



تحلیل حرارتی، تأثیر نوع روانکار و عمر خستگی چرخ دنده‌های مخروط مارپیچ جعبه دنده اصلی بالگرد

مجتبی محرابی¹، مهدی محمدی مهر^{2*}، محمدرضا فاتحی³، علی قربان پور آرانی⁴

1- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

2 - دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

3 - دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، شرکت هواپیماسازی ایران، اصفهان

4 - استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

* کاشان، صندوق پستی: 87317-53153، mmohammadimehr@kashanu.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 16 فروردین 1396

پذیرش: 23 خرداد 1396

ارائه در سایت: 17 مرداد 1396

کلید واژگان:

چرخ دنده‌های مخروط مارپیچ

شبیه‌سازی اجزاء محدود

تحلیل حرارتی

روانکار

عمر خستگی

در مقاله حاضر، تحلیل حرارتی چرخ دنده‌های مخروط مارپیچ استفاده شده در جعبه دنده اصلی بالگرد - متعلق به شرکت هواپیماسازی ایران - بررسی می‌شود. ابتدا ضمن معرفی ویژگی‌های هندسی چرخ دنده‌ها، مبنای روانکاری و تحلیل حرارتی بر اساس استانداردهای موجود در طراحی چرخ دنده‌ها از جمله استاندارد آگما بررسی شده و سپس جهت تشکیل مدل اجزاء محدود، شرایط اولیه و مرزی آن با تعیین ویسکوزیته روغن و پس از آن محاسبه ضریب اصطکاک، ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی و هدایت بر اساس مدل‌های تجربی و تحلیلی چرخ دنده‌های مخروط مارپیچ مشخص می‌شود. لازم به ذکر است که هدف از تهیه مدل المان محدود در کار حاضر، کاهش خطای مربوط به محاسبات پیچیده تحلیلی و دستی ضمن افزایش سرعت حل مسأله می‌باشد. تأثیر عوامل مختلف، از قبیل افزایش دمای لحظه‌ای و تأثیر دمای اولیه بر آن، تنش‌های تماسی و شارهای حرارتی، مقایسه اثرات انواع روانکارهای معدنی بر کاهش دما و عمر خستگی جعبه دنده بررسی می‌شوند. نتایج حاصل از کار حاضر نشان خواهد داد که افزایش دمای لحظه‌ای به صورت خطی تابعی از دمای اولیه می‌باشد، به طوری که دمای لحظه‌ای سیستم نسبت به دمای اولیه شروع به کار آن 56 درجه سانتی‌گراد افزایش خواهد داشت. همچنین نتایج نشان می‌دهد که حضور انواع روانکارهای معدنی علاوه بر آن که موجب کاهش سطوح تماس فلز با فلز و ضریب اصطکاک می‌شود، نقش به‌سزایی در خنک‌کاری چرخ دنده و افزایش بیش از اندازه دما درون آن ایفا می‌کند، بدین صورت که استفاده از روانکارهای معدنی در سیستم سبب خواهد شد که دما از 90 درجه سانتی‌گراد تجاوز نکند.

Thermal analysis, effect of lubricant and fatigue life of spiral bevel gears of main gearbox

Mojtaba Mehrabi¹, Mehdi Mohammadimehr^{1*}, Mohammad Reza Fatehi², Ali Ghorbanpour Arani¹

1- Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

2- Department of Helicopter Design, Iran Aircraft Manufacturing, Isfahan, Iran

* P.O.B. 87317-53153 Kashan, Iran, mmohammadimehr@kashanu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 05 April 2017

Accepted 13 June 2017

Available Online 08 August 2017

Keywords:

Spiral Bevel Gears

Finite Element Simulation

Thermal Analysis

Lubricant

Fatigue Life

ABSTRACT

In the present paper, thermal analysis of used spiral bevel gears in main gearbox of a helicopter-belonging to Iran Aircraft Manufacturing- is investigated. Firstly, with introducing the geometry properties of gears, basic lubrication and thermal analysis are considered based on standards of gears design such as AGMA. Then, in order to create the finite element model, initial and boundary conditions with considering the oil viscosity and calculating the friction coefficient, convection and heat conduction coefficients are determined based on experimental and analytical models in spiral bevel gear. It is noted that, the goal of finite element model is considered to reduce the complex calculation errors and increase the solution speed of problem. Effects of various parameters such as increasing the FLASH temperature and influences of initial temperature on it, contact stresses and heat fluxes, comparison of different mineral oils on the decreasing temperature and fatigue life are examined. The obtained results of present work show that the FLASH temperature of main gearbox is linear function of initial temperature, so that FLASH temperature of system increases 56 centigrade in comparison to initial temperature. Also, it is demonstrated that the presence of various mineral oils in this system lead to reducing the solid-solid surface contact and friction coefficient. Moreover, these lubricants cause the cooling in the gearbox and increasing temperature, thus the employing these lubricants leads to the system temperature reaching 90 centigrade.

Please cite this article using:

M. Mehrabi, M. Mohammadimehr, M. R. Fatehi, A. Ghorbanpour Arani, Thermal analysis, effect of lubricant and fatigue life of spiral bevel gears of main gearbox, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 38-48, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Mehrabi, M. Mohammadimehr, M. R. Fatehi, A. Ghorbanpour Arani, Thermal analysis, effect of lubricant and fatigue life of spiral bevel gears of main gearbox, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 38-48, 2017 (in Persian)

1- مقدمه

چرخ‌دنده‌های مارپیچ به طور گسترده در گیربکس‌ها و یا سایر قسمت‌های سیستم محرکه برای انتقال قدرت بین محورهای موازی و یا متناظر مورد استفاده قرار می‌گیرند. با توجه به دامنه وسیع کاربرد این گونه چرخ‌دنده‌ها در صنعت، همواره تحلیل تنش در آن‌ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بوده است، اما پیچیدگی شکل آن‌ها استفاده از روش‌های تحلیلی در بدست آوردن مقادیر تنش در محل برخورد دندانه‌ها و ریشه‌ها را دشوار نموده است. در قرن هجدهم با آغاز انقلاب صنعتی در اروپا نیاز به چرخ‌دنده‌ها بیشتر از قبل احساس شد. در آن زمان با استفاده از مدل‌های ریخته‌گری کاملاً دقیق، چرخ‌دنده‌هایی از جنس چدن ساخته شدند. در قرن نوزدهم با به وجود آمدن کشتی‌های بخار و ماشین‌های ابزار، چرخ‌دنده‌ها کاربردهای گسترده‌تری پیدا نمودند. با آغاز قرن بیستم و با به عرصه آمدن تولید خودرو و هواپیما، دریچه نوینی به روی صنعت چرخ‌دنده سازی گشوده شد و این صنعت همراه با پیشرفت صنایع دیگر رو به جلو رفته و توسعه یافت. صنعت چرخ‌دنده سازی علاوه بر نیاز به ماشین‌های نوین و پیچیده جهت ساخت چرخ‌دنده‌های مورد نظر، به قواعد و اطلاعات مهندسی برای بررسی مواردی همچون تنش‌های تماسی و خمشی دندانه‌ها، روانکاری دندانه‌های تند درگیر و همچنین اطلاعاتی در مورد جنس مواد مورد استفاده در چرخ‌دنده سازی احتیاج پیدا نمود. در قرن بیستم چرخ‌دنده سازی پیشرفت مداوم و شتابنده‌ای گرفت. به طور کل می‌توان گفت بیش از نود درصد دانش فنی قابل کاربرد در مورد چرخ‌دنده‌ها در فاصله زمانی 1890 تا 1990 بدست آمده است. صنعت چرخ‌دنده اکنون بسیار پیشرفته نموده و با توجه به کاربرد وسیع آن، مقالات متعددی در زمینه چرخ‌دنده‌های مخروطی مارپیچ موجود است که از این بین می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

تاوروک [1] با انجام آزمایش‌های تجربی و در نظر گرفتن پارامترهای دما، فشار تماسی، سرعت غلتشی و لغزش به محاسبه ضریب اصطکاک هفت نوع روانکار در سیستم‌های مختلف چرخ‌دنده‌ای پرداخت. بلاک [2] شار حرارتی تولیدی برای شرایط مختلف چرخ‌دنده‌ها، اجزای محرک درون سیستم‌های جعبه دنده تحت شرایط مختلف ضریب اصطکاک، فشار اعمالی و رابطه بین سرعت‌های لغزشی و غلتشی را بررسی نمود. توب و کاتو [3] با ارائه روشی برای محاسبه بیشینه دمای لحظه‌ای¹ سیستم‌های چرخ‌دنده‌ای ساده، به بررسی نتایج بدست آمده از کار خود با نتایج آزمایشگاهی پرداختند و نشان دادند که نتایج حاصل از کار آن‌ها زمانی که از بار واقعی دندانه‌ها به جای بار استاتیکی اعمالی بر چرخ‌دنده‌ها استفاده شود به نتایج تجربی نزدیک‌تر خواهد بود. کلمان [4] روش محاسبه افزایش دمای ناگهانی سیستم در اثر تماس بین دندانه‌های درگیر برای چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ را برای اولین بار ارائه داد. روش محاسباتی وی آن‌چنان دارای دقت بالایی بود که در عصر حاضر نیز این روش به عنوان یک مبنای اساسی ساده و بسیار سریع برای محاسبات دمایی مربوط به چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ در اختیار طراحان قرار دارد. پاتیر و چنگ [5] با انجام تحلیل حرارتی چرخ‌دنده‌های ساده، به پیش بینی نحوه توزیع شار حرارتی بر روی توزیع دمای بالک سیستم چرخ‌دنده پرداختند. بایومی و همکاران [6] تأثیر منبع حرارتی متحرک را به عنوان شرط مرزی گذرا بر رفتار حرارتی دندانه‌های در تماس چرخ‌دنده‌های ساده بررسی نمودند. کانتورهای دمایی در مدل اجزاء محدود آن‌ها به صورت تابعی از زمان برای نواحی درگیری دندانه‌ها ترسیم شد و اثرات پارامترهای مختلف توزیع بار و ضریب انتقال حرارت در مرزهای سیستم

¹ FLASH Temperature

مورد بررسی قرار گرفت. چائو و همکاران [7,8] مطالعه‌ای مقایسه‌ای بین انواع چرخ‌دنده‌های ساده انجام دادند. آن‌ها بارگذاری‌های دینامیکی، ضخامت فیلم روانکار و دمای سطوح را محاسبه نموده و به رابطه‌ای توسعه یافته جهت تأثیر عوامل مختلف بر سفتی دندانه‌ها و دمای سطوح دست یافتند. در سال 1994 هندچو و چیکر [9] از آزمایشگاه تحقیقاتی ارتش آمریکا، روشی برای تحلیل حرارتی چرخ‌دنده‌های مخروطی مارپیچ ارائه کردند که این روش مبتنی بر تئوری مرتبه سوم هرتزین و استفاده از یک روش المان محدود غیر خطی می‌باشد. آن‌ها همچنین در هشت بخش به تحلیل حرارتی درجه سوم این چرخ‌دنده‌ها، تحلیل المان محدود، مقایسه نتایج با تست‌های آزمایشگاهی و روانکاری آن‌ها پرداختند. گودی و همکاران [10] تأثیر تنش‌های تماسی و ارتعاشات دندانه‌های چرخ‌دنده را بر شکست قطعه به ترتیب با نرم‌افزارهای کتیا و انسیس مبتنی بر تئوری هرتزین بررسی کردند. آن‌ها حالت بهینه برای این نوع تنش‌ها را به کمک روش‌های عددی و تحلیلی تعیین نمودند. وانگ و همکاران [11] به بررسی چرخ‌دنده‌های مخروطی مارپیچ با استفاده از یک مدل ریاضی از قبیل تشکیل ماتریس‌ها، بردارها و مدل‌های هندسی پرداخته که مبنای تحلیل تنش و حرارتی این قطعه می‌باشد. مایر و همکاران [12] خسارت‌های ناشی از تنش‌های حرارتی در چرخ‌دنده‌های فولادی استفاده شده در هلیکوپتر و تأثیر آن بر کاهش عمر خستگی را مورد بررسی قرار دادند. رشید و همکاران [13] ضمن بررسی قابلیت اعتماد سیستم روغنکاری در جعبه دنده هلیکوپتر، به بررسی عوامل مؤثر بر نوع روانکاری درون سیستم و تأثیر آن بر مکانیزم شکست پرداختند. آن‌ها همچنین قابلیت اطمینان در سطح شرایط موجود در سیستم را با بهره‌گیری از دیاگرام ID مورد بررسی قرار دادند. هان و همکاران [14] تأثیر نوزده نوع روانکار بر شرایط بارگذاری، دمای سیستم و سرعت لغزش در سیستم چرخ‌دنده را با استفاده از روش‌های تجربی و آزمایشگاهی بررسی کردند. مارتین و همکاران [15] با در نظر گرفتن سیستم چرخ‌دنده و استفاده از دو نوع روانکار صنعتی رایج به بررسی تعادل دمایی درون جعبه دنده و عوامل زیست محیطی آن و همچنین تأثیر ضریب اصطکاک بر تنش‌های ایجاد شده درون دندانه‌های درگیر پرداختند. چن و لیو [16] تنش‌های تماسی در سطح دندانه‌های درگیر برای چرخ‌دنده‌هایی با محورهای غیر موازی مختلف را با استفاده از مدل‌سازی ریاضی به روش المان محدود و استفاده از نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس بررسی نمودند. بهرامی و همکاران [17] یک مدل توسعه یافته برای ضخامت فیلم و اثر اصطکاک تحت روانکاری با جریان مغشوش برای چرخ‌دنده‌های مارپیچ ارائه داده و ضرایب هندسی، سختی، زبری سطح و سرعت نورد را در نواحی الاستیک، الاستوپلاستیک و پلاستیک به صورت عددی بررسی کردند. یانگ و چن [18] با بررسی تحلیلی و عددی فیلم مایع روانکار به کار رفته درون چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ به بررسی نقش روانکار در کاهش عوامل مخرب بر عملکرد سیستم از جمله کاهش سر و صدای ناشی از کارکرد سیستم پرداختند. آن‌ها همچنین با تهیه مدل اجزاء محدود، اثر حرارت را بر عملکرد سیستم بررسی نمودند. اسپویاک و همکاران [19] با استفاده از روش المان محدود و تئوری شکست الاستیک خطی، به بررسی رشد ترک در اثر خستگی ناشی از بارهای متغیر در ناحیه تماس چرخ‌دنده‌های مارپیچ پرداخته و میزان تخریب به دست آمده را با نتایج تجربی آزمایشگاهی مقایسه نمودند. آن‌ها جزئیات دقیقی از نواحی بحرانی که در کاهش خسارت ناشی از خستگی تأثیرگذار بود را مشخص نمودند. بیومیک و همکاران [20] با انجام آزمایش‌های عملی بر روی قطعات جدا شده یک هلیکوپتر آسیب دیده، به تحلیل و بررسی عوامل شکست درون جعبه دنده ناشی از رشد خستگی درون قطعات پرداختند.

سرعت، سرعت نامی گیربکس است و می‌تواند متغیر باشد که رنج آن توسط این شرکت به نویسندگان داده نشده است. جنس چرخ‌دنده‌های استفاده شده در مقاله حاضر، با توجه به چرخ‌دنده‌های مخروطی مارپیچ طراحی شده در شرکت هواپیماسازی ایران از آلیاژ فولاد با عملیات حرارتی کربوره و سختکاری سطحی شده درجه 3 به ترتیب با اعداد تنش‌های تماسی و خمشی مجاز 1720 و 275 نیوتن بر میلی‌متر مربع در نظر گرفته شده‌اند که مقادیر آن‌ها در داده‌های جدول 2 اشاره شده است.

3- مبانی روانکاری در سیستم‌های چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ

روانکاری در سیستم‌های چرخ‌دنده با دو هدف جلوگیری از تماس فلز با فلز (کاهش ضریب اصطکاک) و کاهش حرارت تولیدی ناشی از کاهش ضریب اصطکاک در سطوح تماس انجام می‌گیرد. رسیدن به دو هدف مذکور مستلزم آن است که هر سطح دندانه به هنگام درگیری با دندانه درگیر دارای روانکار مناسب برای جذب و مصرف نمودن حرارت تولیدی ناشی از اصطکاک باشد. تأثیر این نوع روانکار باید به گونه‌ای باشد که افزایش دمای سیستم در شرایط کاری، در محدوده مناسب استاندارد قرار گیرد.

3-1- عوامل موثر بر انتخاب روانکار

انتخاب روانکار مناسب قابل استفاده در سیستم جعبه دنده غالباً متأثر از

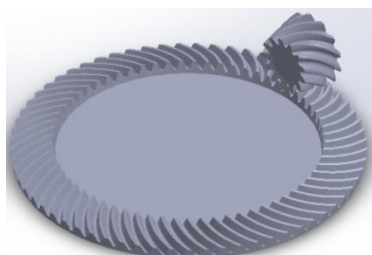


Fig. 1 The design of spiral bevel gears in KISSSOFT

شکل 1 چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ طراحی شده در نرم‌افزار کیس سافت

جدول 1 مشخصات هندسی چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ (محرك و متحرك)

Table 1 Geometry specifications of spiral bevel gears (pinion and gear)		واحد	مشخصه
چرخ‌دنده	چرخ‌دنده	اندازه‌گیری	هندسی
متحرك	محرك	دور بردقیقه	سرعت زوایه‌ای
490	2450	میلی‌متر	مدول
4.5	4.5	---	تعداد دندانه
65	13	میلی‌متر	پهنای دنده
50	50	میلی‌متر	قطر گام
292.5	58.5	---	ضریب ایمنی
1.5			

جدول 2 خواص مکانیکی و حرارتی چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ ساخته شده از

آلیاژ فولاد با عملیات حرارتی کربوره و سختکاری سطحی شده Grade 3

Table 2 The mechanical and thermal properties of spiral bevel gears made of Steel with Grade 3

مقدار کمی	واحد	خاصیت مکانیکی/حرارتی
210	گیگا پاسکال	مدول ینگ
0.33	---	ضریب پواسون
8030	کیلوگرم بر متر مکعب	دانسیته
16.327	وات بر متر کلونین	ضریب هدایت حرارتی
502.48	ژول بر کیلوگرم کلونین	گرمای ویژه

کلاک و همکاران [21] با در نظر گرفتن پروفیل هندسی قطعات، شامل زوایای فشار و شعاع ریشه دندانه‌های درون چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ، مقادیر بهینه مورد نیاز برای کارکرد مناسب سیستم را طی بارگذاری‌های حرارتی و مکانیکی ارائه دادند. دین و همکاران [22] به بررسی عوامل شکست درون انواع چرخ‌دنده‌ها به خصوص چرخ‌دنده‌های به کار رفته درون موتور هواپیماها پرداخته تا بتوانند عامل از بین رفتن بسیاری از این سیستم‌ها را شناسایی کنند. همچنین آن‌ها با ارائه راهکاری مناسب، عوامل شکست را به حداقل رساندند.

در مطالعه حاضر، تحلیل حرارتی چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ استفاده شده در سیستم جعبه دنده اصلی بالگرد متعلق به شرکت هواپیماسازی ایران مورد بررسی قرار می‌گیرد. نوآوری کار حاضر مربوط به تهیه مدل المان محدود برای تحلیل همزمان حرارت-جابه جایی و تماس در چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ به منظور کاهش خطاهای مربوط به محاسبات دستی و کاهش زمان حل مسأله از طریق جایگزینی نتایج عددی با معادلات پیچیده تحلیلی بوده است. موضوعی که در سایر مطالعات پیشین انجام شده غالباً به صورت تحلیلی و از طریق حل معادلات پیچیده دیفرانسیلی صورت گرفته و شبیه سازی نرم‌افزاری سیستم حاضر با استفاده از روش اجزاء محدود به صورت قابل ملاحظه‌ای به روند حل مسأله سرعت بخشیده است. بدین منظور، در ابتدا ضمن معرفی ویژگی‌های هندسی و مدل‌سازی مسأله در نرم‌افزار طراحی کیس سافت، مبانی روانکاری و تئوری‌های مربوط به تحلیل حرارتی بررسی شده و پس از آن جهت تشکیل مدل اجزاء محدود در نرم‌افزار آباکوس، شرایط اولیه و مرزی آن از قبیل ویسکوزیته روغن، ضریب اصطکاک و ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی و هدایت که به سبب لغزش چرخ‌دنده‌های محرك¹ و متحرك ایجاد می‌گردد، مشخص می‌شود. همچنین به منظور محاسبه عمر خستگی جعبه دنده مقاله حاضر از اصل ماینر مطابق با استاندارد انجمن چرخ‌دنده سازان آمریکا² که به صورت آزمایش‌های تجربی با در نظر گرفتن عوامل موثر بر عمر خستگی از قبیل پدیده‌های سایش، خوردگی و پیتینگ به صورت روابط و معادلات ریاضی تدوین شده، استفاده شده است.

2- مدل‌سازی هندسی مسأله

کیس سافت یک بسته نرم‌افزاری قدرتمند برای محاسبه اندازه، تغییرات ابعادی و یا بهینه‌سازی طرح‌های سه بعدی عناصر دستگاه‌های مکانیکی است. این نرم‌افزار دارای طیف وسیعی از پنجره‌های محاسباتی مختلف بوده که به تجزیه و تحلیل، محاسبه قدرت و مدیریت ارتباط بین قطعات ماشین آلات می‌پردازد. یکی از کاربردهای گسترده این نرم‌افزار در انجام محاسبات مرتبط با طراحی تجهیزات و ماشین آلات درگیر در سیستم‌های مکانیکی از جمله چرخ‌دنده‌ها می‌باشد که در مطالعه حاضر از آن برای مدل‌سازی هندسی مسأله استفاده شده است. شکل 1 مدل نهایی استخراج شده از این نرم‌افزار را نشان می‌دهد. مدل هندسی مذکور شامل یک سیستم چرخ‌دنده‌ای مخروطی مارپیچ، تشکیل شده از دو چرخ‌دنده محرك و متحرك می‌باشد که متغیرهای طراحی، خواص مکانیکی و حرارتی آن براساس نوع فولاد کربونیزه شده در جدول‌های 1 و 2 مشخص شده‌اند. اطلاعات مربوط به سیستم جعبه دنده اصلی بالگرد شامل سرعت ورودی گیربکس و بقیه موارد طبق جدولی از شرکت هواپیماسازی ایران به عنوان داده‌های ورودی گرفته شد. البته این

¹ Pinion and Gear

² ANSL/ AGMA D03 2005

2-3- خواص انواع روغن‌های معدنی

روغن‌ها عموماً دارای بیشترین کاربرد در چرخ‌دنده‌ها هستند. خواص روغن‌ها با تغییر در ویسکوزیته آن‌ها و یا با اضافه نمودن مواد افزودنی شیمیایی می‌تواند تغییر نماید. انتخاب مناسب روغن متناسب با نوع کارکرد سیستم متغیر است. به طوری که می‌توان گفت حالتی کلی برای انتخاب روغن وجود ندارد و روغن انتخابی در یک شرایط کاری ممکن است در شرایط کاری دیگر نامناسب باشد. جدا از ساختار شیمیایی یک روانکار، ویسکوزیته آن نیز از خواص کلیدی و تأثیرگذار بر نوع کاربرد آن است. معمولاً ویسکوزیته متناسب با شرایط کاری در نواحی درگیر با بار بالا و سرعت پایین در نظر گرفته می‌شود. در مواقعی که از روغن‌های معدنی استفاده می‌شود، ویسکوزیته سیال مطابق با رابطه (1) قابل محاسبه خواهد بود [23]:

$$V_k = \frac{35.56}{\vartheta_t^{0.5}} \quad (1)$$

در رابطه (1)، V_k ویسکوزیته سینماتیکی روغن بر حسب سانتی استوکس و ϑ_t سرعت گام خطی بر حسب متر بر ثانیه است. لازم به ذکر است که اگر $\vartheta_t < 2.5$ باشد از همان مقدار معادل 2.5 متر بر ثانیه برای آن استفاده می‌شود. در مطالعه حاضر، سرعت گام خطی با توجه به داده‌های ارائه شده در جدول 1 و با استفاده از رابطه (2) محاسبه می‌شود [24]:

$$\vartheta_t = \frac{\pi d n_p}{60000} \quad (2)$$

در رابطه (2)، n_p سرعت زاویه‌ای چرخ‌دنده محرک بر حسب رادیان بر ثانیه و d قطرگام آن است که مطابق با رابطه (3) محاسبه می‌شود [24]:

$$m_p = \frac{d}{N_p} \quad (3)$$

در رابطه (3)، m_p ، N_p و d به ترتیب معرفی کننده مدول، تعداد دندانه و قطرگام چرخ دنده محرک هستند. سرانجام با مشخص شدن مقادیر N_p و d ، سرعت خطی گام چرخ‌دنده محرک مطابق رابطه (2) قابل محاسبه خواهد بود. مقادیر محاسبه شده برای سیستم جعبه دنده کار حاضر در جدول 3 نشان داده شده است. با محاسبه سرعت گام خطی چرخ‌دنده، ویسکوزیته روغن استفاده شده در سیستم با استفاده از رابطه (1) برابر 182.1250 سانتی استوکس بدست می‌آید. پس از تعیین ضریب ویسکوزیته سینماتیکی روغن مورد استفاده در سیستم می‌توان اثر روغن مورد استفاده در سیستم را روی اصطکاک ناشی از سطوح تماس تعیین نمود که در قسمت 4 نقش انواع روغن معدنی بر تعیین ضریب اصطکاک بررسی می‌شود. در ادامه این قسمت، خواص برخی از انواع روغن‌های معدنی مورد بررسی قرار می‌گیرند تا به کمک آن‌ها بتوان دمای کاری روغن مورد استفاده در جعبه دنده را تعیین نمود. بدین منظور خواص مذکور برای 6 نوع از روغن‌های معدنی در قالب شکل‌های 2 تا 4 ارائه شده‌اند. همان‌گونه که در شکل‌ها نشان داده شده، مشخص است که افزایش دمای روغن منجر به کاهش گرانی و در نتیجه کاهش لزجت سیال می‌شود و بنابراین کاهش دانسیته و هریک از

جدول 3 سرعت گام خطی چرخ دنده محرک سیستم جعبه مخروط ماریچ

مقدار کمی	واحد اندازه گیری	کمیت هندسی
4.5	میلی متر	مدول چرخ‌دنده
13	---	تعداد دندانه
58.5	میلی متر	قطر گام چرخ‌دنده
256.5634	رادیان بر ثانیه	سرعت زاویه‌ای
7.5045	متر بر ثانیه	سرعت گام خطی

فاکتورهای غیر وابسته به هریک از چرخ‌دنده‌هاست. عواملی که می‌توانند بر انتخاب مناسب‌ترین نوع روانکار در سیستم تأثیرگذار باشند عبارتند از:

(الف) شرایط محیطی: شرایط محیطی کارکرد سیستم جعبه دنده از عوامل تأثیرگذار بر نوع روانکار می‌باشد که لازم است این شرایط به دقت در نظر گرفته شوند. در غالب سیستم‌های روانکاری، اثر آلودگی اجتناب ناپذیر است که همین امر می‌تواند سبب ایجاد پدیده سایش و افزایش احتمال خسارت در سیستم شود [23]. به همین دلیل توصیه می‌شود در سیستم چرخش جریان روانکار، در حد امکان از فیلترهای مناسب استفاده شود.

(ب) تعمیرات و نگهداری: نوع نگهداری و تعمیرات سیستم می‌تواند انتخاب روانکار مناسب قابل استفاده در جعبه دنده را محدود نماید. در مواردی که روانکار به راحتی قابل بررسی کردن و در صورت نیاز جایگزینی باشد، انتخاب انواع روانکار از تعدد بیشتری برخوردار خواهد بود. اما عمدتاً سیستم‌های جعبه دنده در محل‌هایی مستقر و جایگذاری می‌شوند که تعمیرات و نگهداری آن‌ها مشکل و حتی در برخی موارد غیرممکن است. بنابراین در چنین مواردی لازم است دقت لازم و پیش‌بینی‌های مناسب جهت انتخاب روانکار صورت پذیرد [23]. عمدتاً، رایج‌ترین نوع انتخاب روانکار، معطوف به روغن‌ها و گریس‌های طبیعی می‌شود.

(ج) نوع کاربرد سیستم: کاربرد و موارد استفاده سیستم چرخ‌دنده می‌تواند نوع روغن مصرفی را برای طراحان چرخ‌دنده مشخص نماید. با توجه به مورد مذکور، نوع روانکار انتخابی برای هر صنعت خاص متفاوت بوده و با توجه به شرایط کاری سیستم قابل تعریف شدن است. به عنوان مثال در سیستم‌های هواپیمایی و هلیکوپترهای نظامی لازم است آزمایش‌هایی دقیق و مطمئن جهت انتخاب روانکار قابل استفاده در سیستم انجام پذیرد.

(د) عوامل درونی: چرخ‌دنده‌ها عمدتاً به تنهایی تحت تأثیر عوامل مختلف نیستند و شرایط کاری آن‌ها روی یاتاقان‌ها، آب‌بندها، کلاچ‌ها و گاه دیگر مولفه‌های درونی سیستم اثر می‌گذارد. بنابراین انتخاب روانکار چرخ‌دنده بر دیگر اجزای سیستم نیز تأثیرگذار خواهد بود.

(ه) سرمایه‌ش مورد نیاز: یکی از اهداف استفاده از روانکار، کاهش حرارت تولیدی در سیستم است. در سیستم‌های با سرعت بالا، باید شرایط خنک‌کاری سیستم متناسب با نوع روانکار انتخابی در نظر گرفته شود. روش‌های متعددی می‌تواند برای کاهش حرارت مورد استفاده قرار گیرد. یکی از این روش‌ها استفاده از حوضچه روغن برای گردش مناسب‌تر روانکار و جذب سریع‌تر حرارت می‌باشد. همچنین در برخی موارد، استفاده از خنک‌کننده‌های اجباری شبیه پره یا ونتیلیتورها توصیه می‌شود که محاسبه جریان حرارت لازم در این حالت مطابق با استاندارد صورت می‌پذیرد.

(ز) حداکثر دما و حداقل دما: دمای کاری محیط برای یک سیستم جعبه دنده، تأثیر ویژه‌ای برای انتخاب روانکار قابل استفاده در آن دارد. در مناطق سرد، دمای مذکور می‌تواند از حدود دمای 65- درجه فارنهایت آغاز شده و در نواحی نزدیک به منابع حرارتی تا 400 درجه فارنهایت نیز افزایش یابد. در برخی از موارد مانند موتورهای هواپیمایی، این دما می‌تواند به هر دو صورت دمای بالا و پایین تعیین شود. انتخاب محدوده مناسب دمای کارکرد سیستم در محدوده خاصی تعریف نمی‌شود. فقط آن‌چه باید مد نظر داشت، آن است که دماهای بسیار پایین ممکن است منجر به کاهش روان‌کنندگی روغن شوند و به موجب آن از جاری شدن روانکار و چرخش آن درون سیستم جلوگیری کنند. همچنین دمای کاری بسیار بالا ممکن است باعث کاهش ویسکوزیته روانکار و در نتیجه تغییر در خواص شیمیایی آن شود.

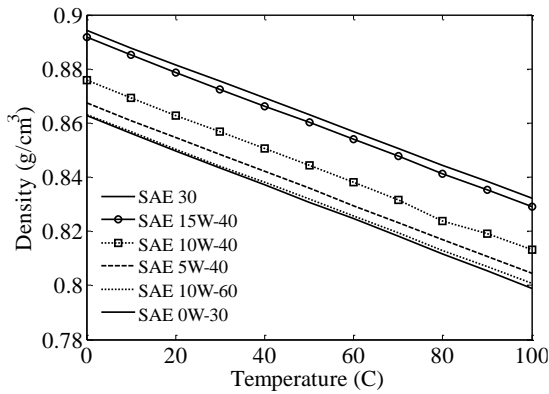


Fig. 3 The Temperature-dependent Density of mineral oils

شکل 3 دانسیته وابسته به دمای روغن‌های معدنی

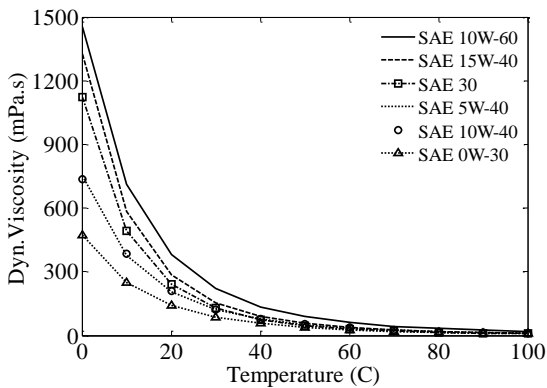


Fig. 4 The Temperature-dependent Dynamic Viscosity of mineral oils

شکل 4 ویسکوزیته دینامیکی وابسته به دمای روغن‌های معدنی

با توجه به مطالعات پیشین انجام گرفته در زمینه چرخ‌دنده‌های مخروط ماریپچ [25] و سایر منابع مشابه) مقدار ماکزیمم فشار تماسی در سیستم‌های جعبه دنده مخروط ماریپچ به صورت کلی و در هندسه‌های مشابه با هندسه مقاله حاضر برابر 1.5 گیگا پاسکال در نظر گرفته می‌شود. همچنین با توجه به طراحی چرخ‌دنده‌ها توسط سازمان سفارش دهنده و این که حرکت چرخ‌دنده‌ها در سیستم حاضر به صورت غلتش محض در نظر گرفته شده است، لذا بدیهی است که مقدار سرعت لغزشی در آن معادل صفر باشد. اما از آنجایی که در محاسبات مربوط به ضریب اصطکاک از طریق رابطه (4) امکان جایگذاری سرعت لغزشی صفر وجود ندارد بنابراین با استناد به مرجع [25] و با نظر و صلاحدید جریان تحقیق از مقدار کوچکترین مقدار مجاز آن یعنی 0.01 استفاده شده است. مقادیر ضریب اصطکاک محاسبه شده در سطوح تماس سیستم جعبه دنده برای انواع روغن‌های معدنی در جدول 4 ارائه شده است. شکل‌های 5 تا 7 نیز، نمودارهای به دست آمده از رابطه (4) را برای تعیین ضرایب اصطکاک انواع روغن‌های معدنی براساس مقادیر مختلف سرعت لغزشی در نقاط تماس نشان می‌دهند. همان‌گونه که در این سه شکل نشان داده است با افزایش سرعت لغزشی، ضریب اصطکاک نیز افزایش یافته است. زیرا با افزایش سرعت لغزشی و به دنبال آن افزایش نسبت لغزش به غلتش، درگیری دندانه‌های هریک از دو چرخ‌دنده محرک و متحرک بیشتر شده و همین امر موجب زیاد شدن نیروی مقاوم در سطوح تماس و در نتیجه بروز اصطکاک بیشتر خواهد شد. جدول 5 نیز مقادیر در نظر گرفته شده برای ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی را در سطوح مختلف دندانه نشان می‌دهد. به منظور شبیه سازی اثرات حرارت جابه‌جایی در سطوح تماس چرخ‌دنده‌ها (جامد) و روانکار استفاده شده در جعبه دنده (سیال) در مدل

ویسکوزیته‌های دینامیکی و سینماتیکی بر اثر افزایش دما امری قابل انتظار خواهد بود.

4- ضرایب اصطکاک و انتقال حرارت

مشخصات اصطکاک‌ی بیشتر سیستم‌های مکانیکی با استفاده از نتایج تجربی تعیین شده‌اند. این آزمایش‌ها معمولاً با استفاده از غلتک و در سرعت‌های چرخشی مختلف انجام می‌شوند که در آن‌ها مقادیر سرعت‌های غلتشی و لغزشی مشخص هستند. بار اعمال شده بین غلتک‌ها برای هدف معینی به کار رفته و گشتاور حاصل مورد نیاز، مقیاسی از نیروی اصطکاک موجود است. بیش از 50 سال پیش، وسایل زیادی که اساس کاری آن‌ها پیش‌بینی ضریب اصطکاک از طریق نتایج آزمایشگاهی بود، ساخته شده‌اند. نتایج حاصل از کاربرد و اندازه‌گیری اصطکاک توسط این دستگاه‌ها نشان داد که ضریب اصطکاک نه تنها به وضعیت بار و هندسه، بلکه نسبت به مایعی که به عنوان روانکار در سیستم استفاده می‌شود، حساس است. هنگامی که رفتار اصطکاک از سیال داده شده، هندسه و بارهای اعمالی مشخص باشد، گرمای تولید شده یا توان هدر رفته را می‌توان به عنوان تابعی از موقعیت تماس اتصالات تعیین نمود. بنابراین بازده سیستم چرخ‌دنده‌ای با توجه به لغزش و دیگر تلفات می‌تواند محاسبه شود. در مطالعه حاضر، برای تعیین ضریب اصطکاک در سطوح تماس از روش ارائه شده در مراجع [25,9] استفاده شده است. متغیرهای مختلف در این نمونه، دما، فشار تماسی، سرعت غلتش و سرعت لغزش تقسیم شده به وسیله سرعت غلتشی و نوع روانکار مورد استفاده در سیستم هستند. با تغییر متغیرهای مختلف، اثرات انواع روان کننده می‌تواند بررسی شوند. در مقاله حاضر، به منظور تعیین ضریب اصطکاک برای روان کننده‌های معمولی از چهار متغیر ماکزیمم فشار تماسی، دمای حجم سیال ورودی، سرعت لغزشی و سرعت غلتشی استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن این عوامل می‌توان از رابطه (4) برای تعیین ضریب اصطکاک استفاده نمود [26,9]:

$$f\left(\vartheta_t, \frac{\Delta\vartheta}{\vartheta_t}, T, P\right) = a_1\vartheta_t + a_2e^{a_3\frac{\Delta\vartheta}{\vartheta_t}} + a_4T + a_5P \quad (4)$$

در رابطه (4)، T دمای روغن ورودی، P ماکزیمم فشار تماسی، ϑ_t سرعت غلتشی و $\frac{\Delta\vartheta}{\vartheta_t}$ نسبت لغزش به غلتش هستند. همچنین ضرایب a_1 تا a_5 مقادیر ثابت هستند که از طریق نتایج آزمایشگاهی به دست آمده و مقادیر در نظر گرفته شده برای آن‌ها در رابطه (5) ارائه شده است [1]:

$$\begin{cases} a_1 = -4.056 \times 10^{-4} ; & a_2 = 1.342 \times 10^{-2} \\ a_3 = -6.237 \times 10^{-2} ; & a_4 = -1.436 \times 10^{-4} \\ & a_5 = 1.666 \times 10^{-2} \end{cases} \quad (5)$$

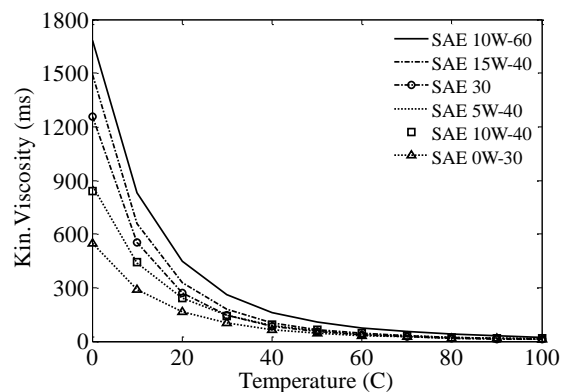


Fig. 2 The Temperature-dependent Kinematic Viscosity of mineral oils

شکل 2 ویسکوزیته سینماتیکی وابسته به دمای روغن‌های معدنی

جدول 5 ضرایب انتقال حرارت جابه جایی در سطوح مختلف دندانه [25]

مقدار کمی	واحد	سطح دندانه
4450		نواحی مقعر دندانه
160	وات بر	نواحی محدب و روی دندانه
50	متر مربع کلوبین	محل پاشنه
0.0		سایر نواحی

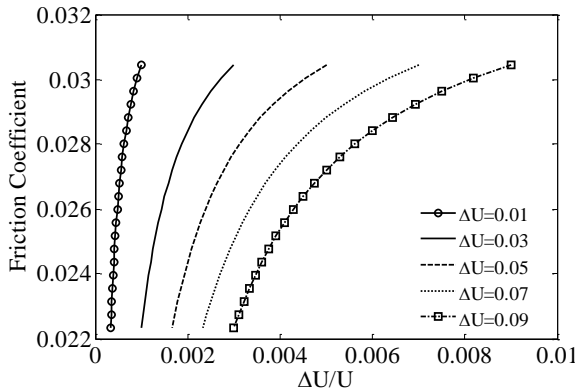


Fig. 5 The friction coefficient of SAE 30, SAE 5W-40 and SAE 10W-40 for various slope Velocity

شکل 5 ضریب اصطکاک به ازای مقادیر مختلف سرعت لغزشی برای روغن‌های معدنی SAE 10W-40 و SAE 5W-40, SAE30

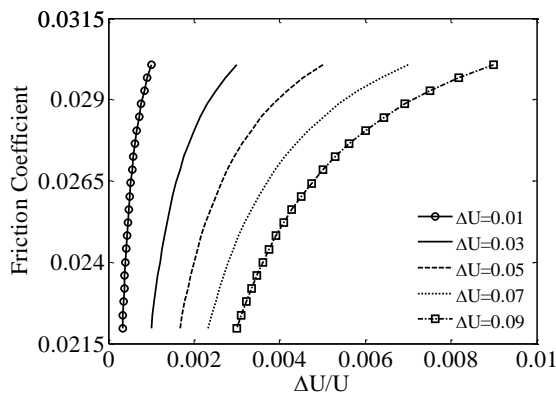


Fig. 6 The friction coefficient of SAE 0W-30 and SAE 15W-40 for various Slope velocity

شکل 6 ضریب اصطکاک به ازای مقادیر مختلف سرعت لغزشی برای روغن معدنی SAE 15W-40 و SAE 0W-30

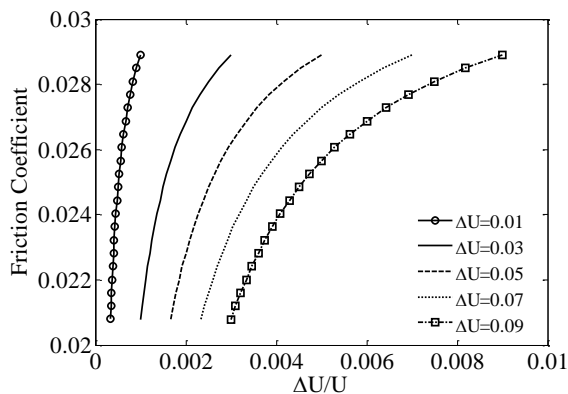


Fig. 7 The friction coefficient of SAE 10W-60 for various slope Velocity

شکل 7 ضریب اصطکاک به ازای مقادیر مختلف سرعت لغزشی برای روغن SAE 10W-60

المان محدود از ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی استفاده شده است و تأثیر آن به همراه اثرات مربوط به اصطکاک در سطوح تماس در محاسبات مربوط به تنش‌های تماسی - حرارتی توسط نرم‌افزار اجزاء محدود آباکوس انجام گرفته است.

5- افزایش دمای لحظه‌ای سیستم

تئوری دمای فلش در سطوح تحت بار که با حرکت لغزشی دارای ارتباط است منجر به افزایش دمای آبی در نواحی تماس می‌شود. این افزایش دما به سرعت در اثر اصطکاک و حرارت ناشی از هدایت تولید می‌شود. از آنجایی که در جعبه دنده‌های غالب سیستم‌های هوایی از قبیل هلیکوپترها از چرخ‌دنده‌های مخروط ماریپچ استفاده می‌شود، محاسبات مربوط به دمای فلش منحصر به این نوع از چرخ‌دنده‌ها می‌شود. در مراجع [25,9]، روشی برای محاسبه این دما مطابق با فاکتور هندسه، سرعت و نحوه توزیع بار برای یک سیستم جعبه دنده مخروط ماریپچ ارائه شده که در آن فاکتور هندسه بر اساس هندسه دندانه‌ها، محل اعمال بار و نحوه توزیع آن، سرعت غلتش و لغزش نواحی تماس و مکان و اندازه سطوح درگیری تعیین می‌شود. از مطالعات انجام شده در این مراجع و سایر منابع مشابه می‌توان از رابطه (6) جهت محاسبه دمای فلش در جعبه دنده مخروط ماریپچ استفاده کرد [25]:

$$T_f = 1.291GW_e^{0.75}S_fP_d^{0.6875}n_p^{0.3125} \quad (6)$$

رابطه (6)، مقدار دمای فلش را بر حسب درجه فارنهایت بیان می‌کند. همچنین سایر متغیرهای این رابطه به صورت زیر قابل بیان هستند:

n_p سرعت چرخ‌دنده محرک (دور بر دقیقه)، G فاکتور هندسه که به صورت تابعی از زاویه ماریپچ، زاویه فشار و تعداد دندانه‌های چرخ‌دنده‌های محرک و متحرک تعریف می‌شود [25,9]، W_e تابع گشتاور و تابعی که توسط طراحان چرخ‌دنده‌ها به منظور افزایش دقت در دنده‌ها بر حسب پائوند در نظر گرفته می‌شود [25,9] و S_f ضریب زبری سطح دندانه‌های در تماس است که از رابطه (7) قابل محاسبه است:

$$S_f = \frac{50}{50 - S} \quad (7)$$

در رابطه (7)، S میانگین زبری بر حسب میکرو اینچ است که در کار حاضر مقدار آن با در نظر گرفتن شش مرتبه سنگ زنی و صیقل دادن سطوح برابر 32 میکرو اینچ [9] در نظر گرفته شده است. P_d گام قطری است که مقدار آن از رابطه (8) تعیین می‌شود:

$$P_d = \frac{N_p}{d_p} \quad (8)$$

در رابطه (8)، N_p تعداد دندانه‌های چرخ‌دنده مخروطی محرک و d_p قطر گام این چرخ‌دنده بر حسب اینچ می‌باشد.

با توجه به توضیحات ارائه شده، ضرایب فوق، با استفاده از نتایج تجربی (منحنی‌های وابسته به تعداد دنده‌ها و سرعت چرخ دنده‌ها) مراجع [25,9] برای چرخ‌دنده‌های مخروط ماریپچ قابل محاسبه خواهند بود. جدول 6،

جدول 4 ضریب اصطکاک با در نظر گرفتن سرعت غلتشی 7.5405 متر بر ثانیه

نوع روغن معدنی	ضریب اصطکاک
SAE 0W-30	0.0327
SAE 30	0.0315
SAE 5W-40	0.0316
SAE 10W-40	0.0316
SAE 10W-60	0.0299
SAE 15W-40	0.0311

حاضر شامل ماکسیمم دمای تولیدی در سیستم، شار حرارتی تولید شده ناشی از حرارت مبادله شده در سطوح و تنش‌های تماسی- حرارتی تولید شده برای هر نقطه خاص از سطوح چرخ‌دنده‌ها بودند. روش حل استفاده شده در نرم‌افزار اجزاء محدود از نوع تحلیل تنش‌های تماسی و تحلیل حرارتی می‌باشد، بنابراین سه گام حل از نوع جابه‌جایی- حرارتی- دینامیکی انتخاب شده‌اند [26]. گام اول جهت پایدار شدن تماس‌ها در نظر گرفته شده است. در گام دوم المان‌های تماسی از روی سطوح مدل برداشته شده و مدل برای سرد شدن توسط روانکار آماده می‌شود. در گام سوم نیز خنک‌کاری در سیستم صورت می‌پذیرد. نوع المان‌ها برای تحلیل همزمان تنش‌های تماسی و تحلیل حرارت سیستم به صورت C3D4T:A 4node و به صورت خطی در نظر گرفته شده‌اند. نوع شبکه‌بندی نیز با توجه به آن که هدف اصلی، تحلیل دندانه‌های چرخ‌دنده‌ها حین درگیری می‌باشد به دو صورت المان‌های درشت و ریز انجام گرفته است. اندازه المان‌ها در سطوح درگیری چرخ‌دنده‌ها بسیار کوچک‌تر از اندازه آن‌ها در سایر سطوح می‌باشد. بدیهی است که با کاهش اندازه المان‌ها و به سبب آن افزایش تعداد آن‌ها دقت حل نیز افزایش خواهد یافت. شکل 8 نمونه‌ای از این نوع شبکه‌بندی را نشان می‌دهد. با انتخاب نوع المان‌ها، لازم است به منظور همگرایی جواب‌ها و جلوگیری از افزایش زمان تحلیل، استقلال حل از شبکه انجام شود. بدین منظور همگرایی تنش تماسی- حرارتی بیشینه برای مقادیر مختلف المان‌ها در نظر گرفته شده و با توجه به شکل 9 شبکه مناسب جهت تحلیل انتخاب می‌شود. این نوع شبکه‌بندی با در نظر گرفتن میزان همگرایی تنش بیشینه صورت پذیرفته است. لازم به ذکر است که معیار همگرایی اختلاف چهار درصد بین هر مرحله از شبکه بندی در نظر گرفته شده است.

7- اصل ماینر

تاکنون، روش‌های مختلفی جهت تعیین عمر خستگی و تخمین شکست در سیستم‌های چرخ‌دنده‌ای پیش‌بینی شده است. یکی از این روش‌ها که قابلیت تأثیر سیکل‌های بارگذاری را بر عمر خستگی سیستم دارد، روش ماینر است که نتایج بدست آمده از آن در مطالعات پیشین انجام گرفته تطابق خوبی را با نتایج حاصل از تست‌های آزمایشگاهی نشان داده است. همان‌گونه که در قسمت قبل نیز به آن اشاره شد، در مقاله حاضر تحلیل حرارتی چرخ‌دنده‌های مخروط ماریچ با استفاده از حل المان محدود انجام شده است. با تعیین خروجی‌های حاصل از تحلیل حرارتی، به منظور محاسبه عمر خستگی جعبه دنده بر اساس روش ارائه شده در استاندارد انجمن چرخ‌دنده سازان آمریکا از اصل ماینر بهره گرفته شد. بر اساس این روش، تنش‌های محاسبه شده از حل مسأله توسط نرم‌افزار آباکوس به عنوان ورودی‌های مسأله خستگی در نظر گرفته شده و مطابق رابطه (9) در تعیین فاکتور عمر به مسأله مربوط شدند و

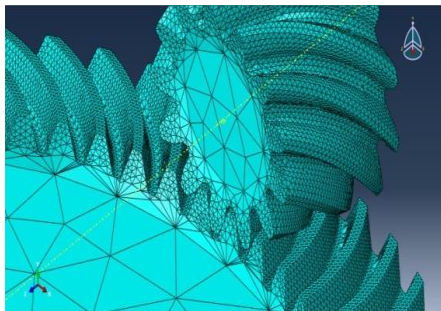


Fig. 8 Finite Element domain of spiral gearbox system

شکل 8 شبکه بندی المان محدود سیستم جعبه دنده مخروطی ماریچ

ضرایب در نظر گرفته شده برای محاسبه حداکثر دمای فلش در سیستم جعبه دنده کار حاضر و دمای محاسبه شده حاصل از این فرآیند را نشان می‌دهد. همچنین با توجه به نوع روانکار استفاده شده در سیستم، لازم است این افزایش دما به اندازه‌ای باشد که روانکار دچار خسارت نشود و قابلیت‌های ایده‌آل کارکرد خود را از دست ندهد.

جدول 7 مقادیر مجاز افزایش دمای لحظه‌ای سیستم در نواحی تماس را برای انواع روغن‌ها نشان می‌دهد. از آنجایی که روغن استفاده شده در سیستم حاضر با در نظر گرفتن صرفه‌های اقتصادی از نوع روغن‌های معدنی انتخاب شده است، استفاده از این نوع روغن با توجه به مقادیر به دست آمده برای دمای فلش در سیستم، بلامانع است.

6- شبیه سازی اجزا محدود

هدف از حل المان محدود مقاله حاضر تولید یک ماشین حل مسأله تحلیل حرارت چرخ‌دنده‌های مخروط ماریچ بوده که در اختیار صنعت هواپیماسازی ایران قرار گرفته است. با توجه به نیاز صنعت مبنی بر مقایسه نتایج به دست آمده از مبانی تئوری و نرم‌افزاری با نتایج تجربی تخمین زده شده لازم بود تا تحلیل حرارتی به روش‌های علمی و دانشگاهی نیز انجام پذیرد. با مطالعه منابع تحقیقاتی و مقالات منتشر شده در زمینه تحلیل حرارتی چرخ‌دنده‌ها نشان داده شد که غالباً تحلیل‌های انجام گرفته بر اساس روش‌های تحلیلی از قبیل تئوری مرتبه سوم هرتزین و با حل معادلات پیچیده ریاضی میسر بوده است. موضوعی که علاوه بر آن که منجر به افزایش زمان حل مسأله شده امکان خطای محاسباتی را نیز افزایش داده است. بنابراین نویسندگان مقاله حاضر، بر آن شدند تا با شبیه‌سازی مسأله مورد نظر با استفاده از روش اجزاء محدود و به کمک نرم‌افزار آباکوس عوامل مذکور را بهبود بخشند و با مقایسه نتایج به دست آمده از تحلیل خود با نتایج تجربی و قابل انتظار به دست آمده در صنعت هواپیماسازی به تطابق خوبی از تحلیل خود برسند. بدین منظور ویژگی‌های هندسه مسأله و سایر عوامل موثر بر تنش‌های تولیدی ناشی از تماس بین دنده‌های درگیر و حرارت مبادله شده در سطوح جامد- سیال از قبیل ضرایب اصطکاک برای انواع روغن‌های معدنی، ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی و دمای اولیه شروع به کار سیستم در نرم‌افزار اجزاء محدود تعریف و مسأله حل شده است. خروجی‌های حاصل از حل المان محدود مطالعه

جدول 6 حداکثر دمای فلش در سیستم جعبه دنده اصلی

Table 6 Maximum FLASH temperature in the main gearbox system

ضریب طراحی	نماد	واحد	مقدار کمی
فاکتور هندسه	G	---	0.0062
تابع گشتاور	W_e	پاوند	1400
زبری سطح	S_f	---	2.778
گام قطری	P_d	اینچ معکوس	5.650
سرعت چرخ‌دنده محرک	n_p	دور بر دقیقه	2450
دمای فلش	T_f	درجه سانتی‌گراد	88.760

جدول 7 مقدار مجاز دمای فلش برای انواع روغن در چرخ‌دنده مخروط ماریچ [25]

Table 7 Allowable FLASH temperature for spiral bevel gear [25]

دمای فلش مجاز		
درجه فارنهایت	درجه سانتی‌گراد	نوع روغن
495	257	MIL-L-7808 or 23699
360	182	Mineral Oil
650	343	MIL-L-2105
1200	649	EP90

$$n_i = 60 \times w_i \times t_i \quad (16)$$

در رابطه (16)، w_i و t_i به ترتیب نسبت سرعت و زمان هر سیکل بارگذاری است که به صورت درصدی از سرعت و زمان کل تعریف می‌شود. سرانجام با استفاده از رابطه (17)، عمر خستگی معادل کل سیستم بر حسب ساعت محاسبه خواهد شد [27]:

$$L = \frac{N}{60 \times w_b} \quad (17)$$

در این رابطه، w_b طبق رابطه (18) تعریف می‌شود [27]:

$$w_b = \frac{1}{\frac{\alpha_1}{w_1} + \frac{\alpha_2}{w_2} + \dots + \frac{\alpha_i}{w_i}} \quad (18)$$

8- نتایج و بحث

1-8- اعتبار سنجی

همان‌گونه که در بخش 5 به آن اشاره شد، تئوری دمای فلش در سطوح تحت بار که با حرکت لغزشی دارای ارتباط است منجر به افزایش دمای آبی در نواحی تماس می‌شود. این افزایش دما که به سرعت در اثر اصطکاک و حرارت ناشی از هدایت تولید می‌شود، تابع عوامل هندسی مختلف استفاده شده در ساخت چرخ‌دنده‌ها است و مطابق رابطه (6) به صورت تجربی محاسبه می‌شود که توضیحات مربوط به آن در قسمت مذکور ارائه شد. همچنین نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی اجزا محدود مدل مورد نظر در مقاله حاضر، مقادیر افزایش دمای لحظه‌ای سیستم را در اثر تماس بین دنده‌های درگیر ارائه می‌دهند که نتایج بدست آمده از آن‌ها در جدول 8 ثبت شده و با نتایج تئوری مقایسه شده‌اند. همان‌گونه که در جدول نشان داده شده، تطابق خوبی بین نتایج حاصل وجود دارد. لازم به ذکر است که با توجه به این‌که دمای کاری روغن‌های مختلف متفاوت است، همین موضوع بر کارکرد سیستم اثر گذاشته و به همین دلیل نتایج موجود در جدول مذکور بر اساس روغن‌های مختلف مورد بررسی ارائه شده‌اند.

با توجه به مقادیر ارائه شده در جدول 8 و از آنجایی که هر اندازه افزایش دمای لحظه‌ای سیستم پایین‌تر باشد، سیستم در حالت کارکرد مطلوب خود قرار خواهد داشت، بنابراین با وجود تفاوت اندک مقادیر محاسبه شده برای هر یک از روغن‌ها، استفاده از روغن SAE 30 مناسب‌تر خواهد بود.

2-8- دمای حالت پایدار

با توجه به این‌که هندسه استفاده شده در مقاله حاضر یک هندسه خاص بوده و بسته به ضرایب طراحی در نظر گرفته شده برای هر سیستم جعبه دنده قابل تغییر است، لذا امکان صحت سنجی عینی خروجی‌های به دست آمده با مطالعات پیشین گذشته وجود نداشت. بنابراین از رابطه (6) جهت مقایسه نتایج به دست آمده از حل المان محدود مسأله با نتایج به دست آمده از رابطه مذکور استفاده شد. بدین صورت که با تعیین ضرایب طراحی استفاده شده در

جدول 8 مقایسه مقادیر دمای فلش جعبه دنده اصلی بالگرد

Table 8 Comparison of FLASH temperature of helicopter main gearbox

نوع روغن معدنی	دمای فلش (درجه سانتی‌گراد)
SAE 0W-30	86.00
SAE 30	84.09
SAE 5W-40	84.25
SAE 10W-40	84.25
SAE 10W-60	81.47
SAE 15W-40	83.39
Theory	88.76

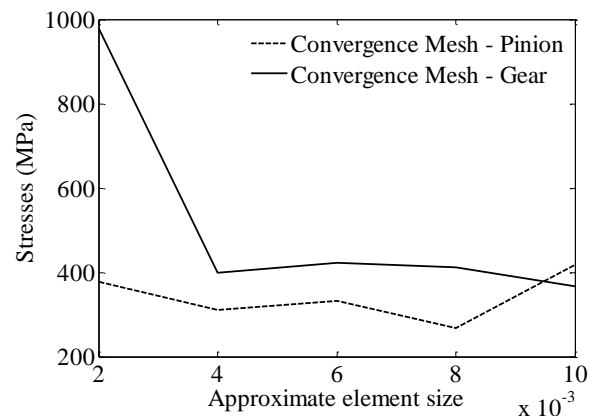


Fig. 9 Finite Element convergence of spiral bevel gearbox system

شکل 9 همگرایی شبکه المان محدود سیستم جعبه دنده مخروط مارپیچ

پس از کد نویسی اصل مذکور (اصل ماینر) با استفاده از نرم‌افزار متلب، مقادیر عمر خستگی محاسبه شدند.

مطابق با استاندارد انجمن چرخ‌دنده سازان آمریکا [27]، برای محاسبه عمر خستگی بر اساس اصل ماینر لازم است که فاکتور سیکل‌های تنش در هر بارگذاری (فاکتور عمر Z_{NT}) مطابق با رابطه (9) به صورت نسبت تنش‌های تماسی در هر سیکل به تنش تماسی مجاز تعریف شود:

$$Z_{NT} = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Hlim}} \quad (9)$$

همچنین مطابق با اصل ماینر می‌توان رابطه (10) را نوشت [27]:

$$\sum_{i=1}^p \left(\frac{n_i}{N_{f_i}} \right) \geq 1 \quad (10)$$

در رابطه فوق، P و n_i به ترتیب تعداد سیکل‌های بارگذاری و سیکل‌های تنش در سطح i -ام بارگذاری هستند. همچنین N_{f_i} سیکل شکست در سطح i -ام با استفاده از دیاگرام‌های طراحی چرخ‌دنده است که مطابق با رابطه (11) تعیین می‌شود [24]:

$$\begin{cases} N_{f_i}^{-0.0602} = \frac{Z_{NT}}{3.4822} & ; \quad 0.8707 \leq Z_{NT} < 2.00 \\ N_{f_i} = 10^{10} & ; \quad Z_{NT} < 0.8707 \end{cases} \quad (11)$$

با تعیین مقدار N_{f_i} در هر سیکل بارگذاری و در نظرگیری حد بحرانی رابطه (9)، رابطه مذکور به صورت رابطه (12) بازنویسی می‌شود [27]:

$$\frac{n_1}{N_{f_1}} + \frac{n_2}{N_{f_2}} + \dots + \frac{n_i}{N_{f_i}} = 1 \quad (12)$$

همچنین در رابطه (12)، n_i به صورت رابطه (13) قابل تعریف است

[27]:

$$n_i = \alpha_i \times N \quad (13)$$

در رابطه (12)، α_i و N به ترتیب نسبت سیکل‌های شکست در سطح i -ام و تعداد سیکل‌های معادل هستند. رابطه (14)، رابطه نهایی محاسبه تعداد سیکل‌های معادل را از جایگذاری رابطه (13) در رابطه (12) ارائه می‌دهد [27]:

$$N = \frac{1}{\frac{\alpha_1}{N_{f_1}} + \frac{\alpha_2}{N_{f_2}} + \dots + \frac{\alpha_i}{N_{f_i}}} \quad (14)$$

مقادیر α_i در رابطه (14)، به صورت رابطه (15) قابل بیان هستند [27]:

$$\alpha_i = \frac{n_i}{\sum_{i=1}^P n_i} \quad (15)$$

همچنین با محاسبه n_i طبق رابطه (16)، مقدار N محاسبه می‌شود

[27]:

محرک و متحرک ارائه شده‌اند، شامل بیشینه تنش تولید شده و تنش اندازه‌گیری شده برای یک نقطه تحلیلی خاص پس از خنک‌کاری و ایجاد شرایط پایدار دمایی هستند. همان‌گونه که از ستون‌های دوم و چهارم جدول بر می‌آید، مقادیر بیشینه تنش محاسبه شده برای چرخ‌دنده محرک بیشتر از مقادیر تنش بیشینه در چرخ‌دنده متحرک هستند. زیرا همواره سرعت حرکت زوایه‌ای چرخ‌دنده محرک بیشتر از چرخ‌دنده متحرک بوده و همین سرعت بالا منجر به تولید تنش‌های تماسی- حرارتی بالاتر می‌شود.

همچنین، با توجه به مقادیر ارائه شده به ازای شش نوع روغن معدنی مختلف در این جدول، می‌توان دریافت که در حالت استفاده از روغن معدنی SAE 30 در سیستم جعبه دنده اصلی، افزایش تنش‌های تماسی- حرارتی کوپله شده در تحلیل المان محدود مسأله نسبت به سایر روغن‌های انتخابی پایین‌تر هستند که همین موضوع می‌تواند دلیلی بر فراهم سازی شرایط مناسب‌تر خنک‌کاری در سیستم توسط این روغن باشد. علاوه بر این شکل 11 شرایط پایداری تنش تماسی- حرارتی را برای یک نقطه انتخابی تحلیل شده نشان می‌دهد. در این شکل نیز مشابه حالت دمایی مشخص است که در ابتدای کارکرد سیستم و به سبب تماس ناگهانی فلز با فلز تنش‌های بسیار بالایی بر سیستم اعمال شده و همین امر همان‌گونه که توضیح داده شد منجر به افزایش دمای کل مجموعه نیز می‌شود. علاوه بر این، همان‌طور که از شکل بر می‌آید با شروع فرآیند خنک‌کاری درون سیستم تنش‌های تماسی- حرارتی درون سیستم کاهش پیدا می‌کنند و در نتیجه کاهش اختلاف دما در سطوح درگیری دندانه‌ها را در پی خواهند داشت.

4-8- گرمای حرارتی تولیدی

جدول 11، مقدار حداکثر حرارت تولید شده در جعبه دنده و حرارت تولید

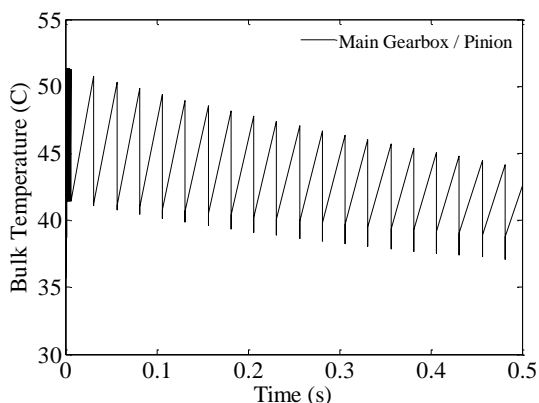


Fig. 10 Temperature changes of Pinion versus time for SAE 30

شکل 10 تغییرات دمای چرخ‌دنده محرک بر حسب زمان برای روغن SAE 30

جدول 10 مقایسه مقادیر تنش تماسی- حرارتی جعبه دنده اصلی

Table 10 Comparison of contact- thermal stresses of main gearbox

نوع روغن معدنی	چرخ‌دنده متحرک		چرخ‌دنده محرک	
	تنش در حالت پایدار	بیشینه تنش	تنش در حالت پایدار	بیشینه تنش
	(مگا پاسکال)		(مگا پاسکال)	
SAE 0W-30	1291	91.6	1551	258
SAE 30	1387	501	1271	128
SAE 5W-40	3721	404	1370	239
SAE 10W-40	3502	261	83.84	123
SAE 10W-60	3329	321	1751	75.9
SAE 15W-40	2556	198	1637	74.5

رابطه (6) که مقادیر آن‌ها در جدول 6 ارائه شده، مقدار حداکثر دمای تولید شده در سیستم محاسبه شده و برابر 88.76 درجه سانتیگراد تعیین شد. پس از آن مسأله اجزاء محدود حل شد و مقادیر حداکثر دمای تولید شده برای انواع روغن مشخص شدند و با مقایسه نتایج به دست آمده از رابطه (6) مشخص شد که تطابق مناسبی بین نتایج به دست آمده وجود دارد. همچنین در توجیه مقدار خطای ایجاد شده در جدول 9 می‌توان گفت که اولاً خروجی به دست آمده از رابطه (6) بر اساس روابط تجربی و با استفاده از منحنی‌های ارائه شده در این زمینه بوده است که همین موضوع منجر به وقوع خطا در خواندن داده‌ها و استخراج مقادیر آن‌ها از انواع منحنی‌ها است. در سیستم چرخ‌دنده‌های مقاله حاضر، انتقال حرارت ناشی از کارکرد جعبه دنده در ابتدا در حالت گذرا قرار دارد و به هنگام درگیری اولیه سطوح درگیر در تماس، دما به صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد و با گذشت زمان و فرآیند خنک‌کاری که توسط روانکار صورت می‌گیرد، دما روند نزولی پیدا کرده و رفته رفته به حالت پایدار خود نزدیک می‌شود و سرانجام به شرایط پایدار دمایی می‌رسد. موضوعی که در جدول 9 به آن پرداخته شده و دمای حالت پایدار را برای هر یک از چرخ‌دنده‌های محرک و متحرک در شرایط استفاده از روغن‌های معدنی مختلف نشان داده است. در واقع می‌توان گفت در ابتدای درگیری دو دندانه از چرخ‌دنده‌های محرک و متحرک به علت نیروی اصطکاکی که به سبب لغزش، سایش و نیروهای فشاری در سطوح تماس دندانه‌های درگیر ایجاد می‌شود، دما به صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد و به صورت متوسط تا مرز 90 درجه سانتی‌گراد بالا می‌رود. حرارت تولید شده ناشی از افزایش دمای سیستم که ناشی از انتقال حرارت هدایت تبادل گرمایی به صورت جابه‌جایی بین روانکار و سطوح تماس صورت می‌پذیرد. این فرآیند به صورت چرخه‌ای پس از هر درگیری دو دندانه تکرار شده تا اینکه دمای سیستم رفته رفته به حالت پایدار خود نزدیک می‌شود و به بیان ساده‌تر تعادل گرمایی درون جعبه دنده برقرار می‌شود. همچنین شکل 10 نحوه تغییرات این دما در اثر کارکرد سیستم بر اثر درگیری متوالی دندانه‌های چرخ دنده محرک و متحرک را در شرایط استفاده از روغن SAE 30 نشان می‌دهد. مطابق این شکل در هر سیکل بارگذاری که مقصود درگیری دندانه‌های مذکور است به سبب این درگیری و افزایش سطح تماس و تنش فشاری ناشی از این درگیری، انتقال حرارت افزایش لحظه‌ای را تجربه کرده و با خروج از درگیری و نقش پررنگ روانکار در خنک کاری جعبه‌دنده، دما کاهش یافته و این سیکل به صورت مداوم در هر درگیری تکرار شده تا سیستم به شرایط تعادل دمایی خود نزدیک می‌شود و سرانجام از حالت گذرای خود خارج شده و پس از 85 دور زدن کامل به تعادل دمایی می‌رسد.

3-8- تنش‌های تماسی- حرارتی

جدول 10 مقدار تنش‌های تماسی- حرارتی کوپله شده در تحلیل المان محدود را نشان می‌دهد. مقادیر ارائه شده که برای هر یک از چرخ‌دنده‌های

جدول 9 مقایسه مقادیر دمای پایدار جعبه دنده اصلی

Table 9 Comparison of steady-state temperature of main gearbox

نوع روغن معدنی	چرخ‌دنده محرک	چرخ‌دنده متحرک
SAE 0W-30	53.7982	57.2163
SAE 30	53.4985	55.6146
SAE 5W-40	49.5301	57.6714
SAE 10W-40	53.2782	58.6475
SAE 10W-60	51.5935	54.5001
SAE 15W-40	54.3322	55.5699

مایع در سطوح درگیری هریک از دو چرخ‌دنده، شار حرارتی تولیدی درون سیستم نیز کاهش می‌یابد که همین امر خود متأثر از کاهش تنش‌های تماسی درون سیستم و در نتیجه کاهش اختلاف دما در سطوح درگیری دندانه‌ها است.

5-8- تأثیر دمای اولیه شروع به کار سیستم

دمای اولیه شروع به کار سیستم از عوامل مؤثر بر کارکرد سیستم و افزایش دما و تولید حرارت در آن می‌باشد. از آنجایی که تغییرات دمایی محیط در شرایط مختلف آب و هوایی و فصل‌های مختلف سال متفاوت می‌باشد، بنابراین لازم است اثر دمای اولیه نیز مورد بررسی قرار گیرد. لذا در مقاله حاضر، محدوده دمایی 20 تا 50 سانتی‌گراد برای شرایط شروع به کار بالگرد در نظر گرفته شدند و تأثیر آن‌ها بر افزایش دمای فلش سیستم جعبه دنده برای حالت استفاده از روغن معدنی SAE 30 مورد بررسی قرار گرفته و همان‌گونه که در جدول 12 نشان داده شده، می‌توان دریافت که رابطه خطی $T_f = T_0 + 56$ بین دمای اولیه و افزایش دمای فلش برقرار است.

6-8- عمر خستگی

از آنجایی که هدف در مقاله حاضر، محاسبه عمر خستگی می‌باشد، نتایج بدست آمده از تحلیل اجزاء محدود با استفاده از نرم‌افزار آباکوس در حالت پایدار به صورت یک سیکل تنش‌ی تماسی- حرارتی در نظر گرفته شده و با استفاده از اصل ماینر، عمر خستگی معادل چرخ‌دنده‌های محرک و متحرک برای هر شش نوع از روغن‌های معدنی به ترتیب برابر 68027 و 340136 ساعت بدست آمده‌اند. همان‌طور که اشاره شد، مقادیر عمر خستگی برای چرخ‌دنده محرک کمتر از چرخ‌دنده‌های متحرک می‌باشد و این موضوع ناشی از سرعت بالای حرکت چرخ‌دنده محرک نسبت به چرخ‌دنده متحرک می‌باشد.

9- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، تحلیل حرارتی چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ استفاده شده در سیستم جعبه دنده بالگرد بررسی شد. نتایج حاصل از تحقیق نشان داد که:

- در بازه دمایی در نظر گرفته شده برای دمای شروع به کار سیستم، افزایش ناگهانی دمای جعبه دنده که از آن با عنوان دمای فلش یاد می‌شود رابطه خطی داشته و به صورت $T_f = T_0 + 56$ قابل ارائه است.
- در سرعت‌های بالای حرکت چرخ‌دنده‌های مخروط مارپیچ، استفاده از روانکار در سیستم اجتناب ناپذیر است، چرا که به سبب تماس فلز با فلز در سطوح تماس، تنش‌های قابل ملاحظه‌ای بر سیستم وارد شده و در نتیجه دمای مجموعه بسیار افزایش می‌یابد که همین امر منجر به وقوع پدیده‌های شکست از قبیل ساییش، خستگی و حتی خوردگی در سیستم خواهد شد.
- نوع روانکار مورد استفاده در جعبه‌دنده متناسب با شرایط کارکرد و ویسکوزیته آن قابل تغییر است، به گونه‌ای که یک نوع روانکار ممکن

جدول 12 تأثیر دمای اولیه بر افزایش دمای فلش

دمای اولیه (درجه سانتی‌گراد)	دمای فلش (درجه سانتی‌گراد)
20	76
30	86
40	96
50	106

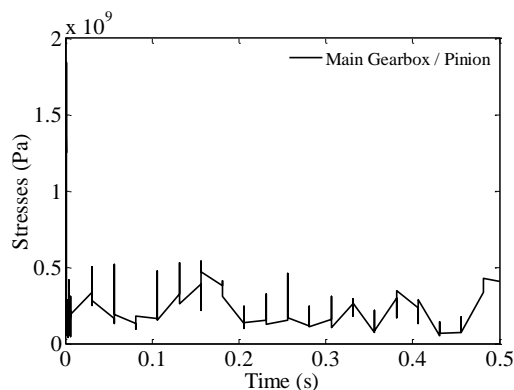


Fig. 11 Contact- thermal stresses changes of Pinion for SAE 30

شکل 11 تغییرات تنش تماسی- حرارتی چرخ‌دنده محرک برای روغن SAE 30

شده برای یک نقطه تحلیلی خاص بر روی سطح دنده را نشان می‌دهد. همان‌گونه که در جدول نشان داده شده، مقادیر بیشینه حرارت تولید شده در سطوح چرخ‌دنده برای چرخ‌دنده محرک بیشتر از مقادیر محاسبه شده در چرخ‌دنده متحرک هستند. همچنین می‌توان دریافت که در حالت استفاده از روغن‌های معدنی SAE 10W-60 و SAE 30، حرارت تولید شده نسبت به سایر روغن‌های انتخابی پایین‌تر است. علاوه بر این، شکل 12 شرایط پایداری شار حرارتی درون سیستم جعبه‌دنده را بر حسب زمان برای یک نقطه انتخابی تحلیل شده نشان می‌دهد. مشخص است که در ابتدای کارکرد سیستم و به سبب تماس ناگهانی فلز با فلز تنش‌های بسیار بالایی بر سیستم اعمال شده و همین امر منجر به افزایش دمای مجموعه می‌شود. بدیهی است که افزایش دما، سبب تولید شار حرارتی درون سیستم خواهد شد. همچنین، با شروع فرآیند خنک‌کاری درون سیستم و بسته به میزان ضخامت فیلم

جدول 11 مقایسه مقادیر شار حرارتی جعبه دنده اصلی

Table 11 Comparison of heat flux of main gearbox

نوع روغن معدنی	چرخ‌دنده محرک		چرخ‌دنده متحرک	
	شار حرارتی در حالت پایدار	بیشینه شار حرارتی	شار حرارتی در حالت پایدار	بیشینه شار حرارتی
SAE 0W-30	68.917	164.2	80.45	137
SAE 30	122.091	151	79.72	127
SAE 5W-40	45.663	152.2	81.29	127.8
SAE 10W-40	68.01	152.3	75.03	127.9
SAE 10W-60	54.94	135.8	72.47	121.5
SAE 15W-40	75.75	159.6	77.24	131.7

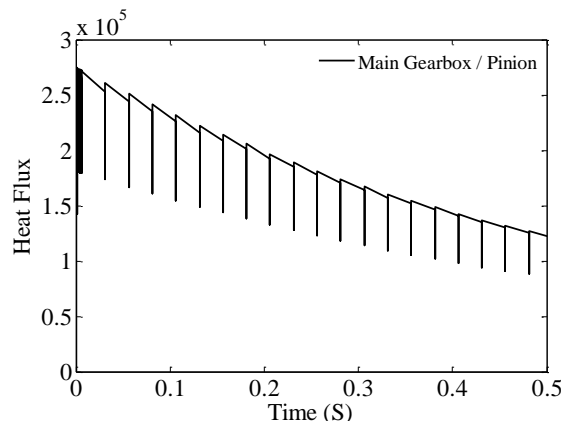


Fig. 12 Heat flux changes of Pinion versus time for SAE 30

شکل 12 تغییرات شار حرارتی چرخ‌دنده محرک بر حسب زمان برای روغن SAE 30

- lubricant film thickness and surface temperature in spiral bevel gears, *Gear Technology, Lewis Research Center Advanced Power Transmission Technology*, pp. 345-364, 1988.
- [9] R. F. Handschuh, T. P. Kicher, A Method for Thermal Analysis of Spiral Bevel Gears, *International Gearing Conference, United Kingdom*, 7-9 September, 1994.
- [10] G. B. Sridhar, V. Ashok Kumar, M. D. Wasiq Ahmed, Design and thermal analysis of helical gear, *International Journal of Technical and Scientific Research*, Vol. 3, No. 1, pp. 1-5, 2014.
- [11] J. Wang, L. Kong, B. Liu, X. Hu, X. Yu, W. Kong, The mathematical model of spiral bevel gears, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 60, pp. 93-105, 2014.
- [12] J. E. Mayer, A. H. Price, G. K. Purushothaman, A. K. Dhayalan, Specific grinding energy causing thermal damage in helicopter gear steel, *Journal of Manufacturing Processes*, Vol. 4, No. 2, pp. 142-147, 2002.
- [13] H. S. J. Rashid, C. S. Place, D. Mba, R. L. C. Keong, A. Healey, W. Kleinbeek, M. Romano, Reliability model for helicopter main gearbox lubrication system using Influence Diagrams, *Reliability Engineering and System Safety*, Vol. 139, No. 1, pp. 50-57, 2015.
- [14] B. R. Hohn, K. Michaelis, A. Doleschel, *Frictional Behavior of Synthetic Gear Lubricants*, Elsevier Science B.V, 2001.
- [15] R. Martins, J. Seabra, A. Brito, Ch. Seyfert, R. Luther, A. Igarua, Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil, *Tribology International*, Vol. 39, pp. 512-521, 2004.
- [16] Yi. Ch. Chen, Ch. Ch. Liu, Contact Stress analysis of concave involute gear pairs with non-parallel axes, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 47, pp. 443-452, 2011.
- [17] A. Bahrami Ghahnavieh, S. Akbarzadeh, P. Mosaddegh, A numerical study on the performance of straight bevel gears operating under mixed lubrication regime, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 75, pp. 27-40, 2014.
- [18] J. B. Yang, Ch. W. Chen, Analytical and numerical calculations for thermal elasto hydro dynamic lubrications problems of helical W-N gears, *Wear*, Vol. 145, pp. 201-250, 1991.
- [19] L. E. Spievak, P. A. Wawrzynek, A. R. Ingrassia, D. G. Lewicki, Simulating fatigue crack growth in spiral bevel gears *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 68, pp. 53-76, 2001.
- [20] S. K. Bhaumik, M. Sujata, M. Suresh Kumar, M. A. Venkataswamy, M. A. Parmeswara, Failure of an intermediate gearbox of a helicopter, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 14, pp. 85-100, 2005.
- [21] F. Klocke, M. Brumm, S. Herzhoff, Influence of gear design on tool load in Bevel Gear Cutting, *Procedia CRIP*, Vol. 1, pp. 66-71, 2012.
- [22] N. A. Siddiqui, K. M. Deen, M. Zubair Khan, R. Ahmad, Investigating the failure of bevel gears in an aircraft engine, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 1, pp. 24-31, 2013.
- [23] *American Gear Manufacturers Association*, American National Standard, Design Manual for Bevel Gears, ANSI/AGMA, D03, 2005.
- [24] G.R., Budynas, J., Keith Nisbett, *Shigleys Mechanical Engineering Design*, McGraw- Hill, Tenth Edition, pp. 676-684, 2015.
- [25] R.F., Handschuh, Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears, *NASA/Technical*, 106518, 1995.
- [26] K., Seddighiani, M.R., Ayatollahi, *Finite Element Analysis: Theory and Application in ABAQUS*, Andisheh Sara Publisher, Vol. 5, pp. 491-530, 2014. (in Persian فارسی).
- [27] *American Gear Manufacturers Association*. American National Standard, Rating the pitting resistance and bending strength of generated straight bevel, zero bevel and spiral bevel gear teeth, ANSI/AGMA, C10, 2003.

است در یک سیستم کاملاً ایده‌آل و در سیستم دیگر مخرب باشد. با توجه به این که در مطالعه حاضر، اثر شش نوع روغن با یکدیگر مقایسه شد، می‌توان گفت استفاده از هر شش نوع روغن در سیستم حاضر بلا مانع است اما با توجه به مقادیر به دست آمده، استفاده از روغن SAE 30 مناسب‌تر خواهد بود.

- روانکار مورد استفاده در سیستم علاوه بر کاهش ضریب اصطکاک در سطوح درگیری، نقش ویژه‌ای در کاهش دمای سیستم ایفا می‌کند. به طوری که دمای فلش افزایش یافته تا مرز 90 درجه سانتی‌گراد، پس از اعمال خنک‌کاری توسط روانکار به دمای پایدار 55 درجه سانتی‌گراد رسید

- طبق استاندارد، تأثیر تنش‌های حرارتی در دماهای پایین‌تر از 120 درجه سانتی‌گراد در محاسبات عمر خستگی وارد نمی‌شوند و قابل صرف‌نظر هستند.

10- سپاسگزاری

نویسندگان مقاله حاضر بر خود می‌دانند از زحمات اعضای محترم گروه بالگرد دانشگاه کاشان و همچنین از پرسنل محترم مرکز طراحی بالگرد شرکت صنایع هواپیماسازی ایران، کمال تشکر و قدردانی را به عمل آورند.

11- مراجع

- [1] J. Tevaarwek, Constitutive modeling of lubricants in concentrate contacts at high slide to roll ratio, *NASA CR-175029*, 1985.
- [2] H. Block, Theoretical study of Temperature Rise at Surface of actual contact under oiliness lubricating conditions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 2, No. 1, pp. 222-235, 1937.
- [3] T. Tobe, M. Kato, A study on Flash temperature on the spur gear teeth, *Journal of Engineering Industrial*, Vol. 96, No. 1, pp. 78-84, 1974.
- [4] W. Coleman, A scoring Formula for bevel and hypoid gear teeth, *Journal of Lubrication and Technology*, Vol. 89, No. 1, pp. 114-126, 1967.
- [5] N. Patir, H. Cheng, Prediction of the Bulk temperature in spur gears based on Finite Element temperature analysis, *ASLE Transactions*, Taylor & Francis, Vol. 22, No. 1, pp. 25-36, 1977.
- [6] L. El-Bayoumy, L. Akin, D. Townsend, An investigation of the transient thermal analysis of spur gears, *J. Mech. Trans. Aut. Design*, Vol. 107, pp. 541-548, 1985.
- [7] H. Chao, H. Cheng, A computer solution for the dynamic load, lubricant film thickness and surface temperatures in spiral bevel gears, *NASA, Lewis Research Center Advanced Power Transmission Technology, CR-4077*, 1987.
- [8] H. Chao, M. Baxter, H. Cheng, A computer solution for the dynamic load,