

## پیش بینی عملکرد تریبولوژی چرخدنده ساده پوشش دار به روش تقسیم بار

محمد حسین صفری، علی دهقانی، صالح اکبرزاده

اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک

(دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۳۰- پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۵/۲۶)

### چکیده

هدف از انجام تحقیق حاضر، بررسی سایش در تماس سطوح دو چرخدنده ساده با یکدیگر تحت رژیم روانکاری مخلوط با استفاده از روش تقسیم بار و کاهش سایش با استفاده از پوشش دهی سطح دندانه‌ها است. با در نظر گرفتن پوشش در مسئله و در نظر گرفتن خواص هندسی و جنس آن، پارامترهای مدل‌سازی مثل شعاع انحنا، مدول الاستیسیته معادل، زبری معادل و سختی استوانه‌ها تغییر می‌کنند که منجر به تغییر پارامترهای بی‌بعد مسئله می‌شود و در نتیجه مقادیر اصطکاک و سایش نیز تغییر می‌کنند. حال با توجه به اینکه تماس سطوح دو چرخدنده را در یک دور گردش آن‌ها می‌توان به صورت تماس تعداد زیادی استوانه مدل کرد، مسئله تماس خطی استوانه‌ها به تماس سطوح دو چرخدنده در یک دور گردش آن‌ها تعمیم داده می‌شود. این مدل‌سازی با استفاده از یک پوشش دلخواه و مناسب مثل DLC بر روی سطوح چرخدنده‌ها پوشش داده می‌شود. یکی از پارامترهای مهمی که بدست آمد ضخامت بحرانی پوشش یا حداقل ضخامت پوشش است. بر اساس نتایج بدست آمده که اگر ضخامت پوشش انتخاب شده از ضخامت بحرانی کمتر باشد بهبودی در نرخ سایش اتفاق نمی‌افتد. همچنین نتیجه شد که جنس پوشش انتخابی نیز بایستی دارای سختی مناسبی باشد تا بتواند به اندازه کافی نرخ سایش را کاهش دهد.

کلیدواژه: پوشش دهی؛ روش تقسیم بار؛ ضریب اصطکاک؛ تماس خطی؛ رژیم روانکاری مخلوط؛

## Prediction of performance of coated spur gear using load-sharing concept

Mohammad hossein Safari, Ali Dehghani, Saleh Akbarzadeh,

Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, 84156-83111, Iran

### Abstract

The purpose of the present research is to investigate the wear between two surfaces of coated spur gears under the mixed lubrication regime by employing the load sharing concept. By considering the coating in the problem and considering its geometric properties and material, the modeling parameters such as the equivalent radius of curvature, the equivalent elasticity modulus, the equivalent roughness and the hardness of the cylinders are changed, which leads to the change of the dimensionless parameters of the problem and as a result the values of friction and wear are calculated. Considering that the contact of the surfaces of two gears in one round of their rotation can be modeled as the contact of a large number of cylinders, the problem of linear contact of cylinders is extended to the contact of the surfaces of two gears in one round of their rotation. to be This modeling is covered by using a desired and appropriate coating such as DLC on the surfaces of the gears. One of the important parameters obtained is the critical coating thickness or minimum coating thickness. Based on the results obtained, if the selected coating thickness is less than the critical thickness, the wear rate does not improve. It was also concluded that the material of the selected coating should also have a suitable hardness in order to reduce the wear rate sufficiently.

Key Words: coating, load-sharing, friction coefficient, line contact, Mixed lubrication.

Corresponding author s.akbarzadeh@iut.ac.ir

## مقدمه

می‌باشد. قطره سامانی و همکاران [۵] در سال ۲۰۲۲ مدل سه‌بعدی برای پیش‌بینی تغییرات زبری سطح و همچنین ضریب اصطکاک ارائه کردند.

در ادامه این مطالعات مسجیدی و خوانساری [۶] در سال ۲۰۱۲، با حل همزمان معادله رینولدز اصلاح شده توسط پتیر و چنگ [۷] و در نظر گرفتن تغییر شکل سطوح با مدل آماری الاستوپلاستیک ZMC، معادلاتی را برای محاسبه ضخامت فیلم سیال مرکزی و فیلم سیال کمینه و نسبت بار زبری (قسمتی از کل بار که توسط زبری تحمل می‌شود) برای مدل تماس دو استوانه تحت تماس با حضور روانکار ارائه کردند. شرایط کاری پایا و هم‌دما فرض شده است.

در سال ۲۰۱۴ مسجیدی و خوانساری [۸]، با حل همزمان معادلات رینولدز به همراه معادله انرژی و معادله زبری مدلی را برای پیش‌بینی ضریب اصطکاک برای تماس خطی زبر در رژیم روانکاری الاستوهیدرودینامیک با لحاظ کردن اثرات دمایی ارائه کردند. در سال ۲۰۲۱ غلامی و همکاران [۹] به بررسی رژیم مخلوط الاستوهیدرودینامیک در تماس خطی با در نظر گرفتن نانو ذرات پرداختند.

برای مدلسازی سایش در چرخنده‌های ساده، ابتدا بایستی رژیم روانکاری مخلوط در طول خط عمل چرخنده شناسایی شود [۱۰]. اکبرزاده و خوانساری [۱۱] در سال ۲۰۰۸، به بررسی عملکرد چرخنده‌های ساده با در نظر گرفتن زبری سطح و روانکاری با خاصیت رقیق‌شدن برشی پرداختند. آن‌ها بعداً یک تحلیل ترموالاستوهیدرودینامیک نیز روی چرخنده‌های ساده با در نظر گرفتن زبری سطوح انجام دادند [۱۲]. در ادامه پارسا و اکبرزاده [۱۳] در سال ۲۰۱۴، رویکردی جدید را بر مبنای اصل تقسیم بار برای مدل‌سازی تماس چرخنده‌های ساده در رژیم روانکاری مخلوط به کار بردند. در سال ۲۰۱۸ رودا-کاسانووا و سانچز-مارین [۱۴] یک

پدیده سایش در اکثر قطعات مکانیکی رخ می‌دهد. مثلاً در چرخنده‌ها، سایش می‌تواند سبب نازک شدن دندان‌ها شود و شکل پروفیل آن‌ها را تغییر دهد. یکی از روش‌های کاهش سایش، استفاده از پوشش‌دهی سطح است. به همین جهت بررسی تماس سطوح پوشش‌داده شده در حضور فیلم روانکار از اهمیت خاصی برخوردار است. زمانی که دو سطح در تماس همدیگر قرار می‌گیرند بار توسط زبری‌هایی که روی دو سطح قرار دارند، تحمل می‌شود. یادگیری رفتار تغییر شکل زبری‌های در حال تماس و مدل‌سازی دقیق تماس بین سطوح زبر برای فهم کافی سازوکار اصطکاک، سایش، روانکاری و گرمایش اصطکاکی اهمیت دارد [۱].

مفهوم اشتراک بار یک عامل مهم در پیش‌بینی عملکرد چرخ دنده‌های ساده پوشش‌داده شده است [۲]. جانسون [۳] در سال ۱۹۷۲، مفهوم تقسیم بار را معرفی کرد که بر اساس این اصل، در رژیم مخلوط قسمتی از بار توسط سیال و قسمت دیگر آن توسط زبری تحمل می‌شود. مفهوم اشتراک بار مهم است زیرا بر توزیع تنش تماسی تأثیر می‌گذارد که به نوبه خود بر سایش و عمر خستگی دندان‌های دنده تأثیر می‌گذارد. پوشش‌ها می‌توانند عملکرد چرخنده‌های ساده را با کاهش اصطکاک و سایش، افزایش ظرفیت حمل بار و بهبود سطح پوشش بهبود بخشند. تحقیقات زیادی به بررسی رفتار تریبولوژیکی جفت چرخنده‌های ساده پوشش‌داده شده با در نظر گرفتن زبری سطح دندان‌ها انجام شده است [۲, ۴].

تحقیقات زیادی درباره اثر زبری سطح انجام شده است. ژائو و همکاران [۱] در سال ۲۰۰۰، یک مدل ریز تماسی الاستیک-پلاستیک را برای سطوح زبر ارائه کردند که به مدل ZMC معروف است. ویژگی اصلی این مدل در نظر گرفتن ناحیه گذار بین تغییر شکل الاستیک و پلاستیک برای زبری

کاهش مساحت ناحیه تماس و استحکام برشی می‌باشد. افزایش اصطکاک در اثر افزایش ضخامت پوشش به صورت تجربی توسط شربینی و هالینگ [۲۱] در سال ۱۹۷۷ نشان داده شده است. رابرت [۲۲] در سال ۱۹۸۹، در پژوهشی و با معرفی رابطه‌ای برای ضریب اصطکاک در تماس یک جسم کروی لغزنده بر پوشش نرم با ماده پایه سخت، نشان داد که دو معیار برای دستیابی به اصطکاک کم وجود دارد.

بوشان و همکاران [۲۳] در سال ۱۹۹۹ در پژوهشی مدول الاستیسیته و سختی معادل سطوح زبر چند لایه را بر اساس سطح واقعی تماس تعریف کردند.

یکی دیگر از پارامترهای اساسی که در مسئله تماس سطوح زبر پوشش‌دار وجود دارد، عمق فرورفتگی یا نفوذ است. برای تحلیل و محاسبه این پارامتر در تماس خطی به ویژه برای مسائل روانکاری الاستوهیدرودینامیک راه‌حل‌های مختلفی ارائه شده است [۲۴، ۲۵].

در این پژوهش روشی کاربردی و ساده برای تحلیل تریبولوژیکی یک جفت چرخنده ساده پوشش‌دار تحت رژیم روانکاری مخلوط به روش تقسیم بار ارائه شده است. حضور پوشش در مسئله تماس خطی باعث تغییر در خواص مکانیکی چرخنده‌های در حال تماس از جمله مدول الاستیسیته و سختی می‌شود. مدول الاستیسیته و سختی تابعی از خواص چرخنده‌ها و پوشش مثل مدول الاستیسیته، سختی، زبری سطوح و ضخامت پوشش هستند. در ادامه به بررسی تاثیر ضخامت و جنس پوشش انتخابی بر نرخ سایش و ضریب اصطکاک در تماس دو چرخنده پوشش‌دار پرداخته شده است.

#### مدل‌سازی

رویکرد عددی جدید برای محاسبه دما در حین کار چرخنده‌ها ارائه کردند. زیگلترام و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۷ بر اساس مدل لوهرنر و همکاران [۱۶] یک مدل ترموالاستوهیدرودینامیک مبتنی بر المان محدود برای چرخنده‌های ساده ارائه کردند که این مدل برای یاتاقان‌ها نیز استفاده می‌شود. علاوه بر این در سال ۲۰۱۸ لیو و همکاران [۲] یک مدل روانکاری ترموالاستوهیدرودینامیک برای یک جفت چرخ دنده پوشش داده شده برای بررسی اثر خواص پوشش بر روانکار پیشنهاد داد. در سال ۲۰۲۲ رودا-کاسانووا و فرناندز [۱۷] به مقایسه روش‌های هاجمن، تاکاناشی و مائو برای پیش‌بینی دما در دنده‌های چرخنده‌های ساده پرداختند.

از زمان انتشار پژوهشی که به عنوان قانون آرچارد برای تماس خشک دو جسم تحت حرکت لغزشی شناخته می‌شود [۱۸]، تلاش‌های زیادی برای بسط دادن پیش‌بینی حجم سایش به تماس‌های تحت روانکاری انجام شده است. بر همین اساس بهشتی و خوانساری [۱۹] در سال ۲۰۱۰، روشی را برای تخمین ضریب سایش با استفاده از رویکرد مکانیک آسیب پیوسته با اتکا به اصل تقسیم بار و معادلات آماری ریزتماس زبری در رژیم روانکاری مخلوط ارائه کردند. مسجدی و خوانساری [۱۰] در سال ۲۰۱۵ با رویکرد گفته شده در پژوهش [۸] به بررسی نرخ سایش در چرخنده‌های ساده پرداختند.

اثر پوشش‌دهی برای کنترل اصطکاک و سایش در تمامی انواع تماس‌ها استفاده می‌شود. یکی از مهم‌ترین پارامترهای تاثیرگذار بر رفتار تریبولوژی سطوح پوشش‌داده شده، سختی پوشش و رابطه آن با زیرلایه می‌باشد. در سال ۱۹۵۶ بوودن و تابور [۲۰] با افزودن یک پوشش نازک نرم بر روی سطح مسطح می‌توان اصطکاک را کاهش داد که دلیل این کاهش،

مرحله I: در این مرحله که در شکل ۱-الف قابل مشاهده است، دو جفت دندانه در تماس هستند.

مرحله II: در این مرحله با حرکت نقطه تماس به سمت نقطه گام تنها یک جفت دندانه در تماس باقی می‌ماند و در شکل ۱-ب نشان داده شده است.

مرحله III: در مرحله آخر، شکل ۱-الف، تماس دوباره دو جفت چرخنده در تماس قرار می‌گیرند.

شعاع انحنا متغیر دیگری است در طول خط عمل که باید در نظر گرفته شود. به این شکل که دو چرخنده به صورت استوانه‌هایی با شعاع انحناهای  $R_1$  و  $R_2$  فرض می‌شوند که شعاع انحنا هر کدام از رابطه ۱ بدست می‌آید [۲۶، ۲۷].

$$R_1 = r_1 \sin \phi + \varepsilon; R_2 = r_2 \sin \phi - \varepsilon \quad (1)$$

شعاع دایره‌های پایه هر چرخنده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$r_{b1} = r_1 \cos \phi; r_{b2} = r_2 \cos \phi \quad (2)$$

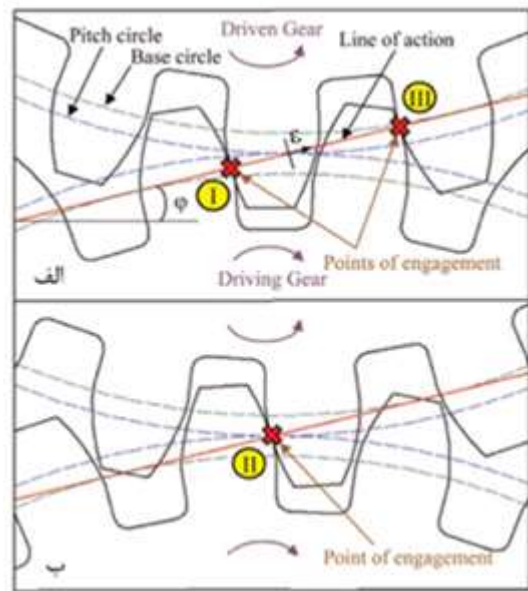
همچنین با استفاده از رابطه

$$u_1 = \frac{2\pi}{60} n_1 R_1; \quad u_2 = \frac{2\pi}{60} n_2 R_2 = \frac{2\pi}{60} \frac{N_1}{N_2} n_1 R_2 \quad (3)$$

نیز می‌توان به ترتیب سرعت‌های خطی چرخنده راننده و رانده شده،  $u_1$  و  $u_2$ ، را محاسبه کرد [۲۶].

#### ضریب اصطکاک

در ادامه به بررسی روابط استفاده شده برای تحلیل دو چرخنده ساده پوشش داده شده در حال تماس در حضور روانکار پرداخته می‌شود.



شکل ۱- تماس بین دندانه‌های چرخنده: الف) دو جفت دندانه درگیر، ب) یک جفت درگیر [۲، ۱۰]

#### حل مسئله تماس خطی برای دو چرخنده

زمانی که چرخنده‌ها حرکت می‌کنند نقطه تماس در طول خط عمل، طبق شکل ۱ از چپ به راست، حرکت می‌کند. در حقیقت، نقطه تماس روی دندانه راننده از ریشه به سمت نوک و روی دندانه رانده شده از نوک به سمت ریشه حرکت می‌کند. تماس مربوطه می‌توان به سه مرحله تقسیم کرد و در شکل ۱ نمایش داده شده است:

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{R} = 1.652W^{-0.077}U^{0.716}G^{0.695} \times (1 + 0.26\bar{\sigma}^{1.120}V^{0.185}W^{-0.312}U^{-0.809}G^{-0.977}) \quad (۸)$$

$$L_a = 0.005W^{-0.408}U^{-0.088}G^{0.103} \times [\ln(1 + 4470\bar{\sigma}^{6.015}V^{1.168}W^{0.485}U^{-3.741}G^{-2.898})]$$

که به ترتیب  $H_c$  ضخامت فیلم مرکزی بی‌بعد و  $H_{min}$  ضخامت فیلم کمینه بی‌بعد روانکار و همچنین  $L_a$  نسبت بار زبری را می‌باشند.

#### شار حرارتی

برای تخمین دمای سطح نسبت به لغزش در رژیم روانکاری EHL مخلوط، از نظریه تیان و کندی [۲۹] استفاده می‌شود.

$$\Delta T = \frac{2bq}{\sqrt{\pi}(k_1\sqrt{1+Pe_1} + k_2\sqrt{1+Pe_2})} \quad (۱۰)$$

$q$  مقدار میانگین شار حرارتی در رژیم روانکاری مخلوط است که از رابطه زیر

$$q = f_c u_s p \left(\frac{L_a}{100}\right) + u_s \Lambda_{lim} p \left(1 - \frac{L_a}{100}\right) \quad (۱۱)$$

محاسبه می‌شود.  $f_c$  ضریب اصطکاک زبری،  $u_s$  سرعت لغزشی،  $p$  میانگین فشار تماسی هرتزی،  $L_a$  نسبت بار زبری و  $\Lambda_{lim}$  ضریب تنش برشی حدی است. در نهایت با داشتن دمای اولیه سطح و استفاده از رابطه ۱۰ می‌توان توزیع دمای سطح زبر را در حضور روانکار و در حین تماس خطی محاسبه نمود.

نیروی کلی اصطکاک از جمع نیرو اصطکاک زبری و نیرو اصطکاک هیدرودینامیک به صورت زیر حاصل می‌شود:

$$F_f = (F_f)_a + (F_f)_h \quad (۴)$$

قسمت اول،  $(F_f)_a$ ، اصطکاک ایجاد شده به دلیل تماس زبری‌ها است و قسمت دوم،  $(F_f)_h$ ، مربوط به فیلم روانکار است که ناشی از خاصیت برشی فیلم روانکار می‌باشد.

برای محاسبه نیروی اصطکاک هیدرودینامیک، از رابطه ارائه شده توسط بیر و واینر [۲۸] استفاده می‌شود.

$$(F_f)_h = \int \tau_{lim} (1 - \exp(-\frac{\mu S u_r}{\tau_{lim} h})) b dx \quad (۵)$$

در نهایت، ضریب اصطکاک با تقسیم رابطه ۴ بر بار کلی به صورت ذیل بدست می‌آید:

$$f = \frac{F_f}{F} = \left(\frac{L_a}{100}\right) f_c + \frac{2\Lambda_{lim}}{\pi} \int p_h (1 - \exp(-\frac{\mu S U}{\Lambda_{lim} p_h H \sqrt{\frac{F}{2\pi}}})) dx \quad (۶)$$

پارامتر  $f_c$  که ضریب اصطکاک بین سطوح زبر در حضور روانکار است.

ضخامت فیلم مرکزی بی‌بعد، ضخامت فیلم کمینه بی‌بعد و نسبت بار زبری روابط زیر توسط مسجیدی و خوانساری [۶] ارائه شدند:

$$H_c = \frac{h_c}{R} = 2.691W^{-0.135}U^{0.705}G^{0.556} \times (1 + 0.2\bar{\sigma}^{1.222}V^{0.223}W^{-0.229}U^{-0.748}G^{-0.842}) \quad (۷)$$

در این رابطه  $E_{eff}$ ،  $E_s$  و  $E_f$  به ترتیب مدول الاستیسته معادل، زیرلایه و پوشش،  $d$  عمق فرورفتگی،  $t_c$  ضخامت پوشش،  $\sigma$  زبری سطح و  $\beta$  شعاع زبری است. همچنین توان‌های  $n$  و  $p$  با استفاده از روش حداقل مربعات بدست می‌آید، که مقادیر توان‌ها در جدول ۱ نشان داده شده است. برای سختی معادل نیز مشابه مدول الاستیسته معادل رابطه بالا به صورت رابطه ۱۶ تعریف می‌شود. [۲۳].

$$\frac{H_{eff}}{H_s} = 1 + \left(\frac{H_f}{H_s} - 1\right) \times \exp\left(-\left(\frac{d}{t_c}\right)^m \left(\frac{E_f}{E_s}\right)^n \left(\frac{H_f}{H_s}\right)^p \left(\frac{\sigma}{\beta}\right)^q\right) \quad (16)$$

حال توان موجود در روابط ۱۵ و ۱۶ در جدول ۱ نمایش داده شده است [۲۳].

جدول ۱- توان‌های تجربی بدست آمده برای روابط ۱۵ و ۱۶ [۲۳]

شرایط	m	n	p	Q
سختی $\frac{H_f}{H_s} > 1$	1.2	-	0.8	0.01
معادل $\frac{H_f}{H_s} < 1$	1.7	-	0.1	-0.2
مدول الاستیسته $\frac{E_f}{E_s} > 1$	0.5	0.2	0.01	-
معادل $\frac{E_f}{E_s} < 1$	1.0	0.1	-0.2	-

برای محاسبه عمق فرورفتگی و حداقل ضخامت مناسب از روابط زیر استفاده می‌شود.

$$d = \frac{F}{\pi L E'} \left(1 + \ln \frac{\pi E L^3}{R F}\right) \quad (17)$$

$$t_{c \min} = 2 \times \max(d - h_c) \quad (18)$$

$$T_s = T_0 + \Delta T \quad (12)$$

### نرخ سایش

برای محاسبه نرخ سایش در حضور روانکار، نیروی کلی بایستی با بخشی از نیرو که توسط زبری‌ها تحمل می‌شود، جایگزین شود. پارامتر نقص فیلم جزئی را از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\psi = 1 - \exp\left[-\left[\frac{a_x}{u_s t_0} \exp\left(-\frac{E_a}{R_g T_s}\right)\right]\right] \quad (13)$$

در رابطه ۱۳ برای نقص فیلم جزئی، پارامترهای  $R_g$  ثابت گاز،  $a_x$  قطر ناحیه مربوط به هر مولکول جذب شده،  $E_a$  گرمای جذب روانکار روی سطح و  $t_0$  زمان بنیادی ارتعاش مولکول در حالت جذب حضور دارند.

در نهایت نرخ سایش را در حضور روانکار محاسبه نمود.

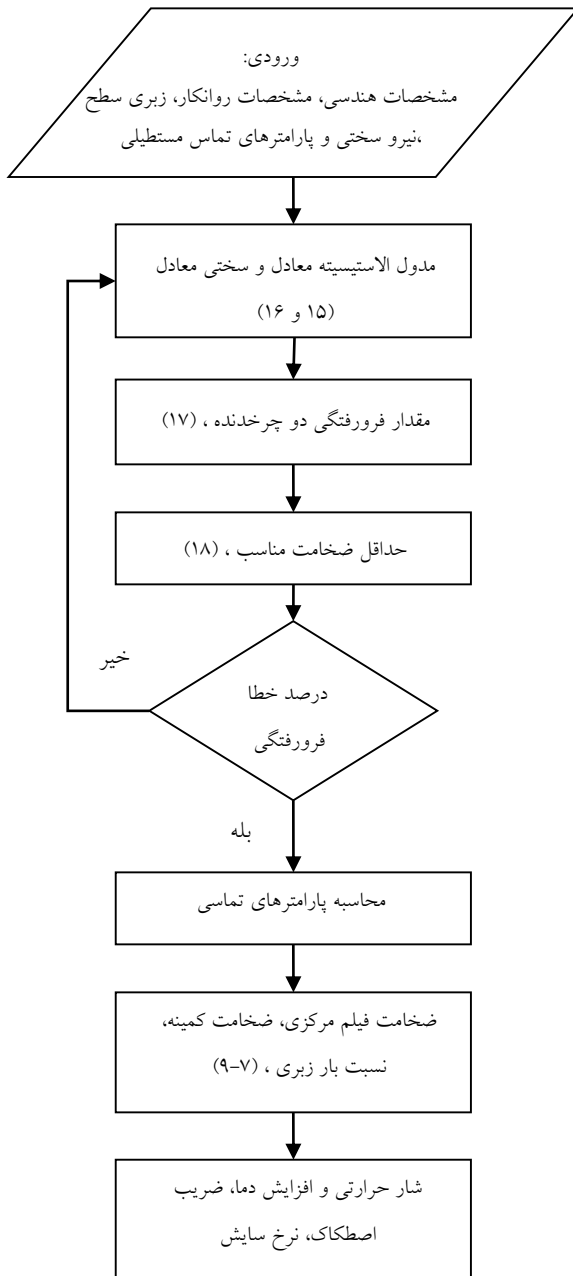
$$\Omega_{\text{lub}} = K \psi \left(\frac{L_a}{100}\right) \frac{F u_s}{\nu} \quad (14)$$

### اعمال پوشش در معادلات پایه

دو خاصیت مهم مکانیکی که در اثر اعمال پوشش دستخوش تغییر می‌شوند مدول الاستیسته و سختی هستند. مدول الاستیسته معادل برای یک سطح پوشش دار زبر در رابطه ۱۵ نشان داده شده است [۲۳].

$$\frac{E_{eff}}{E_s} = 1 + \left(\frac{E_f}{E_s} - 1\right) \exp\left(-\left(\frac{d}{t_c}\right)^m \left(\frac{E_f}{E_s}\right)^n \left(\frac{\sigma}{\beta}\right)^p\right) \quad (15)$$

## روش حل



شکل ۲- روند نمای کلی حل و محاسبات مسئله

## بحث و نتیجه‌گیری

در این قسمت به بررسی و تحلیل نتایج حاصل از اعتبار سنجی مدل ایجاد شده در پژوهش حاضر برای تحلیل

برای حل این مسئله نیاز است پارامترهایی مانند مشخصات هندسی، شرایط کاری چرخنده و مشخصات روانکار مشخص شده باشد که در جدول ۲ و ۳ و ۴ آورده شده است، همچنین حداکثر بار عمودی ۲۷۰۰۰ نیوتن و سرعت دورانی پینیون ۱۱۰۰ دور بر دقیقه فرض شده است. شکل ۲ روند نمای کلی برای حل محاسبات مسئله را نشان داده است.

جدول ۲- مشخصات چرخنده‌های استفاده شده در پژوهش [۳۰]

$E$ (GPa)	200
$\nu$	0.3
$N_p-N_g$	28-84
$m$ (mm)	3.175
$\phi$ (deg)	20
$\sigma$ ( $\mu\text{m}$ )	0.5
$L$ (mm)	100
$\rho$ ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )	7850
$c_p$ ( $\text{J}/\text{Kg.K}$ )	470
$K$ ( $\text{W}/\text{m.K}$ )	46
$v$ (GPa)	2.3
$f_c$	0.135

جدول ۳- مشخصات روانکار مورد استفاده در پژوهش [۳۰]

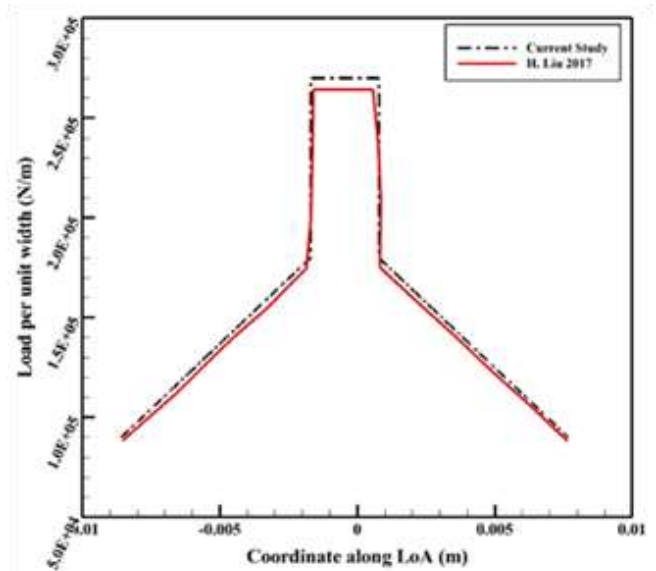
$\Lambda_{lim}$	0.0434
$\mu_0$ (Pa.s)	0.04
$T_0$ (K)	313
$\alpha$ ( $\text{m}^2/\text{N}$ )	$2.2 \times 10^{-8}$
$k$ ( $\text{W}/\text{m.k}$ )	0.14

جدول ۴- مشخصات مورد استفاده در پژوهش [۳۰]

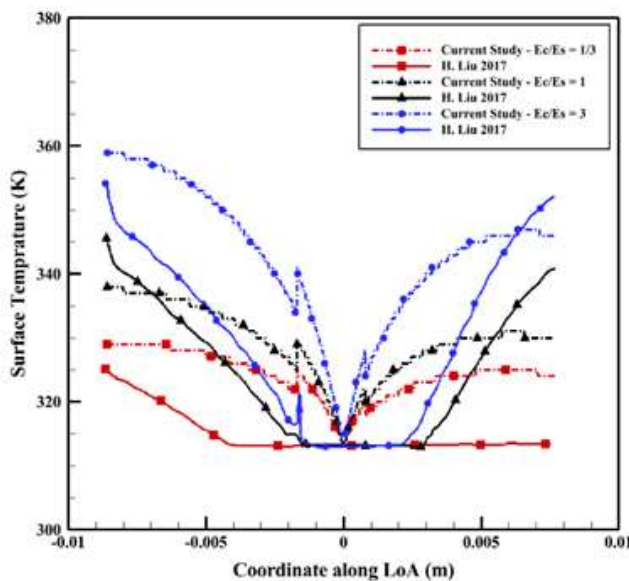
$t_c$ ( $\mu\text{m}$ )	100		
$\frac{E_c}{E_s}$	$\frac{1}{3}$	1	3
$\frac{v_c}{v_s}$	$\frac{1}{2}$	1	15

در شکل ۳ منحنی بار بر واحد طول برای پژوهش لیو و همکاران [۳۰] و پژوهش کنونی برای مقایسه در کنار یکدیگر قرار داده شدند. انطباق منحنی‌ها به طور کامل برقرار است که نشان‌دهنده صحت اطلاعات ورودی مربوط به چرخنده‌ها می‌باشد. این منحنی تغییرات بار در طول خط عمل را نشان می‌دهد که نقاط پرش بار در منحنی به خوبی نمایان هستند. در ادامه و در شکل ۴ منحنی‌های مربوط به ضخامت کمینه فیلم سیال،  $h_{min}$ ، برای پوشش‌های مختلف در هر دو پژوهش آورده شده است. علت اختلاف بین نتایج پژوهش لیو و همکاران [۳۰] و پژوهش کنونی این است که در پژوهش [۳۰] از حل معادلات کامل TEHL بهره برده شده است در حالی که در پژوهش کنونی رابطه استفاده شده برای ضخامت کمینه سیال مربوط به حالت هم دما است.

چرخنده‌های پوشش‌دار بر اساس پژوهش لیو و همکاران [۳۰] پرداخته می‌شود.

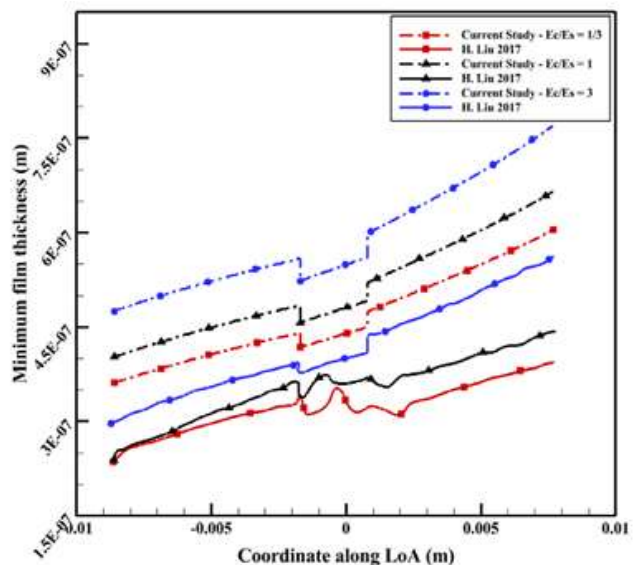


شکل ۳- مقایسه نتایج پژوهش کنونی با پژوهش لیو و همکاران [۳۰] برای بررسی بار بر واحد طول در تماس دو چرخنده پوشش‌دار



شکل ۵- مقایسه نتایج پژوهش کنونی با پژوهش لیو و همکاران [۳۰] برای بررسی دمای سطح در تماس دو چرخنده پوشش‌دار

سپس دمای سطح پیش‌بینی شده از این مدل با نتایج گزارش شده در سایر مقالات نیز مقایسه شد و نتایج آن در شکل ۶ نشان داده شده است. با افزایش سختی و مدول الاستیسیته



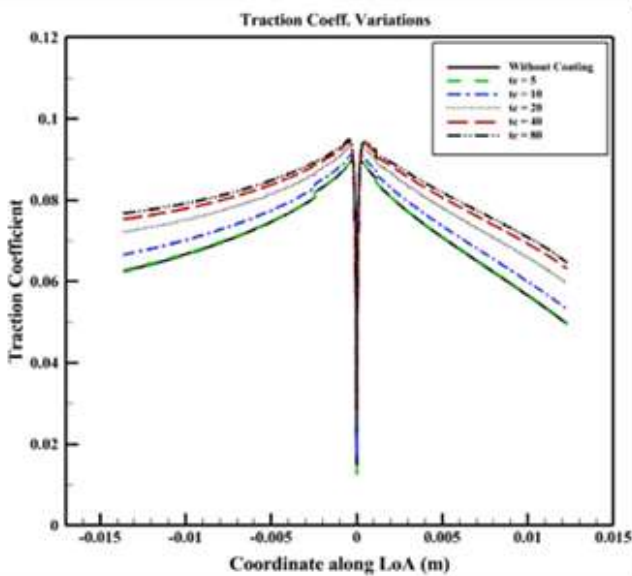
شکل ۴- مقایسه نتایج پژوهش کنونی با پژوهش لیو و همکاران [۳۰] برای بررسی ضخامت کمینه روانکار در تماس دو چرخنده پوشش‌دار



کاهش می‌یابد (ضریب اصطکاک را کاهش می‌دهد). غلبه هر کدام از این دو عامل بر دیگری، نزول یا صعود ضریب اصطکاک را مشخص می‌کند.

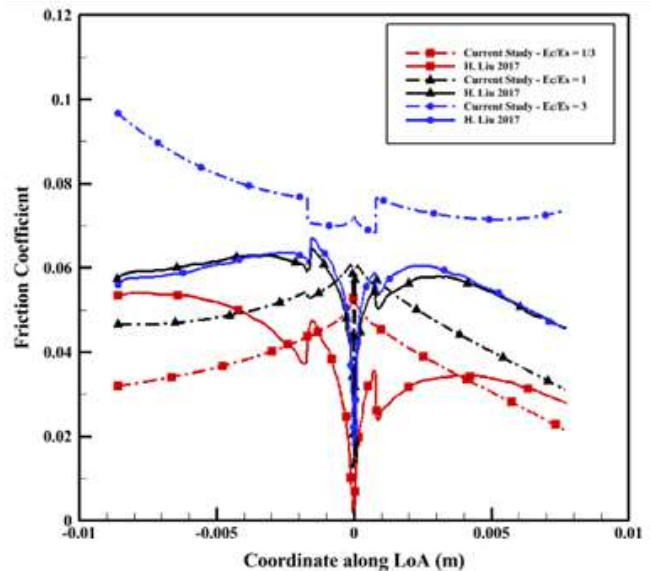
### اثر تغییر ضخامت پوشش

در شکل ۷ منحنی تغییرات ضریب اصطکاک در راستای خط عمل برای ضخامت‌های مختلف نشان داده شده است. ضریب اصطکاک در اثر افزایش ضخامت پوشش، به دلیل زیاد شدن نسبت بار زبری، افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش، مدول الاستیسیته و سختی معادل تابعی از نسبت  $\frac{d}{t_c}$  هستند و زمانی که ضخامت پوشش پیدا کند عمق نفوذ نیز افزایش می‌یابد. ولی افزایش عمق نفوذ قابل صرف نظر است پس سختی معادل افزایش می‌یابد. بنابراین نسبت بار زبری نیز در اثر افزایش سختی معادل افزایش می‌یابد.



شکل ۷- بررسی اثر تغییر ضخامت پوشش DLC بر ضریب اصطکاک در نتایج حاصل از پژوهش [۱۰]

پوشش، دمای سطح نیز بالاتر می‌رود. علت این پدیده این است که شار حرارتی ایجاد شده تابعی از نسبت بار زبری می‌باشد و چون بار زبری با بهبود خواص پوشش افزایش می‌یابد. پس می‌توان نتیجه گرفت که تولید گرما زیاد می‌شود و در نتیجه دمای سطح بالاتر می‌رود.

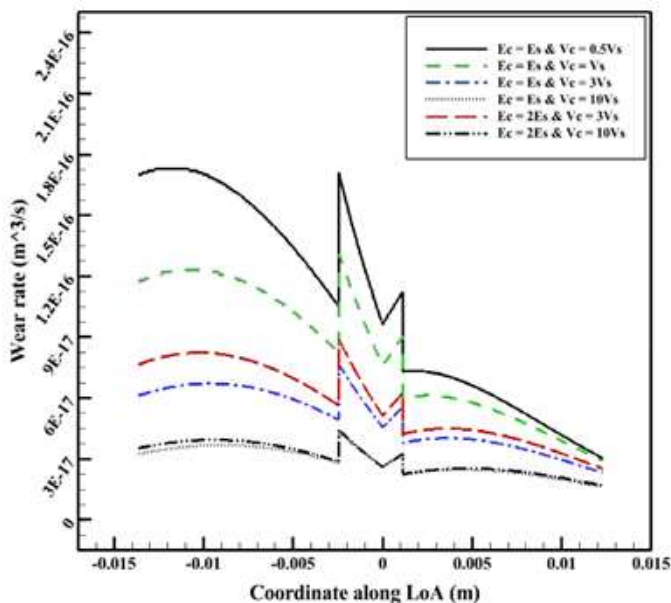


شکل ۶- مقایسه نتایج پژوهش کنونی با پژوهش لیو و همکاران [۳۰] برای بررسی ضریب اصطکاک در تماس دو چرخنده پوشش‌دار

نمودار تغییرات ضریب اصطکاک در طول خط عمل در شکل ۶ نشان داده شده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که افزایش مدول الاستیسیته و سختی پوشش منجر به افزایش ضریب اصطکاک می‌شود. علت این امر تاثیر گذاری زیاد بر نسبت بار زبری روی ضریب اصطکاک است که این پارامتر نیز با افزایش مقادیر گفته شده افزایش پیدا می‌کند. در ضمن اختلاف‌های بین پژوهش کنونی و پژوهش لیو و همکاران [۳۰] که به علت آن است که در پژوهش کنونی از یک رابطه برازش شده برای رسم منحنی اصطکاک استفاده شده است. در مرحله اول تماس، بار افزایش می‌یابد (اغلب باعث افزایش ضریب اصطکاک می‌شود) در حالی که نسبت لغزش به غلتش

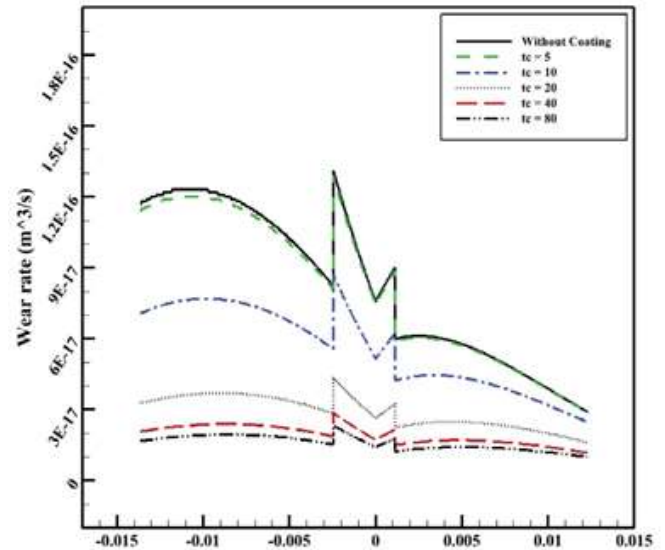
با نسبت سختی پوشش به زیرلایه است. به این گونه که اگر این نسبت کمتر از یک باشد ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد و اگر این نسبت بیشتر از یک باشد این پارامتر افزایش می‌یابد. دلیل این قضیه تغییرات نسبت بار زبری است که اثر مستقیم روی ضریب اصطکاک دارد.

حال اگر نسبت مدول الاستیسیته پوشش به زیرلایه ۲ در نظر گرفته شود و سختی تغییر کند، رفتار متفاوتی در منحنی‌ها مشاهده می‌شود. به این صورت که در راستای خط عمل و از نقطه شروع تا نقطه گام ضریب اصطکاک نسبت به حالت بدون پوشش مقدار بیشتری دارد در حالی که بین نقطه گام تا نقطه پایانی مقدار آن کمتر از مقدار ضریب اصطکاک در حالت بدون پوشش است. در واقع علت این پدیده می‌تواند افزایش بار از نقطه شروع تا نقطه گام و کاهش آن از نقطه گام تا نقطه پایان و غلبه اثر آن بر اثر لغزش به غلتش باشد.



شکل ۹- بررسی اثر تغییر جنس پوشش با نسبت‌های مختلف سختی و مدول الاستیسیته بر ضریب اصطکاک

منحنی تغییرات نرخ سایش نیز برای ضخامت‌های مختلف پوشش در شکل ۸ رسم شده است. طبق شکل ۸ با بالا رفتن مقدار ضخامت پوشش، نرخ سایش کاهش می‌یابد که نشان دهنده عملکرد مطلوب پوشش انتخابی است. علت این کاهش، افزایش سختی معادل است که تاثیر زیادی روی نرخ سایش دارد. همچنین نتایج برای حالت بدون پوشش و حالتی که کمترین ضخامت را دارد تقریباً یکسان است در حالی که تنها با افزایش ضخامت به مقدار  $t_c = 10 \mu m$ ، نرخ سایش به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. این پدیده نشان دهنده این است که عمق نفوذ و در نتیجه ضخامت بحرانی نقشی تعیین کننده در انتخاب ضخامت پوشش دارد.



شکل ۸- بررسی اثر تغییر ضخامت پوشش DLC بر نرخ سایش در نتایج حاصل از پژوهش [۱۰]

### اثر تغییر جنس پوشش

در شکل ۹ تغییرات ضریب اصطکاک در طول خط عمل برای جنس‌های مختلف پوشش نشان می‌دهد که زمانی که مدول الاستیسیته پوشش و زیرلایه مثل هم باشد و تنها سختی پوشش تغییر کند، افزایش یا کاهش ضریب اصطکاک هم سو

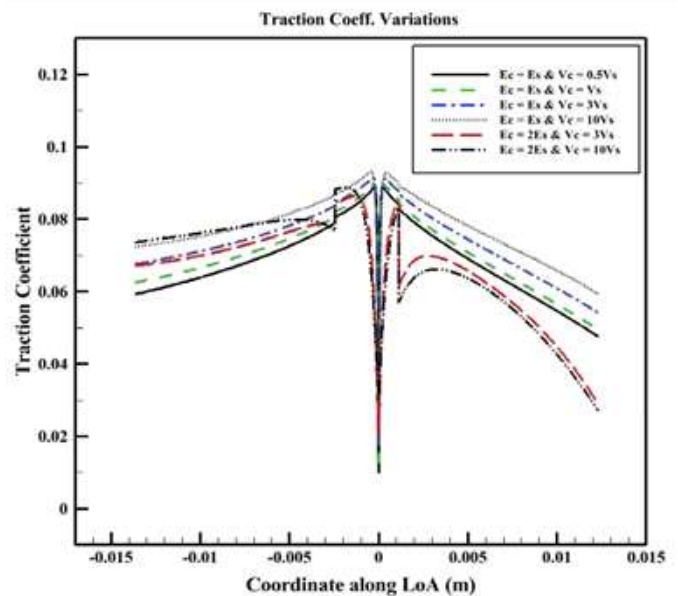
بررسی می‌شود. با اینکه استفاده از یک روانکار مناسب موجب بهبود پارامترهای تماس، مثل سایش، می‌شود با این وجود به تنهایی ارضا کننده نیست. پس نتیجه این شد که در صورت انتخاب یک پوشش کارآمد و استفاده از آن برای پوشش‌دهی سطوح چرخنده‌های در حال تماس، شرایط تماسی بهبود پیدا می‌کند. روش حل به این صورت بود که ابتدا تماس دو استوانه مدل‌سازی شد و بعد به تماس دو چرخنده تعمیم داده شد. باید به این نکته توجه داشت که حضور پوشش در مسئله تماس خطی باعث تغییر در خواص مکانیکی چرخنده‌های در حال تماس می‌شود. این دو پارامتر تابعی از خواص چرخنده‌ها و پوشش مثل مدول الاستیسیته، سختی، زبری سطوح و ضخامت پوشش هستند. یکی از پارامترهای مهمی که بدست آمد ضخامت بحرانی پوشش یا حداقل ضخامت پوشش است. بر اساس نتایج حاصل شده نتیجه گیری شد که اگر ضخامت پوشش انتخاب شده از ضخامت بحرانی کمتر باشد بهبودی در نرخ سایش اتفاق نمی‌افتد. همچنین اگر ضخامت پوشش مورد نظر از یک جایی به بعد هر چقدر که افزایش یابد تاثیر چندانی در نرخ سایش ایجاد نمی‌کند. پس بایستی برای پوشش ضخامتی بهینه بین دو مقدار گفته شده در نظر گرفت که می‌تواند در حدود سه برابر عمق نفوذ بدست آمده فرض شود. همچنین نتیجه شد که جنس پوشش انتخابی نیز بایستی دارای سختی مناسبی باشد تا بتواند به اندازه کافی نرخ سایش را کاهش دهد. بر اساس نتایج بدست آمده استنباط شد که اگر نسبت سختی پوشش به زیرلایه عددی بیشتر از یک باشد (حداقل ۳ مناسب است)، نرخ سایش کاهش پیدا می‌کند. البته این نسبت زیاد هم نباید بزرگ باشد تا اثر مطلوب حاصل شود.

### فهرست علائم

b نیم عرض تماسی هر تری

اتفاق دیگری که در منحنی شکل ۹ قابل مشاهده است این است که برای مقادیری که سختی پوشش از زیرلایه بیشتر است، اگر این نسبت ثابت نگه داشته شود و مدول الاستیسیته همزمان افزایش یابد، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

شکل ۱۰ منحنی تغییرات نرخ سایش برای جنس‌های مختلف پوشش که با ثابت نگه داشتن نسبت مدول الاستیسیته پوشش به زیرلایه و افزایش نسبت سختی متناظر، نرخ سایش همواره کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰- بررسی اثر تغییر جنس پوشش با نسبت‌های مختلف سختی و مدول الاستیسیته بر نرخ سایش

### نتیجه گیری

در این مقاله روشی کاربردی و ساده و سریع برای تحلیل تریبولوژیکی یک جفت چرخنده ساده پوشش‌دار رژیم روانکاری مخلوط به روش تقسیم بار ارائه شد. تماس چرخنده‌ها، به علت اصطکاک و سایش بالا در تماس خشک، باید در حضور یک روانکار اتفاق بیفتد پس بررسی تماس آن‌ها تحت یک رژیم روانکاری خاص، به طور معمول مخلوط،

U	سرعت بی‌بعد	$E_{eff}$	مدول الاستیسیته معادل
$u_r$	سرعت غلتشی	$E_f$	مدول الاستیسیته پوشش
$u_s$	سرعت لغزشی	$E_s$	مدول الاستیسیته زیرلایه
V	سختی بی‌بعد	d	عمق فرورفتگی
W	بار بی‌بعد	$f_c$	ضریب اصطکاک زبری
$\beta$	شعاع زبری	$F_f$	نیروی کلی ضریب اصطکاک
$\Lambda_{lim}$	ضریب تنش برشی حدی	$(F_f)_a$	نیروی اصطکاک زبری
$\mu$	لزجت روانکار	$(F_f)_h$	نیروی اصطکاک هیدرودینامیکی
$\sigma$	زبری سطح	G	عدد جنس ماده
$\bar{\sigma}$	زبری بی‌بعد سطح	$h_c$	ضخامت فیلم مرکزی
$\nu$	سختی ویکرز ماده	$h_{min}$	ضخامت فیلم کمینه
		K	ضریب سایش خشک

#### منابع

- |    |   |           |                               |
|----|---|-----------|-------------------------------|
| 1. | Zhao, Y., D.M. Maietta, and L.J.J.T. Chang, <i>An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow</i> . 2000. <b>122</b> (1): p. 86-93.                             | $k_{1,2}$ | هدایت حرارتی سطوح در حال تماس |
| 2. | Liu, H., et al., <i>Investigation on the effect of coating properties on lubrication of a coated spur gear pair</i> . 2018. <b>232</b> (3): p. 277-290.   | $L_a$     | نسبت بار زبری                 |
| 3. | Johnson, K., J. Greenwood, and S.J.W. Poon, <i>A simple theory of asperity contact in elastohydro-dynamic lubrication</i> . 1972. <b>19</b> (1): p. 91-108.   | P         | میانگین فشار تماسی هرتزی      |
| 4. | Liu, H., et al., <i>Tribological behavior of coated spur gear pairs with tooth surface roughness</i> . 2019. <b>7</b> : p. 117-128.   | $p_h$     | فشار سیال                     |
| 5. | Ghatrehsamani, S., S. Akbarzadeh, and M.M. Khonsari, <i>Experimentally verified prediction of friction coefficient and wear rate during running-in dry contact</i> . Tribology International, 2022. <b>170</b> : p. 107508. | $P_e$     | عدد پکلت                      |
| 6. | Masjedi, M. and M.J.J.o.t. Khonsari, <i>Film thickness and asperity load formulas for line-</i>   | S         | نسبت سرعت لغزشی به سرعت غلتشی |
|    |   | $t_c$     | ضخامت پوشش                    |
|    |   | $T_s$     | عدد پکلت                      |

20. Bowden, F.P., D.J.M. Tabor, and L. CO. LTD., ENGLAND. 166 P, *Friction and lubrication*. 1968.
21. Sherbiny, M. and J.J.W. Halling, *Friction and wear of ion-plated soft metallic films*. 1977. **45**(2): p. 211-220.
22. Roberts, E. *The advantages and limitations of sputtered molybdenum disulphide as a space lubricant*. in *Proc. 4th Eur. Symp. Space Mechanisms and Tribology, Cannes, France*. 1989.
23. Bhushan, B. and S.J.T.s.f. Venkatesan, *Effective mechanical properties of layered rough surfaces*. 2005. **473**(2): p. 278-295.
24. Venner, C.H. and A. Lubrecht, *Transient analysis of surface features in an EHL line contact in the case of sliding*. 1994.
25. Hamrock, B.J., S.R. Schmid, and B.O. Jacobson, *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2004: CRC press.
26. Hua, D. and M.J.T.t. Khonsari, *Application of transient elastohydrodynamic lubrication analysis for gear transmissions*. 1995. **38**(4): p. 905-913.
27. Budynas, R.G. and J.K. Nisbett, *Shigley's mechanical engineering design*. Vol. 9. 2011: McGraw-hill New York.
28. Bair, S. and W.O. Winer, *A rheological model for elastohydrodynamic contacts based on primary laboratory data*. 1979.
29. Tian, X. and F.E. Kennedy Jr, *Maximum and average flash temperatures in sliding contacts*. 1994.
30. Liu, H., et al., *A theoretical tribological comparison between soft and hard coatings of spur gear pairs*. 2017. **139**(3): p. 031503.
7. Patir, N. and H. Cheng, *Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces*. 1979.
8. Masjedi, M. and M.J.T.i. Khonsari, *Theoretical and experimental investigation of traction coefficient in line-contact EHL of rough surfaces*. 2014. **70**: p. 179-189.
9. Gholami, R., et al., *Applying load-sharing method to the sliding contact in the presence of nano-lubricants*. 2021. **235**(4): p. 786-797.
10. Masjedi, M. and M.J.W. Khonsari, *On the prediction of steady-state wear rate in spur gears*. 2015. **342**: p. 234-243.
11. Akbarzadeh, S. and M. Khonsari, *Performance of spur gears considering surface roughness and shear thinning lubricant*. 2008.
12. Akbarzadeh, S. and M.J.T.L. Khonsari, *Thermoelastohydrodynamic analysis of spur gears with consideration of surface roughness*. 2008. **32**(2): p. 129-141.
13. Parsa, M. and S.J.P.o.t.I.o.M.E. Akbarzadeh, Part J: Journal of Engineering Tribology, *A new load-sharing-based approach to model mixed-lubrication contact of spur gears*. 2014. **228**(11): p. 1319-1329.
14. Roda-Casanova, V. and F. Sanchez-Marin, *A 2D finite element based approach to predict the temperature field in polymer spur gear transmissions*. Mechanism and Machine Theory, 2019. **133**: p. 195-210.
15. Ziegler, A., T. Lohner, and K. Stahl, *TEHL simulation on the influence of lubricants on load-dependent gear losses*. Tribology International, 2017. **113**: p. 252-261.
16. Lohner, T., et al., *Engineering software solution for thermal elastohydrodynamic lubrication using multiphysics software*. 2016. **2016**.
17. Roda-Casanova, V. and C.M.C.G. Fernandes, *A comparison of analytical methods to predict the bulk temperature in polymer spur gears*. Mechanism and Machine Theory, 2022. **173**: p. 104849.
18. Archard, J.J.J.o.a.p., *Contact and rubbing of flat surfaces*. 1953. **24**(8): p. 981-988.
19. Beheshti, A. and M.J.T.I. Khonsari, *A thermodynamic approach for prediction of wear coefficient under unlubricated sliding condition*. 2010. **38**(3): p. 347-354.