/06 \times 10^{-6}$	$5/65 \times 10^{-6}$	$2/48 \times 10^{-6}$	$2/71 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		در راستای
$8/73 \times 10^{-4}$	$8/21 \times 10^{-4}$	$3/12 \times 10^{-4}$	$4/32 \times 10^{-4}$	$1/92 \times 10^{-6}$	$1/84 \times 10^{-6}$	خشنکاری	فرزکاری موافق	Y
$1/44 \times 10^{-4}$	$1/36 \times 10^{-4}$	$5/18 \times 10^{-6}$	$7/19 \times 10^{-6}$	$3/18 \times 10^{-6}$	$3/03 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		
$3/32 \times 10^{-4}$	$3/37 \times 10^{-4}$	$9/49 \times 10^{-6}$	$8/29 \times 10^{-6}$	$9/55 \times 10^{-7}$	$5/01 \times 10^{-6}$	خشنکاری	فرزکاری مخالف	تغییر مکان
$6/70 \times 10^{-6}$	$7/04 \times 10^{-7}$	$1/79 \times 10^{-6}$	$1/35 \times 10^{-7}$	$1/84 \times 10^{-7}$	$9/35 \times 10^{-7}$	پرداختکاری		در راستای
$3/28 \times 10^{-6}$	$3/31 \times 10^{-6}$	$1/06 \times 10^{-6}$	$8/19 \times 10^{-7}$	$9/44 \times 10^{-7}$	$5/40 \times 10^{-7}$	خشنکاری	فرزکاری موافق	Z
$7/08 \times 10^{-7}$	$5/95 \times 10^{-7}$	$1/85 \times 10^{-7}$	$4/41 \times 10^{-7}$	$1/79 \times 10^{-7}$	$9/51 \times 10^{-7}$	پرداختکاری		
$2/67 \times 10^{-4}$	$2/59 \times 10^{-4}$	$1/74 \times 10^{-4}$	$1/67 \times 10^{-4}$	$1/07 \times 10^{-4}$	$9/30 \times 10^{-6}$	خشنکاری	فرزکاری مخالف	دوران حول
$4/29 \times 10^{-6}$	$4/31 \times 10^{-6}$	$3/05 \times 10^{-6}$	$2/80 \times 10^{-6}$	$1/86 \times 10^{-6}$	$1/55 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		محور X
$3/70 \times 10^{-4}$	$3/65 \times 10^{-4}$	$2/46 \times 10^{-4}$	$2/38 \times 10^{-4}$	$1/47 \times 10^{-4}$	$1/26 \times 10^{-4}$	خشنکاری	فرزکاری موافق	
$6/25 \times 10^{-6}$	$6/16 \times 10^{-6}$	$4/15 \times 10^{-6}$	$4/01 \times 10^{-6}$	$2/51 \times 10^{-6}$	$2/13 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		
$1/78 \times 10^{-4}$	$1/85 \times 10^{-6}$	$1/07 \times 10^{-4}$	$8/73 \times 10^{-7}$	$1/41 \times 10^{-6}$	$5/27 \times 10^{-7}$	خشنکاری	فرزکاری مخالف	دوران حول
$2/99 \times 10^{-6}$	$2/71 \times 10^{-7}$	$1/96 \times 10^{-6}$	$1/76 \times 10^{-7}$	$2/65 \times 10^{-7}$	$1/20 \times 10^{-7}$	پرداختکاری		محور Y
$1/09 \times 10^{-3}$	$1/13 \times 10^{-3}$	$7/53 \times 10^{-4}$	$7/18 \times 10^{-4}$	$5/09 \times 10^{-6}$	$3/95 \times 10^{-6}$	خشنکاری	فرزکاری موافق	
$1/90 \times 10^{-6}$	$1/88 \times 10^{-6}$	$1/27 \times 10^{-6}$	$1/22 \times 10^{-6}$	$8/93 \times 10^{-7}$	$6/76 \times 10^{-7}$	پرداختکاری		
$2/80 \times 10^{-3}$	$2/75 \times 10^{-4}$	$2/15 \times 10^{-4}$	$1/08 \times 10^{-3}$	$1/64 \times 10^{-4}$	$2/21 \times 10^{-4}$	خشنکاری	فرزکاری مخالف	دوران حول
$6/37 \times 10^{-4}$	$4/51 \times 10^{-6}$	$3/42 \times 10^{-6}$	$2/06 \times 10^{-4}$	$3/12 \times 10^{-6}$	$4/29 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		محور Z
$2/71 \times 10^{-3}$	$3/04 \times 10^{-4}$	$1/69 \times 10^{-4}$	$1/08 \times 10^{-3}$	$1/82 \times 10^{-4}$	$2/35 \times 10^{-4}$	خشنکاری	فرزکاری موافق	
$6/45 \times 10^{-4}$	$5/05 \times 10^{-4}$	$3/31 \times 10^{-6}$	$2/08 \times 10^{-4}$	$3/24 \times 10^{-6}$	$4/46 \times 10^{-6}$	پرداختکاری		

بحث و نتیجه گیری

در این تحقیق، ارتعاشات اجباری میز هگزاپاد مورد مطالعه قرار گرفته است. با در نظر گرفتن نیروی خارجی اعمال شده روی سکوی متحرک میز هگزاپاد به صورت یک نیروی سینوسی متغیر با زمان و با فرکانس و دامنه‌ی ثابت، ارتعاشات اجباری سکو مورد بررسی قرار گرفته و سپس فرکانس‌های تشدید و میزان تغییر مکان‌های سکو، با استفاده از برنامه‌ی نوشته شده در محیط نرم افزار Matlab، محاسبه شده‌اند. صحت نتایج به دست آمده از روش تحلیلی با شبیه سازی به روش اجزای محدود و با استفاده از تحلیل هارمونیک در نرم افزار ANSYS نیز مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر این، با مدل سازی نیروهای فرزکاری، ارتعاش اجباری مکانیزم تحت نیروهای خشنکاری و پرداختکاری در روش‌های فرزکاری مخالف و موافق مورد مطالعه قرار گرفته و دامنه و فرکانس‌های تشدید حاصل از این نیروها نیز محاسبه شده‌اند. در نهایت می توان اظهار داشت که برای جلوگیری از ایجاد ناپایداری دینامیکی حین عملیات ماشینکاری در موقعیت‌های بالایی قرارگیری سکو، می بایست از سرعت‌های برشی بیش تر و نیروهای برشی کم تر استفاده نمود. بنابراین، موقعیت‌های بالایی قرارگیری سکو برای ماشینکاری سرعت بالا مناسب تر خواهند بود. عملیات پرداختکاری نیز در سرعت‌های برشی زیاد و پیشروی و عمق بار کم انجام می شود، بنابراین نیروهای ماشینکاری وارد بر سکو در این عملیات به تناسب کم تر می باشند. بدین ترتیب، موقعیت‌های بالایی قرارگیری سکو برای عملیات پرداختکاری مناسب می باشند. به منظور دست یابی به صافی سطح مناسب در قطعه‌ی پرداختکاری شده در موقعیت‌های بالایی قرارگیری مرکز سکوی متحرک نیز، استفاده از روش فرزکاری موافق مناسب تر خواهد بود. در

با توجه به جدول (۲)، کم ترین فرکانس‌های تشدید مکانیزم مربوط به پیکربندی است که در آن سکوی متحرک با بیش ترین جرم بار روی آن در بالاترین موقعیت در مرز فضای کاری قرار می گیرد و این حالتی است که طول پایه‌ها بیش ترین مقدار ممکن یا به بیان دیگر کم ترین ضریب سفتی را دارند. از طرفی، با توجه به جدول (۳)، حداکثر تغییر مکان‌های سکو مربوط به موقعیتی است که مرکز سکوی متحرک در بالاترین موقعیت محدوده‌ی فضای کاری قرار داشته و نیروهای عملیات فرزکاری مخالف در شرایط خشنکاری روی آن اعمال می شود. دلیل این امر را می توان در کاهش سفتی مکانیزم با قرارگیری مرکز سکو در بالاترین موقعیت و زیاد بودن نیروهای ناشی از شرایط خشنکاری در عملیات فرزکاری مخالف دانست. با کاهش طول پایه‌ها در موقعیت‌های پایین تر سکوی متحرک، سفتی معادل پایه‌ها و به تناسب آن سفتی معادل مکانیزم افزایش می یابد. این تأثیر و نیز کاهش جرم بار روی سکو دو عامل مهم در افزایش فرکانس‌های طبیعی و تشدید مکانیزم می باشند. قرارگیری مرکز سکو در موقعیت‌های پایین تر، با افزایش سفتی معادل مکانیزم، موجب افزایش استحکام مکانیزم در برابر نیروهای ماشینکاری زیاد می شود و در این موقعیت‌ها تغییر مکان‌های ناشی از این نیروها به تناسب کم تر خواهند بود.

از آنجایی که مقدار تغییر مکان میز متناسب با مقدار نیروی اعمال شده روی آن می باشد، تمام عوامل برشی و هندسی مؤثر در تغییر مقدار نیروهای برشی، روی مقادیر تغییر مکان‌های میز مؤثر می باشند. به عنوان مثال تغییر در پیشروی، عمق برش و تعداد لبه‌های ابزار ارتباط مستقیم و تغییر سرعت دورانی اسپیندل ارتباط معکوس با تغییر نیروهای برشی دارد [12]؛ بدین ترتیب، تغییرات این عوامل موجب تغییر در مقادیر تغییر مکان‌های سکو خواهد شد.

به صورت زیر تعریف می شود:

$$\mathbf{I}_p = \mathbf{R} \left({}^P \mathbf{I}_p + m_p \begin{bmatrix} r_y^2 + r_z^2 & -r_x r_y & -r_x r_z \\ -r_x r_y & r_x^2 + r_z^2 & -r_y r_z \\ -r_x r_z & -r_y r_z & r_x^2 + r_y^2 \end{bmatrix} \right) \mathbf{R}^T$$

به طوری که ماتریس دوران \mathbf{R} به صورت زیر تعریف می شود:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} C\theta_z C\theta_y & -S\theta_z C\theta_x + C\theta_z S\theta_y S\theta_x & S\theta_z S\theta_x + C\theta_z S\theta_y C\theta_x \\ S\theta_z C\theta_y & C\theta_z C\theta_x + S\theta_z S\theta_y S\theta_x & -C\theta_z S\theta_x + S\theta_z S\theta_y C\theta_x \\ -S\theta_y & C\theta_y S\theta_x & C\theta_y C\theta_x \end{bmatrix}$$

$$C\theta_x = \cos(\theta_x); \quad S\theta_x = \sin(\theta_x);$$

بردار $\mathbf{r} = [r_x \ r_y \ r_z]^T$ بردار موقعیت مرکز جرم سکوی متحرک بارگذاری شده در چارچوب مرجع، به صورت زیر می باشد:

$$\mathbf{r} = \mathbf{R} \mathbf{r}_o$$

در رابطه ی فوق، بردار موقعیت مرکز جرم سکوی متحرک بارگذاری شده در چارچوب متحرک می باشد.

با در نظر گرفتن \mathbf{n}_i به عنوان بردار یکه ی هر پایه و \mathbf{q}_i به عنوان بردار موقعیت نقطه ی مفصلی i ام در محل اتصال سکوی متحرک به هر کدام از پایه ها در چارچوب مرجع [13]، ماتریس ژاکوبین معکوس مکانیزم هگزاپاد به صورت زیر تعریف می شود:

$$\mathbf{J}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{n}_1^T & (\mathbf{q}_1 \times \mathbf{n}_1)^T \\ \vdots & \vdots \\ \mathbf{n}_6^T & (\mathbf{q}_6 \times \mathbf{n}_6)^T \end{bmatrix}$$

موقعیت های پایین تر قرارگیری سکو در محدوده ی فضای کاری، ماشینکاری در سرعت های برشی کم تر امکان پذیر است و این موقعیت ها برای عملیات خشکنکاری مناسب تر خواهند بود؛ علاوه بر این، برای کاهش شوک و ضربه ی براده برداری ناشی از عملیات خشکنکاری در موقعیت های پایینی قرارگیری سکو، استفاده از روش فرزکاری مخالف مناسب می باشد.

پیوست

مشخصات فیزیکی مکانیزم به صورت زیر تعریف شده اند:

۱۷۵ mm	شعاع سکوی متحرک:
۴۰۰ mm	شعاع سکوی ثابت:
۹۶۸/۹ mm	حداکثر طول هر پایه:
۷۶۰/۲ mm	حداقل طول هر پایه:
۹۰/۶ Kg	حداکثر جرم سکوی متحرک و بار روی آن:
۴۰/۶ Kg	حداقل جرم سکوی متحرک و بار روی آن:
±۱۳۰ mm	حداکثر کورس حرکتی در جهات X و Y:
۲۲۰ mm	حداکثر کورس حرکتی در جهت Z:
۱۰۳۱ Ns/m	استهلاک هر پایه، C_{Ti} ، در پایین ترین موقعیت:
۷۲۶ Ns/m	استهلاک هر پایه، C_{Ti} ، در موقعیت میانی:
۳۶۶ Ns/m	استهلاک هر پایه، C_{Ti} ، در بالاترین موقعیت:
$N/m \ 2/50 \times 10^4$	سفتی هر پایه، K_{Ti} ، در پایین ترین موقعیت:
$N/m \ 1/46 \times 10^4$	سفتی هر پایه، K_{Ti} ، در موقعیت میانی:
$N/m \ 1/05 \times 10^4$	سفتی هر پایه، K_{Ti} ، در بالاترین موقعیت:

- با در نظر گرفتن قضیه ی محورهای موازی [13] و با در نظر گرفتن ${}^P \mathbf{I}_p$ ، به عنوان تانسور لختی سکوی متحرک و بار روی آن در چارچوب متحرک، تانسور لختی سکو و بار روی آن در چارچوب مرجع، \mathbf{I}_p

مراجع

1. Dohner, J.L., Kwan, C.M. and Regerlbrugge, M.E., "Active Chatter Suppression in an Octahedral

- Hexapod Milling Machine: A Design Study", *In Proc. of SPIE-The International Society for Optical Engineering*, Vol. 2721, pp. 316-325, (1996).
2. Hardage, D.S. and Wiens, G.J., "Modal analysis and modeling of a parallel kinematic machine", *J. Manuf. Sci. Eng.*, Vol. 10, pp. 857-862, (1999).
 3. Wiens, G.J. and Hardage, D.S., "Structural dynamics and system identification of parallel kinematic machines", *In Proc of IDETC/CIE*, 99671, (2006).
 4. Ting, Y., Chen, Y.-S. and Jar, H.-C., "Modeling and control for a Gough-Stewart platform CNC machine", *J. Robotic Syst.*, Vol. 21, pp. 609-623, (2004).
 5. Mukherjee, P., Dasgupta, B. and Mallik, A.K., "Dynamic stability index and vibration analysis of a flexible Stewart platform", *J. Sound Vib.*, Vol. 307, pp. 495-512, (2007).
 6. Hong, D., Kim, S., Choi, W.C. and Song, J.-B., "Analysis of machining stability for a parallel machine tool", *Mech. Base Des. Struct. Mach.*, Vol. 31, pp. 509-528, (2003).
 7. Mahboubkhah, M., Nategh, M.J. and Esmailzadeh Khadem, S., "Vibration analysis of machine tools' hexapod table", *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 38, pp. 1236-1243, (2008).
 8. Mahboubkhah, M., Nategh, M.J. and Esmailzadeh Khadem, S., "A Comprehensive Study on the Free Vibration of Machine Tools' Hexapod Table", *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 40, pp. 1239-1251, (2009).
 9. Pedrammehr, S., Mahboubkhah, M. and Khani, N., "Natural Frequencies and Mode Shapes for Vibrations of Machine Tools' Hexapod Table", *1st International Conference on Acoustics and Vibration ISAV 2011*, Tehran, Iran, Dec. 21-22, (2011).
 10. Cheng, K., "*Machining Dynamics, Fundamentals, Applications and Practices*", (2009), Springer-Verlag London Limited, UK.
 11. Altintas, Y., "*Manufacturing Automation, Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design*", Cambridge University Press, UK, (2000).
 12. Yangui, H., Zghal, B., Kessentini, A., Chevallier, G., Rivière, A., Haddar, M. and Karral, C., "Influence of Cutting and Geometrical Parameters on the Cutting Force in Milling", *Scientific Research, Engineering*, Vol. 2, pp. 751-761, (2010).
 13. Pedrammehr, S., Mahboubkhah, M. and Pakzad, S., "An improved solution to the inverse dynamics of the general Stewart platform", *IEEE International Conference on Mechatronics ICM 2011*, Istanbul, Turkey, April 13-15, (2011).