

طراحی و ساخت سامانه حلقه‌بسته‌ی مکانیکی آزمون گیربکس و بررسی توان اتلافی این نوع سامانه‌ها

Research Note

شادان مظفری (دانشجوی کارشناسی ارشد)
 دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف
 مهدی رضازاده محمدی (کارشناس ارشد)
 سمیه دولتخواه نکلو (کارشناس ارشد)
 محسن مردانی* (استادیار)
 سازمان جهاد دانشگاهی، دانشگاه صنعتی شریف

سامانه‌ی حلقه‌بسته‌ی آزمون گیربکس با قابلیت بازتولید انرژی مکانیکی، که در سازمان جهاد دانشگاهی صنعتی شریف ساخته شده، به‌منظور آزمون گیربکس تا توان ۴۸۹ اسب بخار و سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه و نیز برای اعمال توان متغیر طراحی شده است. این سامانه امکان آزمون گیربکس در شرایط مختلف، از جمله گشتاورها و سرعت‌های مختلف را در اختیار قرار می‌دهد. در طراحی سیستم، به‌طور ویژه به مدل‌سازی سامانه و طراحی سیستم کنترل پرداخته شده است. در مدل‌سازی سامانه از ساده‌سازی مدل فیزیکی استفاده شده و رابطه‌ی برای تابع تبدیل سیستم بر این اساس ارائه شده است. در این مقاله همچنین عملکرد سامانه از نظر روابط گشتاور، دور، توان تحت آزمون، و توان اتلافی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد در این سامانه‌ی حلقه‌بسته با ایجاد توان ۳۹۰ کیلووات، درصد اتلاف کل سامانه حدود ۱۰/۴ درصد در این توان است.

mozafari_shadan@mech.sharif.ir
 rezazadeh.mrm@gmail.com
 somayeh.dolatkhah@gmail.com
 mardani@jdsarif.ac.ir

واژگان کلیدی: سامانه‌ی آزمون حلقه‌بسته، آزمون گیربکس، سامانه‌ی اعمال گشتاور، بازگشت انرژی مکانیکی.

۱. مقدمه

با توجه به استفاده‌ی گسترده از گیربکس‌ها در صنعت و نیاز به آزمون و عیب‌یابی آنها به‌صورت دقیق، به‌ویژه پس از مرحله‌ی تولید، سامانه‌های آزمون، نقشی کلیدی در بررسی و اطمینان از عملکرد این اجزا ایفا می‌کنند. در میان سامانه‌های مختلف آزمون، سامانه‌های حلقه‌بسته به علت صرفه‌جویی در انرژی از ارجحیت خاصی نسبت به سامانه‌های حلقه‌باز برخوردارند. در سامانه‌های با توان بالا به‌دلیل فنی و اقتصادی، از سامانه‌های با بازگشت انرژی مکانیکی، بیش از سامانه‌های بازتولید انرژی الکتریکی استفاده می‌شود. در طراحی و ساخت سامانه‌ی حاضر که در سازمان جهاد دانشگاهی صنعتی شریف به‌منظور آزمون گیربکس ۹۰ درجه صورت پذیرفته، از ایده‌ی گردش انرژی در یک حلقه‌ی بسته استفاده شده است.

کارهای تحقیقاتی مختلفی در زمینه‌ی بررسی و تحلیل این سامانه‌ها صورت گرفته است. همچنین در بسیاری از کارها از این سامانه به‌منظور انجام بررسی‌ها و آزمایشات مختلف استفاده شده که از جمله‌ی آنها می‌توان اشاره کرد به:

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۵/۶/۲۴، اصلاحیه ۱۳۹۵/۹/۴، پذیرش ۱۳۹۵/۱۱/۲۵.

DOI:10.24200/J40.2018.6401

هالینگورث و همکارانش در سال ۱۹۸۷ با استفاده از یک سیستم حلقه‌بسته، فرسایش را در زنجیره‌های انتقال بررسی کردند.^[۱] به‌علاوه هانشو و رون بازدهی یک کاهنده‌ی منظومه‌ی بالگرد را توسط سامانه‌ی آزمون حلقه‌بسته که خودشان آن را طراحی کرده بودند، بررسی کردند.^[۲] مانوج و همکارانش نیز در سال ۲۰۰۰ یک سامانه‌ی حلقه‌بسته‌ی مکانیکی را برای آزمون انواع چرخ‌دنده‌ها ارائه دادند. با استفاده از همین سیستم، امکان بررسی و آنالیز چرخ‌دنده‌ها با طرح‌های هندسی جدید یا مواد جدید مانند کامپوزیت وجود داشت.^[۳] میلانک نیز در سال ۲۰۰۴ موفق شد به‌کمک آزمون حلقه‌بسته‌ی مکانیکی، عمر گیربکس اتومبیل را تعیین کند. او نشان داد با صرف هزینه و انرژی بسیار کم می‌توان مدتی طولانی آزمون‌های تعیین عمر را روی این گیربکس‌ها انجام داد.^[۴] مارکوسکی و همکارانش نیز در سال ۲۰۱۰ با استفاده از مدل‌سازی عددی، یک سامانه‌ی آزمون حلقه‌بسته برای آزمون خستگی گیربکس‌های صنایع هوایی طراحی کردند.^[۵] همچنین دوراند و همکارانش در سال ۲۰۱۵ مدلی دمایی برای یک سامانه‌ی حلقه‌بسته‌ی آزمون گیربکس ارائه دادند.^[۶] آرون و همکارانش نیز در سال ۲۰۱۴ پیشرفت و بهبود سامانه‌های آزمون را برای بررسی عملکردی چرخ‌دنده‌ها مورد مطالعه قرار دادند. آنها همچنین در کار خود

گیربکس یا گیربکس‌های ۹۰ درجه با توان مشخص و مصرف حداقل انرژی، تحت شرایط کاری مربوطه همراه با کنترل دقیق پارامترهای گشتاور و سرعت خواهیم بود.

۲. طراحی کلی سامانه

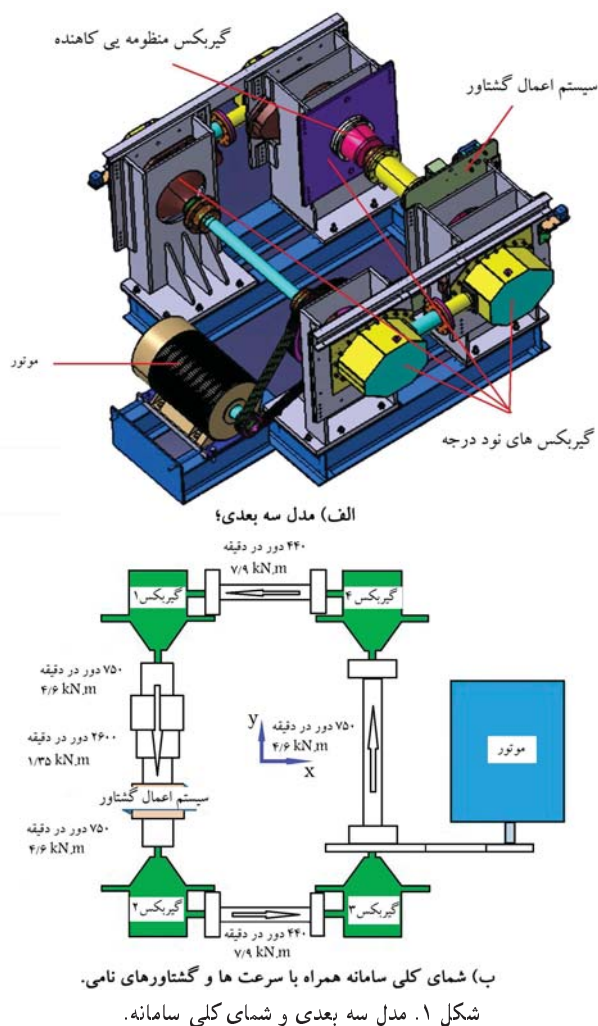
در طراحی آزمون گیربکس‌ها مؤلفه‌ها و متغیرهای طراحی استفاده شده «سرعت» و «گشتاور»ند که در مجموع توان کاری گیربکس را شکل می‌دهند. در واقع در سامانه‌ی حاضر برای آزمون عملکردی گیربکس‌ها این دو پارامتر متغیرند که برای اعمال یا تغییر یا ثبوت هر کدام تمهیداتی اندیشیده شده است. شمای کلی سامانه مطابق شکل ۱ الف است و شامل چهار گیربکس ۹۰ درجه‌ی همسان (شامل گیربکس تحت آزمون) است که به صورت متوالی توسط شافت‌هایی به هم متصل شده‌اند و یک حلقه‌ی بسته را تشکیل می‌دهند. کل مجموعه شامل یک موتور و یک سیستم اعمال گشتاور نیز هست. در سیستم اعمال گشتاور از یک گیربکس منظومه‌ی استفاده شده که باعث تغییر دور می‌شود. برای جبران باید از گیربکس منظومه‌ی مشابه به عنوان گیربکس کاهنده استفاده کرد. گشتاور و سرعت‌های نامی نیز در شکل ۱ ب ارائه شده است.

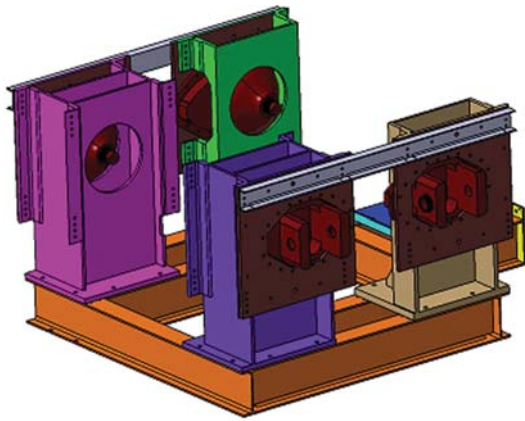
در این سامانه قطعات دوار مانند گیربکس‌ها، کوپلینگ‌ها، محورها و... را می‌تواند

سامانه‌ی آزمونی جدید را طراحی و ارائه کردند.^[۷] در سال ۲۰۱۴ ما یا و همکارانش روشی محاسباتی برای بررسی تغییرات گشتاور و پیچش‌ها در طول یک سامانه‌ی آزمون حلقه‌بسته ارائه کردند.^[۸] فرناندز و همکارانش نیز در سال ۲۰۱۴ توسط یک سامانه‌ی آزمون حلقه‌بسته، تلفات گشتاور را در چرخ‌دنده‌های روغن‌کاری شده با روغن گیربکس توربین باد مورد بررسی قرار دادند.^[۹] آنها در سال ۲۰۱۵ تلفات ناشی از اصطکاک را در چرخ‌دنده‌ها محاسبه کرده و با مقادیر حاصل از آزمون سامانه‌ی حلقه‌بسته روش محاسباتی خود را صحت‌گذاری کردند.^[۱۰] همچنین تلفات انرژی در گیربکس‌های شافت موازی و منظومه‌ی را با استفاده از سامانه‌ی آزمون حلقه‌بسته مکانیکی مورد بررسی قرار دادند.^[۱۱] و در سال ۲۰۱۶ نیز بازدهی یک گیربکس توربین باد را توسط سامانه‌ی مربوطه مطالعه کردند.^[۱۲] به علاوه، خودوه و همکارانش در سال ۲۰۱۶ سامانه‌ی برای آزمون بررسی نشی، سروصدا و کارکرد گیربکس، و نیز جابه‌جایی چرخ‌دنده‌های آن حین کار طراحی و ارائه کردند.^[۱۳] بین و همکارانش نیز در سال ۲۰۱۶ سامانه‌ی آزمونی شامل گیربکس‌های مایل دابل را برای بررسی دینامیکی چرخ‌دنده‌های مایل دابل با یاتاقان‌های ژورنال، طراحی و استفاده کردند.^[۱۴]

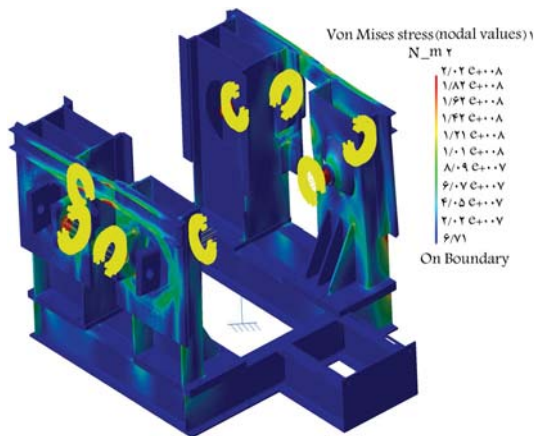
این نوع سامانه‌ها اجزای مختلفی دارند که تشکیل یک حلقه‌ی بسته می‌دهند، به طوری که انرژی در این حلقه می‌گردد و جز در بخش تلفات محدود از سیستم خارج نمی‌شود.

با توجه به کاربری سامانه‌ی حاضر، لازم است گشتاور در حین دوران اجزای دوار آن تغییر یابد، لذا ضروری است سامانه‌ی اعمال گشتاور به سیستم اضافه شود که قابلیت تغییر گشتاور در اجزاء را بدون نیاز به توقف در مجموعه داشته باشد. به منظور تغییر گشتاور در سامانه‌ی آزمون حاضر، از سیستم اعمال گشتاور شامل گیربکس منظومه‌ی و جک هیدرولیکی برای ایجاد گشتاور قفل شده در سیستم حین دوران آن استفاده شده است. با جابه‌جایی پیستون‌ها در داخل سیلندرهای هیدرولیک، پیچشی در پوسته‌ی گیربکس منظومه‌ی متصل به این سیستم ایجاد می‌شود که به واسطه‌ی آن، گشتاور قفل شده‌ی در کل سامانه اعمال می‌شود. همچنین سرعت دورانی مورد نیاز برای ایجاد توان مورد نظر از طریق یک موتور تحت کنترل درایو ایجاد می‌شود. گشتاور و سرعت دورانی با توجه به مقادیر لازم و آزمون‌های تعیین‌شده قابل تنظیم و تغییرند و با توجه به کنترل مستقل این دو پارامتر، می‌توان شرایط کاری را به صورت دقیق اعمال کرد. سامانه شامل چهار عدد گیربکس ۹۰ درجه‌ی مشابه است و انتقال قدرت از طریق شافت‌ها و گیربکس‌های مربوطه و دو عدد گیربکس منظومه‌ی که به صورت افزایشنده و کاهنده در مجموعه قرار می‌گیرند صورت می‌پذیرد. کوپلینگ‌ها و اتصالات استفاده‌شده مانع از انتقال ممان خمشی به گیربکس‌ها خواهند بود. با توجه به طراحی متقارن، و نیز در دسترس بودن محاسبات مربوطه، امکان آزمون بیش از یک گیربکس توسط این سامانه وجود دارد. همچنین دقت چنین آزمونی را می‌توان با جابه‌جا کردن گیربکس آزمون در محل‌های مربوطه به دست آورد. با توجه به این که هندسه‌ی این سامانه شامل حلقه‌ی بسته‌ی بوده و انرژی در داخل این حلقه به جریان درخواهد آمد، موتور در لحظه‌ی اول راه‌اندازی موظف به تأمین انرژی لازم به منظور گردش تمامی اجزاء است و در ادامه، تلفات و تغییرات انرژی ناشی از تغییرات دور یا گشتاور را تأمین می‌کند. لذا در این سامانه می‌توان با صرف انرژی بسیار کم‌تر از سامانه‌ی حلقه‌باز، گیربکس یا گیربکس‌ها را مورد آزمون قرار داد. طراحی دینامیکی کل سامانه به گونه‌ی صورت گرفته که فرکانس‌های طبیعی و رفتار ارتعاشی آن از گیربکس آزمون کاملاً مجزاست و لذا می‌توان گیربکس را با روش‌های ارتعاشی آزمون و عیب‌یابی کرد. بنابراین با به‌کارگیری سامانه‌ی یادشده قادر به آزمون و عیب‌یابی

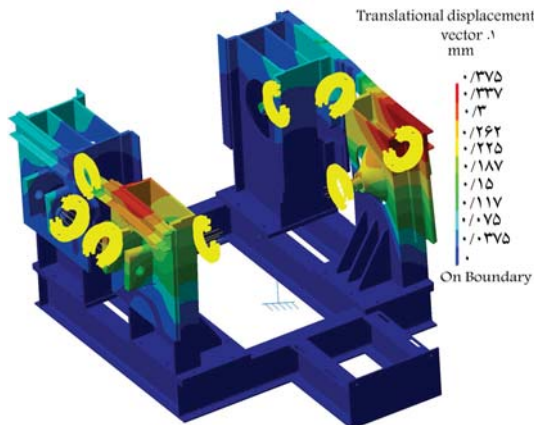




شکل ۳. مجموعه سازه نگه دارنده و گیربکس های سوار شده روی آن.



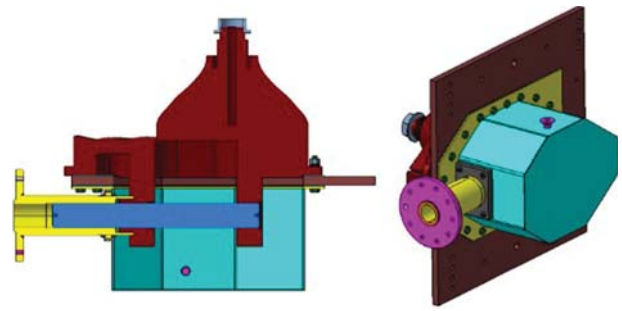
شکل ۴. تنش وارده به اجزا سازه.



شکل ۵. جابه جایی سازه پس از اعمال بیشینه بار وارده.

شکل ۴ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می شود بیشترین تنش وارده به اجزای سازه برابر ۵۰ مگاپاسکال است که برای فولاد ساختمانی با تنش تسلیم ۳۷۰ مگاپاسکال ضریب ایمنی برابر ۷ خواهد داشت. جابه جایی ها نیز در شکل ۵ نمایش داده شده است.

بیشینه جابه جایی ایجاد شده در اجزای سازه، پس از اعمال بیشینه بار وارده در محل محورهای گیربکس ها برابر ۰/۳ میلی متر خواهد بود که این جابه جایی باید توسط کوپلینگ های انتخابی قابل جبران باشد.



شکل ۲. گیربکس ۹۰ درجه ای مونتاژ شده.

از نظر عملکردی مورد ارزیابی قرار داد؛ از آنجا که این تجهیزات مکانیکی دارای تلفات انرژی هستند از روغن به عنوان روانکار و خنک کننده ی گیربکس ها استفاده می شود که پس از جذب گرما، در میدل ها خنک شده و دوباره به گیربکس ها بازگشت داده می شود. آزمون های انجام شده در این سامانه توسط سیستم کنترل هدایت و اعمال می شوند.

از دیفرانسل خودروهای سنگین برای گیربکس های ۹۰ درجه استفاده شده است. در طرح حاضر حداکثر گشتاور ورودی گیربکس آزمون ۴/۶ کیلو نیوتن متر و حداکثر دور آن ۷۵۰ دور بر دقیقه در ورودی است لذا می تواند شرایط کاری حلقه بسته مکانیکی را تحمل کند.

در شکل ۲ گیربکس ۹۰ درجه ای مونتاژ شده به همراه صفحه ی نگه دارنده، محفظه ی روغن و محورهای خروجی نشان داده شده است. برای آب بندی بین محور خروجی و محفظه ی روغن از کاسه نمد استفاده می شود.

با بررسی محصولات مختلف و استخراج راندمان آنها این نتیجه حاصل شد که راندمان معمول برای گیربکس ها را می توان ۹۸ درصد در نظر گرفت. با در نظر داشتن این مقدار و نظر به موجود بودن شش گیربکس در حلقه، میزان تلفات در حداکثر توان کاری یعنی ۳۶۵ کیلووات، برابر با ۴۳ کیلووات خواهد بود یعنی به موتوری با حداقل توان ۴۳ کیلووات نیاز خواهیم داشت که بدین منظور، موتوری با توان ۴۵ کیلووات انتخاب می شود.

۳. طراحی سازه

سازه ی کلی شامل یک بستر برای نصب پایه ها و موتور محرک مجموعه، و دو عدد پایه ی نگه دارنده، از دو نوع، برای گیربکس های ۹۰ درجه است. نوع اول برای نگه داری گیربکس های مجزا و نوع دیگر برای نگه داری گیربکس های ۹۰ درجه ایی که با گیربکس های منظومه ای درگیرند. به علاوه برای این که بتوان جابه جایی ایجاد شده بر اثر نیروی اعمالی به پایه های نگه دارنده را کاهش داد، قسمت بالایی پایه ها دوبه دو به وسیله ی یک ناودانی کمکی به یکدیگر متصل می شوند. تمامی این موارد در شکل ۳ نشان داده شده است.

برای تحلیل میزان تنش و جابه جایی های به وجود آمده در سازه، از تحلیل المان محدود در نرم افزار کتیا^۱ استفاده شده است. گشتاورها و نیروهای وارده به گیربکس ها شامل گشتاور منتقل شده ناشی از موتور در مجموعه (مطابق با مقادیر شکل ۱ ب) و همچنین وزن اجزا هستند. به علت متعامد بودن گیربکس ها این گشتاورها در قسمت هایی از سازه موجب ایجاد خمش و در قسمت های دیگری از آن موجب پیچش خواهند شد. تنش های ناشی از مجموع این خمش ها و پیچش ها و همچنین وزن موتور (وارده به صورت بار گسترده روی پایه ی مربوطه) و وزن سایر اجزا در

$$T(\gamma_r, eq) = \sqrt{\frac{T_{\gamma_r,1}^{\gamma_r} \cdot n_{\gamma_r,1} \cdot t_{\gamma_r,1} + T_{\gamma_r,2}^{\gamma_r} \cdot n_{\gamma_r,2} \cdot t_{\gamma_r,2} + \dots + T_{\gamma_r,i}^{\gamma_r} \cdot n_{\gamma_r,i} \cdot t_{\gamma_r,i}}{n_{\gamma_r,1} \cdot t_{\gamma_r,1} + n_{\gamma_r,2} \cdot t_{\gamma_r,2} + \dots + n_{\gamma_r,i} \cdot t_{\gamma_r,i}}} \quad (1)$$

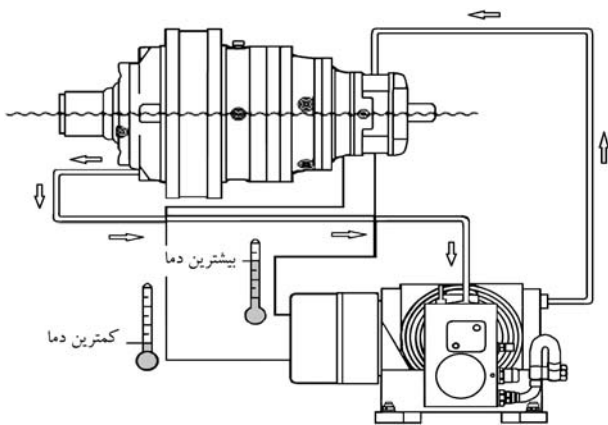
با توجه به رابطه‌ی بین پارامترهای گشتاور، سرعت و توان (معادله‌ی ۳)، بدیهی است که بیشترین گشتاور در بیشترین توان و کم‌ترین دور اتفاق می‌افتد.

$$n_{\gamma_r,eq} = \frac{n_{\gamma_r,1} \cdot t_{\gamma_r,1} + n_{\gamma_r,2} \cdot t_{\gamma_r,2} + \dots + n_{\gamma_r,i} \cdot t_{\gamma_r,i}}{100\%} \quad (2)$$

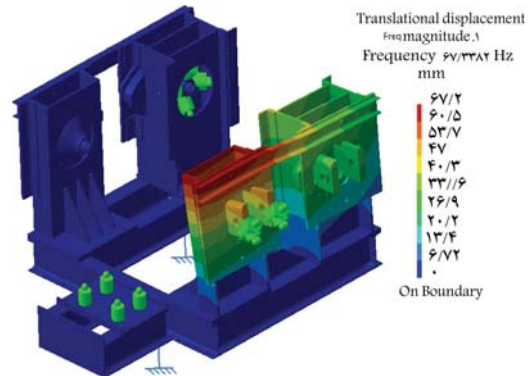
$$P = T \cdot \omega \quad (3)$$

مقدار گشتاور و دور ورودی معادل را با توجه به محدوده‌ی آزمون‌های معمول به ترتیب ۹۴ کیلو نیوتن در متر و ۲۳۴۶ دور بر دقیقه در نظر می‌گیریم. هرچه نسبت تبدیل گیربکس منظومه‌یی کم‌تر باشد گشتاور کم‌تری برای چرخاندن سیستم اعمال گشتاور لازم خواهد بود. کم‌ترین نسبت تبدیل برای محصولات انتخابی برابر ۳/۴ است. با توجه به شرایط کاری سامانه و اطلاعات ارائه شده در کاتالوگ گیربکس [۱۵] ضرایب تصحیحی در گشتاور معادل به دست آمده ضرب خواهد شد، که طبق جدول داده شده در کاتالوگ مربوطه، مقدار این ضرایب تصحیح را ۰/۷ در نظر گرفته و بنابراین گشتاور تصحیح شده برابر ۶۵۸/۰ کیلو نیوتن در متر به دست می‌آید. با توجه به اطلاعات کاتالوگ گیربکس‌ها، گشتاور خروجی تصحیحی به دست آمده معادل ۲۲۳۷ کیلو نیوتن در متر است و می‌توان گیربکس‌های با سایز بزرگ‌تر از ۳۱۰ را انتخاب کرد. با توجه به گشتاور معادل تصحیحی و سرعت معادل مذکور، عمر گیربکس برای کم‌ترین نسبت تبدیل سایزهای ۳۱۰، ۵۱۰ و ۷۱۰ به ترتیب برابر ۱۱۵۲، ۲۵۲۵ و ۴۷۳۰ ساعت خواهد بود. [۱۵] با توجه به طول عمرهای به دست آمده، گیربکس سایز ۵۱۰ انتخاب می‌شود. بیشینه سرعت ورودی برای این گیربکس ۳۵۰ دور بر دقیقه است [۱۵] که از بیشترین دور ورودی این گیربکس در سیستم حاضر (۲۶۰۰ دور بر دقیقه) بیشتر است. و ظرفیت حرارتی (P_t) آن برابر ۲۱ کیلووات است که با لحاظ کردن ضرایب تصحیح مطابق اطلاعات کاتالوگ [۱۵] ظرفیت حرارتی برابر با ۸/۸۵ کیلووات به دست می‌آید که چون توان کاری وارد شده ۳۰ کیلووات است باید برای روغن روان‌کار آن سیستم خنک‌کاری خارجی در نظر گرفت (شکل ۷).

برای این‌که بتوان این گیربکس را حول محورش چرخاند دو صفحه از دو طرف به محل اتصال بسته می‌شوند (شکل ۸) که یکی سطحی را برای گردش ایجاد می‌کند و دیگری بازوی اعمال گشتاور است. یعنی که از این دو صفحه عبور می‌کند به عملگر



شکل ۷. طرح شماتیک سیستم خنک‌سازی گیربکس منظومه‌یی.



شکل ۶. مود اول بسامد طبیعی سازه.

به منظور بررسی فرکانس‌های طبیعی مجموعه و تحقیق حضور یا عدم حضور آنها در محدوده‌ی فرکانسی تحریک، لازم است امکان به وجود آمدن تشدید را بررسی کنیم. برای نیل به این منظور مدل ارتعاشی ساده‌سازی شده‌یی در نرم‌افزار کتیا تهیه شده است. همچنین با توجه به نوع اتصالات در محورها به گیربکس در دو سمتی که ناودانی در سازه نداریم، می‌توان دریافت هنگام ارتعاش محتمل‌تر (ارتعاش در راستای طولی محورها) این محورها هیچ نقشی در صلبیت این درجه آزادی از دو مجموعه‌ی متصل به آنها ندارند. همچنین به جای قسمت‌های حذف شده جرم‌های معادل آنها روی صفحه‌یی که هم سطح مرکز جرم آنهاست وارد مدل شده است. در شکل ۶ مود اول ارتعاشی سازه نشان داده شده است. بسامد ارتعاش سازه در مود اول که کم‌ترین بسامد است برابر ۶۷ هرتز است که از بیشترین بسامد موجود در مجموعه که در دور ۳۰۰ دور بر دقیقه رخ می‌دهد بالاتر است و لذا سازه در معرض تشدید نخواهد بود.

۴. طراحی سیستم اعمال گشتاور

۱.۴. گیربکس منظومه‌یی

گیربکس‌های منظومه‌یی از محصولات شرکت رگیانا^۲ انتخاب شده است. پارامترهایی که توسط سازنده برای انتخاب گیربکس مناسب معرفی شده‌اند عبارت از:

۱. سرعت ورودی (قسمت دور بالا)؛

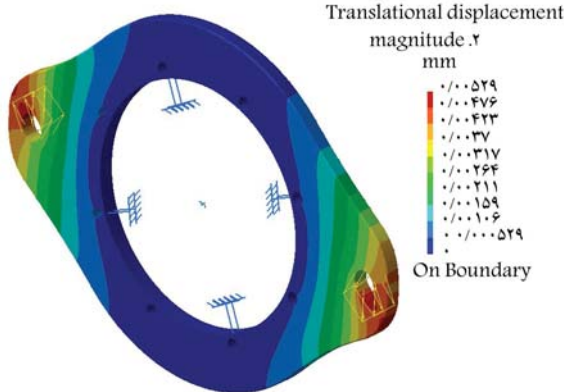
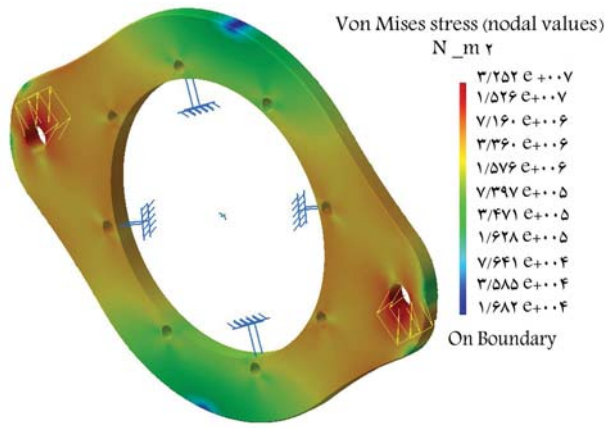
۲. نسبت تبدیل گیربکس؛

۳. گشتاور خروجی؛

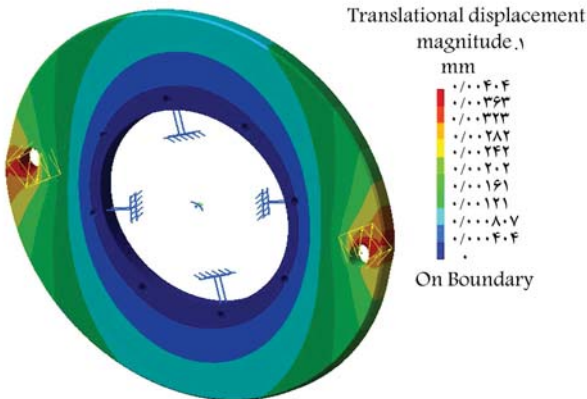
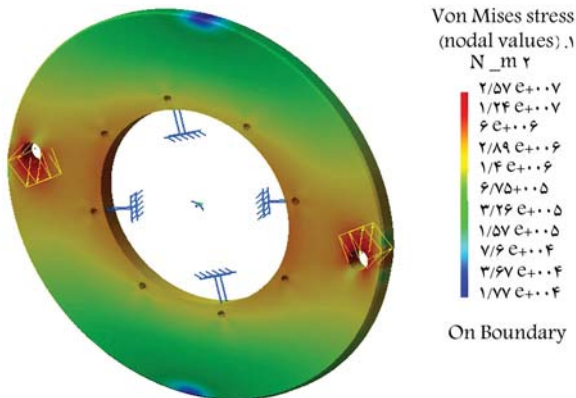
۴. ضرایب تصحیح؛

۵. عمر لازم.

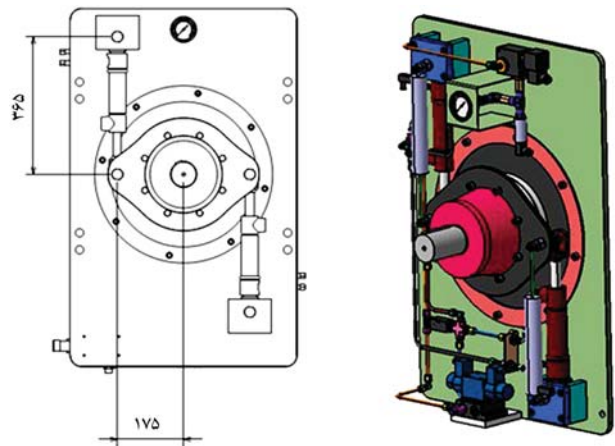
شرایط کاری گیربکس متغییر است. برای مواردی که دور و گشتاور متغییر در زمان‌های مختلف داریم، روابط ۱ و ۲ را برای محاسبه‌ی دور و گشتاور معادل توسط سازنده پیشنهاد شده‌اند.



شکل ۹. تنش و جابه‌جایی بازو زیر دو بار یک تن.



شکل ۱۰. تنش و جابه‌جایی بازو زیر دو بار یک تن.



شکل ۸. سیستم اعمال گشتاور با استفاده از گیربکس منظومه‌یی.

هیدرولیک متصل شده و نیرو از طریق این دو صفحه به گیربکس منظومه‌یی وارد می‌شود.

چرخش پوسته توسط عملگرهای خطی هیدرولیکی به وجود می‌آید. در این طرح از دو عملگر هیدرولیکی استفاده می‌شود که به صورت متقابل قرار گرفته و یک گشتاور خالص را به پوسته‌ی گیربکس منظومه‌یی وارد می‌کند. طول کورس جک‌های هیدرولیک ۶۰ میلی‌متر است که نیروی خود را در یک بازوی ۱۷۵ میلی‌متر نسبت به محور گیربکس اعمال کرده و باعث می‌شود مجموعه قابلیت چرخش ۲۰ درجه‌یی داشته باشد. برای به دست آوردن نیرویی که لازم است توسط جک‌ها اعمال شود ابتدا باید گشتاور لازم برای چرخاندن پوسته‌ی گیربکس منظومه‌یی را به دست آورد. این گشتاور اختلاف گشتاور ورودی و خروجی گیربکس منظومه‌یی است. در صورتی که سیستم اعمال گشتاور در خروجی گیربکس آزمون قرار گیرد مقدار گشتاور لازم برای چرخاندن پوسته از رابطه‌ی ۴ به دست می‌آید:

$$T = (\eta R - 1) T_{in} \quad (4)$$

با توجه به آزمون‌های نمونه درمورد گیربکس‌های توان بالا می‌توان متوسط گشتاور ورودی را برابر با ۱/۵۴ کیلو نیوتن در متر در نظر گرفت. با استفاده از رابطه‌ی ۴ مقدار گشتاور لازم برای چرخاندن سیستم اعمال گشتاور برابر ۳/۵ کیلو نیوتن در متر به دست می‌آید. با در نظر گرفتن این‌که حداکثر گشتاور هنگامی اتفاق می‌افتد که بازو و جک بر هم عمودند، بیشینه نیرویی که هر یک از جک‌ها باید تأمین کنند برابر یک تن خواهد بود. در شکل‌های ۹ و ۱۰ مقدار تنش و جابه‌جایی برای دو قطعه بازو که وظیفه‌ی انتقال گشتاور را بر عهده دارند تحت دو بار یک تن نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود بیشترین تنش (۳۲ مگاپاسکال) در سوراخ‌هایی وجود دارد که نیروها در آنها وارد می‌شود؛ چنانچه جنس قطعات، فولاد ساختمانی با تنش تسلیم ۲۰۰ مگاپاسکال باشد ضریب اطمینانی برابر ۶ خواهیم داشت. قطر بین‌هایی که به ابتدا و انتهای جک متصل می‌شوند ۲۰ میلی‌متر است که تحت بار جک‌ها دچار برش می‌شود. مقدار تنش برشی ایجاد شده در بین‌ها تحت بار یک تن برابر ۱۶ مگاپاسکال خواهد بود که نشان می‌دهد برای این بین‌ها می‌توان از جنس فولاد معمولی استفاده کرد.

به منظور اندازه‌گیری مقدار جابه‌جایی، این بین‌ها بلندتر در نظر گرفته می‌شوند و انتهای حساسه‌های اندازه‌گیری جابه‌جایی به این بین‌ها متصل است و مقدار پیش‌پوسته را اندازه‌گیری می‌کنند. برای حذف خطای ناشی از جابه‌جایی محور چرخش گیربکس منظومه‌یی، از دو حساسه‌ی اندازه‌گیری استفاده می‌شود که

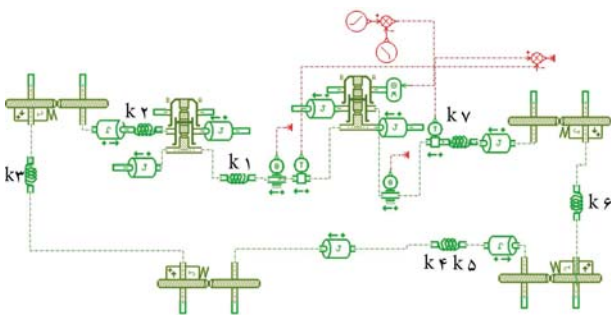
بیشتر با توجه به این که یک حساسه‌ی سنجش فشار برای خواندن گشتاور در مدار در نظر گرفته شده، می‌توان با کنترل فشار این حساسه توسط سیستم کنترل در هنگام ایجاد فشار نامتعارف به شیر ۲/۲ فرمان داد و فشار را تخلیه کرد.

همچنین فشار شیر اطمینان را می‌توان کمی بالاتر از فشار مربوط به حداکثر گشتاور تنظیم کرد تا در صورت ایجاد گشتاور اضافی، عملگرها حداکثر گشتاور را محدود کنند. برای تغییر جهت حرکت عملگرهای هیدرولیک از یک شیر جهتی چهار - سه استفاده می‌شود. حالت خنثی (وسط) این شیر به صورتی انتخاب می‌شود که خروجی پمپ به مخزن متصل شود؛ با این کار پمپ در حالت بی‌باری کار خواهد کرد. حداکثر فشار این شیر جهتی برابر ۳۵° بار و حداکثر دبی عبوری از آن برابر ۱۰۰ لیتر بر دقیقه است. پس از شیر جهتی از یک شیر کنترل جریان استفاده می‌شود که امکان تنظیم سرعت حرکت عملگرهای هیدرولیکی را فراهم می‌کند. حداکثر فشار این شیر برابر ۱۴° بار و حداکثر دبی عبوری از آن برابر ۱۱ لیتر بر دقیقه است. این شیر کنترل جریان هنگامی که عملگرها در حال پیشروی اند با محدود کردن جریان سیال تزریقی و در هنگام برگشت با محدود کردن تخلیه سیال باعث کنترل سرعت پیشروی می‌شود.

در مواقعی که به دلیل قطع برق، آزمون سل از حرکت می‌ایستد برای تخلیه‌ی فشار عملگر و بار دینامیکی، یک مسیر تخلیه‌ی اضطراری برای روغن تعبیه شده است که در آن یک شیر ۲/۲ از نوع پاپت^۴ قرار دارد که دارای نشستی کم‌تری نسبت به بقیه شیرهاست، و در صورت قطع برق راه را برای تخلیه روغن به مخزن تحت فشار گشتاور در حلقه بسته باز خواهد کرد. از مسیر تخلیه اضطراری برای مواقعی که نیاز به برگشت سریع نیز باشد می‌توان استفاده کرد. برای جلوگیری از ایجاد خلاء در سمت دیگر جک‌ها هنگام باز شدن این شیر یک شیر یک طرفه در مدار در نظر گرفته شده است که اجازه‌ی ورود سیال به پشت جک‌ها را می‌دهد.

۵. مدل‌سازی مکانیکی سامانه در نرم‌افزار AMESIM

جهت اطمینان از کارایی کلی قسمت‌های مکانیکی سیستم، مدلی از آن در نرم‌افزار AMESIM ایجاد شده و پاسخ سیستم به‌ازای ورودی‌های مختلف بررسی شده است. در این مدل مجموعه‌ی اعمال گشتاور شامل سیلندر و جک‌ها و مدار هیدرولیک به‌صورت المان ایجاد زاویه‌ی ساده و مدل شده‌اند. همچنین شافت‌های سیستم به‌صورت فنرهای پیچشی با سختی پیچشی برابر با مقدار این پارامتر در شافت‌ها مدل شده‌اند و اینرسی دورانی چرخ‌دنده‌های نیز لحاظ شده است. تمامی مقادیر برابر با مقادیر مربوطه در سیستم اصلی است (شکل ۱۲).



شکل ۱۲. مدل شبیه‌سازی شده‌ی سیستم در نرم‌افزار.

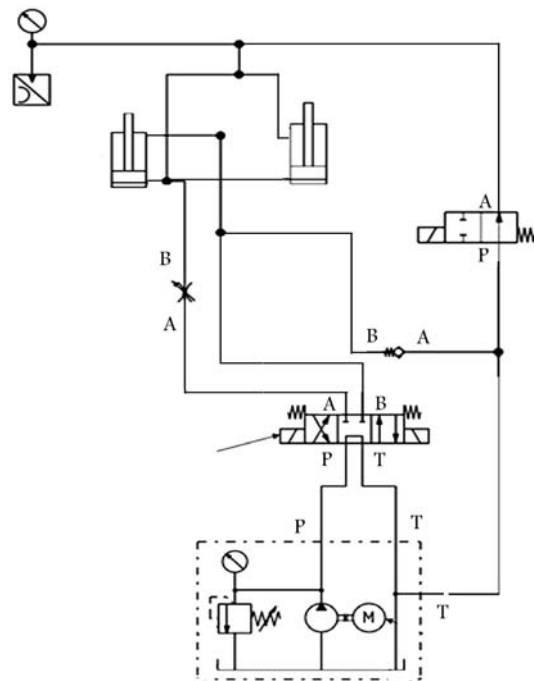
میانگین اندازه‌گیری‌های این دو حساسه نشان‌گر مقدار پیش‌پوسته خواهد بود؛ حساسه‌ی با کورس اندازه‌گیری ۷۵ میلی‌متر انتخاب شد که دارای کورس ۱۵ میلی‌متر بیشتر از جک است. این حساسه به‌گونه‌ی نصب می‌شود که کل محدوده‌ی باز و بسته شدن جک‌ها کوچک‌تر از محدوده‌ی باز و بسته شدن بازوی حساسه باشد.

۲.۴. طراحی مدار هیدرولیک

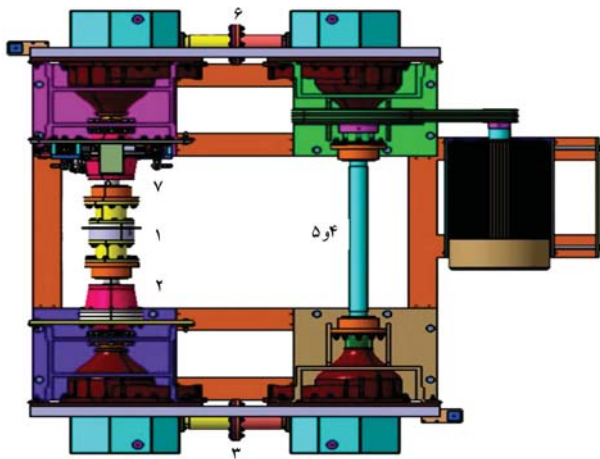
مدار هیدرولیک طراحی شده برای کنترل حرکت دو عملگر، و طرح پیاده‌شده‌ی آن در شکل ۱۱ نشان داده شده است. قطر داخلی سیلندر جک‌های انتخاب شده معادل ۴۰ میلی‌متر است که نیروی ۱۰ کیلو نیوتن روی آنها باعث فشار ۸ مگاپاسکال خواهد شد. نیروی محرکه‌ی سیستم توسط یک پاورپک هیدرولیک تأمین می‌شود که یک موتور الکتریکی سه‌فاز، یک پمپ جابه‌جایی مثبت با دبی ثابت، مخزن، شیر اطمینان و فشارسنج عقربه‌ی است. حداکثر فشار کاری سیستم اعمال گشتاور حلقه، برابر ۸۰ بار^۲ است و پاورپک انتخاب شده با فشار کاری ۱۴۰ بار انتخاب شده که در ۱۵۰ دور بر دقیقه قابلیت تأمین دبی ۰/۸ لیتر در دقیقه را دارد. توان لازم برای به حرکت در آوردن این پمپ را می‌توان از رابطه‌ی ۵ به دست آورد.

$$P = \frac{pQ}{\eta} \quad (5)$$

با در نظر گرفتن راندمان ۰/۸۵ و فشار ۱۴۰ بار و دبی ۰/۸ لیتر بر دقیقه توان لازم برای چرخاندن پمپ برابر ۰/۲۲ کیلووات و گشتاور لازم برابر ۱/۳ نیوتن در متر خواهد بود. توان موتور الکتریکی این پاورپک برابر ۰/۴ کیلووات است. حجم مخزن این پاورپک برابر ۹ لیتر است و در طی عملیات آزمون این پاورپک یکسره روشن است. برای اطمینان و جلوگیری از افزایش فشار نامتعارف در پاورپک از یک شیر اطمینان استفاده شده است. برای اطمینان



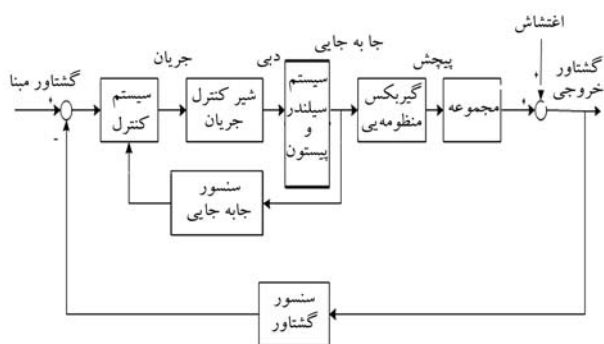
شکل ۱۱. مدار هیدرولیک سیستم اعمال گشتاور.



شکل ۱۴. نحوه شماره‌گذاری المان‌های پیچشی و دورانی.



شکل ۱۵. مدل ساده‌سازی شده سیستم در نرم‌افزار.

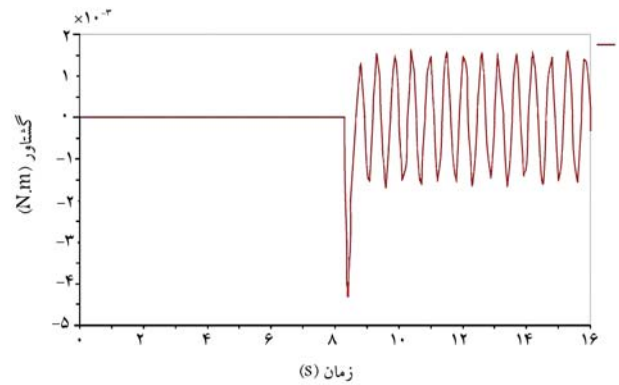


شکل ۱۶. حلقه‌ی مجموعه کنترلی گشتاور.

استفاده شده است. در مدل شکل ۱۶ پارامترهای سختی معادل و اینرسی دورانی معادل لحاظ شده و پاسخ‌های دو مدل اصلی و مدل ساده‌شده مقایسه شده‌اند. برابری این دو سری پاسخ نشان از درستی مدل ساده‌سازی شده و پارامترهای معادل سازی شده دارد. همچنین با مقایسه‌ی نتایج حاصل در قسمت ۱.۵. می‌توان صحت سختی معادل به دست آمده را دریافت چرا که متوسط گشتاور ایجاد شده در شکل ۱۶ حدوداً برابر با $10^{-2} \times 343566$ بوده و مجموع پیچش‌های ایجاد شده در المان‌های پیچشی سیستم برابر با $10^{-9} \times 55133$ است. حاصل تقسیم این دو، برابر با $6231/585$ است که تفاوت اندکی با سختی معادل محاسبه‌شده دارد.

همچنین با توجه به طول دوره‌ی ارتعاش طبیعی این سیستم (ناشی از اعمال گشتاور ثابت به مجموعه‌ی فنر و اینرسی شکل ۱۵) می‌توان با توجه به رابطه‌ی ۱۰ صحت اینرسی دورانی معادل را نیز تحقیق کرد، که نتایج نشان از درستی این مقدار نیز دارند.

$$\omega = \sqrt{\frac{k_{eq}}{J_{eq}}} \quad (10)$$



شکل ۱۳. نمودار گشتاور وارد شده به دو سر سیستم بر حسب زمان.

۱.۵. بررسی پاسخ مدل سیستم

ورودی سیستم (زاویه) را به صورت یک تابع شیب با وقفه اعمال می‌کنیم. گشتاور حاصله دو سر مجموعه‌ی حلقه‌باز معادل (دو سر منظومه‌ی اعمال گشتاور) به صورت شکل ۱۳ است.

۲.۵. پارامترهای معادل سیستم

برای ساده‌سازی سیستم برای سهولت در استخراج معادلات حالت آن، پارامترهای مهم مکانیکی آن را می‌توان به دست آورد. پارامترهای معادل مربوطه شامل اینرسی دورانی و سختی بوده و با توجه به قوانین پایستگی انرژی مطابق روابط ۶ و ۷ قابل محاسبه‌اند.

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + n^2 \cdot \left(\frac{1}{N^2} \cdot \left(\frac{1}{k_f} + \frac{1}{k_d} + \frac{1}{N^2} \cdot \left(\frac{1}{k_p} + \frac{1}{N^2} \cdot \left(\frac{1}{k_v} \right) \right) \right) \right) \quad (6)$$

$$J_{eq} = 2 \cdot J_s + J_1 + \left(\frac{1}{n} \right)^2$$

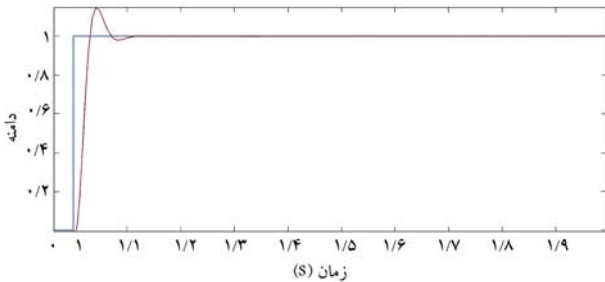
$$\left(\frac{1}{N} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{N^2} \cdot \left(\frac{1}{N^2} \cdot \left(\frac{1}{N^2} \cdot \left(J_{g1} + J_2 + J_{PC} \right) \right) \right) \right) \quad (7)$$

۶. طراحی سیستم کنترل

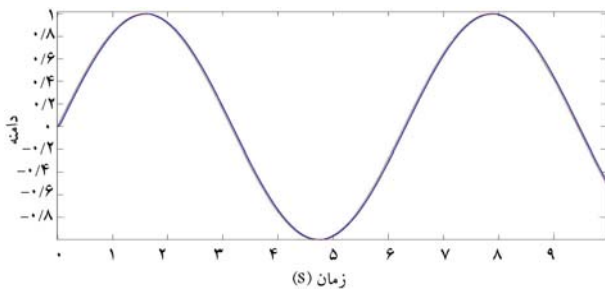
۱.۶. کنترل گشتاور

که باید در اینجا مد نظر داشت طول حداکثر کورس جک‌ها و عدم امکان تعدی از آن است. این مقدار جابه‌جایی مشخص مقدار مشخصی اختلاف گشتاور ایجاد می‌طلبد که به راحتی قابل محاسبه است. در واقع در این سیستم، ورودی دبی عبوری از شیر کنترل جریان است. خروجی نیز اختلاف گشتاور ناشی از سیستم اعمال گشتاور در کل سیستم است. به علاوه گشتاور ناشی از نرخ تغییرات سرعت موتور را نیز می‌توان به عنوان نقطه‌ی مبنای^۷ در نظر گرفت، چرا که کل مجموعه‌ی اعمال گشتاور باید نهایتاً گشتاوری برابر با این مقدار ایجاد کند. منفی یا مثبت بودن گشتاور ایجاد شده نیز با در نظر گرفتن علامت نرخ تغییرات سرعت در مختصات اصلی قابل اعمال است و تنها با مقایسه‌ی اختلاف گشتاور ایجاد شده ناشی از دبی عبوری از شیر کنترل جریان و گشتاور ناشی از نرخ تغییرات سرعت می‌توان رسیدن به نقطه‌ی مد نظر را سنجید. برای به دست آوردن تابع تبدیل این سیستم لازم است نسبت بین ورودی و خروجی، یعنی دبی و اختلاف گشتاور کل با مقدار در نظر گرفته شده را به دست آوریم. با توجه به این مفاهیم و روابط ۱۳ الی ۱۸ روابط ۱۹ و ۲۰ حاصل می‌شود. بنابراین تابع تبدیل این سیستم به صورت رابطه‌ی ۲۱ است.

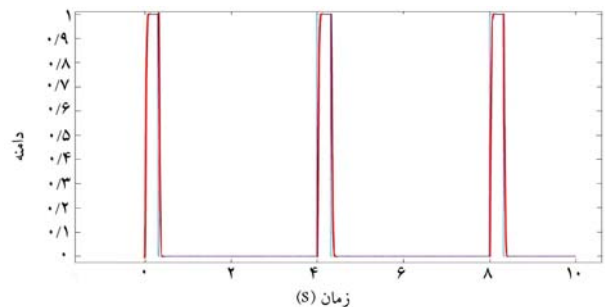
در رابطه ۲۱ مقدار دبی مربوط به پمپ ثابت است. به عبارتی کنترل‌کننده مقدار اختلاف گشتاور ایجاد شده در سیستم را با میزان گشتاور مبنای مقایسه کرده و در صورت وجود اختلافی بیش از حد تعیین شده میان این دو مقدار، دستور



شکل ۱۷. پاسخ سیستم به ورودی پله.



شکل ۱۸. پاسخ سیستم به ورودی سینوسی.



شکل ۱۹. پاسخ سیستم به ورودی پالس.

برای کنترل گشتاور اعمال شده از جانب سیستم اعمال گشتاور و همچنین ثابت نگه داشتن گشتاور حین تغییر سرعت در مجموعه از یک کنترل‌کننده از نوع PID استفاده شده است. نمودار سیستم کنترلی در مجموعه در شکل ۱۶ نمایش داده شده است. در این سیستم، تغییرات گشتاور ناشی از نرخ تغییرات سرعت موتور، به عنوان اغتشاش در نظر گرفته شده و از دیگر عوامل ایجادکننده‌ی اغتشاش در گشتاور کل، به علت کوچک بودن نسبتی چشم‌پوشی شده است. حداکثر فشارکاری سیستم اعمال گشتاور برابر ۸۰ بار است که با توجه به این مسئله و حداکثر دبی مورد نیاز و همچنین شیرهای کنترل تناسبی موجود در بازار، شیر سرووی^۵ مستقیم ۳۰۰۴ - G۷۶۱ از سری شیرهای کنترل جریان شرکت MOOG انتخاب شده است.^[۱۶] تابع تبدیل شیر کنترل جریان استفاده شده نیز به صورت زیر است:^[۱۷]

$$\frac{Q}{i}(s) = \frac{k_{sv}}{1 + 2\zeta\left(\frac{s}{\omega_n}\right) + \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2} \quad (11)$$

که در آن پارامترهای k ، ω_n و ζ به ترتیب بهره‌ی استاتیکی شیر، فرکانس طبیعی ظاهری و ضریب میرایی^۶ ظاهری آن هستند و با توجه به شیر انتخابی (با در نظر گرفتن شرایط فشار و دبی کاری مجموعه هیدرولیک) مقادیر آنها مطابق داده‌های جدول ۱ است.

با توجه به معادله‌ی ۱۱ و تغییر ظاهر آن مطابق رابطه‌ی ۱۲، نهایتاً رابطه‌ی نهایی عبارت خواهد بود از:

$$\frac{Q}{i}(s) = \frac{k_{sv}}{1 - \zeta^2 + \zeta^2 + 2\zeta\left(\frac{s}{\omega_n}\right) + \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2} = \frac{\left(\frac{k_{sv} \cdot \omega_n}{\sqrt{1 - \zeta^2}}\right) \cdot \left(\sqrt{1 - \zeta^2}\right) \cdot \omega_n}{(1 - \zeta^2) \cdot \omega_n^2 + (s - (-\zeta \cdot \omega_n))^2} \quad (12)$$

$$\frac{Q}{I}(t) = \left(\frac{k_{sv} \cdot \omega_n}{\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\right)}\right) \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \cdot \sin\left(\left(\sqrt{1 - \zeta^2}\right) \omega_n t\right) \quad (13)$$

معادلات مربوط به سیستم سیلندر و پیستون نیز عبارت است از:

$$\Delta T_{torquer} = \Delta \theta \cdot k_{eq} \quad (14)$$

$$\Delta \theta = \Delta \theta_0 \cdot (n - 1) \quad (15)$$

$$\Delta \theta_0 = \frac{2 \Delta x}{D} \quad (16)$$

$$\Delta x = \frac{V}{A} \quad (17)$$

$$\Delta T_{torquer} = \frac{2 \cdot V \cdot (n - 1) \cdot k_{eq}}{A \cdot D} \quad (18)$$

گشتاوری که توسط سیستم اعمال گشتاور باید اعمال شود، برابر با همان مقدار گشتاوری است که به واسطه‌ی نرخ تغییرات دور موتور در سیستم ایجاد شده است. مورد مهمی

جدول ۱. اطلاعات مربوط به شیرهای کنترل جریان MOOG سری G۷۶۱.^[۱۶]

سیستم	ω_{sv}	ζ_h	ω_h	k_{sv}
MOOG G۷۶۱ - ۳۰۰۳	۱۶۰	۰٫۹۷۶۶	۳۴۳	۰٫۱۱۴
MOOG G۷۶۱ - ۳۰۰۴	۱۶۰	۱٫۰۰۱۲	۳۴۳	۰٫۲۳۰

$$V = \int Q dt \quad (19)$$

$$\Delta T_{torque} = \frac{\tau \cdot \left(\int i \cdot \left(\frac{k_{sp} \cdot \omega_n}{\sqrt{1-\zeta^2}} \right) \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \cdot \sin \left(\left(\sqrt{1-\zeta^2} \right) \cdot \omega_n \cdot t \right) dt \right) \cdot (n-1) \cdot k_{eq}}{A \cdot D} = \tau \cdot i \cdot \left(\frac{k_{sp} \cdot \omega_n}{\sqrt{1-\zeta^2}} \right) \cdot \left(\frac{(n-1) \cdot k_{eq}}{A \cdot D} \right) \quad (20)$$

$$\frac{T}{i} = \frac{\tau k_{sp} \cdot \omega_n \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \left(-\zeta \omega_n \sin \left(\left(\sqrt{1-\zeta^2} \right) \cdot \omega_n \cdot t \right) - \left(\sqrt{1-\zeta^2} \right) \cdot \omega_n \cdot \cos \left(\left(\sqrt{1-\zeta^2} \right) \cdot \omega_n \cdot t \right) \right) \cdot (n-1) \cdot k_{eq}}{\left(\sqrt{1-\zeta^2} \right) \cdot \left(\left(\zeta \omega_n \right)^2 + \left(1-\zeta^2 \right) \cdot \omega_n^2 \right) \cdot A \cdot D} \quad (21)$$

موجود در فرایند را به PLC گزارش داده و PLC در صورت تجاوز از مقدار نقطه‌ی مرجع اقدامات لازم را به انجام برساند. مشابه مرحله‌ی کنترل فشار در این مرحله نیز حالت‌های مختلفی برای اجرای فرایند کنترل در نظر گرفته شده است. در نتیجه‌ی این عملیات در دو فاز هشدار و اقدام خودکار کنترل‌کننده به هنگام گذر مقدار فرایند از حدود تعیین شده صورت می‌پذیرد. در صورتی که میزان دمای فرایند از محدوده‌ی تعیین شده‌ی اولیه عبور کند اول پیام هشدار صادر شده و در صورت گذر از حدود دوم دستور خاموش برای سیستم صادر می‌شود. به جهت عملیاتی بودن این برنامه در شرایط دمایی خاص برنامه به صورت پارامتری نگارش شده است تا تنظیم آن ممکن شود.

۳.۶. کنترل دما

دمای فرآیندهای زیر همواره در این کنترل‌کننده در حال بررسی و اقدام مقتضی است.

- دمای خروجی روغن گیربکس؛
- دمای ورودی روغن گیربکس؛
- دمای خروجی روغن گیربکس اعمال گشتاور؛
- دمای ورودی روغن گیربکس اعمال گشتاور؛
- دمای ورودی آب از برج خنک‌کننده؛
- دمای خروجی آب به برج خنک‌کننده؛
- دمای خروجی مدار هیدرولیک؛
- دمای ورودی مدار هیدرولیک؛
- دمای سیم پیچ استاتور موتور اصلی؛
- دمای محیط کارگاه.

کنترل دمای روغن در هر مبدل حرارتی توسط مدار بای پس ۱° و شیرهای سه راهه صورت می‌گیرد. شکل ۲۰ نشان دهنده‌ی این مدار است. نقش سیستم کنترل مرکزی در خنک‌سازی نقشی حفاظتی است. در صورت افزایش بیش از حد مجاز دما در هر نقطه‌ی از سیستم، فرامین تعیین شده توسط PLC صادر می‌شود. مراحل آزمون این کنترل‌کننده بدین‌گونه باید صورت پذیرد که ابتدا درصدی از میزان مرجع را به عنوان باند هشدار و درصدی دیگر را به عنوان باند اقدام در نظر بگیریم. در مرحله‌ی کنترلی نیز باید اقدامات لازم به محض گذر مقدار فرایند از مقادیر از پیش تعیین شده صورت پذیرد. برای بررسی عملکرد صحیح کنترل‌کننده در این مرحله کافی است مقدار ورودی (دمای فرایند) را ابتدا در باند هشدار قرار داده و

گشایش شیر کنترل جریان را صادر می‌کند. با این فرمان دریچه‌ی شیر کنترلی به طول مدت مناسبی باز شده و بنا بر مقدار اختلاف فشار بین دو سر آن مقداری دبی از آن عبور می‌کند. با عبور این دبی مقدار معینی جابه‌جایی در پیستون‌ها اتفاق خواهد افتاد که در نتیجه‌ی آن مقداری چرخش ثانویه در پوسته خواهیم داشت. این مقدار با مقدار گشتاور اختلافی به وجود آمده توسط این سیستم در ارتباط است. پاسخ‌های مدل ساخته شده‌ی این کنترل‌کننده در نرم‌افزار متلب^۹ نسبت به ورودی‌های مختلف در اشکال ۱۷ الی ۱۹ آمده است.

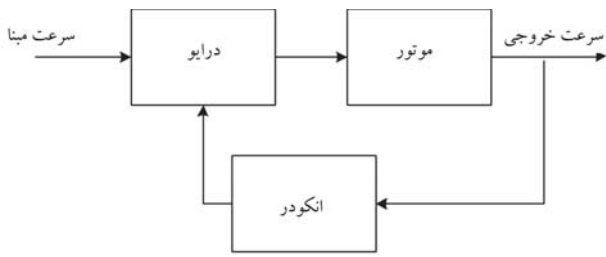
۲.۶. کنترل فشار

برای کنترل فشار از کنترل‌کننده‌ی منطقی^۹ استفاده شده است. پارامتر فشار در موارد زیر در سیستم کنترل لحاظ می‌شود:

- فشار روغن هیدرولیک؛
- فشار روغن گیربکس؛
- فشار روغن اعمال گشتاور؛
- فشار ورودی آب خنک‌کننده.

عملکرد بخش کنترل در این سامانه در خصوص پارامتر فشار به‌گونه‌ی است که برای همه مراحل آزمون دو حالت در نظر گرفته شده است. در مدارات ذکر شده در لیست بالا باند مورد نظر برای کنترل فشار به دو قسمت تقسیم می‌شود. در محدوده‌ی اول در تابع مقایسه‌گر PLC همزمان با عبور فشار از محدوده‌ی اولیه برای اپراتور روی صفحه‌ی نمایش‌گر پیام هشدار صادر می‌شود. در صورتی که محدوده‌ی فشار از محدوده‌ی دومی که نسبت به اولی دارای باند بزرگ‌تری است عبور کند، سیستم به صورت خودکار خاموش می‌شود. بدین ترتیب همواره سه عملیات رصد، هشدار و اقدام فعال هستند و در صورت نیاز وارد فاز اجرا می‌شوند. برای اندازه‌گیری فشار روغن یا آب از حساسه‌های فشار استفاده می‌شود. این حساسه مقدار فشار را به صورت آنالوگ و با خروجی ولتاژ یا جریان به کنترل‌کننده ارسال می‌کند.

به منظور کنترل دقیق دمای فرایند بدون دخالت اپراتور نیاز به یک سیستم کنترل درجه حرارت متکی بر یک کنترل‌کننده است که حساسه دمای آن می‌تواند یک ترموکوپل یا RTD به عنوان ورودی باشد. این کنترل‌کننده قادر خواهد بود که درجه حرارت واقعی را با درجه حرارت مطلوب کنترل‌کننده دما مقایسه کرده و به حساسه مورد نظر برای کنترل فرایند، خروجی لازم را ارسال کند. همانطور که اشاره شد ابزارها و توابع موجود در PLC در این بخش به خوبی پاسخگوی نیاز هستند. توابع مقایسه‌کننده در PLC قادر خواهند بود مقادیر خوانده شده از حساسه دمای



شکل ۲۲. حلقه‌ی کنترل دور.

دادن حساسه فشار و حساسه دمای RTD بعد از پمپ، دما و فشار اندازه‌گیری می‌شود و در HMI به نمایش درمی‌آید و در صورت تجاوز از حد مجاز به اپراتور هشدار داده می‌شود.

همانطورکه در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود روغن خروجی از مقاومت‌های هیدرولیکی به داخل یک مخزن ریخته می‌شود و از آن‌جا به مبدل حرارتی منتقل می‌شود. با قراردادن حساسه RTD در مخزن هیدرولیک، دمای آن اندازه‌گیری و با مقدار مرجع که در PLC تنظیم شده است مقایسه می‌شود. در صورت تجاوز از مقدار پیش فرض، سیستم کنترل، شیر سه‌راهه را در وضعیتی قرار می‌دهد که روغن از مخزن به سمت مبدل هدایت می‌کند. با پایین تر آمدن دمای روغن از مقدار پیش فرض، سیستم کنترل، شیر سه‌راهه را در وضعیتی قرار می‌دهد که روغن به داخل مخزن بازگشته و از مبدل عبور نکند. مراحل قیدشده مطابق کنترل‌کننده قبلی پیاده‌سازی می‌شود:

If $T_T > 0.75T_S$ شیر سه‌راهه در وضعیتی قرار می‌گیرد که روغن از مبدل حرارتی به مخزن هدایت شود.

If $T_T < 0.75T_S$ شیر سه‌راهه در وضعیتی قرار می‌گیرد که روغن از مخزن به مبدل حرارتی هدایت شود.

۲.۳.۶. دمای ورودی - خروجی آب از برج خنک‌کننده

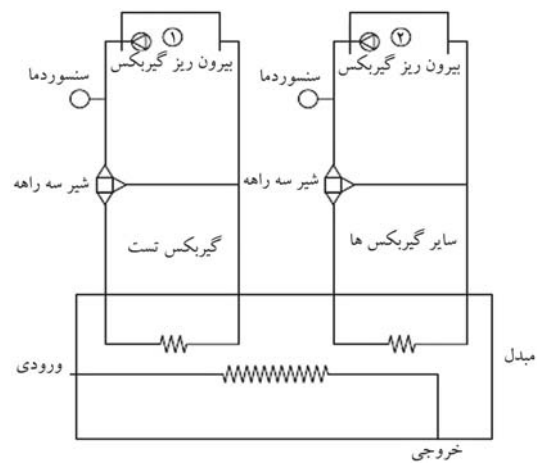
سیستم خنک‌سازی در برج خنک‌کننده از آب برای انتقال حرارت روغن استفاده می‌کند. آب موجود در این برج بعد از گرم شدن حرارت خود را در هوای آزاد تخلیه می‌کند. تمامی مبدل‌های حرارتی در یک کارگاه از یک برج و یک پمپ خنک‌کننده‌ی مشترک استفاده می‌کنند. در کنترل دمای برج‌های خنک‌کننده در صورت تجاوز دما از مقدار تعیین‌شده در صورت عدم توجه به هشدار گذر دما از مقدار مشخص شده‌ی سیستم به‌طور کامل خاموش می‌شود.

۴.۶. کنترل دور موتور

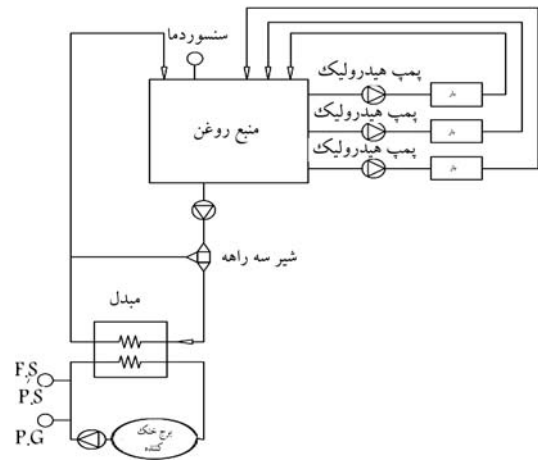
دور موتور الکتریکی باید طی آزمون، تحت فرمان PLC باشد و مطابق با گام‌های آزمون در طرح آزمون تغییر کند. کنترل‌کننده‌ی موتور در درایو وجود دارد و فقط فرامین تغییر دور از طریق کنسول یا یک مولد پالس به PLC و از آنجا به درایو ارسال می‌شود. PLC توسط شبکه پروفیباس^{۱۱} با درایو مرتبط است. به‌منظور بالا بردن دقت اندازه‌گیری سرعت موتور از انکودر^{۱۲} ی با ۱۰۲۴ پالس در موتور استفاده می‌شود. پارامترهای ثانویه مانند دمای اجزای مختلف و گشتاورها در سامانه‌ی آزمون توسط PLC با محدوده‌های مجاز مقایسه شده و در صورت لزوم فرمان توقف به درایو ارسال می‌شود. در شکل ۲۲ حلقه‌ی کنترل دور را مشاهده می‌کنید.

۵.۶. کنترل ارتعاش موتور

ممکن است در شرایطی ارتعاشات موتور از حد مجاز فراتر رود و باعث ایجاد آسیب در تجهیزات شود یا نشانه‌ی از خرابی یا نواقص‌های موتور باشد که برای جلوگیری از این



شکل ۲۰. مدار سیستم خنک کاری گیربکس آزمون و افزایش‌دهنده.



شکل ۲۱. مدار سیستم هیدرولیک.

واکنش کنترل‌کننده را رصد کنیم. سپس با افزایش مقدار دمای فرایند به‌عنوان ورودی شاهد تغییر وضعیت سوئیچ سه‌راهه به‌منظور شروع عملیات خنک‌سازی روغن در مبدل حرارتی قرار گیریم. این عملیات بدین‌صورت است که به محض گذر دمای فرایند از محدوده‌ی تعیین‌شده شیر سه‌راهه در وضعیتی قرار می‌گیرد که روغن مخزن را به سمت مبدل حرارتی سوق دهد. در شرایطی که دمای روغن داخل مبدل حرارتی کم‌تر از باند تعیین‌شده باشد شیر سه‌راهه در وضعیتی قرار می‌گیرد تا روغن از مبدل به مخزن جاری شود.

۱.۳.۶. دمای ورودی و خروجی روغن گیربکس اعمال گشتاور (دمای ورودی - خروجی مدار هیدرولیک)

کنترل دمای روغن گیربکس اعمال گشتاور مطابق با دمای روغن داخل گیربکس آزمون عمل می‌کند. ولی این قسمت از سامانه از یکسری پمپ‌ها برای اعمال دستور کنترل‌کننده در خصوص کنترل‌کننده‌ی گشتاور تشکیل شده‌اند که کنترل‌کننده‌ی دمای روغن این پمپ‌ها نیز به‌صورت زیر صورت می‌پذیرد.

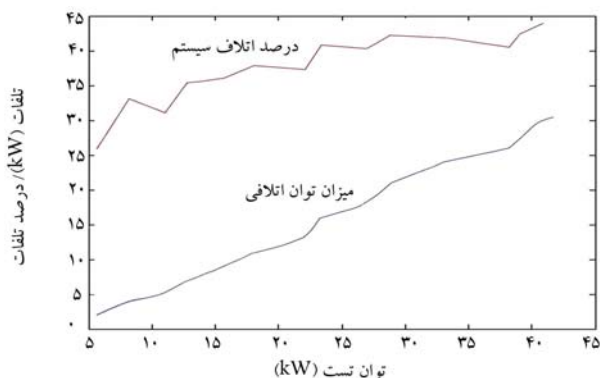
برای بارگذاری این پمپ‌ها از مقاومت‌هایی در مسیر خروجی آنها استفاده می‌شود. جریان سریع روغن از این مقاومت‌ها باعث گرم شدن روغن هیدرولیک می‌شوند. توان مصرفی پمپ‌ها به انرژی گرمایی تبدیل می‌شود. مقدار گرمای تولید شده با میزان توان مصرفی متناسب است.

در مدار این پمپ‌ها (شکل ۲۱) فشار و دمای روغن باید مانیتور شود که با قرار

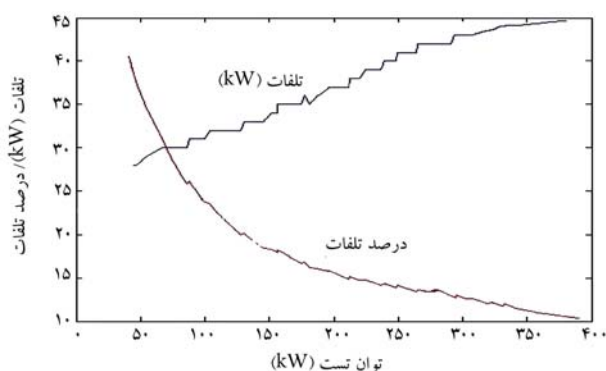
(شکل ۲۶). دو نمودار ارائه شده در این شکل‌ها، درصد اتلاف و میزان توان اتلافی را نمایش می‌دهند.

از مشاهده شکل‌های ۲۵ و ۲۶ درمی‌یابیم که بیشترین تلفات در سرعت ثابت اتفاق افتاده و برابر با ۴۴٫۸ کیلووات است. به علاوه با توجه به نمودارهای شکل ۲۶ می‌توان دریافت که سیستم قدرت تولید توان تا حدود ۳۹۰ کیلووات را دارد و در این توان بیشینه، درصد تلفات برابر با حدود ۱۰٫۴ درصد است؛ لذا سیستم در بیشینه توان کاری خود بازدهی برابر با ۸۹٫۶ درصد دارد.

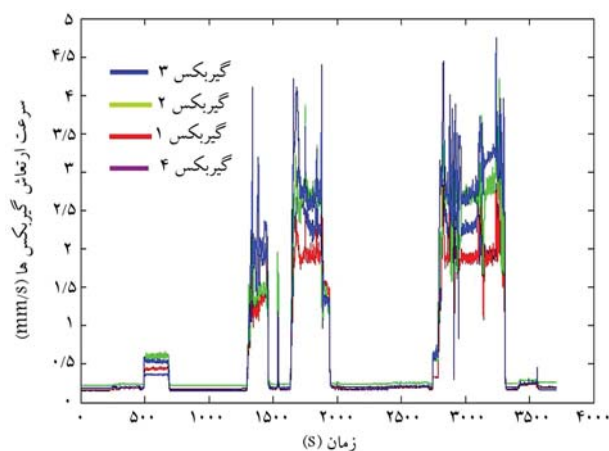
همچنین ارتعاشات گیربکس‌های ۹۰ درجه‌ی موجود در سامانه حین آزمون مذکور با ارتعاش‌سنج اندازه‌گیری شده و در شکل ۲۷ ارائه شده است. نمودار ارتعاشی



شکل ۲۵. میزان توان اتلافی (کیلووات) در گشتاور ثابت بر حسب توان آزمون.



شکل ۲۶. میزان توان اتلافی (کیلووات) در سرعت ثابت بر حسب توان آزمون.



شکل ۲۷. سرعت ارتعاشات گیربکس‌های ۹۰ درجه بر حسب زمان.

اتفاق از سوئیچ ارتعاش برای موتور استفاده می‌شود. در صورت تحریک این حساسه موتور متوقف می‌شود.

۶.۶. کنترل ارتعاش قطعات مکانیکی سامانه

حس‌گر ارتعاش روی اجزای گردنده نصب شده و در صورت تجاوز دامنه‌ی ارتعاش بیش از سطح مجاز، فرایند آزمون متوقف می‌شود. هشدار ارتعاشات باید در HMI نمایش داده شود. این حساسه‌ی سیگنال دیجیتال با سطح ۲۴ ولت به ورودی دیجیتال PLC ارسال می‌کند.

۷. نتایج آزمون عملکردی سامانه

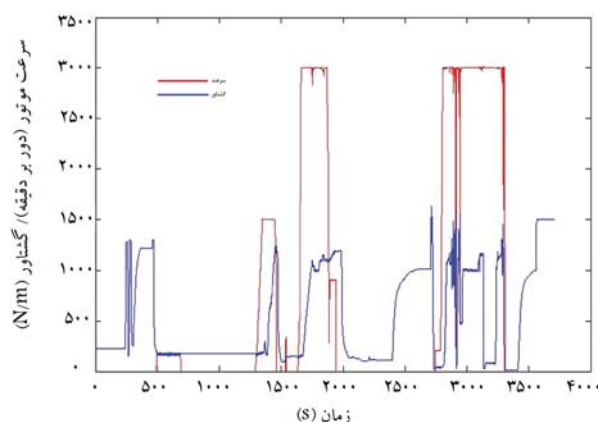
سامانه‌ی مورد نظر بر مبنای روند طراحی مذکور ساخته شده است. شمای کلی سامانه‌ی حلقه‌بسته را در شکل ۲۳ مشاهده می‌کنید.

برای بررسی تجربی کارکرد سامانه، آزمونی مطابق با شرایط یاد شده در شکل ۲۴ صورت گرفت. چنان‌که مشاهده می‌شود، آزمون در بازه‌ی زمانی ۷۴۱۴ ثانیه انجام شده و در بازه‌هایی از زمان سرعت ثابت و گشتاور متغیر و در بازه‌هایی نیز عکس این شرایط ایجاد شده است. در بازه‌هایی نیز هر دو این پارامترها ثابت نگه داشته شده است. قابل ذکر است نمودار قرمز مربوط به سرعت موتور و نمودار آبی مربوط به گشتاور است.

با توجه به نمودار شکل ۲۴، برای بررسی میزان تلفات بر حسب توان آزمون در گشتاور ثابت برابر با حدود ۱۵۰ نیوتن بر متر، بازه‌ی زمانی ۱۶۴۸ الی ۱۶۶۱ انتخاب شده است (شکل ۲۵). همچنین برای بررسی تلفات بر حسب گشتاور در سرعت ثابت برابر با ۳۰۰ دور بر ثانیه، بازه‌ی زمانی ۱۶۷۰ الی ۱۷۷۰ انتخاب شده است



شکل ۲۳. سامانه‌ی حلقه‌بسته‌ی ساخته شده.



شکل ۲۴. نمودار تغییرات سرعت و گشتاور در طول آزمون بر حسب زمان.

می‌توان نتیجه گرفت سامانه‌های آزمون حلقه‌بسته (به علت وجود تلفات پایه وابسته به سرعت در این نوع سامانه‌ها) در توان‌های پایین بازدهی چندانی ندارند و در توان‌های بالا که برای این منظور طراحی شده‌اند بازدهی بسیار زیادی دارند. بر این اساس، این سامانه‌ها برای آزمون توان‌های خیلی پایین‌تر از توان طراحی شده‌ی خود، توصیه نمی‌شود.

گیربکس‌های مختلف (مشخص شده در شکل ۱ ب) با رنگ‌های مختلف مشخص شده است. براساس نمودار به دست آمده برای ارتعاشات گیربکس‌ها، که براساس آن بیشترین ارتعاش گیربکس‌ها در بیشینه سرعت اتفاق افتاده و در محدوده‌ی قابل قبولی (حداکثر ۴/۷ میلی‌متر ثانیه) قرار دارد، عملکرد سیستم از لحاظ ارتعاشی نیز قابل تصدیق است.

۸. نتیجه‌گیری

سامانه‌ی حلقه‌بسته‌ی مکانیکی آزمون گیربکس، با به کارگیری آزمون هم‌زمان چهار گیربکس همانند، دارای قابلیت آزمون گیربکس ۹۰ درجه در شرایط مختلف آزمون -- اعم از گشتاورها و سرعت‌های مختلف -- بسیار دقیق است. از این سامانه می‌توان برای عیب‌یابی گیربکس‌های با توان بالا با صرفه‌ی اقتصادی بسیار و صرفه‌جویی چشم‌گیر در مصرف انرژی استفاده کرد. سامانه‌ی طراحی شده از طراحی ارتعاشی و دینامیکی ایمنی برخوردار بوده و صحت طراحی آن بررسی شده است. با توجه به داده‌های حاصل از شبیه‌سازی کنترل‌کننده‌ی گشتاور می‌توان مشاهده کرد که پاسخ این سیستم پایدار است و ظرف ۵ ثانیه به مقدار نهایی می‌رسد. همچنین نتایج ناشی از مدل‌سازی سیستم در نرم‌افزار AMESIM و بررسی پاسخ سیستم و فرکانس طبیعی ارتعاش آن نشان می‌دهد که ساده‌سازی سیستم و پارامترهای معادل محاسبه شده برای آن صحیح، و به علاوه سیستم طراحی شده پایدار است. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که ارتعاشات گیربکس‌ها نیز در محدوده‌ی قابل قبول است و لذا سیستم از لحاظ ارتعاشی نیز پایدار است. میزان تلفات بیشینه نیز با پیش‌بینی‌ها مطابقت دارد؛ همچنین برآورد مصرف انرژی سامانه ممکن است و با استفاده از این امکانات می‌توان با محاسبه‌ی افت انرژی در طول حلقه، تا چهار عدد گیربکس مشابه ۹۰ درجه را به صورت هم‌زمان مورد مطالعه و بررسی قرار داد. با بررسی نمودارهای اخذ شده از آزمون تجربی سامانه نیز چنین برداشت می‌شود که میزان اتلاف سیستم تابعیت بیشتری از سرعت نسبت به گشتاور دارد اما در هر دو حالت افزایش می‌یابد. به علاوه، در بهترین حالت میزان اتلاف سامانه‌ی حلقه‌بسته حدوداً برابر ۱۰/۴ درصد بوده و این مسئله به میزان قابل توجهی تابع سرعت است. لذا با در نظر گرفتن سرعت بیشینه، بهترین بازدهی در بالاترین توان (توان نامی) ایجاد خواهد شد چرا که میزان تلفات وابسته به سرعت در سامانه‌ی مذکور مقدار پایه‌ی ثابتی دارد.

فهرست علائم

- $T_{Tr,eq}$: گشتاور خروجی مورد نیاز معادل؛
- $n_{Tr,nq}$: دور خروجی مورد نیاز معادل؛
- T_{in} : گشتاور ورودی گیربکس؛
- η : راندمان؛
- r : نسبت تبدیل گیربکس؛
- k_{eq} : سختی معادل؛
- J_{eq} : اینرسی دورانی معادل؛
- p : فشار در شرایط کاری؛
- J_{g1} : ممان اینرسی چرخ‌دنده‌ی کوچک‌تر در گیربکس ۹۰ درجه؛
- J_{g2} : ممان اینرسی چرخ‌دنده‌ی بزرگ‌تر در گیربکس ۹۰ درجه؛
- P : توان؛
- J_p : ممان اینرسی چرخ‌دنده‌ی سیاره در گیربکس منظومه‌یی؛
- J_{pc} : مجموع ممان اینرسی چرخ‌دنده‌های سیاره و رینگ منظومه‌یی؛
- J_s : ممان اینرسی چرخ‌دنده‌ی خورشیدی در منظومه‌یی؛
- J_i : اینرسی اجزای تشکیل‌دهنده‌ی فنر k_i ؛
- n : نسبت تبدیل گیربکس؛
- A : سطح مقطع پیستون‌های سیستم اعمال گشتاور؛
- D : فاصله‌ی عمده‌ی چک‌ها در سیستم اعمال گشتاور؛
- $\Delta\theta$: پیچش ایجاد شده در پوسته‌ی گیربکس منظومه‌یی؛
- $\Delta\theta$: پیچش ایجاد شده در دو سر سیستم؛
- T_T : دمای روغن خروجی از مخزن؛
- T_{T1} : دمای روغن ورودی به مخزن؛
- T_s : دمای مرجع.

پانویس‌ها

1. Catia
2. Reggiana
3. Bar
4. Poppet
5. servo valves
6. damping
7. set point
8. Matlab
9. PLC

10. Bypass
11. Profibus
12. Encoder

منابع (References)

1. Hollingworth, N.E. "A four-square chain wear rig", *Tribology International*, **20**(1), pp. 3-9 (1987).
2. Handschuh, R.F. and Rohn, D.A. "Efficiency testing of a helicopter transmission planetary reduction stage",

- NASA Technical, Paper 2795 (February 1988).
3. Manoj, V., Gopinath, K. and Muthuveerappan, G. "Development of a power Re-circulating gear test rig", *Proceedings of the 11th National Conference on Machines and Mechanisms held at the Indian Institute of Technology Delhi*, New Delhi on (18-19 December 2003).
 4. Ondřej, M. "Endurance testing of automotive gearbox", Master thesis, University of Prague (2004)
 5. Markowski, T., Noga, S. and Rudy, S. "Numerical model of aviation gearbox test rig in a closed loop configuration", *Aviation*, **14**(1), pp. 3-11 (2010).
 6. Durand de Gevigney, J., Changenet, C., Ville, F. and Velez, p. "Thermal modeling of a back-to-back test machine; application to the FZG test rig", *Journal of Engineering Tribology*, **226**(6), pp. 501-515 (June 2012).
 7. Arun, A.P., Senthil kumar, A.P., Giriraj, B. and Faizur rahaman, A. "Gear test rig - A review", *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, **14**(05), pp. 16-26 (2014).
 8. Maia, A., Egutí, C., Rego, R. and Salzgeber, J. "A method for evaluating the dynamic behavior of a gear test rig", SAE Technical Paper 2014-36-0342, doi: 10.4271/2014-36-0342 (2014).
 9. Fernandes, C.M.C.G., Marques, P.M.T., Martins, R.C. and Seabra, J.H.O. "Torque loss of type C40 FZG gears lubricated with wind turbine gear oils", *Tribology International*, **70**, pp. 83-93 (February 2014).
 10. Fernandes, C.M.C.G., Marques, P.M.T., Martins, R.C. and Seabra, J.H.O. "Gearbox power loss. Part II: Friction losses in gears", *Tribology International*, **88**, pp. 309-316 (August 2015).
 11. Fernandes, C.M.C.G., Marques, P.M.T., Martins, R.C. and Seabra, J.H.O. "Gearbox power loss. Part III: Application to a parallel axis and a planetary gearbox", *Tribology International*, **88**, pp. 317-326 (August 2015).
 12. Fernandes, C.M.C.G., Blazquez, L. and Sanesteban, J. "Energy efficiency tests in a full scale wind turbine gearbox", *Tribology International*, **101**, pp. 375-382 (2016).
 13. Khodwe, S.S., Cherekar, U.S. and Prabhune, S.S. "Design and analysis of gear box test bench to test shift performance and leakage", *International Engineering Research Journal (IERJ) Special*, **2**, ISSN 2395-1621 pp. 3022-3029 (2015).
 14. Yin, M., Chen, G. and Su, H. "Theoretical and experimental studies on dynamics of double-helical gear system supported by journal bearings", *Advances in Mechanical Engineering*, **8**(5), pp. 8-13 (2016).
 15. <http://www.independenthydraulics.com/PDF/rusage-generalcat.pdf>
 16. <http://www.servovalve.com/technical/new.tb.103.pdf>
 17. Li, L. and Thurner, T. "Accurate modeling and identification of servo-hydraulic cylinder systems in multi-axial test applications", *Modeliranje - Identifikacija Sistemov*, **19**(6), pp. 462-470 (2013).