ISSN: 2476-6909; Modares. Mech. Eng. 2027;27(03):221-237.

Modares Mechanical Engineering

DOI: 10.48311/mme.2026.120954.83034
journal homepage: mme.modares.ac.ir

Numerical and Experimental Study of Tribological Behavior of Metallic Contacts under Grease Lubrication

Mohammad Hossein Momeni[1], Hamid Shakerin[2], Saleh Akbarzadeh[1*]

[1] Mechanical Engineering Department, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran
[2] Isfahan Shakerin Gearbox CO, Isfahan, Iran

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Article History
Received: June 11, 2026
Revised: September 10, 2026
Accepted: September 28, 2026
ePublished: October 29, 2026

ABSTRACT

Wear prediction in grease-lubricated mixed regimes remains a major challenge due to the coupled interactions among elastohydrodynamic lubrication (EHL) film thickness, mechanical asperity contact, and interface thermal dynamics. In this study, an integrated engineering framework is developed to analyze the tribological behavior and predict sliding wear in a pin-on-disk configuration. In this model, the base EHL film thickness is first determined based on the effective viscosity of the grease. Subsequently, using the Kogut–Etsion (KE) elastic–plastic contact model and the Greenwood–Johnson–Poon load-sharing approach, the load carried by the lubricant film and asperities is simultaneously calculated while accounting for the mutual effect of surface roughness on film thickness. Continuum damage mechanics (CDM) is applied to establish the baseline dry wear behavior, and the contact temperature is determined by combining the steady-state temperature rise and asperity flash temperature to evaluate the fractional film defect. Finally, the wear volume is predicted through a modified Archard equation incorporating the asperity load share, dry wear coefficient, fractional film defect, and contact temperature. Experimental tests under normal loads of 40, 50, and 60 N and sliding velocities of 0.1 and 0.2 m/s demonstrate that grease lubrication reduces the friction coefficient to the range of 0.095–0.109 compared to dry sliding (0.52–0.70). Specifically, increasing the speed from 0.1 to 0.2 m/s reduces the friction coefficient from 0.101 to 0.095, 0.105 to 0.104, and 0.109 to 0.098 for loads of 40, 50, and 60 N, respectively. Validation against experimental wear-track profilometry confirms that the proposed framework predicts the wear volume across all test conditions with an average error of approximately 25%, establishing its capability for analyzing grease-lubricated sliding contacts.

Keywords: Tribology; Wear; Mixed Lubrication; Grease; Continuum Damage Mechanics

How to cite this article
Momeni M H, Shakerin H, Akbarzadeh S, Numerical and Experimental Study of Tribological Behavior of Metallic Contacts under Grease Lubrication. Modares Mechanical Engineering; 2027;27(03):221-237.

*Corresponding author's email: s.akbarzadeh@iut.ac.ir
*Corresponding ORCID ID: 0000-0003-0284-3354

Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

شاپا: ۶۹۰۹-۲۴۷۶؛ مهندسی مکانیک مدرس. ۲۳۷-۲۲۱:(۰۳)۲۷;۱۴۰۵

مهندسی مکانیک مدرس

DOI: 10.48311/mme.2026.120954.83034

صفحه اصلی مجله: mme.modares.ac.ir



مطالعه‌ی عددی و تجربی عملکرد تریبولوژی تماس سطوح فلزی در حضور روانکار گریس

محمدحسین مومنی[۱]، حمید شاکرین[۲]، صالح اکبرزاده[۱*]

[۱] دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

[۲] شرکت شاکرین گیربکس، اصفهان، ایران

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۵/۰۳/۲۱

بازنگری: ۱۴۰۵/۰۶/۱۹

پذیرش: ۱۴۰۵/۰۷/۰۶

ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۸/۰۷

چکیده

پیش‌بینی سایش در شرایط روانکاری مخلوط با گریس، به دلیل اندرکنش پیچیده میان ضخامت فیلم الاستوهیدرودینامیکی (EHL)، تماس مکانیکی ناهمواری‌ها و اثرات حرارتی، از چالش‌های اساسی تریبولوژی است. در این پژوهش، یک چارچوب مهندسی یکپارچه برای تحلیل رفتار تریبولوژیکی و پیش‌بینی سایش تماس پین روی دیسک ارائه شده است. در این مدل، ابتدا ضخامت پایه‌ی فیلم EHL بر مبنای ویسکوزیته‌ی مؤثر گریس تعیین شد؛ سپس با استفاده از مدل الاستیک-پلاستیک کوگوت-اتسیون (KE) و رویکرد تقسیم بار گرینوود-جانسون-پون، سهم بار حمل‌شده توسط فیلم و زبری‌ها با احتساب اثر متقابل زبری بر ضخامت فیلم به صورت هم‌زمان محاسبه گردید. مدل مکانیک آسیب پیوسته (CDM) برای تعیین رفتار سایش خشک مرجع به کار رفت و دمای تماس با ترکیب افزایش دمای پایدار و دمای فلش زبری‌ها محاسبه شد تا ضریب نقص فیلم روانکار تعیین گردد. در نهایت، حجم سایش بر پایه‌ی اصلاح قانون آرچارد با درنظرگرفتن سهم بار زبری‌ها، ضریب سایش خشک، ضریب نقص فیلم و دمای تماس پیش‌بینی شد. آزمون‌های تجربی در بارهای ۴۰، ۵۰ و ۶۰ نیوتن و سرعت‌های ۰/۱ و ۰/۲ متر بر ثانیه نشان دادند که حضور گریس ضریب اصطکاک را در مقایسه با تماس خشک (۰/۵۲ تا ۰/۷۰) به بازه ۰/۰۹۵ تا ۰/۱۰۹ کاهش می‌دهد؛ به طوری که با افزایش سرعت از ۰/۱ به ۰/۲ متر بر ثانیه، ضریب اصطکاک در بارهای ۴۰، ۵۰ و ۶۰ نیوتن به ترتیب از ۰/۱۰۱ به ۰/۰۹۵، از ۰/۱۰۵ به ۰/۱۰۴ و از ۰/۱۰۹ به ۰/۰۹۸ کاهش یافت. مقایسه‌ی نتایج مدل با پروفیل‌سنجی تجربی شیار سایش نشان داد که چارچوب پیشنهادی قادر است حجم سایش را در تمامی شرایط آزمون با میانگین خطای حدود ۲۵ درصد پیش‌بینی کند که نشان‌دهنده‌ی کارایی آن در تحلیل تماس‌های لغزشی گریس‌کاری‌شده است.

کلیدواژه‌ها: تریبولوژی؛ سایش؛ روانکاری مخلوط؛ گریس؛ مکانیک آسیب پیوسته

نحوه ارجاع به این مقاله

مومنی محمدحسین، شاکرین حمید، اکبرزاده صالح، مطالعه‌ی عددی و تجربی عملکرد تریبولوژی تماس سطوح فلزی در حضور روانکار گریس، مهندسی مکانیک مدرس. ۲۳۷-۲۲۱:(۰۳)۲۷;۱۴۰۵.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: s.akbarzadeh@iut.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ۰۰۰۰-۰۰۰۳-۰۲۸۴-۳۳۵۴

Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

۱- مقدمه

اصطکاک، سایش و روانکاری از پدیده‌های بنیادین مهندسی مکانیک هستند که تأثیر مستقیمی بر بازده انرژی و طول عمر سامانه‌های مکانیکی دارند [۱]. این فرایند سهم قابل‌توجهی در اتلاف انرژی و خرابی تجهیزات صنعتی ایفا می‌کند که این امر مطالعه‌ی رفتار تماس و توسعه‌ی مدل‌های قابل‌اعتماد و جامع جهت پیش‌بینی سایش را ضروری می‌سازد. در تحلیل‌های واقعی در حضور روانکار، تماس اکثر سطوح مهندسی تحت شرایط روانکاری مخلوط رخ می‌دهد؛ رژیمی که در آن بار به طور هم‌زمان توسط فیلم روانکار الاستوهیدرودینامیکی و تماس مستقیم ناهمواری‌ها تحمل می‌شود [۲]. مدل‌سازی دقیق در این رژیم نیازمند لحاظ‌کردن رفتار ترکیبی این دو مکانیزم است. علاوه بر تقسیم بار، دمای سطح تماس یک عامل حیاتی است؛ افزایش موضعی دما می‌تواند نقص فیلم روانکار را تشدید کند و موجب کاهش چسبندگی مولکول‌های آن به سطح زبری شود [۳]. از سوی دیگر، با توجه به کاربرد گسترده‌ی روانکارهای گریسی، درک رفتار فیلم آن‌ها اهمیت ویژه‌ای دارد. ساختار دوفازی گریس‌ها منجر به رفتاری متفاوت نسبت به روغن‌های پایه می‌شود که باید در مدل‌های تحلیلی لحاظ گردد [٤]. در سال‌های اخیر مطالعات متعددی در زمینه‌ی رفتار تماس‌های روان‌کاری‌شده تحت شرایط روانکاری مخلوط و الاستوهیدرودینامیکی انجام شده است. نتایج این پژوهش‌ها نشان داده است که مدل‌سازی هم‌زمان تماس ناهمواری‌ها، ضخامت فیلم روانکار و خواص رئولوژیکی روانکار نقش مهمی در پیش‌بینی دقیق سایش و عملکرد سامانه‌های تریبولوژیکی دارد [٥، ٦].

مطالعات پیشین در تریبولوژی به طور گسترده بر پیچیدگی تعاملات بین اجزای روان‌کننده و تماس سطوح تمرکز کرده‌اند. این تحقیقات با تمرکز بر مکانیزم‌های انتقال نیرو و سایش، درک ما را از رژیم‌های روانکاری مخلوط ارتقا داده‌اند. با این حال، بررسی‌های انجام شده عمدتاً پراکنده بوده‌اند؛ به طوری که بیشتر پژوهش‌ها یا بر روی مدل‌سازی دقیق تماس زبری‌ها (مکانیکی) تمرکز کرده‌اند، یا بر روی مدل‌سازی ضخامت فیلم (هیدرودینامیک/حرارتی). تعاملات چندگانه بین این اجزا و ارائه‌ی یک چارچوب مدل‌سازی جامع که به طور هم‌زمان اثرات ترمو-مکانیکی و گریس را لحاظ کند، کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. این بخش با بررسی این مطالعات و شناسایی شکاف‌های موجود، زمینه را برای ارائه‌ی رویکرد یکپارچه‌ی پژوهش حاضر فراهم می‌سازد. مرور ادبیات در این پژوهش بر چهار رکن اساسی استوار است: مدل‌های تماسی، مدل‌های سایش، مدل‌های فیلم روانکار، و ترکیب آن‌ها در رژیم روانکاری مخلوط.

در مدل‌سازی تماس سطوح زبر، انتخاب مدل تماسی مناسب نقش تعیین‌کننده‌ای در دقت پیش‌بینی مساحت واقعی تماس و توزیع فشار دارد. مدل کلاسیک هرتز به دلیل فرض سطوح کاملاً هموار و صلب، تنها برای تحلیل‌های ماکروسکوپیک یا شرایط بارگذاری پایین که تغییر شکل پلاستیک ناچیز است، کاربرد دارد [۷]. برای رفع این محدودیت در تحلیل‌های میکرو، مدل آماری گرینوود-ویلیامسون (GW) بر مبنای توزیع ناهمواری‌های نیمکره‌ای توسعه یافت؛ با این حال، فرض پایه‌ی این مدل مبنی بر تغییر شکل کاملاً الاستیک، کاربرد آن را در سیستم‌های مهندسی تحت بارهای متوسط و زیاد (مانند روانکاری مخلوط که در آن فشار محلی ناهمواری‌ها از حد تسلیم فراتر می‌رود) محدود می‌کند. این مدل پیش‌زمینه‌ی سایر مدل‌های میکرو با رویکرد آماری است [۸]. مدل چانگ-اتسیون-بوگی (CEB) تغییر شکل پلاستیک را نیز وارد محاسبات کرد، اما این مدل به دلیل نادیده‌گرفتن ناحیه‌ی گذار و ایجاد ناپیوستگی در مرز تغییر شکل الاستیک به پلاستیک (نقطه‌ی تسلیم)، از دقت فیزیکی کافی برخوردار نیست [۹]. اگرچه مدل ژائو-مایتا-چانگ (ZMC) سعی کرد این گذار را با معادلات ریاضی هموار کند، اما فقدان پایه‌ی فیزیکی و تحلیلی در ناحیه‌ی الاستوپلاستیک همچنان یک نقطه‌ی ضعف به شمار می‌رفت [۱۰]. در پژوهش حاضر، به‌منظور دستیابی به بالاترین دقت ممکن در پیش‌بینی رفتار تماسی، از مدل کوگوت-اتسیون (KE) استفاده شده است. ضرورت و مزیت قطعی انتخاب مدل KE برای این تحقیق در آن است که این مدل بر خلاف رویکردهای تحلیلی پیشین، بر پایه‌ی تحلیل‌های دقیق اجزای محدود (FEM) برای یک زبری بنا شده است. این مدل، ناحیه‌ی بحرانی الاستوپلاستیک را به دو زیرناحیه‌ی مجزا با معادلات توانی پیوسته تقسیم می‌کند که منجر به یک گذار کاملاً هموار و منطبق بر واقعیت فیزیکی مواد از حالت الاستیک به پلاستیک کامل می‌شود. از آنجا که در روانکاری گریس و شرایط تماس پژوهش حاضر، بارگذاری موضعی ناهمواری‌ها پیچیده بوده و سهم ناحیه الاستوپلاستیک در تحمل بار چشمگیر است، مدل KE با توزیع آماری گاوسی، دقیق‌ترین بستر را برای محاسبه‌ی پیوسته‌ی مساحت واقعی تماس و بار تماسی فراهم می‌کند [۱۱].

با تعیین دقیق بار واقعی تماس ناهمواری‌ها، گام بعدی آشنایی با مدل‌سازی مکانیزم‌های تخریب سطحی و سایش ناشی از اندرکنش این زبری‌ها است. سایش چسبنده به‌عنوان رایج‌ترین نوع سایش در تماس‌های لغزشی، با فرایندهای خستگی مکانیکی در زبری‌ها مرتبط دانسته شده است [۱۲]. مدل‌های اولیه مانند مدل آرچارد، حجم سایش را تابعی ساده و خطی از بار و مسافت می‌دانستند [۱۳]. در رویکردهای نوین، مکانیک آسیب پیوسته (CDM) به ابزاری کارآمد برای مدل‌سازی تخریب تدریجی مواد تبدیل شده است. در این چارچوب، آسیب به‌عنوان یک متغیر پیوسته (نمایانگر چگالی ریزترک‌ها) تعریف می‌شود که رشد آن تحت بارگذاری مکانیکی، یک فرایند ترمودینامیکی برگشت‌ناپذیر در نظر

گرفته می‌شود [۱۴]. مطالعات نشان داده‌اند که رویکرد مکانیک آسیب پیوسته قادر است ضریب سایش را با درنظرگرفتن خواص ماده و ضریب اصطکاک مرتبط با شرایط، با دقت مناسبی پیش‌بینی کند. این رویکرد، زیربنای مدل‌سازی سایش در این پژوهش است.

در شرایط روانکاری مخلوط، شدت آسیب و پارامترهای ورودی این مدل (از جمله سهم بار زبری‌ها و تنش‌های تماسی موضعی) مستقیماً تحت کنترل ضخامت فیلم روانکار قرار دارد. بر همین اساس، پیش‌بینی ضخامت فیلم در تماس‌های متمرکز در حضور روانکار حیاتی است. مدل‌های کلاسیک (مانند مدل همراک-داوسون) برای سطوح صاف و روانکار نیوتنی توسعه یافتند [۱۵]. از محدودیت‌های این رویکردها می‌توان به لحاظ‌نکردن اثر زبری اشاره کرد. به منظور اعمال اثر زبری از مفهوم تقسیم بار [۱۶] که اولین بار توسط گرینوود و همکاران ارائه شد، استفاده می‌شود. این رویکرد در مطالعات بعدی برای تحلیل تماس‌های روانکاری مخلوط توسعه یافت و برای بررسی رفتار دوران گذار سایش و توزیع بار بین فیلم روانکار و تماس ناهمواری‌ها نیز به کار گرفته شد [۵].

مدل‌سازی الاستوهیدرودینامیکی تماس‌های روان‌کاری شده با گریس نشان داده است که حضور غلیظ‌کننده‌ها و ویژگی‌های رئولوژیکی گریس می‌تواند بر ضخامت فیلم و توزیع فشار تماس تأثیر محسوسی داشته باشد [۶]. برای روانکارهای گریسی رویکرد سیریاک با تعریف یک ویسکوزیته‌ی مؤثر توانست درصد تغییر ضخامت فیلم گریس را (مستقل از سرعت در سرعت‌های متوسط) به‌واسطه‌ی حضور غلیظ‌کننده‌ها، به‌صورت تحلیلی تخمین بزند. این روش، نیاز به تحلیل‌های پیچیده و حرارتی کامل را برای تخمین ضخامت گریس کاهش می‌دهد [۱۷].

با توجه به پیچیدگی‌های مذکور، تحلیل جامع تماس در روانکاری مخلوط مستلزم درنظرگرفتن هم‌زمان مکانیزم‌های میکرو (تماس ناهمواری‌ها) و ماکرو، و همچنین تأثیرات حرارتی و رفتار ویژه‌ی گریس است. برخلاف مطالعات پیشین که غالباً بر روغن‌ها یا صرفاً بر روی ضخامت فیلم تمرکز داشته‌اند، نوآوری‌های این پژوهش را می‌توان بر سه محور اصلی تقسیم‌بندی کرد. توسعه‌ی یک مدل سایش حرارتی-مکانیکی مهندسی برای گریس از طریق اصلاح قانون سایش آرچارد به کمک ضریب نقص فیلم به‌عنوان تابعی از دمای مطلق تماس و سرعت لغزش که اثر مخرب حرارت تولیدشده توسط زبری‌ها بر کارایی لایه‌ی روانکار را مستقیماً در محاسبات سایش وارد می‌کند. همچنین این مدل اعمال اثر شبکه‌ی غلیظ‌کننده بر ضخامت فیلم را از طریق یک ویسکوزیته‌ی مؤثر بدون نیاز به حل معادلات پیچیده‌ی رینولدز، میسر کرده است. در نهایت، نوآوری اصلی این تحلیل، ایجاد یک زنجیره‌ی مهندسی یکپارچه از مدل‌های فیزیکی، حرارتی و مکانیکی است که قابلیت اطمینان آن از طریق آزمون‌های سایش پین بر دیسک و تخمین حجم سایش با تکنیک پروفیل‌سنجی مقطع عرضی مطابق با استاندارد با میانگین دقت قابل‌قبول ۲۵ درصد، به طور کمی اثبات شده است.

۲- مدل‌سازی

در این بخش، چارچوب تحلیل و نحوه‌ی مدل‌سازی ارائه خواهد شد. هدف، توسعه‌ی مدلی منسجم و مهندسی برای توصیف تماس، روانکاری، دما و در نهایت سایش در یک سامانه‌ی پین بر دیسک تحت شرایط روانکاری مخلوط، در حضور گریس است.

۲-۱ مفهوم تقسیم بار

در رژیم روانکاری مخلوط، بار کل اعمالی به ناحیه‌ی تماس به طور هم‌زمان توسط فیلم روانکار الاستوهیدرودینامیکی و تماس مستقیم زبری‌های سطح حمل می‌شود. این اصل، سطح تماس را به‌عنوان یک سیستم موازی در نظر می‌گیرد که در آن تغییر شکل الاستیک اجسام، فیلم روانکار و زبری‌ها به طور هم‌زمان در تحمل بار شرکت می‌کنند [۱۶]. بدین ترتیب:

$$w = w_{fl} + w_{asp}$$
$$P = P_{fl} + P_{asp} \quad (۱)$$

و ضرایب بی‌بعد تقسیم بار به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\gamma_{fl} = \frac{w}{w_{fl}} = \frac{P}{P_{fl}}$$
$$\gamma_{asp} = \frac{w}{w_{asp}} = \frac{P}{P_{asp}} \quad (۲)$$

در روابط بالا w و P به ترتیب نیروی عمودی و بیشینه‌ی فشار تماس، و پایین‌نویس fl و asp به ترتیب نشانگر سهم روانکار و سهم زبری‌ها است. بین ضرایب تعریف‌شده نیز رابطه‌ی زیر برقرار است.

$$\frac{1}{\gamma_{fl}} + \frac{1}{\gamma_{asp}} = 1 \quad (۳)$$

۲-۲- ضخامت فیلم روانکار

به منظور کاهش پیچیدگی روابط حاکم، افزایش قابلیت تعمیم نتایج و امکان مقایسه‌ی شرایط کاری مختلف، استفاده از پارامترهای بی‌بعد یک رویکرد متداول و ضروری در مدل‌سازی به شمار می‌رود. در این بخش پارامترهای بی‌بعد به شکل زیر تعریف می‌شوند:

$$G = \alpha . E'$$
$$U = \frac{\eta_0 . u_e}{E' . R}$$
$$W = \frac{w}{E' . R^2} \quad (۴)$$

که E' مدول الاستیک مؤثر، R شعاع مؤثر تماس هرتز، η_0 ویسکوزیته‌ی مؤثر روانکار، u_e سرعت غلتش و α ثابت فشار-ویسکوزیته‌ی روانکار است. G، U، و W به ترتیب مشخصه‌ی جنس، سرعت و بار بی‌بعد در مدل ضخامت فیلم است.

رفتار تماس توسط سه معادله‌ی رینولدز، تغییر شکل و تعادل بار توصیف می‌شود. در روانکاری مخلوط، معادله‌ی رینولدز همچنان

بر اساس فشار سیال نوشته می‌شود، اما تغییر شکل الاستیک سطح ناشی از فشار کل تماس و معادله‌ی تعادل بار برای کل بار است. به منظور بررسی بخش سیال، طبق مفهوم تقسیم بار و جای‌گذاری فشار سیال در معادله‌ی تغییر شکل الاستیک، رابطه به شکل زیر حاصل می‌شود.

$$\begin{aligned} & h(x,y) \\ & = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \frac{2}{\pi E'}\int_{-\infty}^{\infty}\int \frac{P(s,q)\,dsdq}{\sqrt{(x-s)^2+(y-q)^2}} \\ & \rightarrow h(x,y) \\ & = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} \\ & + \frac{2}{\pi\left(\frac{E'}{\gamma_{fl}}\right)}\int_{-\infty}^{\infty}\int \frac{P_{fl}(s,q)\,dsdq}{\sqrt{(x-s)^2+(y-q)^2}} \end{aligned} \quad (۵)$$

همچنین در معادله‌ی تعادل بار، سهم سیال باید با انتگرال فشار سیال روی سطح برابر باشد، بنابراین:

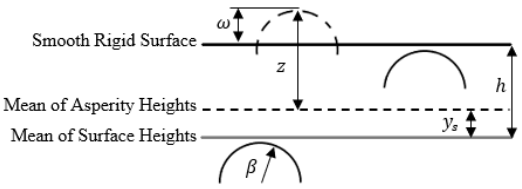
$$w_{fl} = \iint_{-\infty}^{\infty} P_{fl}(x,y)dxdy \rightarrow \frac{w}{\gamma_{fl}} = \iint_{-\infty}^{\infty} P_{fl}(x,y)dxdy \quad (۶)$$

بدین‌ترتیب، ضخامت فیلم میانی بی‌بعدشده‌ی روانکار با پارامتر شعاع مؤثر تماس، در حضور زبری به‌شکل زیر اصلاح می‌شود.

$$\bar{h} = \frac{h}{R} = 2.69\left(\frac{U}{2}\right)^{0.67}(2G)^{0.53}\left(\frac{W}{2}\right)^{-0.067}\gamma_{fl}^{0.14} \quad (۷)$$

۲-۳- مدل تماس

در تماس سطوح مهندسی، برهم‌کنش واقعی میان دو جسم در مقیاس میکروسکوپی و از طریق قله‌های زبری صورت می‌گیرد. از این رو، تحلیل تماس نیازمند درنظرگرفتن رفتار آماری مجموعه‌ای از زبری‌ها است که هر یک به طور موضعی تغییر شکل می‌دهند. در مدل کوگوت-اتسیون (KE)، ابتدا پاسخ مکانیکی یک زبری تحت بار عمودی بررسی شده و سپس با فرض توزیع گاوسی ارتفاع‌ها، بار واقعی تماس استخراج می‌شود. در این مدل پاسخ زبری به بارگذاری عمودی در چهار ناحیه‌ی متمایز تعریف می‌شود: الاستیک، الاستیک-پلاستیک اولیه، الاستیک-پلاستیک ثانویه، پلاستیک کامل. مرز بین این نواحی با استفاده از یک فاصله‌ی بحرانی (ω_c) مشخص می‌شود که آغاز تسلیم ماده را نشان می‌دهد. در مدل تماسی KE، سطح زبر ایزوتروپیک فرض می‌شود و نوک قله‌های زبری‌ها کروی است. همچنین بین زبری‌های مجاور برهم‌کنشی وجود ندارد. به دلیل تقسیم بار میان فیلم روانکار و ناهمواری‌ها و شرایط بارگذاری معمول، تداخل زبری‌ها عمدتاً در محدوده‌ی الاستوپلاستیک مدل کوگوت-اتسیون باقی مانده و از وقوع تغییر شکل پلاستیک ماکروسکوپیک و نقض مفروضات مدل جلوگیری می‌شود. حداکثر بار تماس بر حسب فاصله‌ی دو سطح به صورت زیر تعریف شده است [۱۱].



شکل ۱ تماس یک سطح زبر با یک سطح صاف و سخت در مدل کوگوت-اتسیون(KE) [۹]

Fig. 1 Contact of a rough surface with a smooth rigid surface in KE model [9]

$$\begin{aligned} & p(h) \\ & = n\beta\sigma E' A_n\left\{\frac{4}{3}\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\beta}\right)}\int_{\frac{h-y_s}{\sigma}}^{\frac{h-y_s}{\sigma}+\omega_c^*}(\bar{\omega})^{\frac{3}{2}}\varphi^*(z^*)dz^*\right. \\ & + \frac{2}{3} \\ & \times 1.03\pi K(\omega_c^*)^{-0.425}\left(\frac{H}{E'}\right)\int_{\frac{h-y_s}{\sigma}+\omega_c^*}^{\frac{h-y_s}{\sigma}+6\omega_c^*}(\bar{\omega})^{1.425}\varphi^*(z^*)dz^* \\ & + \frac{2}{3} \\ & \times 1.4\pi K(\omega_c^*)^{-0.263}\left(\frac{H}{E'}\right)\int_{\frac{h-y_s}{\sigma}+6\omega_c^*}^{\frac{h-y_s}{\sigma}+110\omega_c^*}(\bar{\omega})^{1.263}\varphi^*(z^*)dz^* \\ & \left. + 2\pi\left(\frac{H}{E'}\right)\int_{\frac{h-y_s}{\sigma}+110\omega_c^*}^{\infty}(\bar{\omega})\varphi^*(z^*)dz^*\right\} \end{aligned} \quad (۸)$$

نحوه‌ی تعریف مشخصه‌های هندسی این مدل نیز در شکل ۱ نشان داده شده است.

با توجه به این فرض اساسی که فیلم موجود بین سطوح در حالت رژیم الاستوهیدرودینامیکی، رفتاری سفت (Stiff) دارد [۱۶]، فاصله‌ی بین سطوح تماس با ضخامت فیلم روانکار یکسان در نظر گرفته می‌شود. در مرحله‌ی بعد رابطه‌ی نهایی فشار تماس به کمک مشخصه‌های بی‌بعد به شکل بی‌بعد زیر تبدیل می‌شود.

$$\begin{aligned} & \bar{P}(\bar{h}) = \frac{P(\bar{h})}{P_H} \\ & = \bar{n}\bar{\beta}\bar{\sigma}\frac{2\pi}{3W}\gamma^2\left\{\frac{4}{3}\sqrt{\left(\frac{\bar{\sigma}}{\bar{\beta}}\right)}\int_{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}}^{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}+\omega_c^*}(\bar{\omega})^{\frac{3}{2}}\varphi^*(z^*)dz^*\right. \\ & + \frac{2}{3} \\ & \times 1.03(\omega_c^*)^{-0.425}\pi K\Omega\int_{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}+\omega_c^*}^{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}+6\omega_c^*}(\bar{\omega})^{1.425}\varphi^*(z^*)dz^* \\ & + \frac{2}{3} \\ & \times 1.4(\omega_c^*)^{-0.263}\pi K\Omega\int_{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}+6\omega_c^*}^{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}+110\omega_c^*}(\bar{\omega})^{1.263}\varphi^*(z^*)dz^* \\ & \left. + 2\pi\Omega\int_{\frac{\bar{h}}{\bar{\sigma}}-\frac{G}{\xi}+110\omega_c^*}^{\infty}(\bar{\omega})\varphi^*(z^*)dz^*\right\} \end{aligned} \quad (۹)$$

$$\omega_c^* = \left(\frac{\pi K\Omega}{2}\right)^2\left(\frac{\bar{\beta}}{\bar{\sigma}}\right)$$

مشخصه‌های زبری در مدل به شکل زیر بی‌بعد شده‌اند.

$$\begin{aligned}\bar{\sigma} &= \frac{\sigma}{R}\\ \bar{\beta} &= \frac{\beta}{R}\\ \bar{n} &= n\,R^2\\ \xi &= \bar{n}\bar{\beta}\bar{\sigma} = n\,\beta\,\sigma\end{aligned} \qquad (۱۰)$$

$$\Omega = \frac{H}{E'}$$

σ، β، و n به ترتیب انحراف معیار زبری‌ها، شعاع قله و چگالی زبری‌ها است. H سختی سطح نرم‌تر و Ω، سختی بی‌بعد می‌باشد. P_H بیشینه‌ی فشار هرتز است که برای تماس دایره‌ای با پارامترهای بی‌بعد به صورت زیر تعریف می‌شود. در این رابطه، a همان شعاع لکه‌ی تماس است.

$$\begin{aligned}P_H &= \frac{3w}{2\pi a^2} = \frac{3WE'R^2}{2\pi a^2} = \frac{3WE'}{2\pi\gamma^2}\\ a &= R\sqrt[3]{\frac{3W}{4}}\\ \gamma &= \frac{a}{R} = \sqrt[3]{\frac{3W}{4}}\end{aligned} \qquad (۱۱)$$

روابط زیر تابع احتمال بی‌بعدشده‌ی توزیع ارتفاع‌ها، ارتفاع بی‌بعدشده، و جدایی بی‌بعدشده‌ی زبری را نشان می‌دهد. σ_s، انحراف معیار توزیع ارتفاع قله‌ها است. همچنین برای تماس سطوح ایزوتروپیک روابطی بین σ، σ_s و y_s پیشنهاد شده است [۱۸].

$$\varphi^*(z^*) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)\exp\left\{-\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)^2\frac{z^{*2}}{2}\right\}$$

$$z^* = \frac{z}{\sigma} \qquad \bar{\omega} = z^* - \frac{h-y_s}{\sigma} \qquad (۱۲)$$

$$\frac{\sigma}{\sigma_s} = \frac{\xi}{\sqrt{\xi^2 - 3.71693\times10^{-4}}} \qquad \frac{y_s}{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{48\pi\xi}}$$

ω_c^* در مدل، پارامتر نفوذ بحرانی بی‌بعدشده است که پاسخ ماده به فشار را در نواحی الاستیک، پلاستیک یا الاستوپلاستیک تقسیم‌بندی می‌کند. در این روابط یک ضریب ثابت K معرفی شده است. در آغاز تغییر شکل پلاستیک، بیشینه‌ی فشار هرتز با سختی ماده از طریق یک رابطه‌ی خطی با این ضریب ثابت مرتبط می‌شود. این ضریب در واقع معیار مقاومت ماده در برابر شروع تسلیم است که با رابطه‌ی $K = 0.454 + 0.41\upsilon$ به ضریب پواسون (υ) مرتبط می‌شود [۹].

بهشتی و خوانساری برای پیش‌بینی فشار تماس، نتایج شبیه‌سازی‌های عددی مبتنی بر مدل کوگوت-اتسون را برازش کرده و روابطی بسته ارائه دادند که در بازه‌ی گسترده‌ای از ورودی‌ها قابل‌استفاده است. بیشینه‌ی فشار بی‌بعد وارد بر زبری‌ها در این برازش برای تماس نقطه‌ای، به شکل زیر به دست آمده است [۱۹].

$$\begin{aligned}\bar{P}_{Max} &= 1\Big/\sqrt{1+C_{asp}}\\ C_{asp} &= 6097\bar{n}^{-0.2572}\bar{\beta}^{-0.2107}\bar{\sigma}^{0.6101}W^{-0.4863}\Omega^{-0.2138}\end{aligned} \qquad (۱۳)$$

به منظور اعمال اثر زبری همانند رویکرد تحلیل بخش روانکار، برای سهم تماس جامد-جامد، بار تماس مدل کوگوت-اتسیون به شکل زیر اصلاح می‌شود.

$$\begin{aligned}p_{asp}(h) = n\,\beta\,\sigma\,E'\,\tilde{\Phi}_{KE}(h) \;\rightarrow\; p_{asp}(h)\\ = (\gamma_{asp}n)\,\beta\,\sigma\left(\frac{E'}{\gamma_{asp}}\right)\tilde{\Phi}_{KE}(h)\end{aligned} \qquad (۱۴)$$

$\tilde{\Phi}_{KE}$ نماینده‌ی کل تابع فشار بی‌بعد برحسب ضخامت فیلم در رابطه‌ی فشار مدل کوگوت-اتسیون است. همچنین برای مقدار تغییر شکل خواهیم داشت:

$$\begin{aligned}&h(x,y)\\ &= h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y}\\ &+ \frac{2}{\pi E'}\int_{-\infty}^{\infty}\int \frac{P(s,q)\,dsdq}{\sqrt{(x-s)^2+(y-q)^2}}\\ &\rightarrow h(x,y)\\ &= h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y}\\ &+ \frac{2}{\pi\left(\frac{E'}{\gamma_{asp}}\right)}\int_{-\infty}^{\infty}\int \frac{P_{asp}(s,q)\,dsdq}{\sqrt{(x-s)^2+(y-q)^2}}\end{aligned} \qquad (۱۵)$$

و معادله‌ی تعادل بار در این بخش به صورت زیر اصلاح می‌شود.

$$\begin{aligned}w_{asp} = \iint_{-\infty}^{\infty} P_{asp}(x,y)dxdy \;\rightarrow\; \frac{w}{\gamma_{asp}}\\ = \iint_{-\infty}^{\infty} P_{asp}(x,y)dxdy\end{aligned} \qquad (۱۶)$$

با توجه به رویکرد فوق می‌توان از این پس جهت اصلاح و اعمال اثر زبری از جای‌گذاری‌هایی مانند $E' \rightarrow \frac{E'}{\gamma}$، $W \rightarrow \frac{W}{\gamma}$ یا $n \rightarrow \gamma n$ برای بخش سیال و بخش جامد استفاده کرد. این جای‌گذاری‌ها ممکن است تعبیر فیزیکی مستقلی نداشته باشند، اما در اینجا می‌توانند برای سازگار کردن و اصلاح سریع‌تر روابط به کار گرفته شوند. بدین ترتیب با رویکرد اتخاذشده در معادلات بالا، رابطه‌ی برازش‌شده‌ی بهشتی-خوانساری نیز به‌صورت اصلاح‌شده برای روانکاری مخلوط حاصل می‌شود.

$$\bar{P}_{asp} = 1\Big/\gamma_{asp}\sqrt{1 + C_{asp}\times\gamma_{asp}^{-0.471}} \qquad (۱۷)$$

رویکرد حل مدل تماسی بدین صورت است که جهت به‌دست‌آوردن سهم فشار زبری‌ها، فشار مدل کوگوت-اتسیون - رابطه‌ی (۹) - برحسب ضخامت فیلم اصلاح‌شده باید با فشار اصلاحی حاصل برازش بهشتی-خوانساری در قسمت تماس جامد - رابطه‌ی (۱۷) - برابر باشد. نتیجه‌ی این هم‌ارزی، یک معادله‌ی غیرخطی با مجهول γ_{fl} است. این مجهول با روش‌های ساده‌ی عددی مثل روش بای‌سکشن (bisection) به‌راحتی معلوم می‌شود. این رویکرد موجب به‌دست‌آوردن ضریب سهم روانکار و به طور متناظر ضریب سهم زبری‌ها از فشار یا بار (γ_{asp}) است، تا مبنا برای محاسبه‌ی سایش در بخش‌های آینده فراهم شود.

۲-۴- مدل حرارتی

تولید حرارت در تماس‌های لغزشی اجتناب‌ناپذیر است و تأثیر مستقیمی بر رفتار سایشی سطوح دارد. در رژیم روانکاری مخلوط، حرارت تولیدشده در ناحیه‌ی تماس از دو منبع اصطکاک روانکار (گریس) و اصطکاک زبری‌ها ناشی می‌شود. شار حرارتی ناشی از برش روانکار به‌صورت حاصل‌ضرب تنش برشی روانکار در سرعت لغزش تعریف می‌شود. با وجود کوچک بودن ضخامت فیلم روانکار (۱۰۰–۱۵۰ نانومتر) که منجر به نرخ برش بالا می‌شود، افت محسوس ویسکوزیته‌ی مؤثر، تنش برشی روانکار را در مقایسه با تنش اصطکاکی زبری‌ها محدود نگه می‌دارد؛ بنابراین با توجه به این نکته که تنش زبری‌ها در نیروهای عمودی مورد مطالعه در حدود ۰٫۲ تا ۰٫۶ گیگاپاسکال است، شار حرارتی ناشی از اصطکاک زبری‌ها (حاصل‌ضرب ضریب اصطکاک در فشار) در مرتبه‌ی $۱۰^{۷}$ وات بر مترمربع و شار حرارتی ویسکوز (حاصل‌ضرب ویسکوزیته‌ی مؤثر در نرخ برش) در مرتبه‌ی $۱۰^{٤}$ وات بر مترمربع است. بدین‌ترتیب سهم توان حرارتی ناشی از اثر برشی گریس در مقایسه با توان حرارتی تماس زبری‌ها ناچیز تلقی شده و از آن صرف‌نظر می‌شود؛ تأثیر روانکار صرفاً در کاهش سطح تماس زبری‌ها و کاهش ضریب اصطکاک فرض می‌شود. بنابراین توان حرارتی کل عمدتاً از اصطکاک زبری‌ها و سهم بار آن‌ها ناشی شده و از آن‌جا که تماس زبری‌ها همواره وجود دارد، این حرارت بین پین و دیسک تقسیم می‌شود. توان حرارتی تولیدی به صورت زیر به‌دست می‌آید.

$$q_{total} = \mu \times w_{asp} \times u_s = q_{pin} + q_{disc} \qquad (۱۸)$$

که u_s سرعت لغزش، q_{pin} توان حرارتی پین و q_{disc} توان حرارتی دیسک و μ ضریب اصطکاک تماس است. در حالت پایدار، موازنه‌ی انرژی بین گرمای ورودی از ناحیه‌ی تماس و گرمای دفع‌شده از طریق همرفت به محیط اطراف برقرار است. برای گرمای ورودی از طریق ناحیه‌ی تماس دیسک، روابط زیر پیشنهاد شده است [۲۰].

$$q_{avg}(4\pi R_o a) = H_c.(\pi r_o^2)(\Delta T_{steady})$$
$$\Delta T_{steady} = \frac{q_{disc}}{H_c}\left(\frac{a}{r_o}\right)^2 \qquad (۱۹)$$
$$H_c = 2.25\sqrt{(\omega)}$$

که H_c ضریب متوسط انتقال حرارت همرفتی بین سطح دوار و هوا با فرض یک ضریب مشخص رسانش حرارتی و ویسکوزیته برای هوا با دمای محیط و R_o و r_o به ترتیب شعاع مسیر تماس و شعاع دیسک و ω سرعت زاویه‌ای دیسک است. اگر α_h نسبت تقسیم گرمای اصطکاکی بین پین و دیسک نامیده شود، با این فرض اصلی که دمای بیشینه‌ی پین و دیسک به‌علت فاصله‌ی ناچیز آن‌ها از یکدیگر، برابر است، رابطه‌ی زیر برقرار خواهد بود [۲۰].

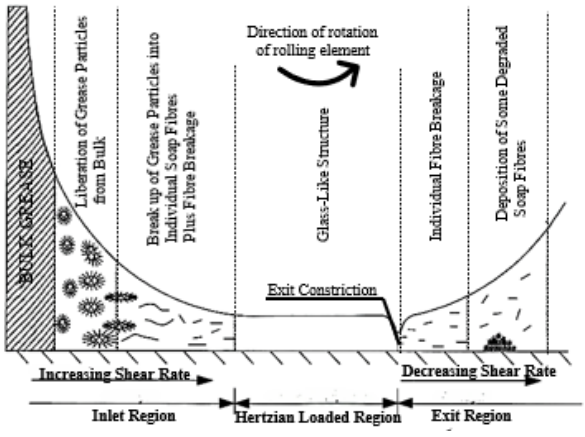
$$\alpha_h = \frac{\bar{q}_{pin}}{\bar{q}_{disc}} = \frac{\frac{1}{H_c}\left(\frac{a}{r_o^2}\right) + \frac{2.32}{\text{Ƙ}_{\text{disc}}\sqrt{\pi(1.234+Pe)}}}{\frac{1}{\text{Ƙ}_{\text{pin}}}\left(\frac{4al_{pin}}{d_{pin}^2}+\frac{3\pi}{8}\right)} \qquad (۲۰)$$

در رابطه‌ی بالا Ƙ_{disc} ضریب رسانش حرارتی دیسک، Ƙ_{pin} ضریب رسانش حرارتی پین، d قطر پین، l طول پین و Pe عدد پکلت (Peclet) است. بنابراین با کمک رویکرد تیان و کندی می‌توان یک افزایش دمای متوسط برای سطح تماس دیسک به صورت زیر تخمین زد که شامل افزایش دمای پایدار و افزایش دمای متوسط فلش (Flash Temperature) در سطح تماس دیسک می‌باشد [۲۱].

$$\Delta T_{avg_{disc}} = \frac{1.464\,\bar{q}_{disc}a}{\text{Ƙ}_{disc}\sqrt{\pi(0.874+Pe)}} + \frac{\bar{q}_{disc}}{H}\left(\frac{a}{r_o}\right)^2 \qquad (۲۱)$$

۲-۵- ویسکوزیته‌ی مؤثر گریس

در این مطالعه، گریس به‌عنوان یک سامانه‌ی دوفازی متشکل از روغن پایه و شبکه‌ی غلیظ‌کننده مدل‌سازی شده است. بخش اصلی رفتار روانکاری گریس در تماس‌های با روانکاری الاستوهیدرودینامیکی در سرعت‌ها و نرخ‌های برش بالا (که اغلب سیستم‌ها در این بازه کار می‌کنند)، توسط روغن پایه و تغذیه‌ی تماس از طریق روغن جداشده (bled oil) کنترل می‌شود و ویسکوزیته‌ی ظاهری گریس در این شرایط به مقدار ویسکوزیته‌ی روغن پایه میل می‌کند. در عین حال، حضور غلیظ‌کننده می‌تواند در سرعت‌های پایین‌تر، به صورت موقت موجب افزایش ضخامت فیلم نسبت به روغن پایه‌ی متناظر شود؛ اما با افزایش سرعت و تنش تماس این اثر به تدریج کاهش یافته و ضخامت فیلم گریس به مقادیری در حدود ۰٫۷ ضخامت فیلم روغن پایه نزدیک می‌گردد که به این حالت گرسنگی (starving) گفته می‌شود [۲۲]. فرض پژوهش حاضر این است که سطح تماس به خوبی تغذیه شده و کمبود روانکار و اثر گرسنگی اتفاق نمی‌افتد؛ بدین ترتیب سطوح در حالت روانکاری غوطه‌ور (fully-flooded) نسبت به هم می‌لغزند. در شکل ۲ طرح‌واره‌ای از مکانیزم روانکاری گریس نشان داده شده است.



شکل ۲ روانکاری گریس در ناحیه‌ی تماس [۲۳]

Fig. 2 Grease lubrication in contact [23]

برای درنظرگرفتن این رفتار در تحلیل ضخامت فیلم، از مفهوم «ویسکوزیته‌ی مؤثر» استفاده شده است. در این رویکرد، اثر ترکیبی روغن پایه و مشارکت محدود غلیظ‌کننده در ناحیه‌ی تماس، در قالب یک ویسکوزیته‌ی مؤثر وارد روابط کلاسیک روانکاری الاستوهیدرودینامیکی (مانند رابطه‌ی همراک) می‌شود. به این ترتیب، بدون ورود به مدل‌های رئولوژیکی پیچیده و وابسته به ساختار، امکان استفاده از چارچوب تحلیلی مهندسی برای محاسبه‌ی ضخامت فیلم فراهم می‌شود؛ درحالی‌که اثرات اصلی غلیظ‌کننده در رفتار روانکاری گریس نیز در حد لازم در نظر گرفته شده است [۱۷].

در مورد گریس لیتیمی مورداستفاده در این کار، نتایج سیریاک و همکاران نشان می‌دهد که افزایش ضخامت فیلم نسبت به روغن جداشده اندک و در بسیاری از کاربردها قابل‌چشم‌پوشی است [۱۷]؛ با این حال، در این پژوهش تحت یک ویسکوزیته‌ی مؤثر اعمال شده تا خطا کاهش یابد و مسیر برای توسعه‌ی مدل‌های جامع‌تر در مطالعات آینده هموار شود؛ بنابراین با توجه به اینکه ویسکوزیته‌ی گریس در نرخ‌های برش آزمون‌ها در نهایت به عددی ثابت میل می‌کند، مدل‌سازی ضخامت فیلم از طریق یک ساده‌سازی مهندسی انجام شده است. به جای حل مستقیم معادله‌ی رینولدز غیرنیوتنی در سراسر ناحیه‌ی تماس، خروجی مدل رئولوژیکی به عنوان یک ویسکوزیته‌ی مؤثر و عددی ثابت در مدل قرار می‌گیرد.

تطابق منحنی جریان گریس لیتیمی مورداستفاده در این پژوهش با داده‌های مطالعات سیریاک در دمای اتاق، مبنای اعتبارسنجی فرضیات مدل قرار گرفت. با توجه به محدودیت‌های عملیاتی دستگاه در نرخ برش‌های بسیار پایین و بالا، از مقادیر استخراج‌شده در مطالعات مرجع [۱۷] به‌عنوان ورودی‌های ویسکوزیته‌ی مؤثر در مدل بهره گرفته شد. برای تعمیم‌پذیری مدل، در مطالعه‌ی سیریاک سهم غلیظ‌کننده بر اساس کسر حجمی متعارف لحاظ گردیده است تا اثر مشارکت ذرات غلیظ‌کننده نیز در تشکیل فیلم وارد مدل شود.

۲-۶- مکانیک آسیب پیوسته

در این پژوهش، سایش چسبنده به عنوان پیامد خستگی موضعی زبری‌های سطحی و در چارچوب مکانیک آسیب پیوسته مدل‌سازی می‌شود. در این رویکرد، ذرات سایش حاصل انباشت تدریجی آسیب در ناحیه‌ی تماس بین زبری‌ها هستند. هر زبری تحت بارگذاری‌های تکرارشونده قرار می‌گیرد و زمانی که آسیب انباشته‌شده به مقدار بحرانی برسد، شکست و جدایش رخ می‌دهد. بدین ترتیب، ضریب سایش یک پارامتر تجربی مستقل تلقی نشده و به صورت نتیجه‌ی فرایند تکامل آسیب استخراج می‌شود. ضریب سایش را می‌توان به تعداد چرخه‌های لازم برای ایجاد یک ذره‌ی سایش ربط داد. بدین صورت که برای ایجاد هر ذره سایشی به طور متوسط سه تماس (برخورد) لازم است، پس اگر فرض کنیم در کل دوره‌ی سایش فقط یک ذره‌ی سایشی تولید شود، ضریب سایش متناظر با آن خواهد بود، که N تعداد چرخه‌ی لازم برای یک زبری است تا ذره‌ی سایشی تولید کند [۱۲]. بدین ترتیب ضریب سایش خشک با رویکرد مکانیک آسیب پیوسته مرتبط می‌شود. باتاچاریا و الینگوود رشد آسیب همسانگرد را در یک جسم تغییرشکل‌پذیر با فرض تعادل موضعی ترمودینامیکی سیستم پیش از تمرکز آسیب مدل‌سازی کردند. در این رویکرد، معادله‌ی تکامل آسیب با بهره‌گیری از قوانین اول و دوم ترمودینامیک به‌صورت زیر استخراج شده است [۲۴].

$$T_i + \varphi_D\left(\frac{\partial D}{\partial \varepsilon_{ij}}\right)n_j = 0 \quad , \quad \partial R \text{روی} \tag{۲۲}$$

که T_i ترکشن روی مرزِ ∂R، φ_D مشتق انرژی آزاد هلمهولتز نسبت به آسیب، ε_{ij} کرنش و n_j بردار نرمال سطح است. با فرض بارگذاری تک‌محوره و تنش دوردست عمود بر سطحِ σ_∞، نرخ رشد آسیب تابع تنش مؤثر و پتانسیل ترمودینامیکی آسیب است.

$$\frac{\partial D}{\partial \varepsilon} = -\frac{\sigma_\infty}{\varphi_D} \tag{۲۳}$$

بنابراین آسیب در سیکل i با فرض مدل سخت‌شوندگی رامبرگ-ازگود برای چرخه‌ی هیسترزیس به صورت زیر به دست می‌آید. وقتی تنش بیشینه از حد خستگی عبور کند ($\sigma_{max} \geq S_e$):

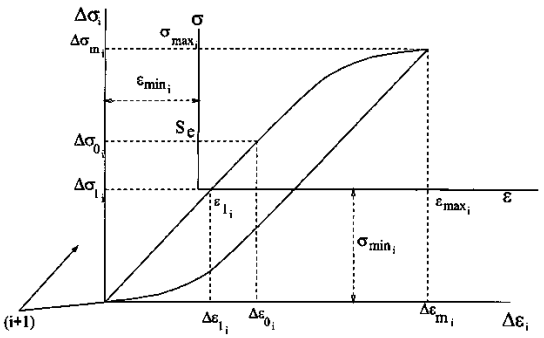
$$\begin{aligned} D_i &= 1 - (1 - D_{i-1}) \\ &\times \frac{\left(\frac{1}{1+\frac{1}{M_R}}\right)\Delta\varepsilon_{oi}^{1+\frac{1}{M_R}} - \Delta\varepsilon_{pl_i}^{\frac{1}{M_R}}\Delta\varepsilon_{oi} + C_i}{\left(\frac{1}{1+\frac{1}{M_R}}\right)\Delta\varepsilon_{pmi}^{1+\frac{1}{M_R}} - \Delta\varepsilon_{pl_i}^{\frac{1}{M_R}}\Delta\varepsilon_{pmi} + C_i} \end{aligned} \tag{۲۴}$$

$$C_i = \frac{3}{4}\frac{\sigma_f}{B} - \frac{\Delta\varepsilon_{po_i}^{1+\frac{1}{M_R}}}{1+\frac{1}{M_R}} + \Delta\varepsilon_{pl_i}^{\frac{1}{M_R}}\Delta\varepsilon_{po_i}$$

$$B = 2^{1-\frac{1}{M_R}}H_R$$

و اگر تنش بیشینه از حد خستگی عبور نکند، $D_i = D_{i-1}$. در این روابط، σ_f تنش شکست واقعی، S_e حد خستگی، M_R و H_R به ترتیب توان و مدول سخت‌شوندگی رامبرگ-ازگود، $\Delta\varepsilon_{pl}$ کرنش پلاستیک سیکلی، σ_{max} بیشینه‌ی تنش سیکلی و C_i و B ضرایب وابسته به خواص ماده و دامنه‌ی تنش است. کرنش‌های سیکلی که در شکل ۳ نمایش داده شده‌اند نیز از طریق روابط (۲۵) به دست می‌آیند.

$$\begin{aligned} \Delta\varepsilon_{pmi} &= \left(\frac{\Delta\sigma_{mi}}{B(1-D_{i-1})}\right)^{M_R} \\ \Delta\varepsilon_{pli} &= \left(\frac{\Delta\sigma_{li}}{B(1-D_{i-1})}\right)^{M_R} \\ \Delta\varepsilon_{oi} &= \left(\frac{\Delta\sigma_{li}}{B(1-D_{i-1})} + \frac{S_e}{B}\right)^{M_R} \end{aligned} \tag{۲۵}$$



شکل ۳ مختصات تنش-کرنش در یک سیکل [۲۴]

Fig. 3 Stress-strain coordinates in one load cycle [24]

همچنین فرض می‌شود که حداقل تنش سیکلی در روند افزایش آسیب صفر بوده و دامنه‌ی تنش عمودی به صورت اختلاف بین بیشینه و کمینه‌ی تنش تعریف می‌شود. با توجه به این فرض، دامنه‌ي تنش عمودی برابر با بیشینه‌ی تنش در چرخه است. در مدل‌سازی سایش بر مبنای خستگی و مدل آسیب پیوسته، تنش برشی اعمالی به ناهمواری‌ها محاسبه می‌شود. وقتی یک ناهمواری تسلیم می‌شود، فشار عمودی آن برابر با فشار جریان یا سختی ماده‌ی نرم‌تر است. طبق قانون اصطکاک کولن، تنش برشی ناشی از لغزش (همان دامنه‌ی تنش آسیب در چرخه‌ی خستگی) از حاصل‌ضرب ضریب اصطکاک در فشار عمودی به دست می‌آید، بنابراین $\tau = \mu\, p_{flow}$ خواهد بود. برای مشاهده‌ی نحوه‌ی نوشتار مدل سخت‌شوندگی رامبرگ–ازگود و مطالعه‌ی دقیق‌تر روند توسعه‌ی مدل مکانیک آسیب پیوسته، به مقاله‌ی باتاچاریا [۲۴] مراجعه شود.

۲-۷- سایش

مدل کلاسیک آرچارد، سایش در لغزش خشک را بر اساس بار عمودی، مسافت لغزش و سختی ماده توصیف می‌کند. با این حال در شرایط روانکاری مخلوط، تنها کسری از بار کل از طریق تماس مستقیم زبری‌های سطحی منتقل می‌شود و حضور روانکار باعث کاهش تماس مستقیم فلز-فلز و به تبع آن کاهش نرخ سایش می‌گردد. به منظور تعمیم رابطه‌ی آرچارد به روانکاری مخلوط، دو ضریب اصلاحی پیشنهاد می‌شود. یکی ضریب اصلاحی سهم بار زبری و دیگری ضریب نقص فیلم که بیانگر کسری از تماس‌ها است که به تماس فلزی مستقیم منجر می‌شوند. این ضریب را می‌توان به صورت یک احتمال تفسیر کرد؛ به این معنا که احتمال تماس مستقیم یک زبری با زبری سطح مقابل در ناحیه‌ای از سطح که توسط مولکول‌های روانکار اشغال نشده است را نشان می‌دهد. رو (Rowe) رابطه‌ی ضریب نقص فیلم را به شکل زیر پیشنهاد داده است و داده‌های ورودی مولکول‌های روغن پایه نیز از پژوهش او برداشت شده است [۳].

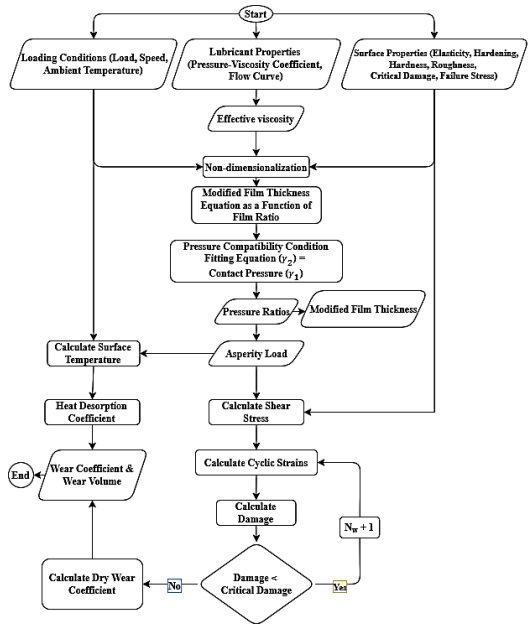
$$\Psi = 1 - exp\left[-\left(\frac{X}{u_s t_0} exp\left(-\frac{E_a}{R_g T_s}\right)\right)\right] \qquad (۲۶)$$

X قطر ناحیه‌ی مربوط به یک مولکول جذب شده ، u_s سرعت لغزش، t_0 زمان ارتعاش مولکول روانکار در حالت جذب‌شده، E_a گرمای جذب روانکار بر سطح، R_g ثابت عمومی گازها و T_s دمای مطلق سطح زبری‌ها است. بدین ترتیب برای رابطه‌ی کلاسیک آرچارد با کمک ضرایب معرفی‌شده می‌توان یک ضریب سایش اصلاح‌شده به صورت زیر تعریف کرد.

$$v = k \times \frac{w.S}{p_{flow}} \quad ; \quad k_{mixed} = \frac{k_{dry}\Psi}{\gamma_{asp}} \qquad (۲۷)$$

که k_{mixed} ضریب سایش برای حالت روانکاری مخلوط است.

شکل ۴ یک روندنمای کلی به‌منظور درک بهتر نحوه‌ی کارکرد مدل را نمایش می‌دهد.



شکل ۴ روندنمای مدل

Fig. 4 flowchart of the model

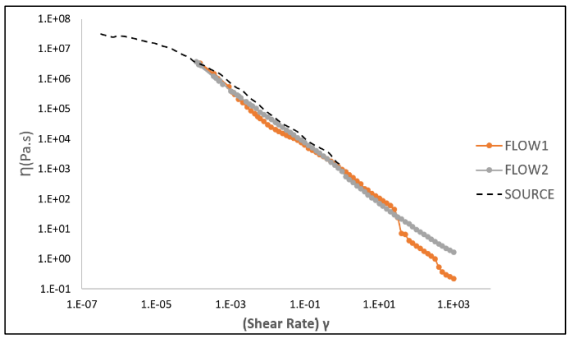
۲-۸- تخمین پروفیل سطح

جهت مدل‌سازی تماس سطوح زبر لازم است مشخصه‌های آماری زبری سطح به پارامترهای فیزیکی زبری‌ها تبدیل شوند. یکی از روش‌های سازگار با مدل‌های آماری تماس، توصیف زبری سطح بر اساس ممان‌های طیفی پروفیل سطح است. در این روش، پروفیل سطح به صورت یک تابع تصادفی در نظر گرفته می‌شود و مشخصه‌های آن از طریق ممان‌های آماری مشتقات پروفیل استخراج می‌گردد. اگر $z(x)$ پروفیل سطح در راستای x باشد و عملگر E بیانگر امید ریاضی باشد، ممان‌های صفرم، دوم و چهارم پروفیل سطح به شکل گسسته برای ارتفاع iام به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$m_0 = E[z_i^2] \qquad (۲۸)$$

$$m_2 = E\left[\frac{z_{i+1} - z_i}{\Delta x}\right] \quad (۲۹)$$

$$m_4 = E\left[\left(\frac{z_{i+1} - 2z_i + z_{i-1}}{\Delta x^2}\right)^2\right] \quad (۳۰)$$



شکل ۵ نمودارهای جریان گریس آزمون و گریس مرجع ([۱۷])

Fig. 5 Flow curve of the test grease:(FLOW1,2) and source ([17])

امید ریاضی، مقدار قابل‌انتظار از یک متغیر تصادفی گسسته است که در این‌جا مثل میانگین‌گیری عمل می‌کند چرا که انتظار وجود مقادیر ارتفاع برای هر مقدار یکسان است.

برای یک سطح ایزوتروپیک، چگالی زبری‌ها را که با n نشان داده شده و شعاع متوسط قله‌های زبری را که با β نمایش داده شده است، می‌توان بر حسب این ممان‌های طیفی محاسبه کرد [۲۵].

$$n = \frac{m_4}{(6\pi\sqrt{3}m_2)} \quad (۳۱)$$

$$\beta = \left(\frac{3}{8}\right)\sqrt{\frac{\pi}{m_4}} \quad (۳۲)$$

۳- آزمون‌های تجربی

در این بخش، آزمون‌های تجربی جهت تعیین پارامترهای ورودی مدل‌سازی عددی و تحلیلی و همچنین صحت‌سنجی نتایج ارائه می‌شود. با توجه به وابستگی مدل‌های تماس، روانکاری و سایش به مشخصات واقعی سطح و خواص مکانیکی و رئولوژیکی مواد، این آزمون‌ها بخشی ضروری و مهم در این پژوهش هستند.

۳-۱- مواد و مصالح

به‌منظور افزایش اعتبار نتایج و امکان مقایسه با پژوهش‌های پیشین، از مواد متداول صنعتی با خواص مکانیکی مستند استفاده شد. دیسک از فولاد AISI 4340 انتخاب شد که به دلیل دردسترس‌بودن پارامترهای مکانیکی معتبر [۲۴]، امکان تطبیق نتایج عددی و تجربی را فراهم می‌سازد. پین از فولاد AISI 52100 با سختی و مقاومت سایشی بالا انتخاب شد تا تمرکز سایش و تغییر شکل‌های موضعی عمدتاً بر دیسک باشد [۱۹]. روانکار مورداستفاده گریس لیتیومی با درجه‌ی ۳ (NLGI 3) است که به دلیل پایداری مکانیکی مناسب، ماندگاری بهتر در ناحیه‌ی تماس و رفتار معمولی، گزینه‌ای مناسب برای مدل‌سازی با یک ویسکوزیته‌ی مؤثر محسوب می‌شود.

۳-۲- سنجش سطح

زبری سطح دیسک‌ها پس از آماده‌سازی با استفاده از زبری‌سنج تماسی *SJ-210* ساخت شرکت *Mitutoyo* اندازه‌گیری شد. اندازه‌گیری بر مبنای حرکت یک نوک الماسی با شعاع مشخص بر سطح نمونه و ثبت تغییرات ارتفاع در طول مسیر ۳ میلی‌متر انجام گرفت و پروفیل زبری حاصل، مبنای استخراج پارامترهای آماری زبری قرار گرفت. انحراف معیار زبری‌ها از این روش ۰/۴ میکرومتر اندازه‌گیری شد. همچنین، سختی سطح دیسک به‌منظور تعیین مقاومت ماده در برابر تغییر شکل پلاستیک در مقیاس زبری‌ها، با استفاده از آزمون سختی‌سنجی برینل و دستگاه سختی‌سنج یونیورسال ساخت شرکت *Wolpert* اندازه‌گیری شد. سختی اندازه‌گیری‌شده برابر با ۲۲۲ برینل (۲۱۸۰مگاپاسکال) بوده که به‌عنوان فشار جریان ماده در تحلیل تماس و مدل سایش مورد استفاده قرار گرفت.

۳-۳- آزمون رئومتری

به منظور بررسی رفتار رئولوژیکی گریس و تعیین ویسکوزیته‌ی مؤثر آن در شرایط تماس، آزمون جریان با استفاده از رئومتر دورانی Anton Paar MCR301 با هندسه‌ی مخروط–صفحه (CP50-2)، زاویه‌ی ۲ درجه، قطر ۵۰ میلی‌متر و فاصله‌ی مؤثر ۰/۲۱۳ میلی‌متر، در دمای ثابت اتاق و با کنترل دمایی سیستم پلتیر PTD200 انجام گرفتند. پیش از آزمون، گریس به‌مدت ۲۰ دقیقه در دمای اتاق (۲۵ درجه سانتیگراد) نگهداری شد تا پایداری مکانیکی آن تضمین شود. منحنی جریان به‌دست‌آمده طبق شکل ۵ تطابق مناسبی با داده‌های گزارش‌شده در ادبیات داشت که بیانگر شباهت رفتار رئولوژیکی گریس مورداستفاده با مطالعات مرجع [۱۷] است.

با توجه به محدودیت دستگاه در پوشش نرخ‌های برش بسیار پایین و بسیار بالا، این تطابق به‌عنوان مبنای اعتبارسنجی انتخاب ویسکوزیته‌ی مؤثر و پشتیبانی فیزیکی از فرضیات مدل‌سازی روانکاری گریس مورد استفاده قرار گرفت و از داده‌های مرجع [۱۷] به‌عنوان ورودی جنس روانکار (ویسکوزیته‌ی مؤثر) استفاده شد.

ویسکوزیته تابع مستقیم دما است. با این حال، استفاده از ویسکوزیته‌ی معادل در دمای اتاق برای محاسبه‌ی ضخامت فیلم روانکار در این پژوهش، بر پایه‌ی استدلال‌هایی صورت گرفت. همان‌طور که در تئوری‌های روانکاری الاستوهیدرودینامیکی اثبات شده است، ضخامت فیلم روانکار در ناحیه‌ی ورودی تعیین می‌شود، نه در مرکز ناحیه‌ی تماس. در سرعت‌های پایین و متوسط اعمال شده در این پژوهش (۰/۱ و ۰/۲ متر بر ثانیه) دمای ناحیه‌ی ورودی تقریباً برابر با دمای اتاق است. افزایش دما (به ۳۸ تا حدود ۴۵ درجه سانتی‌گراد -که از نتایج مدل حرارتی است-) مربوط به دمای متوسط داخل ناحیه‌ی تماس است که مستقیماً بر سایش اثر می‌گذارد، اما نقش قابل‌توجهی در شکل‌گیری اولیه‌ی ضخامت فیلم ندارد. در سرعت‌های غلتشی/لغزشی بسیار بالا، گرمایش برشی

در ناحیه‌ی ورودی می‌تواند ضخامت فیلم مرکزی را کاهش دهد. با این وجود، با توجه به سرعت‌های نسبتاً پایین پین روی دیسک در این مطالعه، بررسی فاکتورهای اصلاحی حرارتی نشان می‌دهد که میزان کاهش ضخامت فیلم در اثر این پدیده بسیار کم است.

۳-۴- آزمون سایش

به‌منظور بررسی رفتار اصطکاکی و سایشی مواد و ارزیابی نقش روانکار در شرایط تماس لغزشی، از آزمون پین روی دیسک مطابق با استاندارد ASTM G99 [۲۶] استفاده شد. قبل از آزمون، کالیبراسیون حسگر اصطکاک با اعمال نیروی افقی توسط نیروسنج و تنظیم خودکار ضریب تبدیل سیگنال خام به نیروی اصطکاک (Gain) در نرم‌افزار cdt25 انجام پذیرفت و دقت داده‌های خروجی نیز از طریق مقایسه‌ی نتایج آزمون سایش خشک با مقادیر مطالعات پیشین روی دیسک فولادی، اعتبارسنجی گردید. در آزمون‌های روانکاری‌شده، پیش از شروع مقدار کنترل‌شده‌ای از گریس به سطح دیسک اعمال گردید تا شرایط روانکاری مخلوط از همان ابتدا برقرار باشد. با توجه به فرض غوطه‌وری در تحلیل‌های عددی، یک تیغه‌ی آغشته به گریس تازه به‌صورت مماس با سطح دیسک در سمت مقابل ناحیه‌ی تماس قرار داده شد تا هم‌زمان با دوران دیسک، تغذیه‌ی مجدد روانکار در هر سیکل انجام گیرد. سرعت خطی لغزش در بازه‌ی ۰/۱ تا ۰/۲ متر بر ثانیه و بار عمودی در محدوده‌ی ۴۰ تا ۶۰ نیوتن انتخاب گردید. در شکل ۶ طرح‌واره‌ی دستگاه سایش پین روی دیسک نشان داده شده است.

۵-۳- پروفیلومتری شیار سایش

به منظور بررسی ویژگی‌های توپوگرافی سطح پس از آزمون سایش، از دستگاه پروفیلومتر تماسی *MarSurf* ساخت شرکت *Mahr* استفاده شد. اندازه‌گیری‌ها به صورت پروفیل خطی و با استفاده از نوک الماسی انجام گرفت. پس از انجام آزمون، پروفیل‌های عرضی از شیار سایش برداشت شد تا هندسه‌ی شیار تعیین شود. این داده‌ها در ادامه برای برآورد حجم سایش مطابق با دستورالعمل استاندارد *ASTM G99* به کار گرفته شدند. با توجه به ماهیت متفاوت اندازه‌گیری‌های سطح، پروفیل‌های به‌دست‌آمده به‌عنوان برش‌های نماینده از شیار سایش در نظر گرفته شده و در محاسبات حجم سایش مورد استفاده قرار گرفتند.

۴- تحلیل نتایج

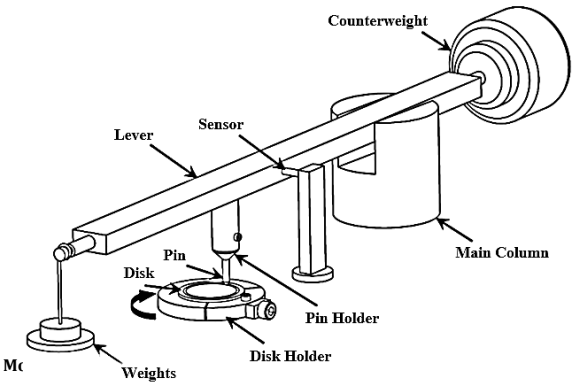
در این بخش نتایج حاصل از مدل‌سازی و آزمون‌های تجربی ارائه و تحلیل می‌شوند. هدف، ارزیابی رفتار تماس تحت شرایط مسئله و بررسی میزان تطابق مدل با آزمون‌های تجربی و بحث پیرامون نقش پارامترهای مؤثر در رفتار سیستم است.

۱-۴- اصطکاک حالت خشک

در این پژوهش مقادیر تجربی ضریب اصطکاک حاصل از آزمون‌های اصطکاک خشک به عنوان ورودی مدل سایش استفاده شده و برای هر ترکیب مشخص از بار و سرعت لغزش یک ضریب اصطکاک نماینده برداشت شده است.

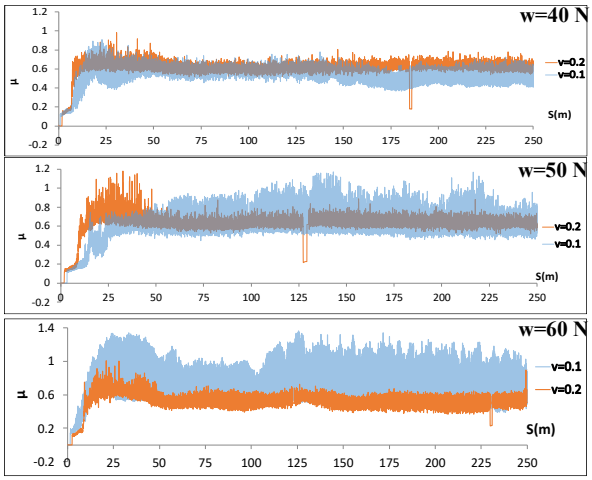
در شکل ۷ نتایج نمودارهای استخراج شده برای ضریب اصطکاک خشک بر حسب مسافت (متر) از آزمون پین روی دیسک نشان داده شده است.

با افزایش سرعت در بار ۴۰ نیوتن ، میانگین ضریب اصطکاک از ۰/۵۴ به ۰/۶۱ افزایش یافت که می‌تواند ناشی از افزایش سهم برهم‌کنش‌های برشی و چسبندگی در تماس باشد. در بار ۵۰ نیوتن افزایش سرعت موجب افزایش اندک ضریب اصطکاک از ۰/۶۱ به ۰/۶۳ شد. در مقابل، در بار ۶۰ نیوتن افزایش سرعت منجر به کاهش قابل‌توجه ضریب اصطکاک از ۰/۷۰ به ۰/۵۲ شد که احتمالاً به تشکیل لایه‌ی تریبولوژیکی پایدارتر یا اکسیدی و کاهش تماس مستقیم فلز-فلز مرتبط است. همچنین افزایش دمای سطح در بار و سرعت بالاتر می‌تواند با نرم‌تر شدن سطح و کاهش مقاومت برشی همراه باشد. در سرعت‌های پایین‌تر نوسانات ضریب اصطکاک بیشتر است، در حالی که با افزایش سرعت، سیستم سریع‌تر به حالت پایدار می‌رسد. این رفتار می‌تواند ناشی از غالب‌بودن پدیده‌هایی مانند چسبیدن-کنده‌شدن (stick-slip)، تشکیل و شکست مکرر اتصالات چسبان و درگیری ناپایدار ذرات سایش در سرعت‌های پایین باشد، در حالی که افزایش سرعت به یکنواخت‌تر شدن شرایط تماس کمک می‌کند. با توجه به وابستگی ضریب اصطکاک به پارامترهایی مانند بار، سرعت لغزش، دمای تماس، سختی سطوح و ویژگی‌های متفاوت لایه‌های اکسیدی نسبت به فلز پایه، تعمیم یک روند واحد برای گستره‌ی وسیعی از شرایط عملیاتی دشوار است. از این رو برای کاهش عدم قطعیت و تطابق بهتر مدل با شرایط واقعی تماس، ضریب اصطکاک از آزمون‌های تجربی سایش خشک و متناسب با شرایط بار و سرعت مورد مطالعه استخراج شده است.



شکل ۶ طرح‌واره‌ی دستگاه سایش پین روی دیسک

Fig. 6 Schematic of pin on disc wear test system



شکل ۷ ضریب اصطکاک در حالت خشک طی مسافت ۲۵۰ متر
(نمودار آبی: سرعت ۰/۱ متر بر ثانیه، نمودار نارنجی: سرعت ۰/۲ متر بر ثانیه)
Fig. 7 Coefficient of friction in dry state over a distance of 250 meters (Blue graph: v= 0.1m/s, Orange graph: v= 0.2 m/s)

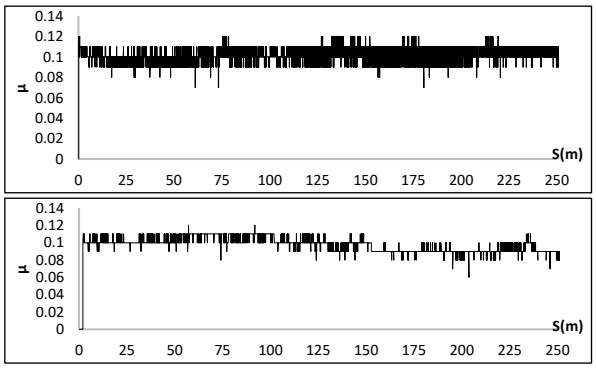
۴-۲- اصطکاک روانکاری مخلوط

پس از بررسی تماس خشک، در این بخش نتایج ضریب اصطکاک در حضور گریس ارائه می‌شود. نتایج آزمایش‌ها در شکل‌های ۸، ۹ و ۱۰ ارائه شده است.

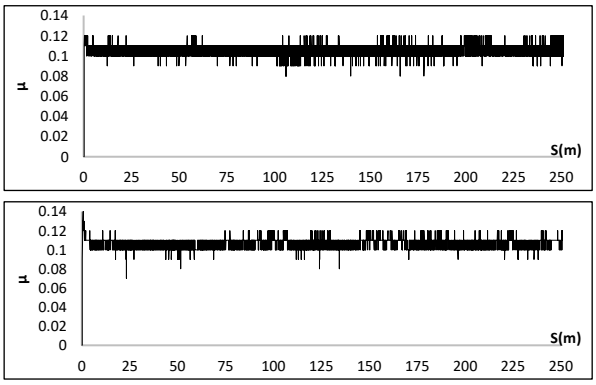
حضور گریس موجب کاهش قابل‌توجه مقدار و نوسانات ضریب اصطکاک شده که نشان‌دهنده‌ی حضور پایدار روانکار در ناحیه‌ی تماس است. همچنین با افزایش سرعت، نوسانات اصطکاک کاهش یافته است و منحنی‌ها هموارتر می‌شوند. با وجود تفاوت اندک میان مقادیر، می‌توان مشاهده کرد که گریس در سرعت ۰/۲ متر بر ثانیه اثر روان‌کنندگی بیشتری نشان داده است؛ به طوری که ضریب اصطکاک در بارهای ۴۰، ۵۰ و ۶۰ نیوتن با افزایش سرعت به ترتیب از ۰/۱۰۱ به ۰/۰۹۵، ۰/۱۰۵ به ۰/۱۰۴ و ۰/۱۰۹ به ۰/۰۹۸ کاهش‌یافته است. این رفتار را می‌توان به شکل‌گیری یک ناحیه روانکاری الاستوهیدرودینامیک نسبت داد، هرچند ضریب اصطکاک از یک مقدار مشخص پایین‌تر نمی‌آید که نشان می‌دهد رژیم همچنان مخلوط است و حضور زبری با ضخامت فیلم قابل مقایسه است و همچنان وجود دارد. حساسیت ضخامت فیلم روانکار به بار کم است و گاهی ممکن است تأثیر پارامترهای دیگر بر مکانیزم روانکاری غالب شود و نتوان در این بازه‌ی نیرو روند مشخصی برای ضریب اصطکاک متصور شد.

۴-۳- نتایج مدل تماس

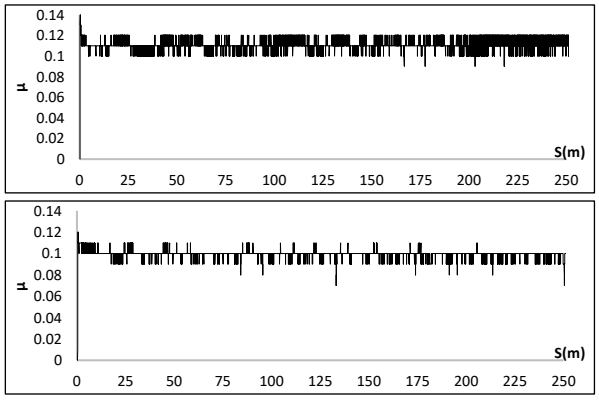
پس از به‌دست‌آوردن ضرایب سهم فیلم و سهم بار از هم‌ارزی فشار بی‌بعد کوگوت-اتسون و مدل برازش‌شده‌ی بهشتی-خوانساری، سهم بار زبری‌ها برای دو نمونه زبری سطح جهت تحلیل پارامتریک زبری و ضخامت فیلم اصلاح شده، به‌ترتیب در شکل ۱۱ و شکل ۱۲ به نمایش درآمده است.



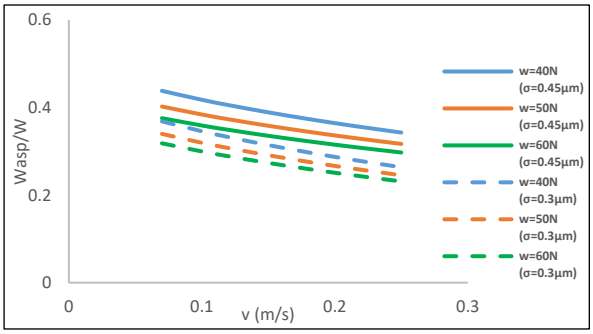
شکل ۸ نمودار ضریب اصطکاک بر حسب مسافت در حضور روانکار تحت بار ۴۰ نیوتن (نمودار بالا سرعت ۰/۱ و نمودار پایین سرعت ۰/۲ متربرثانیه)
Fig. 8 Friction coefficient vs. sliding distance in lubricated condition under 40 N load (top graph, v= 0.1m/s and bottom graph, v= 0.2 m/s)



شکل ۹ نمودار ضریب اصطکاک بر حسب مسافت در حضور روانکار تحت بار ۵۰ نیوتن (نمودار بالا سرعت ۰/۱ و نمودار پایین سرعت ۰/۲ متربرثانیه)
Fig. 9 Friction coefficient vs. sliding distance in lubricated condition under 50 N load (top graph, v= 0.1m/s and bottom graph, v= 0.2 m/s)

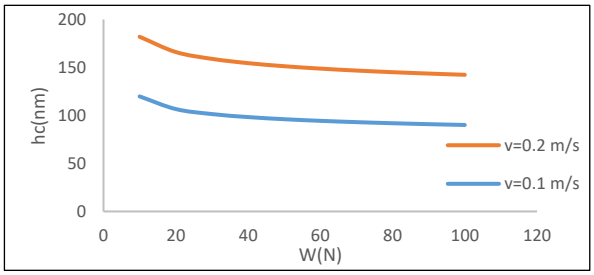


شکل ۱۰ نمودار ضریب اصطکاک بر حسب مسافت در حضور روانکار تحت بار ۶۰ نیوتن (نمودار بالا سرعت ۰/۱ و نمودار پایین سرعت ۰/۲ متربرثانیه)
Fig. 10 Friction coefficient vs. sliding distance in lubricated condition under 60 N load (top graph, v= 0.1m/s and bottom graph, v= 0.2 m/s)



شکل ۱۱ سهم بار زبری‌ها برای دو نمونه زبری سطح

Fig. 11 Asperities load share for two different roughness



شکل ۱۲ ضخامت فیلم میانی گریس

Fig. 12 Grease mean film thickness

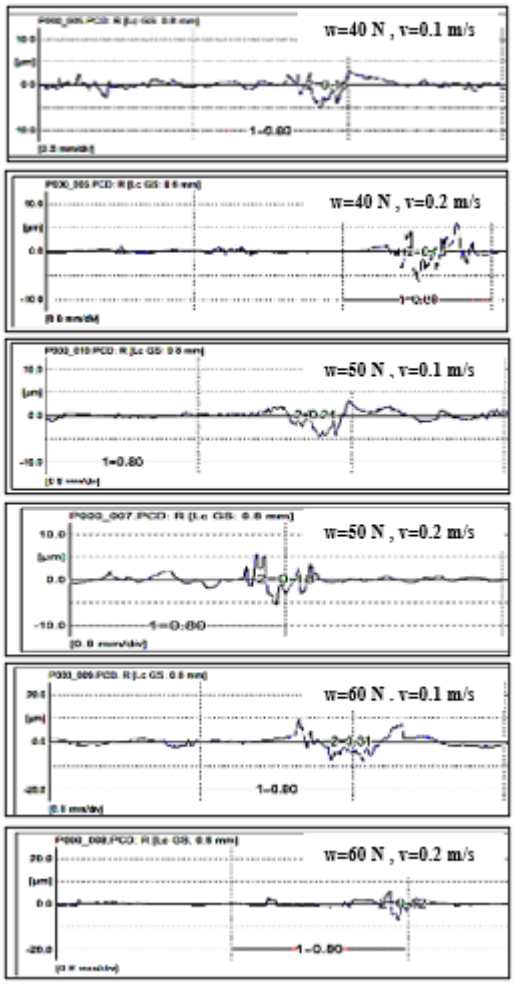
نتایج مدل نشان می‌دهد که با افزایش سرعت لغزش، سهم بار حمل‌شده توسط زبری‌ها به طور معناداری کاهش می‌یابد. این رفتار ناشی از افزایش ضخامت فیلم اصلاح‌شده و افزایش شاخص جدایش سطوح است که منجر به کاهش تماس مستقیم جامد-جامد می‌شود. با این حال، در بارهای بالاتر سهم تماس زبری همچنان قابل‌توجه باقی می‌ماند که بیانگر نقش غالب بار در کنترل رژیم مخلوط است و اهمیت اصلاح روابط تماس را با توجه به پارامتر زبری یادآور می‌شود. مکانیزم تقسیم بار در رژیم روانکاری مخلوط، وابستگی شدیدی به سرعت لغزشی و زبری سطح دارد. با افزایش سرعت لغزشی، به دلیل تقویت اثرات هیدرودینامیکی در ناحیه‌ی ورودی تماس، ضخامت فیلم روانکار افزایش می‌یابد. این پدیده منجر به ارتقای شاخص جدایش سطوح شده، میزان تداخل قله‌های زبری کم می‌شود و سهم بار تحمل‌شده توسط زبری کاهش و به همین ترتیب سهم بار روانکار افزایش می‌یابد (گذر به سمت رژیم هیدرودینامیک کامل).

تأثیر زبری سطح بر توزیع بار، روندی معکوس نسبت به سرعت دارد. بر اساس مدل تماسی کوگوت-اتسیون، افزایش پارامتر زبری به منزله‌ی افزایش ارتفاع قله‌ها است. در یک ضخامت فیلم ثابت، همان‌طور که در نمودار سهم بار مشاهده می‌شود، با افزایش زبری، سهم بار زبری‌ها افزایش می‌یابد.

همچنین بر اساس مدل‌سازی بخش الاستوهیدرودینامیکی، مکانیزم جدایش سطوح و ضخامت فیلم روانکار وابستگی تحلیلی و بنیادین به پارامتر بی‌بعد سرعت دارد. در تعریف این پارامتر، ویسکوزیته‌ی روانکار و سرعت غلتش به صورت یک حاصل‌ضرب ظاهر می‌شوند و اثر ویسکوزیته‌ی مؤثر بر ضخامت فیلم با توان ۰٫۶۷ در مدل‌سازی‌ها اعمال شده است. بر همین اساس گریس غلیظ‌تر ضخامت فیلم بیشتری ایجاد خواهد کرد و در نتیجه بار بیشتری را نیز تحمل می‌کند.

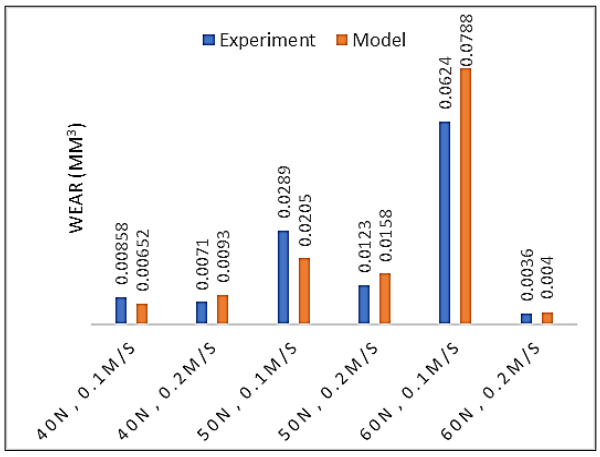
۴-۴- سایش

قبل از پرداختن به مدل سایش مخلوط نتایج حجم سایش آزمون پین روی دیسک در حضور گریس به‌وسیله‌ی پروفیلومتری عرض شیار و رابطه‌ی مهندسی ارائه‌شده در استاندارد *ASTM G99* اندازه‌گیری شد. پروفیل عرض شیار در شرایط مختلف آزمون در شکل ۱۳ نمایش داده شده است.



شکل ۱۳ نتایج پروفیلومتری دیسک در جهت شعاعی بعد از آزمون سایش در حضور گریس

Fig. 13 Profilometry results in radial direction after testing in presence of grease



شکل ۱۴ مقایسه حجم سایش مدل با حجم سایش از آزمون تجربی

Fig. 14 Comparison of model and experiment wear volume

عرض شیار از محل تقاطع خط پروفیل با خط مبنا برداشت می‌شود. قبل و بعد از این نقطه‌ها برآمدگی‌هایی مشاهده می‌شود که ناشی از جریان پلاستیک بخشی از ماده به بیرون از شیار است (Pile up). این بالازدگی نباید در استخراج عرض شیار سایش در نظر گرفته شود چرا که ماده‌ی ازدست‌رفته و جداشده نیست.

نتایج مدل مکانیک آسیب پیوسته جهت به‌دست‌آوردن ضریب سایش خشک و نتایج ضریب نقص فیلم در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱ نتایج ضریب سایش خشک (مدل مکانیک آسیب پیوسته) و ضریب نقص فیلم (مدل واجذب حرارتی)

Table 1 Dry wear coefficient (CDM model) and fractional film defect coefficient (thermal desorption theory) results

TEST	μ_{dry}	μ_{mixed}	k_{dry}	Ψ
40N , 0.1m/s	0.54	0.101	1.48e-3	2.26e-3
40N , 0.2m/s	0.61	0.095	3.87e-3	1.44e-3
50N , 0.1m/s	0.61	0.105	3.87e-4	2.4e-3
50N , 0.2m/s	0.63	0.104	4.9e-3	1.68e-3
60N , 0.1m/s	0.71	0.109	1.23e-2	2.6e-3
60N , 0.2m/s	0.52	0.098	1.09e-3	1.7e-3

پس از به‌دست‌آوردن دمای سطح به کمک ضریب اصطکاک مخلوط، ضریب نقص فیلم از مدل واجذب حرارتی پیشنهادشده توسط رو (Rowe) محاسبه شده و طبق رابطه‌ی آرچارد اصلاح‌شده و ضریب سهم بار زبری، حجم سایش به‌دست‌آمده از مدل با حجم سایش تجربی محاسبه‌شده از پروفیل عرض شیار، در شکل ۱۴ مقایسه شد.

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک مدل تحلیلی جهت پیش‌بینی سایش در روانکاری مخلوط در حضور گریس توسعه یافت و به‌صورت تجربی اعتبارسنجی شد. تلفیق تحلیل‌های رئولوژی با معادلات مکانیک تماس در این مدل، ارزیابی دقیق‌تر سهم بار ناهمواری‌ها را ممکن ساخت. در ادامه، یافته‌های کلیدی، تحلیل مکانیزم‌های تریبولوژیکی، محدودیت‌ها و چشم‌انداز آتی ارائه می‌شود.

۵-۱- تحلیل کیفی نتایج

افزایش سرعت لغزش از ۰/۱ به ۰/۲ متر بر ثانیه در تمامی شرایط مورد بررسی باعث افزایش ضخامت فیلم مرکزی، و به تبع آن افزایش نسبت ضخامت فیلم به ارتفاع زبری شده است. مطابق مدل تماسی، این افزایش میزان جدایش با کاهش سهم بار حمل شده توسط زبری‌ها همراه بوده است؛ بنابراین انتظار می‌رود که با افزایش سرعت، تماس مستقیم ناهمواری‌ها و اصطکاک و در نتیجه سایش کاهش یابد.

در رابطه با بررسی تغییرات مکانیزم‌های سایشی با افزایش بار باید به این نکته توجه داشت که در روانکاری مخلوط، حساسیت ضخامت فیلم نسبت به بار بسیار ضعیف است و تغییرات بار در بازه‌ی ۴۰ تا ۶۰ نیوتن به تغییر چشم‌گیر در ضخامت فیلم منجر نخواهد شد. در چنین شرایطی پارامترهای فرعی مثل پایداری لایه‌ی تریبوشیمیایی یا اکسیدی، تغییر رئولوژی مؤثر گریس، یا مکانیزم‌های تماسی دیگری ممکن است بر پارامتر بار غالب شوند. این نکته در نیروی ۶۰ نیوتن و سرعت ۰/۲ متر بر ثانیه مشاهده می‌شود. در این شرایط ضریب اصطکاک نسبت به بارهای کمتر، کاهش یافته است. چنین رفتاری می‌تواند نشان‌دهنده‌ی یک تغییر در وضعیت تماس باشد؛ به‌طور مثال، پایدارتر شدن لایه‌ی سطحی (تریبولوژیکی)، کاهش برهم‌کنش‌های چسبان در تماس جامد-جامد، پخش بهتر گریس در سرعت بالاتر که در مجموع باعث افت محسوس مؤلفه‌ی اصطکاک جامد-جامد شده است. عامل دیگری که در آزمون‌های سایش می‌تواند رخ دهد خارج‌نشدن ذرات سایش تولیدشده و فشرده‌شدن آن‌ها در مسیر سایش در بارهای بالاتر است. این امر می‌تواند باعث ایجاد یک لایه‌ی روانکار جامد شود. در این شرایط، کاهش شدت برهم‌کنش‌های بین سطحی و تغییر مکانیزم اصطکاکی می‌تواند کاهش ضریب اصطکاک و در نتیجه کاهش سایش را توجیه کند. در واقع این گونه به نظر می‌رسد که کاهش سایش تنها تابع کاهش سهم بار زبری‌ها نیست، بلکه مهم‌تر از آن به ماهیت پیچیده‌ی تماس‌های زبری‌ها و شرایط دیگر نیز وابسته است.

بنابراین ممکن است در برخی نقاط، با وجود افزایش بار، به دلیل غالب‌شدن اثرات فوق، روند اصطکاک یا سایش دقیقاً مطابق انتظار ساده‌ی «بار بیشتر، سایش بیشتر» پیش نرود. نتایج نشان می‌دهد که رفتار اصطکاک و سایش در رژیم روانکاری مخلوط، می‌تواند حاصل برهم‌کنش مکانیزم‌های متعددی باشد و نمی‌توان روندی یکنواخت و عمومی برای گستره‌ی وسیعی از شرایط ارائه داد. با این وجود، با توجه به مقایسه‌ی نتایج، می‌توان گفت مدل قادر است مرتبه‌ی بزرگی سایش و روند تغییرات آن با بار و سرعت را در شرایط این پژوهش با خطای قابل‌قبول میانگین ۲۵ درصد پیش‌بینی کند.

۵-۲- محدودیت‌ها، دامنه‌ی اعتبار و چشم‌انداز آتی

نتایج مدل‌سازی و آزمون‌های تجربی این مطالعه، در چارچوب سرعت‌های لغزشی و بارهای نرمال بررسی‌شده معتبر است و بسط آن به شرایط عملیاتی حدی (سرعت‌های نزدیک به صفر یا بارهای شدید) نیازمند لحاظ کردن مکانیزم‌های جدید در فیزیک تماس است. همچنین، محدودیت‌های ذاتی تجهیزات رئومتر، دامنه‌ی استخراج داده‌های رئولوژیکی در آزمون‌ها را محدود نمود. با این وجود روند به دست آوردن ویسکوزیته‌ی مؤثر از آزمون رئومتر برای هر نوع روانکار گریس مشخص شده است.

با استفاده از مدل ضخامت فیلم در حالت روانکاری مخلوط و زبری اندازه‌گیری‌شده، نسبت ضخامت فیلم به زبری نیز در مدل کلی قابل‌محاسبه است. این مقدار در محدوده‌ی بارها و سرعت‌های بررسی شده در بازه‌ی ۰٫۲۳ تا ۰٫۳۵ قرار گرفته است. اگرچه در بسیاری از منابع کلاسیک، از این نسبت به عنوان شاخصی برای تفکیک رژیم‌های روانکاری استفاده می‌شود، مطالعات تجربی نشان داده‌اند که مرز دقیق بین رژیم‌های روانکاری مقدار ثابتی نداشته و به عواملی نظیر فشار تماس، زبری مرکب، خواص الاستیک سطوح و شرایط کاری وابسته است. مطالعات جدیدتر محدوده‌ی رژیم روانکاری مخلوط را تا مقادیر بسیار پایین‌تری نسبت به مطالعات مرسوم کلاسیک در نظر گرفتند [۲۷-۲۹]. از سوی دیگر، نتایج آزمایش‌های اصطکاک نشان داد که با افزایش سرعت لغزش، مقدار میانگین ضریب اصطکاک کاهش یافته و رفتار آن پایدارتر شده است؛ به گونه‌ای که دامنه‌ی نوسانات ضریب اصطکاک نیز کاهش یافته است. این رفتار با افزایش ضخامت فیلم روانکار و افزایش سهم آن در تحمل بار، همراه با کاهش شدت برهم‌کنش زبری‌ها، سازگار است و می‌توان گفت که رژیم روانکاری همواره در حالت مخلوط بوده است. از این‌رو، تعیین دقیق و کمی مرزهای نسبت جدایش در سیستم‌های روانکاری، مستلزم بهره‌گیری از تجهیزات پایش برخط جهت اندازه‌گیری لحظه‌ای ضخامت فیلم و سطح تماس واقعی است؛ موضوعی که به عنوان یک ضرورت و چشم‌انداز اصلی برای مطالعات آتی پیشنهاد می‌گردد.

فهرست علائم

A_n	سطح تماس نامی (m^2)
a	شعاع تماس هرتز (m)
E'	مدول الاستیک مؤثر (MPa)
G	پارامتر بی بعد جنس
H	سختی (MPa)
H_R	مدول سخت شوندگی رامبرگ ازگود (Mpa)
H_c	ضریب هدایت همرفتی دیسک ($W / (m^2 \cdot K)$)
h	ضخامت میانی فیلم روانکار (m)
$\bar{h}$	ضخامت میانی فیلم بی‌بعد
K	ثابت مقاومت تسلیم ماده
$\mathcal{K}$	ضریب رسانش حرارتی ($W / (m \cdot K)$)
k_{dry}	ضریب سایش
k_{mixed}	ضریب سایش رژیم مخلوط
M_R	توان سخت شوندگی رامبرگ ازگود
m_0	ممان صفرم پروفیل سطح
m_2	ممان دوم پروفیل سطح
m_4	ممان چهارم پروفیل سطح
n	چگالی ناهمواری ها، (m^{-2})
$\bar{n}$	چگالی بی بعد ناهمواری ها
P	فشار بیشینه تماس، (Mpa)
$\bar{P}$	فشار بیشینه بی بعد (Mpa)
P_H	فشار بیشینه هرتز (Mpa)
Pe	عدد پکلت
p_{flow}	فشار جریان ماده (Mpa)
p	بار تماس (N)
q	توان حرارتی (W)
r_0	شعاع دیسک (m)
R	شعاع مؤثر تماس (m)
R_0	شعاع مسیر سایش (m)
S	مسافت لغزش (m)
S_e	حد دوام (Mpa)
T_0	دمای محیط (K)
T_f	دمای فلش (K)
T_s	دمای میانگین سطح تماس (K)
U	پارامتر بی بعد سرعت
u_e	سرعت غلتش (m/s)
u_s	سرعت لغزش (m/s)
W	پارامتر بار بی بعد
w	بار (N)
w_{asp}	سهم بار زبری ها (N)
w_{fl}	سهم بار روانکار (N)
y_s	فاصله میانگین ارتفاع زبری ها و میانگین سطح (m)
z	ارتفاع از خط مرجع (m)
z^*	ارتفاع بی بعد
α	ثابت فشار-ویسکوزیته (Pa^{-1})
α_h	نسبت تقسیم شار حرارتی
$\gamma_{asp,fl}$	ضرایب تقسیم بار بر اساس مفهوم تقسیم بار
β	شعاع قله ی زبری ها (m)
η_0	ویسکوزیته مؤثر گریس در تماس (Pa.s)
ν	ضریب پواسون
ξ	مشخصه زبری کلی
Ω	پارامتر سختی بی بعد
σ	انحراف معیار ارتفاع سطح (m)
σ_s	انحراف معیار قله‌ها (m)
$\bar{\sigma}$	پارامتر زبری بی بعد
Φ^*	تابع توزیع گاوسی نرمال شده
ω^*_c	پارامتر نفوذ بحرانی بی بعد
ω	نفوذ بی‌بعد
$\bar{\omega}$	میزان نفوذ (m)
ψ	ضریب نقص فیلم

تشکر و قدردانی: نویسندگان مقاله از شرکت شاکرین گیربکس اصفهان بابت حمایت از این پژوهش قدردانی می‌کنند.

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: هیچ‌گونه تعارض منافعی در ارتباط با این پژوهش وجود ندارد.

نقش نویسندگان:

محمدحسین مومنی- روش‌شناسی، مدل‌سازی، آزمایش‌های تجربی، تحلیل داده‌ها، اعتبارسنجی، نگارش

صالح اکبرزاده- مفهوم‌سازی، نظارت فنی، بازبینی علمی

حمید شاکرین- مدیریت پروژه

حامی مالی:

این اثر توسط شرکت شاکرین گیربکس اصفهان حمایت شده است.

اظهارنامه استفاده از هوش مصنوعی مولد: در مرحله‌ی بازنگری و ویرایش نهایی متن طبق نظر داوران (شامل تغییر، افزودن و یا کاستن از برخی جملات به منظور بهبود جریان نگارش آکادمیک)، از ابزار هوش مصنوعی *چت‌جی‌پی‌تی* (*ChatGPT*) استفاده شده است. تأکید می‌گردد که کلیه‌ی فرآیندهای نوشتار، مدل‌سازی، تحلیل داده‌ها و استنتاج‌های علمی این مقاله توسط نویسندگان انجام شده است. پس از استفاده از این ابزار جانبی، نویسندگان محتوای نهایی را مورد بازبینی قرار داده‌اند و مسئولیت محتوای منتشرشده را بر عهده می‌گیرند.

منابع

[1] B. Bhushan, "Introduction to Tribology," Appl. Mech. Rev., vol. 56, no. 1, pp. B6–B7, Jan. 2003, doi: 10.1115/1.1523360.

[2] G. W. Stachowiak and A. W. Batchelor, Engineering Tribology, 2nd ed. Oxford, U.K.: Butterworth-Heinemann, 2001.

[3] C. N. Rowe, "Some aspects of the heat of adsorption in the function of a boundary lubricant," ASLE Trans., vol. 9, no. 1, pp. 101–111, 1966, doi: 10.1080/05698196608972126.

[4] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, and B. O. Jacobson, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, 2nd ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2004, doi: 10.1201/9780203021187.

[5] A. Torabi, S. Akbarzadeh, and M. R. Salimpour, "Modeling elastohydrodynamic lubrication of cam and flat follower mechanism with grease via Multi-grid method," Modares Mech. Eng., vol. 15, no. 4, pp. 41–50, 2015 (in Persian), dor: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.13.5

[6] S. Akbarzadeh, "Parametric study on the running-in behavior in mixed-lubricated rectangular contact," Modares Mech. Eng., vol. 13, no. 6, pp. 43–51, 2013 (in Persian), dor: 20.1001.1.10275940.1392.13.6.4.6

[7] S. P. Timoshenko and J. N. Goodier, Theory of Elasticity, 3rd ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1970.

[8] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson, "Contact of nominally flat surfaces," Proc. Roy. Soc. London A, vol. 295, no. 1442, pp. 300–319, Dec. 1966, doi: 10.1098/rspa.1966.0242.

[9] W. R. Chang, I. Etsion, and D. B. Bogy, "Static friction coefficient model for metallic rough surfaces," J. Tribol., vol. 110, no. 1, pp. 57–63, Jan. 1988, doi: 10.1115/1.3261575.

[10] Y. Zhao, D. M. Maietta, and L. Chang, "An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow," J. Tribol., vol. 122, no. 1, pp. 86–93, Jan. 2000, doi: 10.1115/1.555332.

[11] L. Kogut and I. Etsion, "A finite element based elastic-plastic model for the contact of rough surfaces," Tribol. Trans., vol. 46, no. 3, pp. 383–390, 2003, doi: 10.1080/10402000308982641.

[12] I. V. Kragelsky, M. N. Dobychin, and V. S. Kombalov, "The wear of solids," in Friction and Wear, I. V. Kragelsky, M. N. Dobychin, and V. S. Kombalov, Eds. Oxford, U.K.: Pergamon, 1982, ch. 8, pp. 237–296.

[13] J. F. Archard, "Contact and rubbing of flat surfaces," J. Appl. Phys., vol. 24, no. 8, pp. 981–988, Aug. 1953, doi: 10.1063/1.1721448.

[14] J. Lemaitre, "A continuous damage mechanics model for ductile fracture," J. Eng. Mater. Technol., vol. 107, no. 1, pp. 83–89, Jan. 1985, doi: 10.1115/1.3225775.

[15] B. J. Hamrock and D. Dowson, "Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: Part III—Fully flooded results," J. Lubr. Technol., vol. 99, no. 2, pp. 264–275, Apr. 1977, doi: 10.1115/1.3453074.

[16] K. L. Johnson, J. A. Greenwood, and S. Y. Poon, "A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication," Wear, vol. 19, no. 1, pp. 91–108, 1972, doi: 10.1016/0043-1648(72)90445-0.

[17] F. Cyriac, P. M. Lugt, R. Bosman, C. J. Padberg, and C. H. Venner, "Effect of thickener particle geometry and concentration on the grease EHL film thickness at medium speeds," Tribol. Lett., vol. 61, no. 2, Art. no. 18, 2016, doi: 10.1007/s11249-015-0633-z.

18. https://doi.org/10.1007/s11249-015-0633-z

[18] A. Beheshti and M. M. Khonsari, "Asperity micro-contact models as applied to the deformation of rough line contact," Tribol. Int., vol. 52, pp. 61–74, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.triboint.2012.02.026.

[19] A. Beheshti, "Multiscale analysis of contact in smooth and rough surfaces: Contact characteristics and tribo-damage," Ph.D. dissertation, Louisiana State Univ., Baton Rouge, LA, USA, 2013. [Online]. Available:

https://repository.lsu.edu/gradschool_dissertations/2913
[20] F. E. Kennedy, Y. Lu, and I. Baker, "Contact temperatures and their influence on wear during pin-on-disk tribotesting," Tribol. Int., vol. 82, pp. 534–542, Feb. 2015, doi: 10.1016/j.triboint.2013.10.022.
[21] X. Tian and F. E. Kennedy, Jr., "Maximum and average flash temperatures in sliding contacts," J. Tribol., vol. 116, no. 1, pp. 167–174, Jan. 1994, doi: 10.1115/1.2927035.
[22] Y. Kimura, T. Endo, and D. Dong, "EHL with grease at low speeds," in Advanced Tribology, J. Luo et al., Eds. Berlin, Germany: Springer, 2009, pp. 15–19, doi: 10.1007/978-3-642-03653-8_6.
[23] P. M. Cann, B. P. Williamson, R. C. Coy, and H. A. Spikes, "The behaviour of greases in elastohydrodynamic contacts," J. Phys. D: Appl. Phys., vol. 25, no. 1A, pp. A124–A132, 1992, doi: 10.1088/0022-3727/25/1A/020.
[24] B. Bhattacharya and B. Ellingwood, "Continuum damage mechanics analysis of fatigue crack initiation," Int. J. Fatigue, vol. 20, no. 9, pp. 631–639, Oct. 1998, doi: 10.1016/S0142-1123(98)00032-2.
[25] T. A. Harris and W. J. Crecelius, "Rolling bearing analysis," J. Tribol., vol. 108, no. 1, pp. 149–150, Jan. 1986, doi: 10.1115/1.3261135.
[26] Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus, ASTM G99-04, ASTM International, West Conshohocken, PA, USA, 2004.
[27] J. B. Luo and S. Liu, "The investigation of contact ratio in mixed lubrication," Tribol. Int., vol. 39, no. 5, pp. 409–416, May 2006, doi: 10.1016/j.triboint.2005.04.034.
[28] Zhu, Dong & Wang, Qian. (2012). On the ratio range1177
[29] G. Guangteng and H. A. Spikes, "An experimental study of film thickness in the mixed lubrication regime," in Elastohydrodynamics—'96, D. Dowson et al., Eds. Amsterdam, The Netherlands: Elsevier, 1997, pp. 159–166, doi: 10.1016/S0167-8922(08)70445-0.