



طراحی و تحلیل عملکرد مکانیزم یکپارچه یاتاقان و رولراسکرو جهت ایجاد حرکت خطی دقیق

امیر راستی*، دانیال جعفری، ایمان رفیعی راد

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

* ایمیل نویسنده مسئول: a.rasti@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی

دریافت: ۵ دی ۱۴۰۳

پذیرش: ۲۵ فروردین ۱۴۰۴

کلیدواژگان:

رولراسکرو

یاتاقان غلتکی

عملگر

چکیده

هدف این پژوهش، توسعه مکانیزم یکپارچه رولراسکرو و یاتاقان غلتکی به منظور دستیابی به جابجایی خطی با رزولوشن بالا می‌باشد. به همین منظور یک مکانیزم یاتاقان و انتقال قدرت از نوع رولراسکرو به‌طور همزمان بر روی یک پیچ طراحی و تحلیل شد تا بر این اساس، قابلیت تحمل بار محوری و شعاعی بهینه‌سازی شود. یک مدل اولیه برای یاتاقان و انتقال قدرت طراحی و ساخته شد. نتایج نشان دادند که در ابعاد در نظر گرفته شده برای مکانیزم انتقال قدرت، در صورت توقف چرخش غلتک‌ها، گشتاور مورد نیاز برای چرخاندن پیچ تا ۹٫۵ نیوتون‌متر افزایش می‌یابد که این امر می‌تواند منجر به تخریب غلتک‌ها گردد. آزمایش‌ها نشان دادند که با یکسان بودن قطر و گام غلتک-پیچ و جهت معکوس رزوه‌ها، غلتش ایجاد شده و حرکت خطی به صفر می‌رسد. در شرایط ایده‌آل، مقدار حرکت خطی به‌ازای یک دور پیچ ۰٫۲ میلی‌متر اندازه‌گیری شد. در این پژوهش، یک طرح برای یاتاقان و یک طرح برای انتقال قدرت انتخاب گردید. شبیه‌سازی‌های دینامیکی و المان محدود بر روی یاتاقان و انتقال قدرت انجام شد. در شبیه‌سازی دینامیکی، انتقال قدرت در سه اندازه مختلف و یاتاقان در یک اندازه بررسی گردید. نتایج نشان دادند که با افزایش بار محوری تا ۱۰۰ کیلوگرم، سرعت خطی مهره و سرعت زاویه‌ای غلتک در گام‌های اولیه به دلیل فشردگی بین رزوه‌ها تا ۴٫۵ درصد کاهش می‌یابد. در شبیه‌سازی المان محدود، توانایی تحمل بار محوری یاتاقان رولراسکرو ۸ کیلو نیوتن و انتقال قدرت ۷ کیلو نیوتن تعیین گردید.

Design and performance analysis of integrated roller bearing and roller screw mechanism for precision linear motion

Amir Rasti*, Danial Jafari, Iman Rafierad

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

* Corresponding Author's Email: a.rasti@modares.ac.ir

Article Information

Original Research Paper

Received: 25 December 2024

Accepted: 14 April 2025

Keywords:

Roller Screw

Roller Screw Bearing

Actuator

Abstract

This research aims to develop an integrated mechanism of roller bearing and roller screw to achieve high resolution of axial displacement. Accordingly, the bearing and roller screw were simultaneously designed and analyzed on a single screw to optimize axial and radial load capacity. An initial model for the bearing and power transmission was designed and manufactured. Results indicated that in assumed dimension of mechanism, if the roller rotation is halted, the torque required to rotate the screw increases up to 9.5 N.m, which can lead to roller failure. Experiments showed that with identical roller-screw diameter and pitch, and opposing thread directions, rolling occurs while linear motion approaches zero. Under ideal conditions, the linear displacement per screw revolution was measured at 0.2 mm. one design for the bearing and one design for power transmission were selected in this research. Kinematic and finite element simulations were conducted on both the bearing and power transmission. In the kinematic simulation, power transmission was examined in three different sizes, while the bearing was assessed in a single size. Results revealed that as axial load increased up to 100, the linear speed of the nut and the angular speed of the roller decreased by up to 4.5% in the initial steps due to compression between threads. In the finite element simulation, the axial load capacity of the roller screw bearing was determined to be 8 kN, while that of the power transmission was 7 kN.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Rasti A, Jafari D, Rafierad I. Design and performance analysis of integrated roller bearing and roller screw mechanism for precision linear motion. 2025 Apr 21;12(2):59-69. doi: 10.22034/ijme.2025.495859.2038 [In Persian]

۱- مقدمه

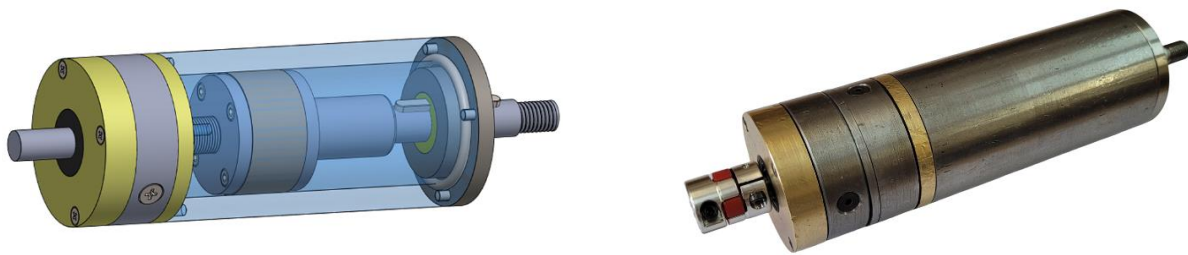
یکی از روش‌های افزایش دقت در ماشین‌های ابزار استفاده از مکانیزم‌های دقیق تبدیل حرکت دورانی به خطی با دقت بالا می‌باشد. این کاربرد می‌تواند دقت فرایند را در فرایندهایی نظیر ماشین‌کاری [۱، ۲] و شکل‌دهی تدریجی [۳، ۴] به شکل قابل توجهی افزایش داده و از عیوب ابعادی و عیوب ساختاری احتمالی جلوگیری نماید. رولر اسکرو وسیله‌ای است که حرکت چرخشی را به حرکت خطی تبدیل می‌کند [۵]. از آنجایی که لغزش بین پیچ و مهره بر دقت حرکت تأثیر می‌گذارد، از رولراسکرو استفاده می‌شود. این نوع پیچ‌ها عملکردی مشابه بال‌اسکرو دارند با این تفاوت که به جای ساچمه از غلتک استفاده می‌شود [۶]. بدین ترتیب تماس نقطه‌ای ساچمه‌ها تبدیل به تماس خطی غلتک‌ها می‌شود و با کاهش تنش‌های لهیدگی، عمر مفید را افزایش می‌دهد. عموماً عمر مفید پیچ غلتکی حدود ۱۰ برابر بال‌اسکرو است [۷]. مقدار حرکت خطی به‌ازای یک دور برابر است با گام پیچ که یک رولر اسکرو می‌تواند طیف گسترده‌ای از مقدار حرکت خطی به‌ازای یک دور را ارائه دهد که هدف این پژوهش، رسیدن به جابه‌جایی بسیار کمی به‌ازای یک دور پیچ است. از مزایای اصلی رولر اسکرو می‌توان به تحمل بار محوری و شعاعی بالا، دقت و سرعت بالا، کاهش اصطکاک و حرکت خطی متنوع به‌ازای یک دور پیچ اشاره نمود [۸]. رولراسکرو از پیچ، غلتک، مهره و رینگ دنده‌ای تشکیل شده است. جهت فهم ساده‌تر سینماتیک رولراسکرو، در نظر گرفته می‌شود پیچ حرکت خطی ندارد و فقط حول خود می‌چرخد. غلتک‌ها نقش واسطه بین مهره و پیچ را دارند که قسمت میانی آن‌ها به‌صورت رزوه و قسمت انتهایی آن‌ها به‌صورت دنده است. قسمت رزوه با پیچ و قسمت دنده با رینگ دنده‌ای درگیر است. با چرخش پیچ، غلتک‌ها با دور ثابت و غلتش کامل به حول خود و پیچ چرخیده و همراه با مهره حرکت می‌کنند. مزیت‌های مهم این سیستم، حرکت ناچیز مهره به‌ازای یک دور پیچ و تحمل بار محوری و شعاعی بالا است [۹]. در این سیستم می‌توان به‌ازای یک دور پیچ، طیف گسترده‌ای از حرکت‌های خطی را ارائه داد و هرچقدر تعداد غلتک‌ها افزایش یابد توزیع بار افزایش یافته و سیستم می‌تواند بار بیشتری را تحمل نماید. رولر اسکرو با حرکت جابه‌جایی ریز، معمولاً در سیستم‌هایی استفاده می‌شود که نیاز به دقت بالا، حرکت صاف و قابلیت تحمل بارهای سنگین دارند. این نوع پیچ‌ها در صنایعی که نیاز به حرکت دقیق و کنترل‌شده دارند، کاربرد دارند. از موارد قابل استفاده این مکانیزم می‌توان به ماشین‌آلات CNC که نیاز به دقت بالا در حرکت اجزاء دارند، دستگاه‌های پزشکی که حرکت دقیق و بدون لرزش مهم است مانند سیستم‌های MRI یا دستگاه‌های جراحی، دستگاه‌های لیزر و اپتیک که برای حرکت دقیق اجزای اپتیکی یا لیزری که به دقت در موقعیت‌یابی نیاز دارند و در صنایع دفاعی مانند سیستم‌های هدایت موشک یا تجهیزات نظامی که نیاز به حرکت‌های دقیق دارند اشاره نمود. در این موارد، رولر اسکروها به دلیل دقت بالا و کاهش اصطکاک نسبت به پیچ‌های معمولی، عملکرد بهتری دارند. در ادامه مهمترین پژوهش‌های صورت گرفته در این زمینه مورد بررسی قرار گرفته است.

حجت و عاقلی [۱۰] توانایی‌ها و محدودیت‌های پیچ غلتکی را با تمرکز بر لغزش بین پیچ و مهره و تأثیر آن بر دقت حرکت بررسی کرده‌اند. آن‌ها نشان دادند که در حرکت خطی کوچک، پیچ و غلتک به‌طور ذاتی تمایل به غلتیدن ثابت و پایدار دارند. همچنین بهینه‌سازی پروفیل رزوه‌ها و تعداد مجاز غلتک‌ها نیز مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان داد که پیچ غلتکی برای حرکات ظریف با دقت مطلوب قابل استفاده است. لیزو و همکاران [۱۱] طراحی پیچ‌های غلتکی سیاره‌ای را برای تحمل بار سنگین بررسی کردند. پیچ غلتکی RV با مهره تحت تحلیل‌های تنش، کرنش، خواص الاستیک پلاستیک و ظرفیت بار قرار گرفت. نتایج حاکی از آن است که انتقال بار پیچ غلتکی از طریق غلتک‌ها صورت می‌گیرد و تنش بین غلتک و پیچ بیشتر از سایر نقاط است. یانگ لینگ فو و همکاران [۱۲] مدل گشتاور اصطکاک پیچ غلتکی سیاره‌ای را با استفاده از تئوری تماس هرتز به‌دست آوردند. تحلیل‌ها نشان داد که گشتاور اصطکاک با افزایش بار خارجی به صورت غیرخطی افزایش می‌یابد. همچنین، در حین گیرکردن غلتک، راندمان انتقال از ۹۸٫۲ به ۵۳٫۲ درصد کاهش یافت. شانگ جوونما و همکاران [۱۳] سینماتیک پیچ غلتکی سیاره‌ای را با در نظر گرفتن جهت‌های رزوه پیچ و غلتک بررسی کردند. آنها از طریق شبیه‌سازی دینامیکی در نرم‌افزار ADAMS نتایج را اعتبارسنجی کردند. نتایج نشان داد که جهت مارپیچ بین پیچ و غلتک بر نیروی اصطکاک و حرکت غلتک تأثیرگذار است و در صورت یکسان بودن جهت مارپیچ، نیروی اصطکاک در جهت مارپیچ است که منجر به کاهش لغزش و افزایش پایداری می‌شود. لینپینگ وو و همکاران [۱۴] مدل دینامیکی پیچ غلتکی سیاره‌ای را با در نظر گرفتن درجه آزادی پیچشی ارائه دادند. آنها رابطه بین فرکانس طبیعی (به‌جز فرکانس‌های طبیعی مرتبه اول و دوم) و تعداد غلتک‌ها را بررسی کردند و نشان دادند که فرکانس‌های طبیعی سیستم با افزایش تعداد غلتک‌ها افزایش می‌یابد. این مدل به بررسی اثرات سختی تماس، اینرسی چرخشی، و ویژگی‌های ارتعاشی سیستم پرداخته است. استیون ولنسکی و همکاران [۱۵]

سینماتیک جابجایی غلتکی در مکانیزم پیچ غلتکی سیاره‌ای را مطالعه کرده‌اند. جابجایی محوری یک پدیده نامطلوب است که می‌تواند باعث گیر و در نهایت منجر به تخریب مکانیزم شود. این جابجایی به دلیل لغزش است که ناشی از عدم تطابق گام بین چرخ‌دنده‌ها است. این عدم تطابق به دلیل خطاهای ساخت، تغییر شکل مکانیزم در اثر بارگذاری و عدم قطعیت در شعاع تماس بین اجزا باشد. این مقاله زاویه‌ای که از طریق آن لغزش رخ می‌دهد و متعاقب آن جابجایی محوری غلتک را استخراج می‌کند. این پژوهش نشان می‌دهد که پیچ‌های غلتکی به دلیل ویژگی‌های غلتشی و کاهش لغزش، برای کاربردهای با دقت بالا و بارهای سنگین مناسب هستند و طراحی‌های مختلف این پیچ‌ها در حوزه‌هایی نظیر هوافضا کاربردهای مهمی دارند.

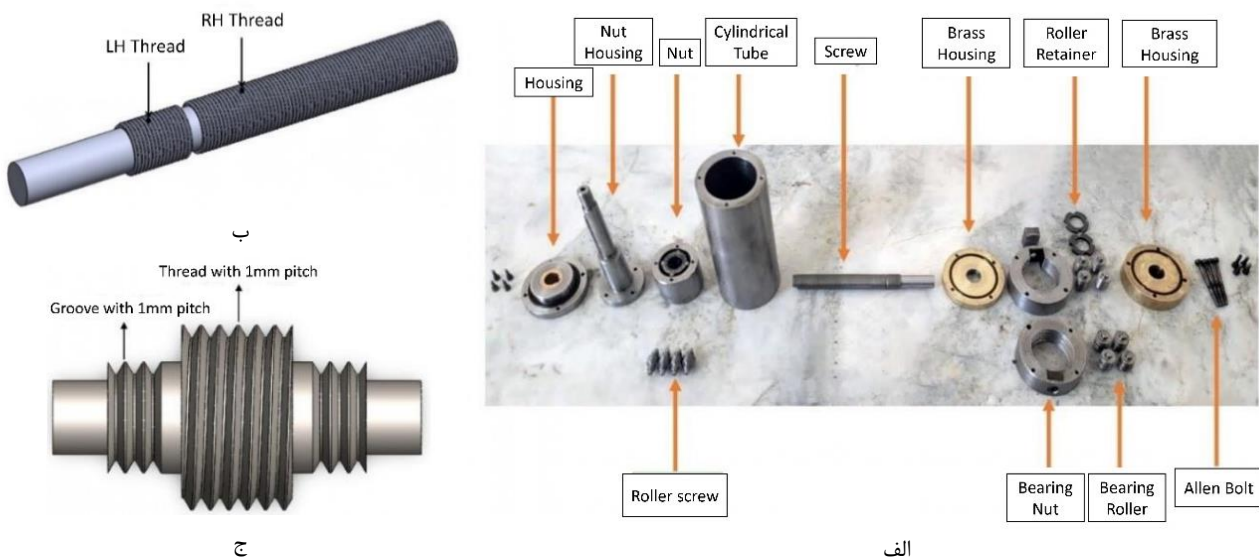
۲- مدل عملکرد رولراسکرو

در شکل ۱ مدل سه بعدی مجموعه رولراسکرو و نمونه ساخته شده آن نشان داده شده است. شکل ۲ نیز مدل انفجاری و اجزای تشکیل دهنده از قطعات طراحی شده را نشان می‌دهد.



شکل ۱ مدل نهایی مجموعه رولراسکرو

در طراحی حاضر، پیچ در یاتاقان رولراسکرو نقش کنس داخلی، غلتک نقش ساچمه و مهره نقش کنس خارجی را دارد. در این طرح کنس خارجی ثابت و کنس داخلی حرکت چرخشی دارد. در سیستم یاتاقان رولراسکرو باید حرکت محوری پیچ خنثی شود. طبق روابط حرکت خطی، در ساده‌ترین حالت، اگر گام و قطر غلتک با پیچ یکسان و جهت رزوه آنها عکس یکدیگر باشد، جابجایی خطی صفر می‌باشد. اما در عمل کوچکترین اختلاف میان قطر غلتک و پیچ باعث ایجاد حرکت نسبی بین غلتک و پیچ می‌شود. بدین ترتیب در این طرح، همانطور که در شکل ۲-ب قابل مشاهده می‌باشد، قسمت ابتدایی پیچ با قطر ۱۲ میلی‌متر با گام ۱ میلی‌متر به صورت چپگرد و قسمت بعدی به صورت راستگرد زده شده است.



شکل ۲ اجزای ساخته شده مجموعه رولراسکرو، (ب) پیچ، (ج) غلتک رولراسکرو

غلتک‌های یاتاقان به‌طور مجزا به‌صورت چپگرد با قطر ۱۲ میلی‌متر طراحی گردید که با رزوه راستگرد پیچ درگیر می‌شوند. این امر باعث می‌شود تا حرکت خطی صفر شود. همانگونه که اشاره گردید، مهره در این سیستم ثابت بوده و هیچ حرکت چرخشی و محوری ندارد. به منظور ایجاد جابجایی صفر بین مهره و غلتک‌ها، باید تعداد راه رزوه مهره تعیین شود. در صورت عدم انتخاب صحیح راه رزوه، بین رزوه‌های غلتک و مهره تداخل ایجاد شده و سیستم قفل می‌کند و یا اینکه غلتک و مهره نسبت به هم حرکت می‌کنند. در مکانیزم انتقال قدرت، پیچ نباید حرکت خطی داشته باشد. بدین ترتیب حرکت خطی پیچ توسط یاتاقان خنثی شده است. با دوران پیچ، غلتک‌ها حول خود و پیچ چرخیده و حرکت می‌کنند.

همان‌طور که در شکل ۲-ج نشان داده شده است، غلتک از دو بخش رزوه و شیار تشکیل شده است که قسمت رزوه با پیچ و قسمت شیار با مهره درگیر است. غلتک‌ها M10 چپگرد هستند که توسط معادله ۱ مقدار حرکت خطی به ازای یک دور پیچ، ۰٫۲ میلی‌متر بدست آمده است. غلتک‌ها نسبت به هم نباید فاصله محوری داشته باشند. بدین جهت توسط شیار، غلتک‌ها در فاصله محوری یکسان قرار گرفته و با دوران پیچ، به‌صورت سیاره‌ای حول خود و پیچ می‌چرخند. جهت حفظ فاصله یکسان میان غلتک‌ها، از نگهدارنده غلتک استفاده گردید. حرکت دورانی مهره توسط تعبیه یک خار محور مقید شده است. با اعمال این محدودیت، رولراسکرو در داخل لوله‌سیلندری فقط می‌تواند حرکت خطی داشته باشد. برای بررسی حرکت خطی رولراسکرو و یاتاقان ابتدا نیاز است که محاسبات آن انجام شود و آن را با شبیه‌سازی و آزمایش تجربی مقایسه نمود. با استفاده از حرکت خطی غلتک‌ها به ازای یک دور پیچ بدست آمد [۱۰]:

$$\Delta x = p \left(s + \frac{d}{D} S \right) \quad (1)$$

در این معادله P گام^۱، s تعداد راه پیچ^۲، S تعداد راه غلتک، d قطر پیچ، D قطر غلتک است. اگر رزوه راستگرد باشد، s و S مثبت و اگر چپگرد باشد منفی است. در این پژوهش پیچ رولراسکرو و غلتک با گام یک میلی‌متر با تعداد راه (۱) به ترتیب M12 راستگرد و M10 چپگرد انتخاب شد. با جایگذاری اعداد در معادله ۱، مقدار جابه‌جایی خطی غلتک‌ها به‌ازای یک دور پیچ بدست آمد.

$$\Delta x = \left(\left(1 - \frac{12}{10} \right) \times 1 \right) = -0.2 \text{ mm} \quad (2)$$

برای یاتاقان رولراسکرو، پیچ و غلتک با گام یک میلی‌متر و تعداد راه (۱) به ترتیب M12 راستگرد و M12 چپگرد انتخاب شد با جایگذاری در رابطه ۱ مقدار جابه‌جایی خطی غلتک‌ها نسبت به پیچ بدست آمد.

$$\Delta x = \left(\left(1 - \frac{12}{12} \right) \times 1 \right) = 0 \text{ mm} \quad (3)$$

با تعبیه کردن مهره در سیستم یاتاقان، غلتک‌ها نسبت به مهره نباید حرکت خطی می‌داشتند، با استفاده از رابطه ۴ تعداد راه مهره بدست آمد [۱۰]:

$$S = \frac{d}{D} \quad (4)$$

در رابطه ۴، D قطر غلتک و d قطر مهره است.

در این پژوهش غلتک M12 چپگرد و مهره M36 چپگرد استفاده شده است.

$$S = \frac{36}{12} = 3 \quad (5)$$

با توجه به توضیحات ارائه شده برای هر کدام از قطعات این مکانیزم، می‌توان متوجه شد که با دوران پیچ، غلتک‌ها در داخل مهره به صورت سیاره‌ای با قرار گرفتن در فاصله مساوی به حول خود و پیچ، چرخیده و با خنثی شدن دوران مهره توسط خار، همراه مهره به ازای یک دور پیچ، ۰٫۲ میلی‌متر حرکت می‌کنند.

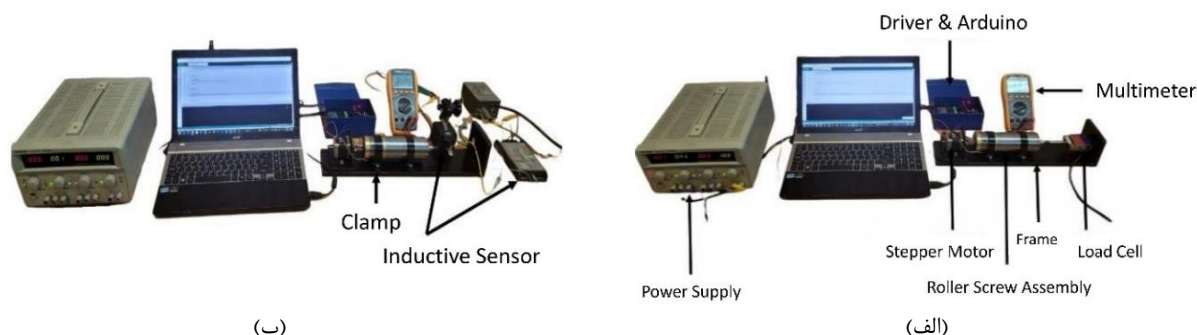
۳- تجهیزات و روش انجام آزمایش

تحلیل‌ها و شبیه‌سازی‌هایی که در این پژوهش انجام شده است شامل آزمایش تجربی، مدلسازی دینامیکی عملگر رولراسکرو و شبیه‌سازی المان محدود رزوه رولراسکرو می‌باشد. جهت انجام آزمایش، ابتدا یک شاسی به صورت L شکل برای مجموعه رولراسکرو

¹ Pitch

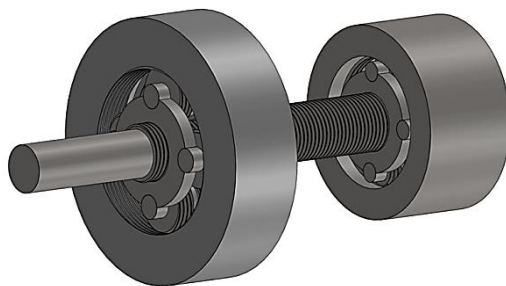
² The Number of Thread Ways

طراحی شد. این شاسی قابلیت نصب لودسل، استپرموتور و مجموعه رولراسکرو را دارا می‌باشد. در مرحله اول از آزمایش، استپرموتور توسط منبع تغذیه، آردوینو راه‌اندازی و گشتاور آن توسط درایور تنظیم شد. در شکل ۳ با بهره‌گیری از حسگر القایی، جابه‌جایی خطی به‌ازای یک دور پیچ در قالب چند آزمایش بدست آمد. در مرحله دوم، لودسل روی شاسی بسته و با درگیر کردن لودسل با رولراسکرو، مقدار بار خروجی در قالب چند آزمایش اندازه‌گیری شد. جهت دوران و کنترل حرکت مکانیزم از استپرموتور با گشتاور ۳ کیلوگرم سانتی‌متر استفاده شده است. برای راه‌اندازی استپرموتور از برد آردوینو^۱ UNO و درایور^۲ TB6600 استفاده شده است. برای اندازه‌گیری فاصله و جابه‌جایی خطی از حسگر القایی مدل Emic استفاده می‌شود. منبع تغذیه مدل MP-3005-D با ولتاژ بیشینه ۳۰ ولت و جریان خروجی حداکثر ۵ آمپر جهت راه‌اندازی استپرموتور و لودسل استفاده گردید.

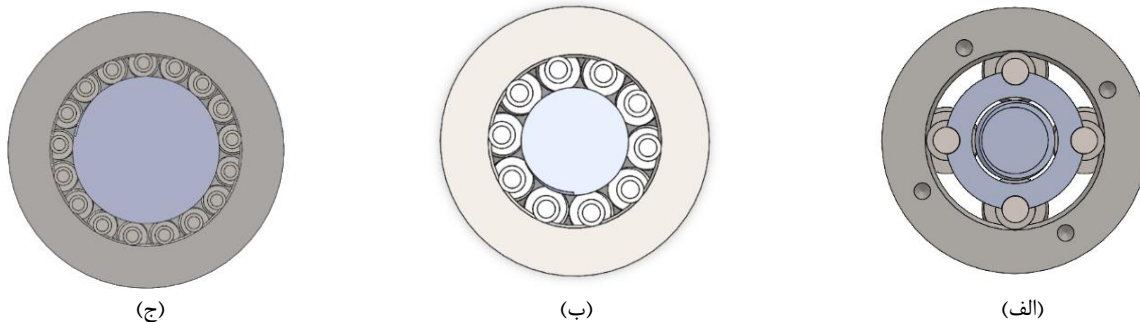


شکل ۳ اندازه‌گیری جابه‌جایی خطی توسط حسگر القایی، (ب) اندازه‌گیری بار خروجی توسط لودسل

در طرح حاضر رولراسکرو در یک دور پیچ، ۰٫۲ میلی‌متر جابه‌جایی خطی دارد. با استفاده از استپرموتوری با رزولوشن ۲۰۰ گام در دور و انجام آزمایش تجربی، مشخص شد رولراسکرو به‌ازای یک گام استپرموتور، ۱ میکرون حرکت خطی دارد. از نرم‌افزار ADAMS جهت مدلسازی دینامیکی مکانیزم بهره گرفته شد. همان‌طور که در شکل ۴ قابل مشاهده است، در شبیه‌سازی دینامیکی، طرح رولراسکرو با سه اندازه مختلف پیچ و طرح یاتاقان با یک اندازه بررسی شده است. در شکل ۵ و جدول ۱ چیدمان انتقال قدرت با قطر پیچ‌های مختلف و همچنین مشخصات ابعادی اجزای یاتاقان رولراسکرو آمده است.



شکل ۴ یاتاقان و انتقال قدرت از نوع رولراسکرو در شبیه‌سازی دینامیکی



شکل ۵ چیدمان انتقال قدرت از نوع رولراسکرو در قطر پیچ‌های مختلف، (الف) قطر ۱۲ میلی‌متر، (ب) قطر ۲۴ میلی‌متر، (ج) قطر ۴۸ میلی‌متر

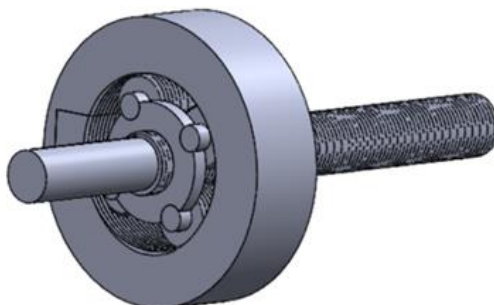
^۱ Arduino

^۲ Driver

جدول ۱ چیدمان یاتاقان و رولراسکرو انتقال قدرت با قطر پیچ‌های مختلف در شبیه‌سازی دینامیکی

المان	شماره	قطر پیچ (میلی‌متر)	قطر غلتک (میلی‌متر)	تعداد غلتک	جابه‌جایی خطی مهره رولراسکرو به‌ازای یک دور پیچ (میلی‌متر)
رولراسکرو	۱	۱۲	۱۰	۵	۰,۲
	۲	۲۴	۱۰	۱۰	۰,۴
	۳	۴۸	۱۰	۱۷	۰,۸
یاتاقان	۱	۱۲	۱۲	۴	۰

جهت چرخش پیچ، ابتدا سرعت دورانی ۶۰ دور بر دقیقه برای پیچ تعریف گردید. با در نظر گرفتن بازه زمانی ۱ ثانیه‌ای برای شبیه‌سازی، پیچ ۳۶۰ درجه می‌چرخد. با اعمال سه نیروی ۳، ۵۰ و ۱۰۰ کیلوگرم در خلاف جهت حرکت مهره، خروجی‌های مورد نظر بدست آمد. پارامترهای ورودی یاتاقان رولراسکرو مشابه پارامترهای ورودی انتقال قدرت است. با این تفاوت که فقط بار محوری ۳ کیلوگرم بر یاتاقان وارد شده است. بدین ترتیب با وارد شدن بار محوری، سرعت زاویه‌ای غلتک، جابه‌جایی خطی غلتک، سرعت زاویه‌ای نگهدارنده غلتک بدست آمده است. مدلسازی یاتاقان رولراسکرو مطابق شکل ۶ برای شبیه‌سازی انجام شده است. برای بدست آوردن حداکثر تحمل بار محوری یاتاقان و انتقال قدرت، شبیه‌سازی المان محدود تحت بار استاتیکی و بررسی توزیع تنش^۱ و کرنش^۲ صورت پذیرفت. جنس غلتک و پیچ‌ها 100Cr6 در نظر گرفته شد.



شکل ۶ شبیه‌سازی یاتاقان رولراسکرو

۴- نتایج و بحث

۴-۱- تحلیل دینامیکی عملکرد رولراسکرو

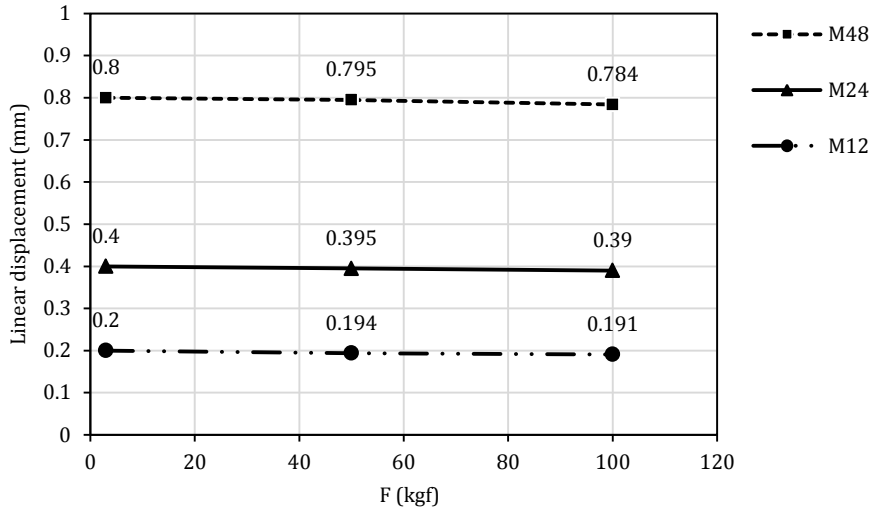
در تحلیل دینامیکی، پیچ ۱۲ میلی‌متر، سه سطح بار محوری ۳، ۵۰ و ۱۰۰ کیلوگرم در خلاف جهت حرکت مهره وارد گردید. با توجه به شکل ۷ با اعمال بار محوری و چرخش ۳۶۰ درجه‌ای پیچ در یک ثانیه، مهره به ترتیب ۰,۲، ۰,۱۹۴ و ۰,۱۹۱ میلی‌متر حرکت خطی دارد. با وارد کردن نیروهای مشابه، حرکت خطی مهره در اندازه پیچ M24، به ترتیب ۰,۴، ۰,۳۹۵ و ۰,۳۹ میلی‌متر و در اندازه پیچ M48 به ترتیب ۰,۸، ۰,۷۹۵ و ۰,۷۸۴ میلی‌متر بدست آمد. مقایسه نتایج نشان داد که تحت بار محوری ۳ کیلوگرم، پاسخ شبیه‌سازی مطابق حل تحلیلی می‌باشد، اما با افزایش نیرو، به دلیل تغییر شکل رزوه‌ها در گام‌های اولیه، مقدار جابه‌جایی خطی تا حداکثر ۴,۵٪ کاهش یافته است.

سرعت خطی مهره نیز تحت بار محوری ۳، ۵۰ و ۱۰۰ کیلوگرم بدست آمد. طبق بررسی‌های صورت گرفته، مشاهده گردید که رولراسکرو با سرعت ثابتی حرکت نکرده است. در همین راستا بیشترین و کمترین سرعت آن بررسی شد. در ادامه، مطابق شکل ۸ ملاحظه گردید که میانگین سرعت‌ها تحت بارهای محوری با نتایج بدست آمده از جابه‌جایی خطی برابر است.

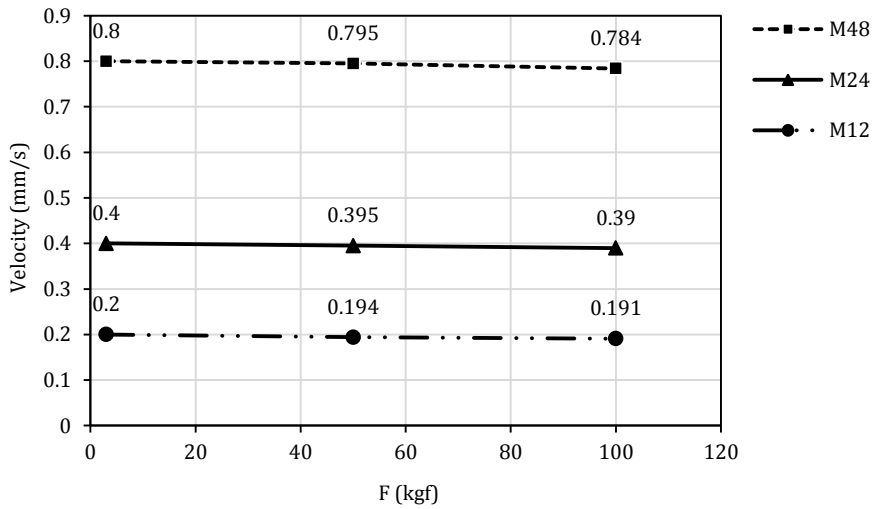
شبیه‌سازی همچنین جهت بررسی سرعت زاویه‌ای غلتک‌ها تحت بار محوری ۳، ۵۰ و ۱۰۰ کیلوگرم انجام گرفت. با توجه به شکل ۹ با افزایش قطر پیچ، سرعت زاویه‌ای غلتک‌ها افزایش و با افزایش نیرو، سرعت زاویه‌ای غلتک در گام‌های اولیه به دلیل فشردگی رزوه‌ها کاهش یافته است.

¹ Stress

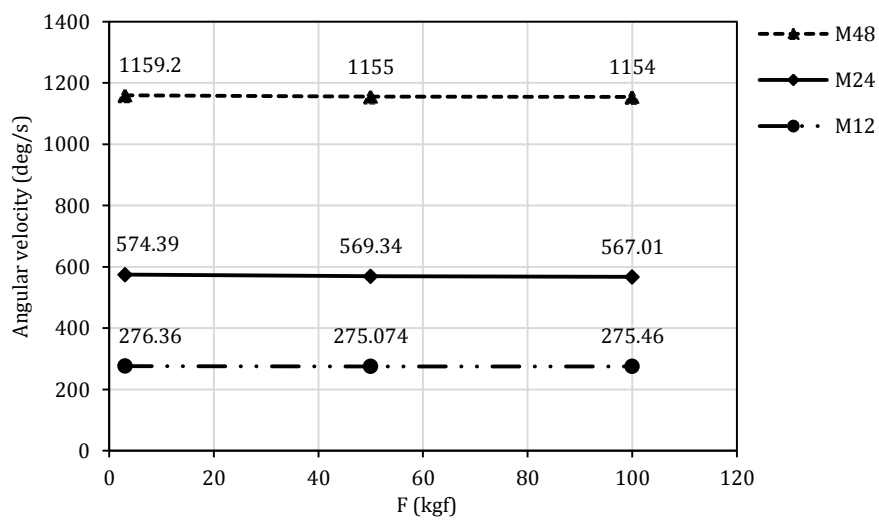
² Strain



شکل ۷ جابه‌جایی خطی مهره به ازای یک دور پیچ با اعمال بار محوری مختلف در مکانیزم رولراسکرو



شکل ۸ سرعت خطی مهره با اعمال بار محوری مختلف در مکانیزم رولراسکرو



شکل ۹ سرعت زاویه‌ای غلتک تحت بار محوری مختلف در مکانیزم رولراسکرو

در ادامه بررسی سرعت زاویه‌ای غلتک‌ها، مشخص شد که در مکانیزم رولراسکرو، سرعت زاویه‌ای غلتک‌ها تحت بارهای محوری ثابت نیست و با نوسان کمی حول پیچ می‌چرخند. این نوسان ناشی از لغزش کوچک بوده تا سیستم قفل نکند. در جدول ۲ بیشترین و کمترین سرعت زاویه‌ای غلتک، تحت بار محوری مختلف آورده شده است.

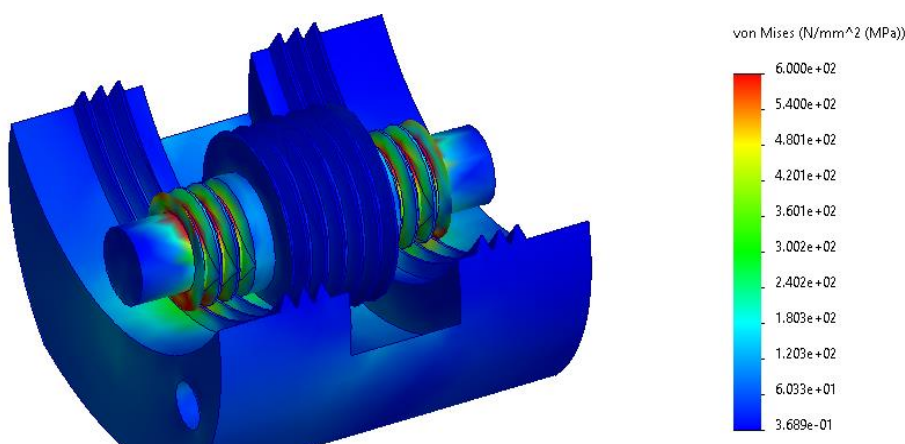
جدول ۲ بیشترین و کمترین سرعت زاویه‌ای غلتک تحت بار محوری مختلف در مکانیزم رولراسکرو

بیشترین سرعت زاویه‌ای (درجه بر ثانیه)	کمترین سرعت زاویه‌ای (درجه بر ثانیه)	میانگین (درجه بر ثانیه)
۲۷۶,۵۸	۲۷۵,۷۲	۲۷۶,۳۶
۲۷۶,۰۰۹	۲۷۳,۲۲	۲۷۵,۰۷۴
۲۷۵,۶۶	۲۷۵,۱۶	۲۷۵,۴۶
۶۰۹,۵۹	۵۲۰,۲۲	۵۷۴,۳۹
۵۷۰,۵	۵۶۷,۸	۵۶۹,۳۴
۵۶۷,۷۸	۵۶۶,۵۶	۵۶۷,۰۱
۱۱۶۲	۱۱۵۸	۱۱۵۹,۲
۱۱۵۸	۱۱۵۲	۱۱۵۵
۱۱۵۸	۱۱۵۱	۱۱۵۴

با اعمال بار محوری ۳ کیلوگرم، حرکت خطی غلتک‌ها نسبت به مهره و پیچ، خنثی و در موقعیت ۳۳ میلی متر در داخل مهره، حول پیچ می‌چرخند. در سیستم یاتاقان به دلیل درگیر شدن رزوه چپگرد با راستگرد از دو طرف، نوسانی از لحاظ جابه‌جایی خطی ایجاد نشده است.

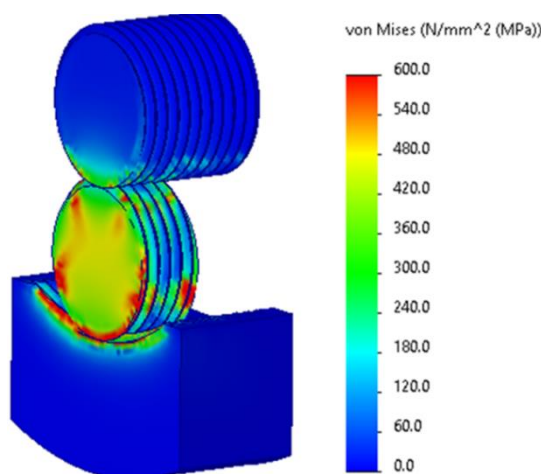
۲-۴- شبیه‌سازی المان محدود عملگر رولراسکرو

در مکانیزم انتقال قدرت، نیروی خارجی ابتدا به مهره وارد شده و توسط غلتک از مهره به پیچ انتقال یافته است. با توجه به شکل ۱۰ در ضعیف‌ترین قسمت از لحاظ ابعادی، شیار غلتک است با شبیه‌سازی بین مهره و غلتک با اعمال بار محوری و تنظیم بیشترین تنش در ۶۰۰ مگاپاسکال و همچنین با در نظر گرفتن اینکه بیشترین تنش در بین محدوده رزوه‌ها باشد، ظرفیت بار محوری بدست آمد. با اعمال بارهای متعدد مشخص شد که ظرفیت بار محوری یاتاقان با یک غلتک ۱,۴ کیلونیوتن است. بدین ترتیب با توجه به اینکه در این طرح، حداکثر ۵ غلتک می‌توان استفاده کرد، ظرفیت بار محوری یاتاقان ۷ کیلونیوتن بدست آمد.



شکل ۱۰ توزیع تنش بین غلتک و مهره تحت نیروی محوری ۱/۴ کیلونیوتن در مکانیزم انتقال قدرت

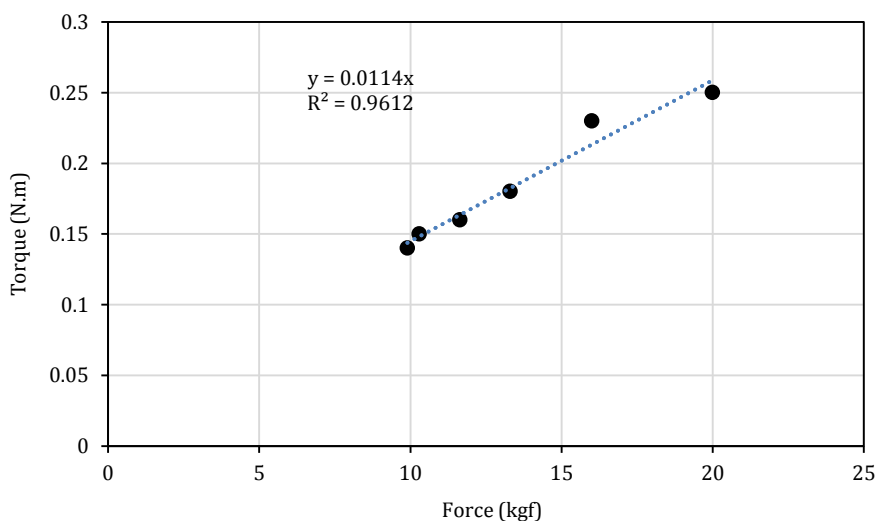
در مکانیزم یاتاقان، نیرو از پیچ توسط غلتک به مهره انتقال یافته است. این نیرو در واقع همان نیرویی است که از مهره انتقال قدرت به پیچ منتقل و در ادامه به یاتاقان رسیده است. در قطعات استفاده شده در این سیستم و نحوه وارد شدن بار محوری به مکانیزم یاتاقان نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۱ همانند انتقال قدرت با در نظر گرفتن ۶۰۰ مگاپاسکال به عنوان بیشترین تنش و با در نظر گرفتن اینکه این مقدار در بین محدوده رزوه‌ها باشد، حداکثر تحمل بار محوری یاتاقان رولراسکرو با یک غلتک ۲ کیلونیوتن بدست آمد. در این طرح حداکثر از ۴ غلتک استفاده شد که ظرفیت بار محوری یاتاقان رولراسکرو ۸ کیلونیوتن بدست آمد. با بررسی توزیع کرنش در بار محوری ۲ کیلونیوتن، مشخص شد بیشترین کرنش بین رزوه‌های پیچ و غلتک بوده است.



شکل ۱۱ توزیع تنش بین غلتک، مهره و پیچ تحت نیروی محوری ۲ کیلونیوتن در مکانیزم یاتاقان رولراسکرو

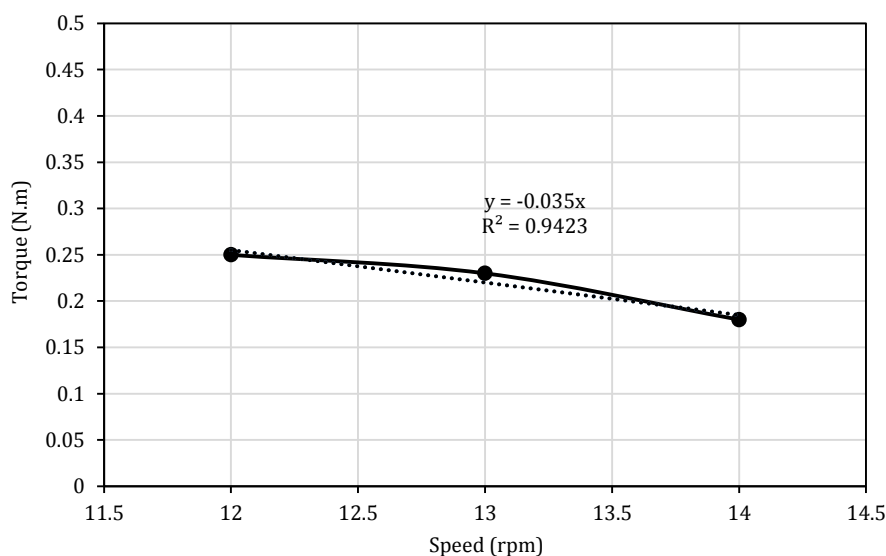
۳-۴- نتایج تجربی

جهت اعتبارسنجی نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی، در این مرحله با انجام آزمایش‌های تجربی، نمودارهای گشتاور-نیرو، گشتاور-سرعت دورانی پیچ، تکرارپذیری و رزولوشن حرکت خطی رولراسکرو ترسیم گردید. با اعمال گشتاورهای مختلف به پیچ، نیروی خروجی رولراسکرو با استفاده از لودسل اندازه‌گیری شد. نتایج آزمایش در شکل ۱۲ نشان داده شده است که با افزایش گشتاور، نیروی خروجی رولراسکرو افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه حداکثر تحمل باری مجموعه رولراسکرو ۷۰۰ کیلوگرم بوده، اعمال گشتاور لازم برای این نیرو در آزمایش تجربی امکان پذیر نبوده بدین جهت با استفاده از معادله حاصل شده از برازش منحنی نقاط بدست آمده در آزمایش تجربی، گشتاور لازم برای این نیرو ۹,۵ نیوتن متر بدست آمده است.



شکل ۱۲ نمودار تغییرات نیروی خروجی رولراسکرو نسبت به گشتاور خروجی موتور در آزمایش تجربی

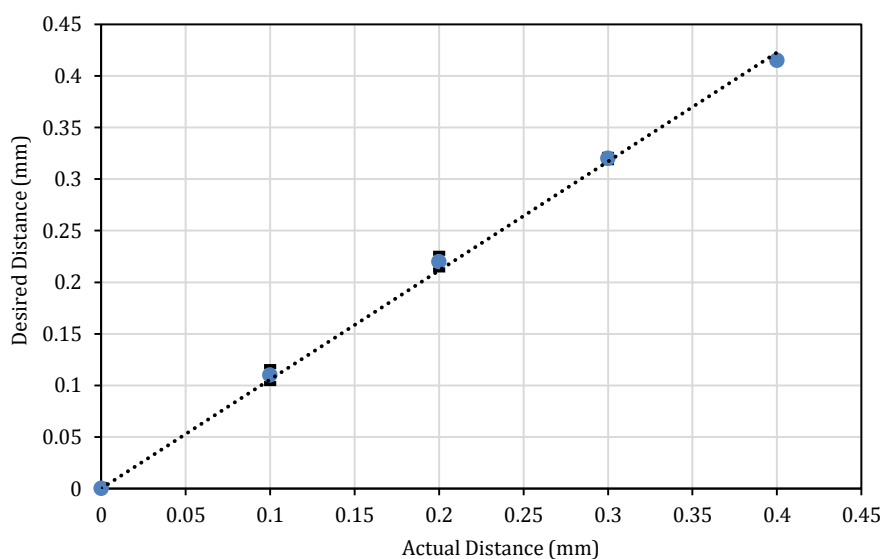
با تنظیم گشتاور استپر موتور در ۰,۲۵، ۰,۲۳ و ۰,۱۸ نیوتون متر، سرعت دورانی پیچ به ترتیب ۱۲، ۱۳ و ۱۴ دور بر دقیقه بدست آمد. در شکل ۱۳ مشاهده می شود که با افزایش گشتاور، سرعت دورانی پیچ کاهش یافته است و با استفاده از معادله بدست آمده از برازش منحنی بین نقاط در آزمایش تجربی، مشاهده شد گشتاور پیچ در سرعت ۱۹ دور بر دقیقه به صفر می رسد.



شکل ۱۳ نمودار تغییرات سرعت دورانی پیچ رولر اسکرو نسبت به گشتاور خروجی موتور در آزمایش تجربی

۴-۴- تکرارپذیری جابجایی خطی رولر اسکرو

جهت آزمایش تکرارپذیری جابجایی خطی رولراسکرو، موقعیت صفر به عنوان مبدا و موقعیت های ۰,۱، ۰,۲، ۰,۳ و ۰,۴ میلی متر به عنوان مقصد در نظر گرفته شد. با آزمایش حرکت خطی در موقعیت های ذکر شده به طور متعدد، تکرارپذیری رولراسکرو مشخص شد. باتوجه به شکل ۱۴ بر اساس آزمایش های انجام شده، مشاهده گردید که مهره در موقعیت های ۰,۱، ۰,۲، ۰,۳ و ۰,۴ به ترتیب با حداکثر ۰,۰۱۱، ۰,۰۳، ۰,۰۳ و ۰,۰۲ میلی متر خطا، حرکت خطی داشته است.



شکل ۱۴ تکرارپذیری حرکت خطی رولر اسکرو

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش یک مدل یاتاقان و انتقال قدرت از نوع رولراسکرو طراحی و ساخته شد. جهت بررسی عملکرد مکانیزم شبیه‌سازی دینامیکی و المان محدود صورت گرفت. در نهایت، این نتایج با آزمایش‌های تجربی اعتبارسنجی شد. بر اساس نتایج بدست آمده، گشتاور لازم برای حداکثر بار محوری ۷ کیلو نیوتن برابر با ۹٫۵ نیوتن متر بوده و رزولوشن حرکت خطی رولراسکرو به‌ازای یک گام استپرموتور ۱ میکرون بدست آمد. نتایج تحلیل دینامیکی نیز نشان داد که در صورت عدم چرخش غلتک‌ها، برای چرخاندن پیچ نیاز به گشتاور بالایی است که می‌تواند به تخریب غلتک‌ها منجر شود. بنابراین، غلتک‌ها باید همزمان با پیچ بچرخند تا حرکت‌های پایداری ایجاد شود. شبیه‌سازی دینامیکی رولراسکرو در سه اندازه مختلف و یاتاقان در یک اندازه بررسی شد. با افزایش بار محوری، سرعت خطی مهره و سرعت زاویه‌ای غلتک تا ۴٫۵٪ کاهش یافت.

References

- [1] Saadatbakhsh MH, Rasti A, Sadeghi MH, Hassanpour H, Omiddodman AR. Compare and study of hole quality characteristics in helical milling and conventional drilling. *Modares Mechanical Engineering*. 2015 Apr 1;14(16):332-8. [In Persian]
- [2] Rasti A, Tarshizi M, Zeinolabedin-Beygi A. Study of surface roughness, texture, and dimensional accuracy in thread whirling of Ti6Al4V screw. *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*. 2024 Jun 21;11(4):1-2. doi: 10.22034/ijme.2024.460623.1966 [In Persian]
- [3] Deilami Azodi H, Rezaei S, Zeinolabedin Beygi A, Badparva H. Investigation of parameters influencing forming force and thickness distribution in single point incremental forming of AA3105-St12 two-layer sheet. *Iranian Journal of Materials Forming*. 2022 Apr 1;9(2):46-57. doi: 10.22099/ijmf.2022.42993.1215
- [4] Deilami Azodi H, Badparva H, Zeinolabedin Beygi A. Optimizing AA3105-St12 two-layer sheet in incremental sheet forming process using neural network and multi-objective genetic algorithm. *Modares Mechanical Engineering*. 2022 Jan 10;22(2):121-32. [In Persian]
- [5] Li X, Liu G, Fu X, Ma S. Review on motion and load-bearing characteristics of the planetary roller screw mechanism. *Machines*. 2022 Apr 28;10(5):317. doi: 10.3390/machines10050317
- [6] Xing M, Zhang B, Deng P, Xu J, Cui Y. A comprehensive analysis of contact kinematics for planetary roller screw mechanism. *Tribology International*. 2023 Jan 1;179:108127. doi: 10.1016/j.triboint.2022.108127
- [7] Lv L, Lu C, Chen S, Wang W. Study on load distribution and fatigue elastic life of ball screw under ultimate conditions. *Applied Sciences*. 2024 Jan;14(5):1966. doi: 10.3390/app14051966
- [8] Xie Z, Wang Y, Ni J, Yin J, Yu D, Liu J. Friction torque analysis of planetary roller screw based on the creepage theory. *Tribology International*. 2023 Feb 1;178:108059. doi: 10.1016/j.triboint.2022.108059
- [9] Miao J, Du X, Li C, Chen B. Load distribution and radial deformations for planetary roller screw mechanism with axial load, radial load and turning torque. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. 2024 Apr 2;52(4):1847-73.
- [10] Hojjat Y, Agheli MM. A comprehensive study on capabilities and limitations of roller-screw with emphasis on slip tendency. *Mechanism and Machine Theory*. 2009 Oct 1;44(10):1887-99. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2009.04.001
- [11] Zu L, Zhang Z, Gao L. Design and bearing characteristics of planetary roller screws based on aerospace high-load conditions. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018 Nov;10(11):1687814018811197. doi: 10.1177/1687814018811197
- [12] Li L, Fu Y, Zheng S, Fu J, Xia T. Friction torque analysis of planetary roller screw mechanism in roller jamming. *Mathematical Problems in Engineering*. 2020;2020(1):1392380. doi: 10.1155/2020/1392380
- [13] Ma S, Zhang T, Liu G, Tong R, Fu X. Kinematics of planetary roller screw mechanism considering helical directions of screw and roller threads. *Mathematical Problems in Engineering*. 2015;2015(1):459462. doi: 10.1155/2015/459462
- [14] Wu L, Ma S, Wan Q, Liu G. Dynamic model of planetary roller screw mechanism with considering torsional degree of freedom. In *MATEC Web of Conferences 2020* (Vol. 306, p. 01003). EDP Sciences.
- [15] Jones MH, Velinsky SA. Kinematics of roller migration in the planetary roller screw mechanism. *Journal of Mechanical Design*. 2012;134(6). doi: 10.1115/1.4006529