



Numerical Analysis of the Effect of Different Parameters on Lubrication Conditions and the Possibility of Wear in Spur and Helical Gears in Three Groups of Common base Oils in the Industry

Davood Beyralvand¹, Hossein Ghazizade-Ahsae^{2*}, Farzad Banazadeh³, Rasoul Moghaddas⁴

^{1,3}MSc Student, Engineering Technical Services, Butia Iranian Steel Complex, Kerman, Iran.

²Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

⁴MSc Student, Engineering Technical Services Manager, Butia Iranian Steel Complex, Kerman, Iran.

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article Type:

Original Research

Received: 04.29.2023

Revised: 09.08.2023

Accepted: 10.04.2023

Keyword:

Lubricant Film Thickness Gear
AGMA
Pressure Coefficient
Viscosity

*Corresponding Author:

Hossein Ghazizade-Ahsae

Email: h-ghazizade@tvu.ac.ir

Gears are one of the most important components in power transmission systems in the industry. In this research, using computer codes in MATLAB based on the AGMA 925-A03 standard, the effect of different parameters on lubrication conditions for 3 groups of common base oils in the industry (mineral base group 1, PAO and PAG) was investigated after verifying the written code. Oil film thickness along the line of action was calculated for 25 different points and the possibility of wear in the gears was investigated. Furthermore, the instantaneous and contact temperature at each point was checked and by considering the friction coefficient, the possibility of wear was quantitatively calculated. The results showed that when the temperature of gear oil is lower than 58°C, the use of mineral oil has a higher pressure-viscosity coefficient than PAG base oil and when the oil temperature is lower than 72°C compared to PAO base oil, a greater and stronger thick oil film forms; and at temperatures higher than these, due to the higher viscosity index of synthetic base oils, the lubricating film of synthetic oils forms a stronger film thickness. In addition, the higher the speed of the pinion and the smoothness of the surface, the lower the contact temperature and the stronger the oil film.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Gears can be considered one of the main power transmission tools, which, due to their wide application, today has a great deal of variety and complex calculations in its design. The discussion of tribology in gears, which deals with frictional wear and lubrication, has been the focus and interest of researchers in this field for more than a century. In the present study, the effect of different parameters on lubrication conditions for 3 groups of common base oils in the industry was investigated using computer code in MATLAB software based on AGMA 925-A03 standard after verifying the code written,

Methodology

The minimum thickness of the gear lubrication film (for 25 points in the line of action in this research) is obtained by solving the coupled equations from reference and the least squares approximation according to equation (1):

$$H_{(t)} = 3.06 \times \frac{G_i^{0.56} U_i^{0.69}}{W_i^{0.1}} \quad (1)$$

where G is a dimensionless parameter of gear surface properties and lubrication, U is a dimensionless parameter of speed and W is a dimensionless parameter of load and force; and they are well explained in the reference.

Results and discussion

With increasing pressure, the distance between oil molecules decreases and this leads to an exponential increase in intermolecular attraction in the flow of oil, the result of which is evident in the increase in viscosity. After studying the behaviour of oil viscosity under concentrated and heavy loads (roller bearings and gears), it becomes particularly important. Pressure viscosity dependence is defined by the chemical structure of the substance with the steric geometry of the molecules being of particular significance. The pressure-viscosity coefficient is an important parameter for base oils in determining their lubrication capacity because it reflects the tolerance of hydrodynamic loads and the lubrication film.

Figure 1 shows the curve of the pressure-viscosity coefficient at different temperatures for 3 types of base oils. The results demonstrated that the coefficient in mineral base oils has a higher value and a steeper slope than synthetic base oils. Figure 2 illustrates that PAO and PAG synthetic base oils have similar trends for oil film thickness change with temperature change. Although PAG base oil has a lower pressure-viscosity coefficient than PAO base oil, due to its higher viscosity index, it has a thicker and stronger lubricating film layer than PAO base oil at all temperatures. Compared to PAO and PAG base oil, mineral base oil shows a steeper curve of lubricant film thickness versus temperature.

Therefore, at the mentioned temperatures, the gear oil viscosity grade must be carefully selected and this should be taken into account. Many experts in the industry only consider the viscosity index and always believe that the lubricating film thickness in synthetic oils is greater

than that of mineral oil and the viscosity grade of mineral oil should always be chosen higher than synthetic. On the contrary, we concluded that at the mentioned temperatures, we should consider a lower or equal viscosity grade for mineral oil at these temperatures.

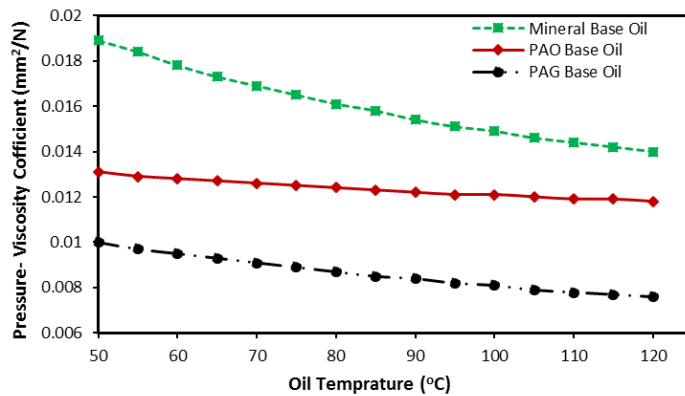


Figure 1. Changes in viscosity coefficient - pressure in relation to oil temperature in different base oils.

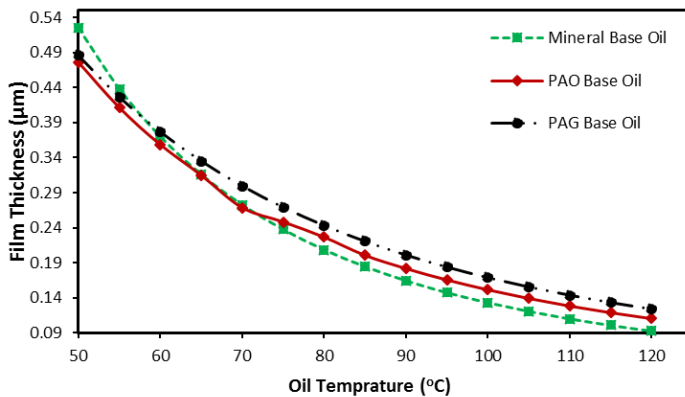


Figure 2. Changes in the thickness of the lubricating film in versus the oil temperature in different base oils.

Conclusion

In this research, the effect of different parameters on lubrication conditions for 3 groups of common base oils in the industry was investigated using computer code in MATLAB based on the AGMA 925-A03 standard, after verifying the written code. The results showed that when the temperature of the gear oil is lower than 58°C, the use of mineral oil has a higher pressure-viscosity coefficient than PAG base oil and when the oil temperature is lower than 72°C compared to PAO base oil, more and stronger thick oil film forms. Much has been made of the potential benefit of synthetics for energy-conserving purposes. Hopefully, this data provides insight into when and why we would rightfully expect to see reductions in frictional conditions leading to improved reliability and energy savings as a consequence of changing to a synthetic-based lubricant. Clearly, it is not always best to use a synthetic lubricant.



تحلیل عددی تأثیر پارامترهای مختلف در شرایط روانکاری و احتمال سایش در چرخ‌دنده‌های ساده و مارپیچ در سه گروه روغن پایه متداول در صنعت

داوود بیرالوند^۱، حسین قاضی‌زاده احسائی^{۲*}، فرزاد بنا‌زاده^۳، رسول مقدس^۴

۳-۱ کارشناسی ارشد، امور خدمات فنی مهندسی، مجتمع فولاد بوتیای ایرانیان، کرمان، ایران.

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

۴- کارشناسی ارشد، مدیر امور خدمات فنی مهندسی، مجتمع فولاد بوتیای ایرانیان، کرمان، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

چرخ دنده‌ها یکی از اجزای بسیار مهم در سیستم‌های انتقال قدرت در صنعت می‌باشند. در پژوهش حاضر با استفاده از کد کامپیوتری در نرم‌افزار متلب بر اساس استاندارد ۹۲۵-۸۰۳ AGMA پس از صحت‌سنجی کد نوشته شده، تأثیر پارامترهای مختلف در شرایط روانکاری برای ۳ گروه روغن پایه متداول در صنعت (پایه معدنی گروه ۱، سینتتیک^۱ PAO و PAG) بررسی شده و طی آن ضخامت فیلم روغن در طول خط عمل^۲ برای ۲۵ نقطه مختلف محاسبه و احتمال سایش در چرخ دنده‌ها بررسی شده است. همچنین دمای لحظه‌ای و تماسی در هر نقطه بررسی و با در نظر گرفتن ضریب اصطکاک احتمال سایش به صورت کمی محاسبه شده است. نتایج نشان می‌دهد زمانی که دمای روغن گیربکس کمتر از ۵۸ درجه سلسیوس باشد استفاده از روغن معدنی به دلیل ضریب فشار - ویسکوزیته بالاتر نسبت به روغن پایه PAG و در دمای روغن کمتر از ۷۲ درجه سلسیوس نسبت به روغن پایه PAO فیلم روغن ضخیم‌تر و مستحکم‌تری تشکیل می‌دهد و در دماهای بالاتر از این اعداد به دلیل شاخص گرانروی بالاتر روغن‌های پایه سینتتیک فیلم روانکار روغن‌های سینتتیک ضخامت فیلم مستحکم‌تری تشکیل می‌دهند. همچنین هرچه قدر سرعت پینیون و میانگین زبری سطح افزایش یابد میزان دمای تماسی کمتر و فیلم روغن مستحکم‌تر می‌شود.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۲/۰۹

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۶/۱۷

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۷/۱۲

کلید واژگان:

ضخامت فیلم روانکار

چرخ دنده

AGMA

ضریب فشار-ویسکوزیته

* نویسنده مسئول: حسین قاضی‌زاده احسائی

پست الکترونیکی:

h-g hazizade@tvu.ac.ir

¹ Synthetic

² Action line



مقدمه

چرخ‌دنده‌ها را می‌توان از اصلی‌ترین ابزار انتقال توان دانست که با توجه به حجم وسیع کاربرد، امروزه دارای تنوع و محاسبات پیچیده زیادی در طراحی دارند. مسلماً شناخت و آگاهی کامل از شکل هندسی، روابط سینماتیکی، تحلیل نیروها و بررسی عملکرد انواع چرخ‌دنده‌ها برای طراحی و ساخت یک قطعه صنعتی امری اجتناب ناپذیر است. بحث تریبولوژی^۱ در چرخ‌دنده‌ها، که به بررسی سایش اصطکاک و روانکاری می‌پردازد، بیش از یک قرن است که مورد توجه و علاقه محققین این حوزه بوده است [۱؛ ۲]. بار چرخ‌دنده‌های صنعتی اغلب در حین کار بسیار زیاد و در نتیجه ضخامت لایه روغن و ناهمواری سطح دندانه فاکتورهای بسیار مهمی می‌باشند. بنابراین، بیشتر سطوح دندانه در حالت روانکاری مخلوط الاستوهیدرودینامیک^۲ (EHL) قرار دارند [۳-۵]. در این حالت، ویژگی‌های روغن روان‌کننده مستقیماً بر تولید گرمای اصطکاک و ویژگی‌های سایش چرخ‌دنده‌ها و به تبع بر وضعیت روانکاری تأثیر می‌گذارد [۶-۸]. تاکنون مقاله‌های مختلفی در زمینه تحلیل الاستوهیدرودینامیک و تریبولوژی^۳ چرخ‌دنده‌ها ارائه شده است. محققین در تحلیل از روش‌های گوناگونی استفاده کردند و اغلب مطالعات خود را بر روی چرخ‌دنده‌های ساده انجام داده‌اند [۹]. در بعضی از مقاله‌های ارائه شده، برای تعیین ضخامت فیلم روانکار در طول خط گام^۴ چرخ‌دنده‌های مارپیچ^۵ از رابطه داوسون و هیگینسون [۱۰] به‌عنوان یک منحنی برازش استفاده شده است.

ژو^۶ [۱۱] با توجه به اهمیت چرخ‌دنده‌های مارپیچ به بررسی پیشینه تئوری روانکاری الاستوهیدرودینامیک و روش محاسبه تئوری روانکاری الاستوهیدرودینامیک در سیستم انتقال دنده برای مواد افزودنی مختلف با نام‌های تجاری PAO۶ SQL+PIP و SN۱۰۰ پرداخت. نتایج نشان داد که ضخامت فیلم روغن با مواد افزودنی SQL+PIP بیشتر از PAO۶ و SN۱۰۰ بوده و ضریب اصطکاک بین دنده‌ها کمتر می‌شود.

سطح دندانه‌های گیربکس‌ها اغلب تحت روانکاری مخلوط کار می‌کنند. در مورد روغنکاری مخلوط، رابطه بین جریان سیال، تماس خشن و سایش مواد، ایجاد یک مدل پیش‌بینی برای جفت سایش و روانکاری را بسیار دشوار می‌کند. ژائو^۷ و همکاران [۱۲] با در نظر گرفتن تأثیر میکرومورفولوژی^۸ سطح دندانه سیستم انتقال توان هلیکوپتر، یک مدل تجزیه و تحلیل کولپینگ برای ویژگی‌های سایش روغنکاری مخلوط دنده پیچ‌خورده برای ۳ تیپ روغن مخصوص هلیکوپتر را بررسی و مقایسه کردند.

مطالعات تئوری و تجربی نشان می‌دهد که ضخامت فیلم روغن در چرخ‌دنده‌ها بر حسب مشخصات هندسی و مکانیکی چرخ‌دنده، سرعت، بار و مشخصات فیزیکی و شیمیایی روغن می‌باشد [۱۳]. فلادین و اندرسون^۹ [۱۴] سایش در چرخ‌دنده‌های مارپیچ را بدون تحلیل جزئیات روانکاری مطالعه کردند، نتایج نشان داد استفاده از مواد افزودنی ضدسایش و جوش دو سطح در این نوع دنده‌ها به علت لغزش بالا ضروری است. دا لا کروز^{۱۰} و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۲، تحلیل روانکاری در چرخ‌دنده مارپیچ را با در نظر گرفتن فرض‌های دقیق مانند تحلیل زبری و دمایی ارائه دادند. آنها نشان دادند که ضخامت لایه روانکار، معمولاً برای جدا کردن دو سطح تماس چرخ‌دنده از هم کافی نیست. تحت این

¹ Tribology

² Elasto- Hydrodynamic

³ Tribology

⁴ Pitch line

⁵ Helical

⁶ Xu

⁷ Zhao

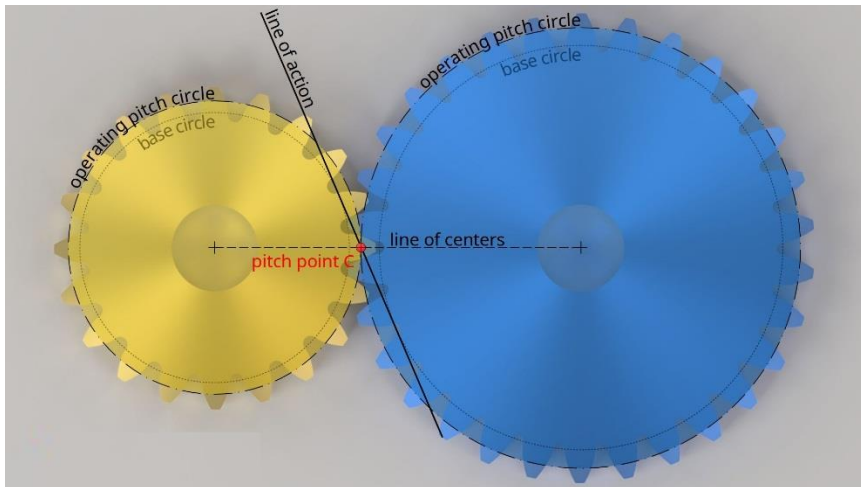
⁸ Micromorphology

⁹ Flodin & Andersson

¹⁰ De la Cruz

شرایط هر دو نیروی برشی فیلم روانکار و تماس زبری در تولید اصطکاک شرکت داشتند. اما زمان لازم برای پاسخگویی مدل آنها طولانی بود. جانسون^۱ و همکارانش [۱۶] روش تقسیم بار را برای رژیم روانکار مخلوط معرفی کردند که اکبرزاده و خوانساری [۱۷] از این روش برای تحلیل هم دمای چرخ دنده ساده استفاده کردند.

در مطالعات صورت گرفته مشخص شد که در خصوص این که در چه زمانی و چه شرایطی از روغن های سینتتیک به جای روغن های پایه معدنی استفاده شود، تحقیقی صورت نگرفته است. پژوهش حاضر با استفاده از کد کامپیوتری در نرم افزار متلب بر اساس استاندارد AGMA ۹۲۵-A۰۳ پس از صحت سنجی کد نوشته شده، تأثیر پارامترهای مختلف در شرایط روانکاری برای ۳ گروه روغن پایه متداول در صنعت (پایه معدنی، سینتتیک PAO و PAG) بررسی شده و طی آن ضخامت فیلم روغن در طول خط عمل برای ۲۵ نقطه مختلف در خط عمل (خط راستی که بر دایره های مبنای دو چرخ دنده درگیر در نقطه تماس مماس می شود) مطابق شکل ۱ محاسبه و احتمال سایش در چرخ دنده ها بررسی شده است.



شکل ۱. شماتیک خط عمل درگیری دو چرخ دنده.

مدلسازی

در رژیم روانکاری الاستوهیدرودینامیک، تعاملی بین معادلات پیوستگی، مومنتوم، تغییر شکل سطح و الاستیسیته، رئولوژی^۲ روانکار و خواص سطح برقرار است و معادلات کوپل شده با یکدیگر باید حل شوند [۱۸]. حداقل ضخامت فیلم روانکاری چرخ دنده ها (برای ۲۵ نقطه در خط عمل در این پژوهش) با حل معادلات کوپل شده از مرجع [۱۹] و تقریب حداقل مربعات مطابق رابطه (۱) به دست می آید [۱۹]:

$$H_{(i)} = 3.06 \times \frac{G_i^{0.56} U_i^{0.69}}{W_i^{0.1}} \quad (1)$$

¹ Johnson

² Reology

به طوری که G پارامتر بدون بعد خواص سطح چرخ دنده‌ها و روانکاری، U پارامتر بدون بعد سرعت و W پارامتر بدون بعد بارگذاری و نیرو می‌باشد و در مرجع [۱۹] به خوبی توضیح داده شده‌اند.

دمای لحظه‌ای

دمای لحظه‌ای برابر میزان افزایش دمای سطح دندان است که از عوامل مختلفی مانند هندسه دندان، بار، سرعت، اصطکاک، جنس و... ناشی می‌شود و مطابق رابطه (۲) زیر تعریف می‌شود [۲۰]:

$$\theta_{fl(i)} = 31.62 K \mu_{m(i)} \times \frac{X_i \omega_n}{b_{Hi}^{0.5}} \times \frac{|v_{r1(i)} - v_{r2(i)}|}{B_{M1}(v_{r1(i)-})^{0.5} + B_{M2}(v_{r2(i)-})^{0.5}} \quad (2)$$

که در آن K ضریب توزیع گرمای ناشی از اصطکاک، $\mu_{m(i)}$ ضریب اصطکاک میانگین، X_i فاکتور سهم بار، ω_n بار عمودی، $v_{r1(i)}$ و $v_{r2(i)}$ به ترتیب سرعت‌های غلتشی چرخ دنده کوچک و بزرگ، b_{Hi} نیم پهنای باند پهنای تماس هر تر، B_M ثوابت حرارتی چرخ دنده‌ها می‌باشد که تمامی آنها در مرجع [۱۹] به خوبی شرح داده شده است.

دمای دندان

دمای دندان، دمای سطح دندان چرخ دنده قبل از وارد شدن به ناحیه تماس است و همیشه مقداری از دمای روغن بیشتر است. روش‌های متعددی برای محاسبه آن وجود دارد که مطابق رابطه (۳) [۱۹] برابر است با:

$$\theta_M = K_{Sump} \theta_{oil} + 0.56 \theta_{fl Max} \quad (3)$$

که K_{Sump} ثابت روش روانکاری (پاششی^۱، گردشی^۲ و...) و θ_{oil} دمای روغن است.

دمای تماسی

برای محاسبه دمای تماسی در هر نقطه خط عمل از رابطه (۴) استفاده می‌شود [۱۹]:

$$\theta_{B(i)} = \theta_M + \theta_{fl(i)} \quad (4)$$

که در آن $\theta_{fl(i)}$ و θ_M به ترتیب دمای لحظه‌ای نقاط خط عمل و دمای دندان بر حسب درجه سلسیوس می‌باشند.

سایش

سایش^۳ عبارت است از کاهش تدریجی ماده از سطح جسمی که نسبت به جسم دیگر حرکت نسبی دارد. گرمای اصطکاک بالای تولیدی و حرکت لغزشی بین چرخ دنده‌ها هنگام کاهش ضخامت فیلم روغن و شرایط روانکاری مرزی رخ می‌دهد و احتمال درگیری پستی بلندی سطح دنده‌ها و سایش بالا می‌رود.

¹ Splash

² Circulation

³ Wear

احتمال سایش

رژیم روانکاری مرزی شامل فعل و انفعالات پیچیده زیادی میان روغن پایه، مواد افزودنی و سطوح دنده‌ها است و این امر برآورد دقیق مقدار سایش را بسیار مشکل می‌سازد. در همین راستا مطالعات تجربی از سوی Wellauer و Holloway [۱۷] که بر گرفته از نتایج صدها تست آزمایشگاهی و کاربرد تخصصی می‌باشد جهت تقریب احتمال سایش با استفاده از رابطه احتمال گاوس می‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد.

نتایج و بحث

اعتبار سنجی

جهت اعتبار سنجی نتایج حاصل از مدل‌سازی مطالعه موجود، نتایج به دست آمده با نتایج مرجع [۱۹] مورد مقایسه قرار گرفته است. در جدول ۱ مقایسه نتایج مطالعه حاضر با نتایج مرجع [۱۹] قابل مشاهده است که حاکی از توافق مناسب نتایج جهت محاسبه ضخامت فیلم روانکاری، احتمال سایش و سایر پارامترها است. پس از اطمینان از نتایج صحت سنجی، جهت بررسی محاسبات مسئله پژوهش حاضر و بررسی تأثیر عوامل مختلف بر شرایط روانکاری و احتمال سایش در چرخ دنده ساده و مارپیچ از مشخصات چرخ‌دنده‌ها و روانکار مطابق جدول ۲ استفاده می‌گردد.

جدول ۱. مقایسه نتایج کد محاسباتی با مرجع [۱۹].

مشخصات چرخ‌دنده‌ها	مقدار واقعی پارامترها	پژوهش حاضر	درصد خطا
پارامترهای ورودی			
تعداد دندانه پینیون	۲۱	۲۱	-
تعداد دندانه چرخ‌دنده	۲۶	۲۶	-
دمای روغن (°C)	۷۱/۱	۷۱/۱	-
زاویه فشار نرمال (درجه)	۲۰	۲۰	-
نسبت پواسون	۰.۳	۰.۳	-
توان (kW)	۲۰/۶۱۹	۲۰/۶۱۹	-
گرید روغن (ISO VG)	۴۶۰	۴۶۰	-
پارامترهای خروجی عملکردی			
حداقل ضخامت فیلم روغن (μm)	۰/۲۰۷۲۶۹	۰/۲۰۷۲	۰
متوسط دمای سطح دندانه (°C)	۸۲/۲۲	۸۶/۱	۴/۷
بیشترین دمای درگیری دنده‌ها (°C)	۱۰۷/۸۶	۱۱۴/۲۵	۵/۹
ریسک سایش و Scuffing			
ریسک سایش	۵٪	۵٪	۰
ریسک Scuffing	۵٪	۵٪	۰

جدول ۲. مشخصات هندسی و عملکردی چرخ‌دنده‌ها و روانکار مورد مطالعه.

مشخصات چرخ‌دنده‌ها	چرخ دنده ۱	چرخ دنده ۲
پارامترهای ورودی		
تعداد دندانه پینیون	۱۶	۲۴
دمای روغن (°C)	۷۵	۷۵
زاویه فشار نرمال (درجه)	۲۰	۲۰
نسبت پواسون	۰.۳	۰.۳
توان (kW)	۲۰	۲۰
شعاع خارجی چرخ دنده (mm)	۴۱/۲۳	۵۹/۱۸
سرعت پینیون (rpm)	۱۰۰۰	*
مشخصات روانکارها		
نوع روغن پایه	معدنی گروه ۱ (بهران بردبار)، PAO سینتتیک (بهران بردبار PS)، PAG سینتتیک (بهران بردبار PG)	معدنی گروه ۱ (بهران بردبار)، PAO سینتتیک (بهران بردبار PS)، PAG سینتتیک (بهران بردبار PG)
ویسکوزیته در ۴۰ درجه (cSt)	۳۲۰	۳۲۰
ویسکوزیته در ۱۰۰ درجه (cSt)	۵۰.۳۶.۲۴	۵۰.۳۶.۲۴
شاخص گرانروی	۲۲۰.۱۶۰.۹۵	۲۲۰.۱۶۰.۹۵

جهت روانکاری دنده‌ها، بسته به نوع دنده و شرایط کارکرد، روغن مورد نظر انتخاب می‌شود. روغن‌ها از دو جز روغن پایه و مواد افزودنی تشکیل شده است. مؤسسه نفت آمریکا (API) روغن‌های پایه را در پنج دسته طبقه بندی کرده است، که سه گروه اول معدنی و از نفت خام پالایش شده‌اند. روغن‌های پایه گروه IV روغن‌های فول سینتتیک (پلی آلفالین^۱) هستند. گروه V برای روغن‌های پایه دیگر است که در گروه‌های I تا IV گنجانده نشده‌اند. قبل از این‌که تمام مواد افزودنی به مخلوط اضافه شوند، روغن‌های روان کننده به عنوان یک یا چند گروه از این پنج گروه API شروع می‌شوند.

برای چرخ‌دنده‌ها و گیربکس‌ها متداول‌ترین روغن‌های پایه‌ای که استفاده می‌شود. روغن پایه معدنی (گروه اول)، روغن پایه پلی آلفا اولفین PAO (سینتتیک گروه چهارم) و روغن پلی آلکیلن گلیکول^۲ PAG (سینتتیک گروه پنجم). هرکدام از این روغن‌های پایه دارای مزایا و معایبی هستند که در جدول شکل ۲ ملاحظه می‌شود. در پژوهش حاضر هر ۳ روغن پایه متداول از یک برند (نفت بهران) و با مشخصات جدول ۲ مورد بررسی قرار می‌گیرند.

¹ Polyalphaolefin

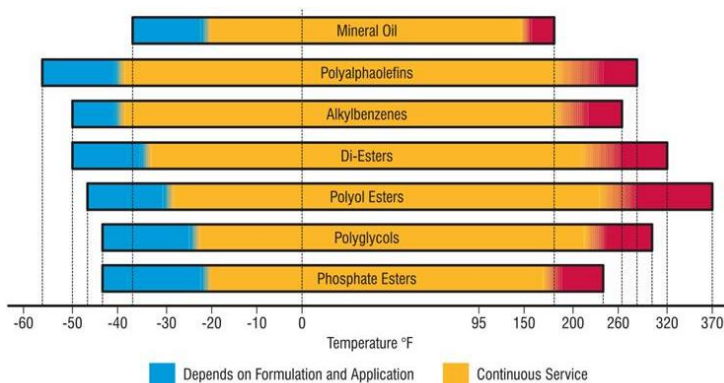
² Polyalkylene glycol

	Mineral Oil	Phosphate Ester	Polyglycol	Polyol Ester	Diester	Perfluoropolyether	Silicone	Polyalphaolefin
Cost	L	VH	M	M	M	VH	H	M
Seal compatibility	AA	BA	A	BA	BA	AA	AA	AA
Compatible with mineral oil	-	BA	BA	A	A	BA	BA	E
Corrosion stability	E	AA	A	BA	BA	BA	A	E
Oxidation stability	BA	AA	AA	AA	A	E	E	AA
Viscosity range	AA	BA	A	BA	BA	A	A	A
Flash point	M	E	A	AA	A	E	E	AA
Pour point	A	AA	M	L	L	L	VL	L
Temperature range	BA	A	AA	AA	A	E	E	AA

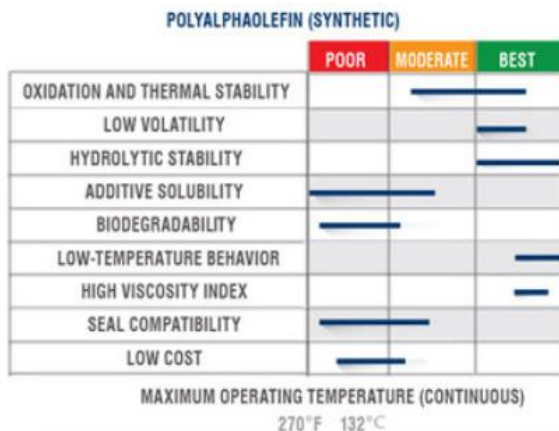
Key	
E	Exceptional
AA	Above Average or Very Good
A	Average or Good
BA	Below Average or Less Than Ideal
VL	Very Low
L	Low
M	Medium
H	High
VH	Very High
NA	Not Available

شکل ۲. مقایسه پارامترهای مختلف در روغن پایه‌های متداول صنعت [۲۱].

شکل ۳ نشان می‌دهد که روغن‌های سینتتیک گروه ۴ و ۵ رنج دمایی بالاتری را تحمل کرده نسبت به تغییرات دما مقاوم‌تر هستند.

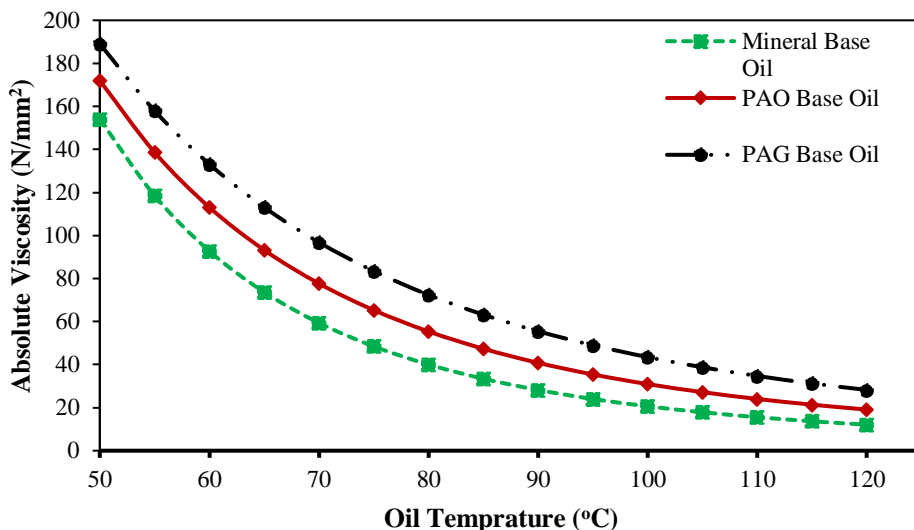


Comparisons of Operating Temperature Ranges for Different Lubricant Base Stocks					
GROUP I			GROUP II & GROUP III		
POOR	MODERATE	BEST	POOR	MODERATE	BEST
OXIDATION AND THERMAL STABILITY			OXIDATION AND THERMAL STABILITY		
LOW VOLATILITY			LOW VOLATILITY		
HYDROLYTIC STABILITY			HYDROLYTIC STABILITY		
ADDITIVE SOLUBILITY			ADDITIVE SOLUBILITY		
BIODEGRADABILITY			BIODEGRADABILITY		
LOW-TEMPERATURE BEHAVIOR			LOW-TEMPERATURE BEHAVIOR		
HIGH VISCOSITY INDEX			HIGH VISCOSITY INDEX		
SEAL COMPATIBILITY			SEAL COMPATIBILITY		
LOW COST			LOW COST		
MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE 200°F 93°C			MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE 250°F 121°C		



شکل ۳. مقایسه شرایط دمایی و عملکردی در روغن پایه‌های متداول صنعت [۲۱].

شکل ۴ تغییرات ویسکوزیته دینامیک در برابر دمای روغن را برای روغن‌های پایه معدنی، PAO و PAG نشان می‌دهد. که ملاحظه می‌شود روغن پایه PAG و PAO به دلیل شاخص گرانی ^۱ بالاتر تغییرات کمتری نسبت با دما دارند.

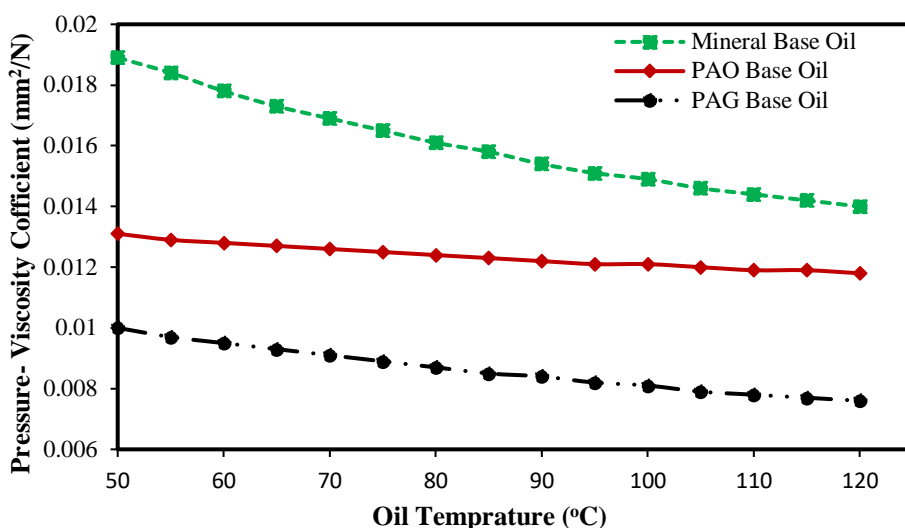


شکل ۴. تغییرات ویسکوزیته مطلق نسبت به دمای روغن در روغن پایه‌های مختلف.

با افزایش فشار، فاصله بین مولکول‌های روغن کمتر شده و همین منجر به افزایش تصاعدی جاذبه بین مولکولی در جریان روغن می‌شود که نتیجه آن در افزایش ویسکوزیته مشهود است پس مطالعه رفتار ویسکوزیته روغن تحت بارهای

¹ Viscosity Index

متمركز و سنگین (رولینگ برینگ‌ها^۱ و چرخنده‌ها) اهمیت ویژه‌ای پیدا می‌کند. ضریب فشار-ویسکوزیته^۲ یک پارامتر مهم برای روغن‌های پایه در تعیین ظرفیت روانکاری آنها است، زیرا منعکس کننده تحمل بارهای هیدرودینامیکی و فیلم روانکاری می‌باشد. روابط ریاضی جهت محاسبه ضریب فشار-ویسکوزیته در مرجع [۱۹] به خوبی شرح داده شده است. شکل ۵ منحنی ضریب فشار-ویسکوزیته را در دماهای مختلف برای ۳ نوع روغن پایه نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که ضریب در روغن‌های پایه معدنی مقدار بالاتر و شیب تندتری نسبت به روغن پایه سینتتیک دارند.

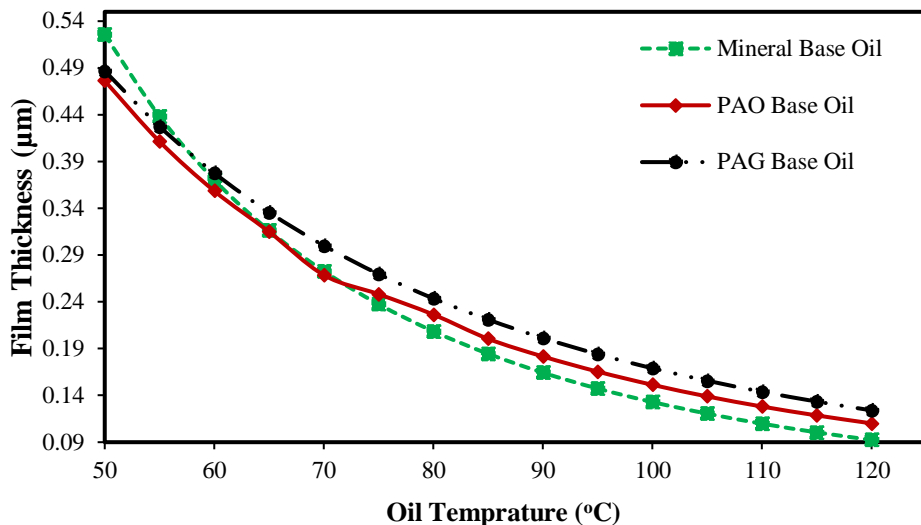


شکل ۵. تغییرات ضریب ویسکوزیته - فشار نسبت به دمای روغن در روغن پایه‌های مختلف.

شکل ۶ نشان می‌دهد که روغن‌های پایه سینتتیک PAO و PAG روندهای مشابهی برای تغییر ضخامت با تغییر دما دارند. با این که روغن پایه PAG ضریب فشار-ویسکوزیته کمتری از روغن پایه PAO دارد اما به دلیل شاخص گرانروی بالاتر، در تمام دماها لایه فیلم روانکار ضخیم‌تر و محکم‌تری نسبت به روغن پایه PAO دارد. روغن پایه معدنی نسبت به روغن پایه PAO و PAG منحنی تندتری از ضخامت لایه روانکار در برابر دما را نشان می‌دهد. همچنین شکل ۶ نشان می‌دهد که زمانی که دمای روغن گیربکس کمتر از ۵۸ درجه سلسیوس باشد استفاده از روغن معدنی به دلیل ضریب فشار - ویسکوزیته بالاتر نسبت به روغن پایه PAG و در دمای روغن کمتر از ۷۲ درجه سلسیوس نسبت به روغن پایه PAO فیلم روغن ضخیم‌تر و مستحکم‌تری تشکیل می‌دهد و در دماهای بالاتر از این اعداد به دلیل شاخص گرانروی بالاتر روغن‌های پایه سینتتیک فیلم روانکار روغن‌های سینتتیک مستحکم‌تر می‌باشد.

¹ Rolling Bearing

² Pressure-viscosity coefficient

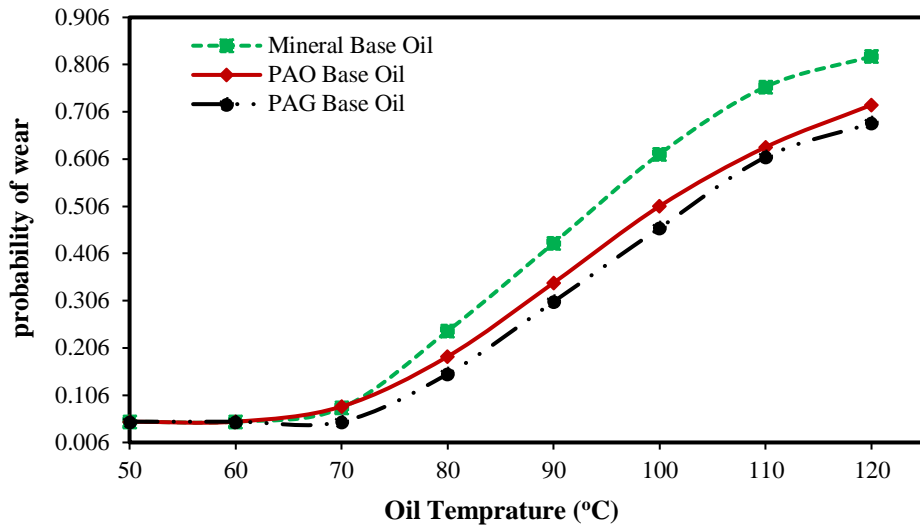


شکل ۶. تغییرات ضخامت فیلم روانکار نسبت به دمای روغن در روغن پایه‌های مختلف.

شکل ۷ نشان می‌دهد که در دماهای بالاتر از ۷۲ درجه در صورت استفاده از روغن‌های پایه معدنی احتمال سایش بیشتر از روغن‌های پایه سینتتیک است به طوری که در دماهای بیشتر از ۸۵ درجه با شیب بیشتری تغییر می‌کند و از آنجایی که ضخامت فیلم روغن معیاری برای تعیین احتمال سایش می‌باشد، ریسک سایش بالاتر می‌باشد. از آنجایی که تقریباً تمامی چرخ‌دنده‌ها در صنعت در دمای بیشتر از ۶۰ درجه سلسیوس کار می‌کنند پس به طور کلی روغن‌های PAG دارای لایه‌های ضخیم‌تری نسبت به PAO و روغن‌های معدنی در کل محدوده دمای عملی چرخ‌دنده‌ها در صنعت هستند.

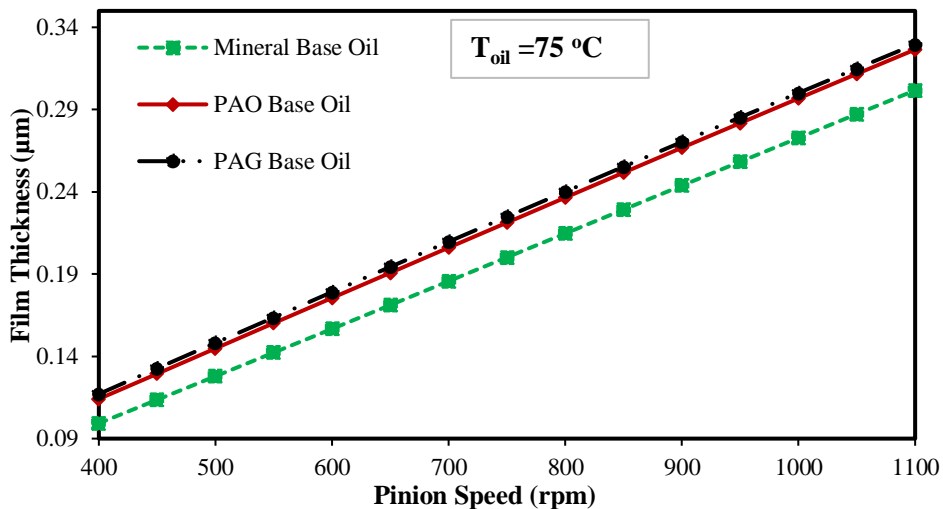
تفاوت کمی بین PAO و روغن‌های معدنی در محدوده دمایی ۷۰ تا ۸۵ درجه سلسیوس وجود دارد (در این محدوده دمایی روغن PAO ۳ تا ۷ درصد فیلم ضخیم‌تری تشکیل می‌دهد)، اما در همین محدوده دمایی، روغن پایه PAG ۱۰ تا ۲۱ درصد لایه و فیلم روانکاری ضخیم‌تری از روغن معدنی می‌دهد. برای دماهای کمتر از ۷۰ درجه سانتیگراد، روغن‌های معدنی و PAG ضخامت فیلم روانکاری ضخیم‌تری از روغن‌های PAO دارند.

برای دماهای بالاتر از ۸۵ درجه سانتیگراد، روغن‌های PAO و PAG ضخامت فیلم روانکار به طور قابل توجهی بیشتر از روغن‌های معدنی دارند و ریسک سایش دنده‌ها پایین‌تر است.

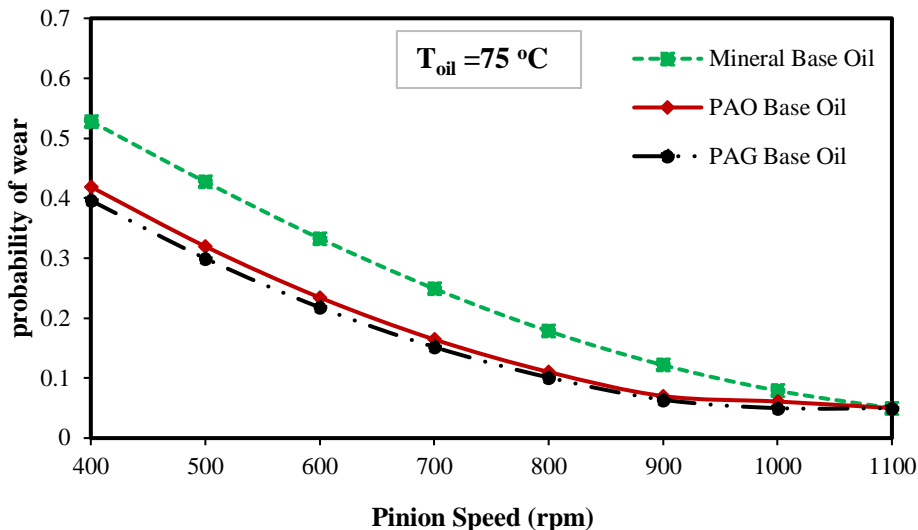


شکل ۷. تغییرات احتمال سایش دنده‌ها در دماهای مختلف روغن در روغن پایه‌های متداول.

شکل ۸ نشان می‌دهد با افزایش سرعت به دلیل تغییرات فشار ایجاد شده در روغن، مقدار روغن بیشتری بین دنده‌ها قرار گرفته و فیلم روانکاری ضخیم‌تری تشکیل می‌شود به طوری که مطابق شکل ۹ وقتی سرعت پینیون از ۴۰۰ rpm تا ۱۰۰۰ rpm تغییر پیدا می‌کند، احتمال سایش دنده‌ها در روغن‌های پایه معدنی ۹۰ درصد، در روغن پایه سینتتیک PAO و PAG ۸۸ درصد کاهش پیدا می‌کند.

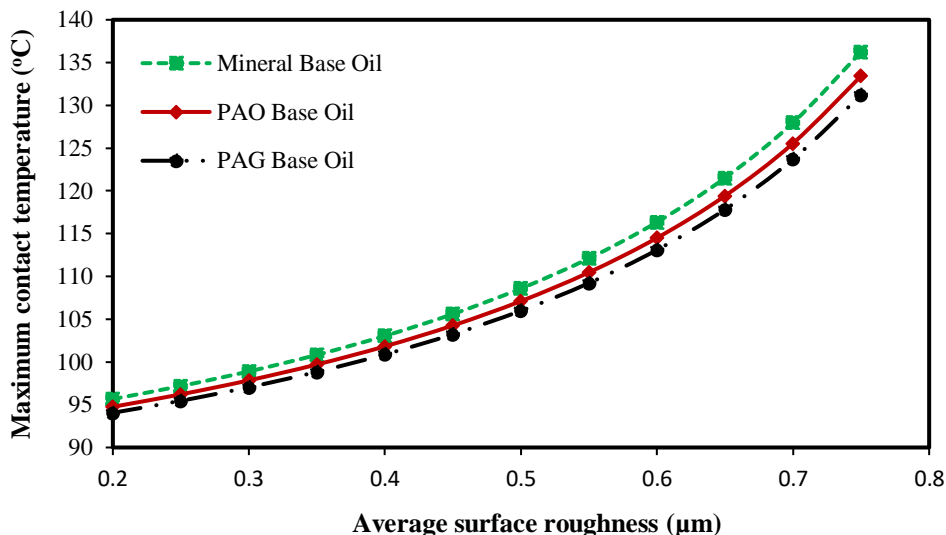


شکل ۸. تغییرات ضخامت فیلم روانکار در سرعت‌های مختلف پینیون در روغن پایه‌های متداول.



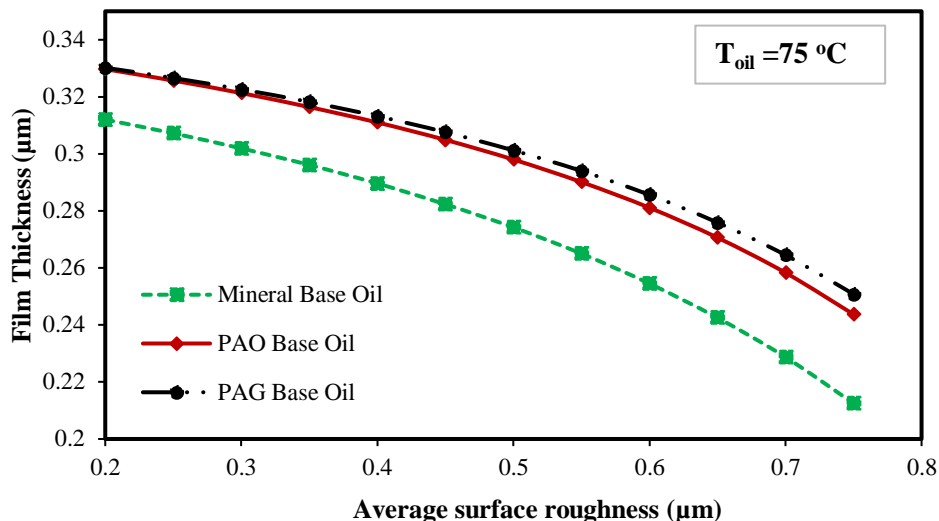
شکل ۹. تغییرات احتمال سایش دنده‌ها در سرعت‌های مختلف پینیون در روغن پایه‌های متداول.

صافی سطح دو چرخ دنده درگیر، عامل بسیار مهمی در کارکرد آنها می‌باشد و میانگین زبری سطح^۱ هر یک از آنها بر مقدار ضخامت فیلم روغن و احتمال سایش و دمای تماسی هر چرخ دنده تأثیرگذار است. شکل ۱۰ نشان می‌دهد با افزایش میانگین زبری سطح ماکزیمم دمای تماسی دو چرخ دنده به صورت نمایی کاهش پیدا کرده و فیلم روانکاری ضخیم‌تری طبق شکل ۱۱ تشکیل می‌شود و از آنجایی که ضخامت فیلم روغن معیاری برای تعیین احتمال سایش می‌باشد احتمال سایش دنده‌ها با افزایش میانگین زبری سطح مطابق شکل ۱۲ کاهش پیدا می‌کند.

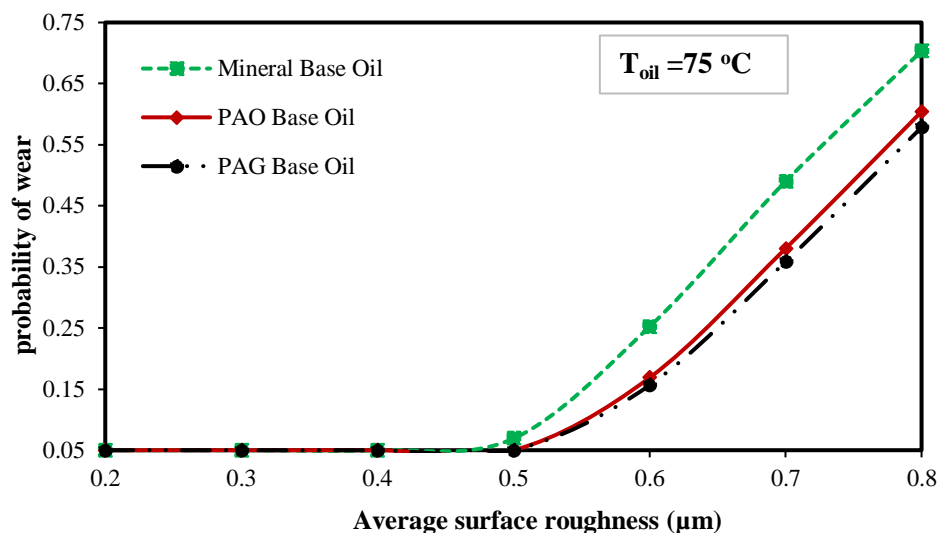


شکل ۱۰. تغییرات دمای تماس دنده‌ها در میانگین زبری سطح مختلف و روغن‌های پایه متداول.

¹ Average surface roughness



شکل ۱۱. تغییرات ضخامت فیلم روانکار در میانگین زبری سطح مختلف و روغن‌های پایه متداول.



شکل ۱۲. تغییرات احتمال سایش دنده‌ها در میانگین زبری سطح مختلف و روغن‌های پایه متداول.

نتیجه‌گیری

پژوهش حاضر با استفاده از کد کامپیوتری در نرم افزار متلب بر اساس استاندارد AGMA ۹۲۵-A۰۳ تأثیر پارامترهای مختلف در شرایط روانکاری برای ۳ گروه روغن پایه متداول در صنعت (پایه معدنی گروه ۱، سینتتیک PAO و PAG) بررسی شده و طی آن ضخامت فیلم روغن در طول خط عمل برای ۲۵ نقطه مختلف محاسبه و احتمال سایش در چرخ دنده‌ها بررسی شده است. نتایج نشان داد زمانی که دمای روغن گیربکس کمتر از ۵۸ درجه سلسیوس باشد

استفاده از روغن معدنی به دلیل ضریب فشار - ویسکوزیته بالاتر نسبت به روغن پایه PAG و در دمای کمتر از ۷۲ درجه سلسیوس نسبت به روغن پایه PAO فیلم روغن ضخیم تر و مستحکم تری تشکیل می دهد و در دماهای بالاتر از این اعداد به دلیل شاخص گرانروی بالاتر روغن های پایه سینتتیک فیلم روانکار روغن های سینتتیک مستحکم تر می باشد. پس همواره استفاده از روغن سینتتیک به صرفه و قابل قبول نیست و باید حتما شرایط دمایی، توصیه سازنده، شرایط محیطی، شرایط آلیاژی، آب بندی و نوع کاربری تجهیز و... در نظر گرفته شود. در صورت معادل یابی، تغییر نوع روغن از سینتتیک به معدنی و یا بعکس، با توجه به تفاوت رفتار تریبولوژیکی روغن پایه ها باید حتماً به ضخامت فیلم روغن توجه ویژه کرد که انتظارات برآورده شود و روانکاری تجهیز دچار اختلال نشود. این که همواره روغن سینتتیک به علت شاخص گرانروی بالا ضخامت بالاتری تشکیل می دهد و باید گرید روغن سنتزی از معدنی کمتر انتخاب شود صحیح نیست.

تشکر و قدردانی

بدین وسیله از حمایت های شرکت فولاد بوتیای ایرانیان در انجام این تحقیق کمال تشکر و قدردانی را داریم.

References

- [1] Kelley, B. W. (1953). A new look at the scoring phenomena of gears. *Society of Automotive Engineers transactions*, 61, 175-188. <https://www.jstor.org/stable/44553238>
- [2] Liu, F. H., Theodosiades, S., Bergman, L. A., Vakakis, A. F., & McFarland, D. M. (2015). Analytical characterization of damping in gear teeth dynamics under hydrodynamic conditions. *Mechanism and Machine Theory*, 94, 141-147. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.08.007>
- [3] Bair, S. (2018). Generalized Newtonian viscosity functions for hydrodynamic lubrication. *Tribology International*, 117, 15-23. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.08.014>
- [4] Chapkov, A. D., Bair, S., Cann, P., & Lubrecht, A. A. (2007). Film thickness in point contacts under generalized Newtonian EHL conditions: Numerical and experimental analysis. *Tribology International*, 40(10-12), 1474-1478. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.01.002>
- [5] Polajnar, M., Thiebaut, B., Jarnias, F., & Kalin, M. (2021). Elasto-hydrodynamic friction changes on steel surfaces arising from the modified surface energy of the steel due to additive boundary films. *Tribology International*, 164(40), 107203. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107203>
- [6] Wellauer, E. J., & Holloway, G. A. (1976). Application of EHD Oil Film Theory to Industrial Gear Drives. *Journal of Engineering for Industry*, 98(2), 626-631. <https://doi.org/10.1115/1.3438951>
- [7] Zhang, B., Wang, J., Omasta, M., & Kaneta, M. (2015). Effect of fluid rheology on the thermal EHL under ZEV in line contact. *Tribology International*, 87, 40-49. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.01.024>
- [8] Zhao, Y., & Wong, P. L. (2021). Thermal-EHL analysis of slip/no-slip contact at high slide-to-roll ratio. *Tribology International*, 153, 106617. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106617>
- [9] Benedict, G. H., & Kelley, B. W. (1961). Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction. *American Society of Lubrication Engineers Transactions*, 4(1), 59-70. <https://doi.org/10.1080/05698196108972420>

- [10] Raisin, J., Fillot, N., Vergne, P., & Dureisseix, D. (2019). Numerical simulation of lubricated DLC-coated point contacts under infinite sliding conditions. *Tribology International*, 133, 136-151. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.12.032>
- [11] Xu, L. (2023). Overview of EHL Helical Gear Friction Based on Point Contact. *Academic Journal of Engineering and Technology Science*, 6(1), 46-49. <https://doi.org/10.25236/AJETS.2023.060107>
- [12] Zhao, J., Sheng, W., Li, Z., Zhang, H., & Zhu, R. (2022). Effect of lubricant selection on the wear characteristics of spur gear under oil-air mixed lubrication. *Tribology International*, 167(4), 107382. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107382>
- [13] Camousseigt, L., Galfré, A., Couenne, F., Oumahi, C., Muller, S., & Tayakout-Fayolle, M. (2023). Oil-bleeding dynamic model to predict permeability characteristics of lubricating grease. *Tribology International*, 183, 108418. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108418>
- [14] Flodin, A., & Andersson, S. (2000). Simulation of mild wear in helical gears. *Wear*, 241(2), 123-128. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00384-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00384-7)
- [15] De la Cruz, M., Chong, W. W. F., Teodorescu, M., Theodossiadis, S., & Rahnejat, H. (2012). Transient mixed thermo-elastohydrodynamic lubrication in multi-speed transmissions. *Tribology International*, 49, 17-29. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.12.006>
- [16] Johnson, K. L., Greenwood, J. A., & Poon, S. Y. (1972). A simple theory of asperity contact in elastohydro-dynamic lubrication. *Wear*, 19(1), 91-108. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(72\)90445-0](https://doi.org/10.1016/0043-1648(72)90445-0)
- [17] Akbarzadeh, S., & Khonsari, M. M. (2008). Performance of Spur Gears Considering Surface Roughness and Shear Thinning Lubricant. *Journal of Tribology*, 130(2), 021503. <https://doi.org/10.1115/1.2805431>
- [18] Beyralvand, D., Banazadeh, F., Ghazizade-Ahsae, H., & Moghaddas, R. (2022). Investigation on the Effect of Different Parameters in Lubrication Conditions in the Roller Bearings of the Rotary Kiln of Pelletizing Plant of Butia Iranian Steel Company. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 19(1), 243-262. <https://doi.org/10.48301/kssa.2022.298589.1657>
- [19] American Gear Manufacturers Association. (2003). *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress* (AGMA 925-A03). AGMA. [https://webstore.ansi.org/preview-pages/AGMA/preview_AGMA+925-A03+\(R2013\).pdf](https://webstore.ansi.org/preview-pages/AGMA/preview_AGMA+925-A03+(R2013).pdf)
- [20] Blok, H. (1937, June 14-19). *Les températures de surface dans des conditions de graissage sous extrême pression*. 2nd World Petroleum Congress, Paris, France. <https://onpetro.org/WPCONGRESS/proceedings-abstract/WPC02/All-WPC02/200848>
- [21] Fitch, J. C., & Troyer, D. D. (2000). Sampling methods for used oil analysis. *Tribology & Lubrication Technology*, 56(3), 40. <https://www.proquest.com/openview/d467ac85a9ec13d021cdb42c1eb630f6/1?pq-origsite=gscholar&cbl=44644>