



Original Research

An experimental study of determining friction force between ring and cylinder by measuring piston movement

Ebrahim Abdi Aghdam*, Nima Moradi, Mohammad Vajdi

Mechanical Engineering Department, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Engine
Friction Force
Piston
Ring
Cylinder Bush

ABSTRACT

The cylinder-piston reciprocating mechanism has been one of the most dominant designs since the invention of internal combustion engines. By reducing friction between the cylinder and piston of the engine, the reciprocating movement of the piston can be made possible, easily. The pressure inside the cylinder during the compression and expansion strokes is much higher than in the crankcase. Due to the movement of the piston inside the cylinder and its temperature change during the engine operation, a clearance needs to be between them. The clearance creates some crevices between the cylinder chamber and the crankcase. By placing the open-mouthed elastic rings in their special grooves on the piston, some serious flowing obstacles are created. However, in addition to the loss of work, the friction between the rings and cylinder can cause the relative motion of the rings in their grooves during the reciprocating movement of the piston and change the blowby geometry, so the ring friction forces are important. In the present work, an accurate experimental method is proposed and used to measure the friction of a ring with a cylinder applying a mass-pulley-string set, equipped with a displacement measurement sensor. After the experimental-analytical estimation of pulley-resistant torques, to extract the friction force of the ring, the friction force was measured and calculated in two states piston without ring and piston with ring. The results showed that the friction force of a compression ring was 2.87 N and although the piston under vertical movement had no noticeable lateral load, it was observed that its friction force was about 77% of the compression ring friction.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: eaaghdam@uma.ac.ir (E. Abdi Aghdam)

Received 16 March 2024; Accepted 21 April 2024

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Abdi Aghdam E, Moradi N, Vajdi M. An experimental study of determining friction force between ring and cylinder by measuring piston movement. The Journal of Engine Research. 2024 Jun 21;71(2):40-54. doi: 10.22034/ER.2024.2025025.1035

مطالعه تجربی تعیین نیروی اصطکاک بین حلقه و استوانه با سنجش حرکت سمبه

ابراهیم عبدی اقدم*، نیما مرادی، محمد وجدی

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

اطلاعات مقاله	چکیده
کلیدواژه‌ها: موتور نیروی اصطکاک سمبه حلقه بوش استوانه	سازوکار رفت و برگشتی استوانه-سمبه یکی از غالب‌ترین طرح‌ها از آغاز اختراع موتورهای احتراق داخلی تا به حال بوده است. با کاهش اصطکاک بین استوانه و سمبه می‌توان حرکت رفت و برگشتی سمبه را براحتی میسر ساخت. فشار داخل استوانه در مراحل تراکم و انبساط مقادیر خیلی قویتری نسبت به محفظه میل‌لنگ دارد و به دلیل حرکت سمبه در داخل استوانه و تغییر دمای آن در طول کارکرد موتور، وجود لقی بین آن دو ضروری است. این لقی، شکاف‌هایی را بین محفظه استوانه و محفظه میل‌لنگ بوجود می‌آورد. با استقرار حلقه الاستیک دهان‌باز در شیار مخصوص آن روی سمبه مانع جدی عبور جریان ایجاد می‌شود. با این وجود اصطکاک بین حلقه و استوانه علاوه بر اتلاف کار می‌تواند سبب حرکت نسبی حلقه در شیار خود طی رفت و برگشت سمبه شود و هندسه نشتی را تغییر دهد، لذا نیروی اصطکاک حلقه حائز اهمیت است. در کار حاضر برای اندازه‌گیری این اصطکاک یک روش دقیق تجربی بکمک دستگاه جرم-قرقره-ریسمان مجهز به حسگر اندازه‌گیری جابجایی پیشنهاد و استفاده شده است. پس از برآورد تجربی-تحلیلی گشتاور مقام قرقره‌ها، نیروی اصطکاک در دو حالت سمبه بدون حلقه و سمبه با حلقه اندازه‌گیری و محاسبه شد تا از روی آنها نیروی اصطکاک حلقه را برآورد کرد. نتایج حاصله نشان داد که نیروی اصطکاک یک حلقه فشاری ۲٫۸۷ نیوتن بود و اگرچه سمبه تحت حرکت قائم، بار جانبی ملموسی نداشت اما ملاحظه شد که نیروی اصطکاک آن حدود ۷۷٪ اصطکاک حلقه فشاری بود.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: eaaghdam@uma.ac.ir (ابراهیم عبدی اقدم)

دریافت ۲۶ اسفند ۱۴۰۲؛ پذیرش ۲ اردیبهشت ۱۴۰۳
شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Abdi Aghdam E, Moradi N, Vajdi M. An experimental study of determining friction force between ring and cylinder by measuring piston movement. The Journal of Engine Research. 2024 Jun 21;71(2):40-54. doi: 10.22034/ER.2024.2025025.1035

۱- مقدمه

نزدیک به یک و نیم قرن است که در صنایع مختلف مخصوصاً خودروسازی، از موتورهای احتراق داخلی استفاده گسترده‌ای شده است و دائماً تغییرات و نوآوری‌های زیادی در این عرصه صورت گرفته و می‌شود. سازوکار رفت و برگشتی استوانه-سمبه یکی از غالب‌ترین طرح‌ها از بدو اختراع موتور تا به حال بوده است. راحتی حرکت رفت و برگشتی سمبه در داخل استوانه در موتورهای احتراق داخلی با کاهش اصطکاک بین استوانه و سمبه میسر می‌شود.

فشار داخل استوانه در مراحل تراکم و انبساط مقادیر خیلی بالاتری را نسبت به محیط احراز می‌کند و به دلیل حرکت سمبه در داخل استوانه و تغییر دمای آن در طول کارکرد موتور، وجود لقی بین استوانه و سمبه ضروری است. این لقی، شکاف‌هایی را بین استوانه و محفظه میل‌لنگ بوجود می‌آورد که می‌تواند به دلیل اختلاف فشار گاز بین استوانه و محفظه میل‌لنگ در مراحل تراکم و انبساط، باعث وقوع جریان شود. به منظور آب‌بندی فضای داخل استوانه، در ناحیه فوقانی سمبه شیارهای حلقه تعبیه می‌شود. حلقه سمبه حلقه‌ای دهان‌باز فلزی الاستیک است که در شیارهای خود مستقر می‌شود. حلقه‌های فنری با استقرار در شیارها و چسبیدن به دیواره استوانه جلوی نشتی گاز را می‌گیرند.

اصلی‌ترین وظایف حلقه‌ها، کاهش سطح تماس میان سمبه و جداره استوانه، نگهداری و حفظ تراکم در قسمت فوقانی سمبه، آب‌بندی محفظه احتراق و جلوگیری از نشت گاز از اطراف سمبه، جلوگیری از اصطکاک و ممانعت از فرسودگی بیش از حد، مهار روغن و روغن‌کاری در فاصله بین دیواره استوانه و سمبه و انتقال حرارت از سمبه به دیواره استوانه است. اثرات موقعیت‌های نسبی در طراحی حلقه‌ها و نقش مهار روغن روانکاری توسط حلقه‌ها مورد بررسی محققان بوده است [۱، ۲].

تروهان و بلاو^[۳] با استفاده از روغن‌کاری واقعی در یک موتور دیزلی سنگین آزمایشاتی را برای اندازه‌گیری اصطکاک و سایش حلقه‌های سمبه و بوش استوانه انجام دادند. محرابی وقار و همکاران [۴] از طریق شبیه‌سازی و انجام آزمون تجربی به بررسی اصطکاک حلقه-سمبه با بوش استوانه پرداختند. آن‌ها پس از اعتبارسنجی الگوی خود نتیجه‌گیری کردند که با افزایش لقی بین سمبه و بوش استوانه مقدار اصطکاک در سرعت‌های کمتر از ۳۰۰۰ دور در دقیقه (د.د.د.) تغییر چندانی نمی‌کند.

علاوه بر اختلاف فشار، حرکت شتاب متغیر سمبه در طول تراکم و انبساط که تغییرات جدی در سرعت و شتاب شکاف‌ها با هندسه ثابت ایجاد می‌کند، می‌تواند بر مقدار جرم نشتی تأثیر بگذارد. خواص اصطکاکی حلقه-سمبه متأثر از ساختار موتور، شکل سمبه و حلقه سمبه، و شرایط کارکرد موتور است. در حلقه‌های فشاری نیروی بین حلقه سمبه و دیواره استوانه در اثر نیروی الاستیک حلقه و فشار گازی که در شیار جای حلقه در سمبه وارد می‌شود بوجود می‌آید. آزمایش نشان می‌دهد که فشار در شیار حلقه اول تقریباً با فشار داخل استوانه برابر بوده و فشار در حلقه دوم کمتر از آن و در حلقه سوم بسیار کم است [۵].

حلقه‌ها در اثر نیروی فنری خود همواره به دیواره استوانه می‌چسبند (مگر تحت شرایط بسیار خاص) و از لحاظ نظری، تحت این شرایط تنها در صورتی می‌توان انتظار روغنکاری هیدرودینامیکی را داشت که سطح لغزنده حلقه نسبت به دیواره استوانه تحت زاویه قرار گیرد و یا گوشه‌های حلقه گرد شده باشند. البته، حتی در حلقه‌هایی که لبه‌های تیز دارند نیز گردی گوشه‌ها و چرخش حلقه به اندازه‌ای هست که حرکت بدون تماس فلز با فلز انجام شود، مگر در نقاط مکث بالا و پایین [۶].

زمزم و عبدی‌اقدم [۷] اثر سرعت و کارکرد موتور تجاری XU7JP / L3 روی پدیده نشتی با کارکرد موتور صفر کیلومتر، ۷۰۰۰۰ کیلومتر و ۲۰۰۰۰۰ کیلومتر را در حالت موتورگردانی با سوخت بررسی کردند. نتیجه حاصله مقدار نشتی در کارکرد ۷۰۰۰۰ کیلومتر حدود ۳ برابر مربوط با صفر کیلومتر و در کارکرد ۲۰۰۰۰۰ کیلومتر بیش از ۴ برابر مربوط با صفر کیلومتر است.

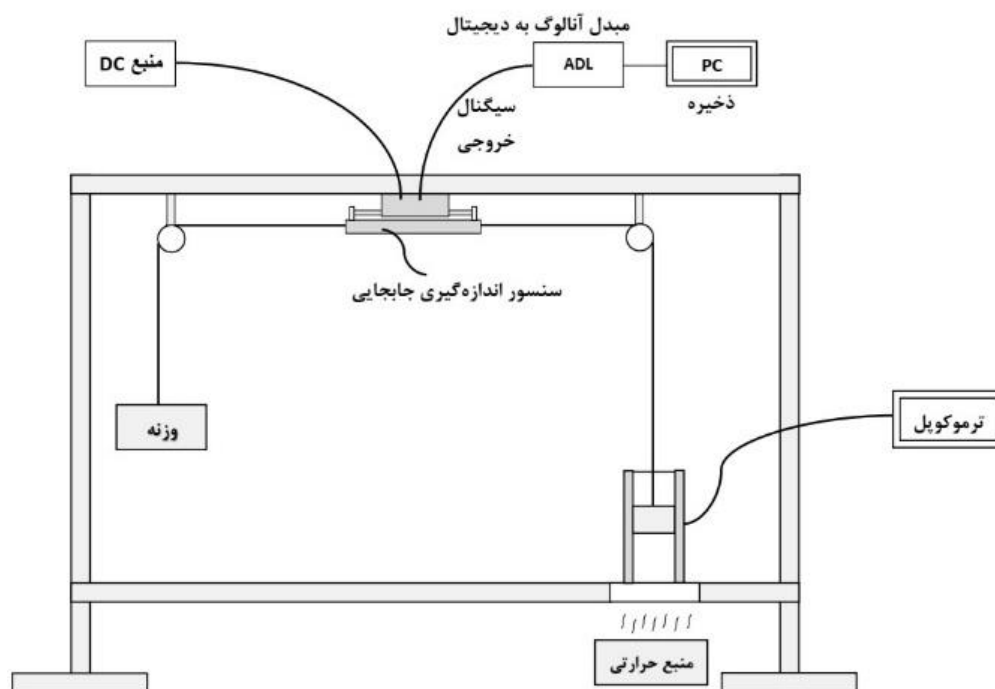
¹ Truhan and Blau

محمدی [۸] با تمرکز روی حرکت شتابدار سمبه، تأثیر شتاب شکافها در توزیع فشار و جریان از روزهها را بررسی کرد. او تأثیر شتاب سمبه را در سرعت‌های بالا بیشتر مشاهده کرد. در اغلب مطالعات اخیر که روی پدیده نشتی و جریان از شکافها انجام شده است چه تحت الگوی ترمودینامیکی نشتی [۹، ۱۰] و چه الگوی برگشت پذیر ترمودینامیکی مبنای نشتی [۱۱، ۱۲] برای تسهیل بررسی، حرکت نسبی حلقه در شیار مدنظر قرار نگرفته است. اما حرکت نسبی حلقه‌ها بالاخص در سرعت‌های بالای موتور می‌تواند هندسه نشتی را بطور جد متأثر کند. در تحقیق حاضر با استفاده از یک حسگر اندازه‌گیری جابجایی، یک روش دقیق تجربی برای سنجش اصطکاک بین حلقه-سمبه و بوش استوانه پیشنهاد و استفاده شده است. از برآورد اصطکاک می‌توان در تعیین توان اصطکاکی حلقه‌ها، حرکت نسبی حلقه و پیشگویی تغییرات هندسه نشتی استفاده کرد.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- معرفی سازوکار اندازه‌گیری اصطکاک حلقه-سمبه

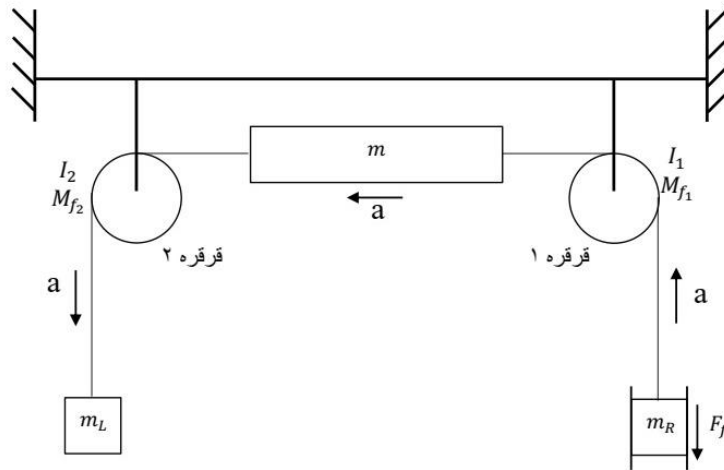
در کار حاضر برای اندازه‌گیری اصطکاک حلقه-سمبه با دیواره استوانه از دستگاه جرم، قرقره-ریسمان استفاده شد. شکل ۱ شماتیکی از سازوکار مورد اشاره را که مجهز به حسگر اندازه‌گیری جابجایی است نشان می‌دهد. برای نگهداری قرقره‌ها و سازوکار از یک قاب ثابتی از پروفیل فولادی استفاده شد. سمبه با یک حلقه داخل بوش استوانه در سمت راست متصل به انتهای ریسمان در امتداد محور استوانه قرار داده شد. به انتهای دیگر ریسمان در سمت چپ وزنه‌ای آویزان شد که مقدار آن قابل تغییر و بزرگتر از وزن سمبه بود و نگهدارنده متحرک نوار رمزگذار به ریسمان بین دو قرقره وصل شد. وقتی وزنه سمت چپ به حد کافی بزرگ انتخاب شود و نیروی اصطکاک بین حلقه-سمبه و استوانه ثابت بماند، سازوکار حرکت شتاب ثابتی را به خود می‌گیرد که با تعیین آن می‌توان به نیروی کشش ریسمان در قسمت‌های مختلف و نیروی اصطکاک بین حلقه-سمبه و استوانه دست یافت.



شکل ۱ سازوکار مجهز به حسگر اندازه‌گیری جابجایی

۲-۲- تحلیل دینامیکی دستگاه جرم-قرقره طرح

برای تحلیل دینامیکی سازوکار اندازه‌گیری اصطکاک حلقه-سمبه، دستگاه جرم قرقره شکل ۲ را می‌توان به‌عنوان الگوی فیزیکی در نظر گرفت.



شکل ۲ سازوکار اندازه‌گیری اصطکاک حلقه-سمبه

با استفاده از این الگو و این فرض که جرم m_L به حد کافی بزرگتر است به طوری که جرم m_R با شتاب ثابت a به سمت بالا، m_L به سمت پایین و m به سمت چپ حرکت می‌کند، با اعمال قانون دوم نیوتن به جرم m_L نیروی کشش ریسمان متصل به آن (T_4) به صورت معادله ۱ قابل بیان است.

$$T_4 = m_L(g - a) \quad (1)$$

با اعمال قانون دوم نیوتن به قرقره ۲، معادله ۲ حاصل می‌شود:

$$T_3 = T_4 - \frac{M_{f2}}{r} - I_2 \frac{a}{r^2} \quad (2)$$

که در آن M_{f2} مقاومت اصطکاکی قرقره ۲، I_2 گشتاور لختی جرمی آن حول محور دوران، T_3 نشانگر کشش ریسمان بین قرقره ۲ و جرم میانی m و r شعاع بخش خمیدگی ریسمان روی قرقره است. R_2 برآیند نیروی عمود بر محور قرقره ۲ از معادله ۳ حاصل می‌شود:

$$R_2 = \sqrt{T_3^2 + T_4^2} \quad (3)$$

برای حرکت جرم m معادله ۴ را می‌توان نوشت،

$$T_2 = T_3 - m a \quad (4)$$

که در آن T_2 نیروی کشش ریسمان در سمت راست m است. مشابه قرقره ۲ برای قرقره شماره ۱ معادله ۵ را می‌توان نوشت،

$$T_1 = T_2 - \frac{M_{f1}}{r} - I_1 \frac{a}{r^2} \quad (5)$$

که در آن M_{f1} مقاومت اصطکاکی قرقره ۱، I_1 گشتاور لختی جرمی آن حول محور دوران و T_1 کشش ریسمان بین قرقره ۱ و جرم m_R است. R_1 برآیند نیروی عمود بر محور قرقره ۱ از معادله ۶ حاصل می‌شود،

$$R_1 = \sqrt{T_1^2 + T_2^2} \quad (6)$$

از بکارگیری قانون دوم برای حرکت جرم m_R معادله ۷ را می‌توان نوشت:

$$F_f = T_1 - m_R(g + a) \quad (۷)$$

از ادغام روابط ۱، ۲، ۴، ۵ و ۷ معادله ۸-الف و ۸-ب حاصل می‌شود،

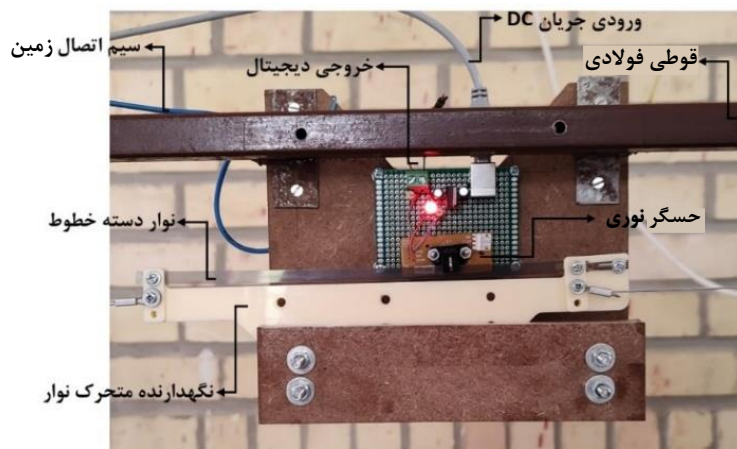
$$F_f = m_L g - m_L a - m a - \frac{M_{f1} - M_{f2}}{r} - (I_1 + I_2) \frac{a}{r^2} - m_R g - m_R a \quad (۸-الف)$$

$$F_f = (m_L - m_R) - (m_L + m_R + m)a - \frac{M_{ftot}}{r} - \frac{I_{tot}}{r^2} a \quad (۸-ب)$$

که در آن I_{tot} مجموع گشتاور لختی دو قرقره همسان است و از هندسه و مواد قرقره‌ها قابل محاسبه است و M_{ftot} مجموع گشتاور اصطکاکی قرقره‌ها است.

۳-۲- حسگر سنجش جابجایی

ابتدا تلاش زیادی به عمل آمد تا با استفاده از سنجش زمان مربوط به طول معینی از جابجایی، شتاب ثابت حرکت محاسبه شود، اما بدلیل خطاهای انسانی، اختلاف مقادیر زیادی در آزمایش‌های همسان مشاهده شد. ریشه این خطاها عمدتاً انسانی بود لذا تصمیم بر این شد که یک حسگر شناسایی جابجایی در دستور کار قرار گیرد. برای این منظور از یک حسگر نوری که در چاپگرهای جوهرافشان اپسون بکار گرفته شده است استفاده شد. از مقابل حسگر مورد اشاره وقتی خطوط موازی ظریف رد می‌شود علامت دندانهای تولید می‌کند. شکل ۳ تصویری از حسگر و نوار دسته خطوطدار را نشان می‌دهد که در تحلیل سازوکار طرح، جرم m مربوط به نگهدارنده متحرک نوار است و به دو سر آن ریسمان وصل می‌شود.



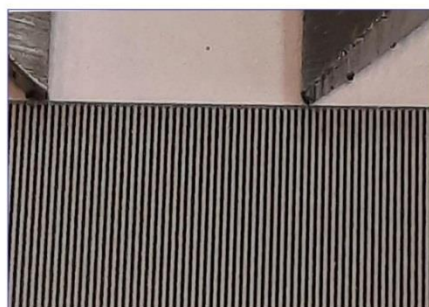
شکل ۳ مجموعه حسگر و نوار خطوطدار

۴-۲- نوار رمزگذاری جابجایی

برای تشخیص طول جابجایی مربوط به هر تناوب از علامت از نوار که بدون چشم مسلح امکان دیدن دسته خطوط آن وجود نداشت. تصویربرداری با بزرگنمایی ۱۰ برابر انجام شد. شکل ۴الف طول ۵ میلی‌متر از نوار را که بین دو فک کولیس رایانه‌ای قرار دارد نشان می‌دهد. شکل ۴ب تصویربرداری با بزرگنمایی ۱۰ برابر از فاصله دو فک کولیس را نشان می‌دهد. با شمارش تعداد تناوب واقع بین دو فک کولیس هر تناوب از آن معادل ۰.۱۳۸۹ میلی‌متر حاصل و در برآورد جابجایی از آن استفاده شد.



(الف)

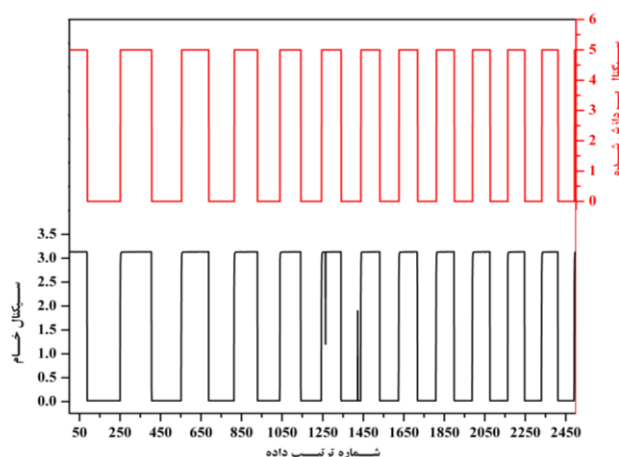


(ب)

شکل ۴ نوار رمزگذاری جابجایی (الف) طولی از نوار بین دو فک کولیس و (ب) تصویر با بزرگنمایی ۱۰ برابر از دهانه کولیس

۲-۵- ذخیره کننده داده

برای دریافت و ذخیره علامت داده‌های تجربی جابجایی از ذخیره کننده داده^۱ DAQ2016 شرکت ادلینک^۲ و نرم افزار و سخت افزار آن استفاده شد. با استفاده از این مجموعه اخذ داده، می توان داده پیوسته را با بسامد حداکثر ۸۰۰ کیلوهرتز به عدد تبدیل و در قالب فایل dat. ذخیره کرد. در پژوهش حاضر بسامد داده برداری ۲۰۰ کیلوهرتز تنظیم شد و پس از اخذ داده خام در یک مرحله از طریق نرم افزار به قالب CSV. تبدیل شد تا بتوان داده‌ها را از طریق برنامه نویسی خواند. شکل ۵ نمونه علامت دریافتی از سامانه تشخیص جابجایی را که ثبت، ذخیره و رفع نوفه شده‌است را نشان می دهد.



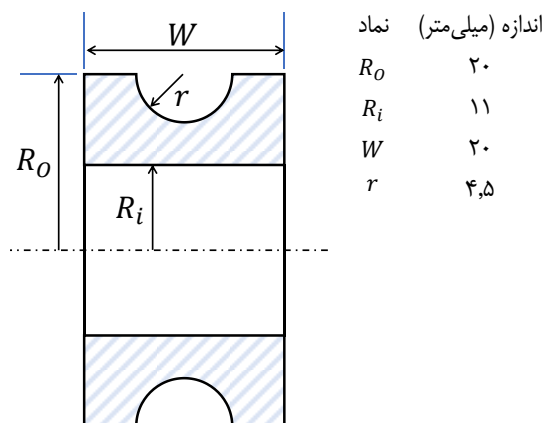
شکل ۵ نمونه علامت دریافتی نوفه دار و رفع نوفه شده

¹ Data logger

² Addlink

۲-۶- اندازه‌گیری ابعاد قرقره‌ها و تعیین گشتاور لختی جرمی آنها

در تحقیق حاضر از دو قرقره هم‌جنس و هم‌اندازه استفاده شد، لذا برآورد و محاسبه یکی از آنها کافی بود. در شکل ۶ مقطع توپی یکی از قرقره‌ها و اندازه نمادهای هندسی آن نشان داده شده است. با استفاده از این ابعاد و چگالی آن، مقدار گشتاور لختی جرمی قرقره 26270 gr.mm^2 محاسبه شد.



اندازه (میلی‌متر)	نماد
۲۰	R_o
۱۱	R_i
۲۰	W
۴,۵	r

شکل ۶ مقطع توپی یکی از قرقره‌ها و اندازه نمادهای هندسی آن

۲-۷- مشخصات حلقه و سمبه مورد آزمایش

در کار حاضر برای تعیین نیروی اصطکاک بین حلقه و بوش استوانه از یک سمبه، حلقه فشاری و بوش استوانه موتور تجاری ۴ استوانه XU7JP/L3 پژو ۴۰۵ کارکرده استفاده شد. مشخصات هندسی اندازه‌گیری شده در خصوص حلقه بالای فشاری و شیار مربوطه در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱ مشخصات هندسی حلقه فشاری و شیار حلقه

ویژگی	مقدار مشخصه (میلی‌متر)	ویژگی	مقدار مشخصه (میلی‌متر)
ضخامت حلقه	۱,۴	دهانه حلقه داخل استوانه	۰,۳
شعاع حلقه	۳,۵۳	عمق شیار حلقه	۳,۷۹
دهانه آزاد حلقه	۱۱,۵	عرض شیار حلقه	۱,۶۵

۲-۸- معرفی برنامه پردازش داده‌ها

داده‌های خام هر آزمایش پس از تبدیل به قالب CSV. از طریق یک برنامه نوشته شده به زبان فرترن در این خصوص قرائت شد. ابتدا هر گونه نوفه احتمالی در داده پیدا و حذف شد (شکل ۵)، سپس با شمردن تعداد داده در هر بسته چند تناوب از جابجایی و استفاده از بسامد داده‌برداری تغییرات جابجایی با زمان محاسبه شد. با استفاده از روش برازش کمترین مربعات خطی داده‌ها، بهترین سهمی ممکن به آنها برازش و ضرایب چند جمله‌ای درجه ۲ با شتاب حرکت محاسبه و بصورت خروجی در برنامه تعریف شد.

۲-۹- روش کار و داده‌برداری جابجایی

با آویزان کردن وزنه سنگین‌تر به سمت چپ دستگاه و ایجاد حرکت رو به پایین آن، جابجایی ریسمان توسط حسگر

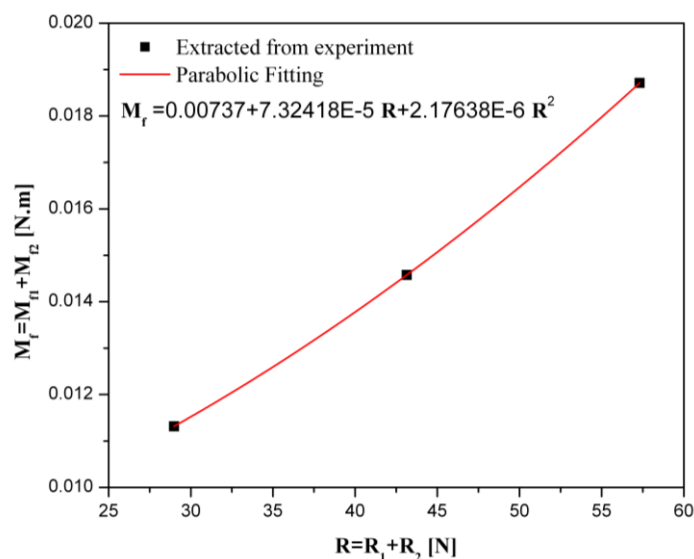
موجود حس و متناسب با آن علامتی ارسال می‌شود. این علامت با بسامد ۲۰۰ کیلوهرتز از طریق ذخیره‌کننده داده و نرم‌افزار و سخت‌افزار در رایانه ثبت و ذخیره می‌شود. از پردازش این داده‌ها، جابجایی برحسب زمان و شتاب حرکت تعیین می‌شود. از این روش برای تعیین گشتاور اصطکاکی قرقره‌ها، اصطکاک سمبه بدون حلقه با بوش استوانه و اصطکاک حلقه-سمبه با استوانه استفاده شده است.

۲-۱۰- برآورد مجموع گشتاور اصطکاکی قرقره‌ها

برای تعیین مقاومت اصطکاکی قرقره‌ها، از دو طرف سازوکار دو جرم متفاوت با مقادیر نزدیک به هم بطوری که سبب حرکت بشود آویزان شد. مطابق روش بیان شده شتاب دستگاه اندازه‌گیری شد و از معادلات حرکت دستگاه مقدار $M_{ftot} = M_{f1} + M_{f2}$ و مجموع بارهای قائم قرقره‌ها $R_{tot} = R_1 + R_2$ برآورد شد. در جدول ۲ مقادیر جرم وزنه‌ها، شتاب حرکت، M_{ftot} و R_{tot} آمده است. تغییرات M_{ftot} برحسب R_{tot} در شکل ۷ نشان داده شده است و ملاحظه می‌شود رفتار غیرخطی است و در کار حاضر از برازش سهمی به این داده‌ها استفاده شده است.

جدول ۲ مقادیر جرم وزنه‌ها، شتاب حرکت، R_{tot} و M_{ftot}

M_R (kg)	M_L (kg)	a (m/s ²)	M_{ftot} (N.m)	R_{tot} (N)
۱	۱,۰۹۱	۰,۰۶۳	۰,۰۱۱۳	۲۸,۹۸
۱,۵	۱,۶۱۲	۰,۰۴۴	۰,۰۱۴۶	۴۳,۱۳
۲	۲,۱۳۸	۰,۰۳۶	۰,۰۱۸۷	۵۷,۳۱

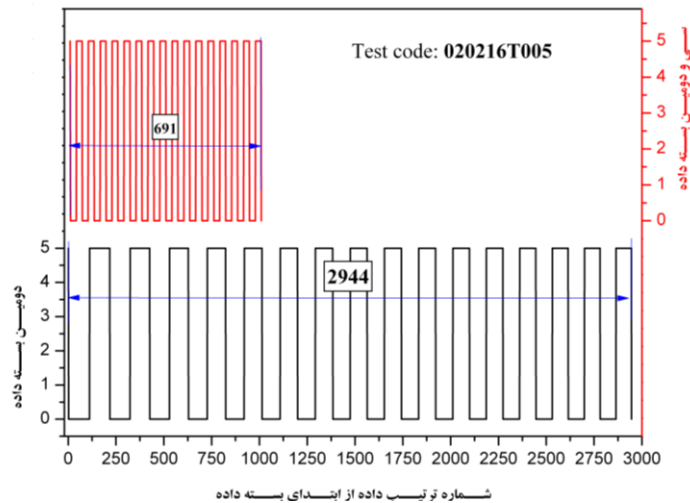


شکل ۷ تغییرات M_{ftot} برحسب R_{tot}

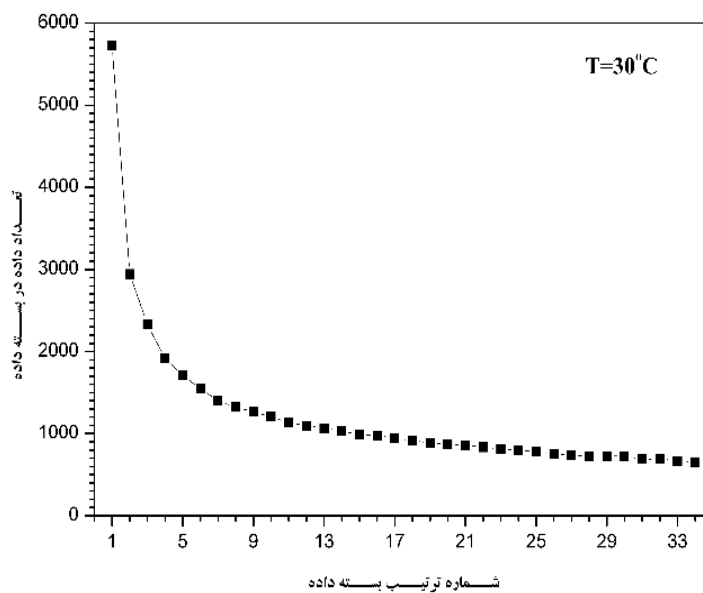
۳- نتایج و بحث

برای تعیین نیروی اصطکاک حلقه با استوانه، ابتدا مشخصه‌های مورد نیاز از دستگاه از جمله گشتاور لختی قرقره‌ها و گشتاور اصطکاکی آن‌ها برآورد شد. سپس سمبه با یک حلقه فشاری داخل بوش در دمای اجزاء ۳۰°C و دیواره استوانه روغن کاری شده قرار داده شد. با توجه به اینکه در حرکت شتاب ثابت مثبت با سرعت اولیه صفر مدت زمان لازم برای جابجایی معین در قسمت ابتدای حرکت بیشتر از انتهای آن است و هر تناوب از علامت معادل ۰.۱۳۸۹ میلی‌متر جابجایی است، هر ۱۶ تناوب از

داده با عنوان یک بسته داده انتخاب شد و طول حرکت در هر آزمایش به چندین بسته داده تقسیم شد. شکل ۸ علامت‌های دومین و سی‌ودومین بسته داده را نشان می‌دهد. تعداد داده در بسته دوم ۲۹۴۴ است در حالی که در بسته سی‌ودوم ۶۹۱ داده وجود دارد. با توجه به بالا بودن حجم داده در بسته‌های اولیه دقت در برآورد زمان-مکان در آن‌ها بیشتر از بسته‌های آخر است. شکل ۹ تغییرات تعداد داده در بسته را برحسب شماره ترتیب بسته داده‌ها برای آزمایش مذکور نشان می‌دهد.

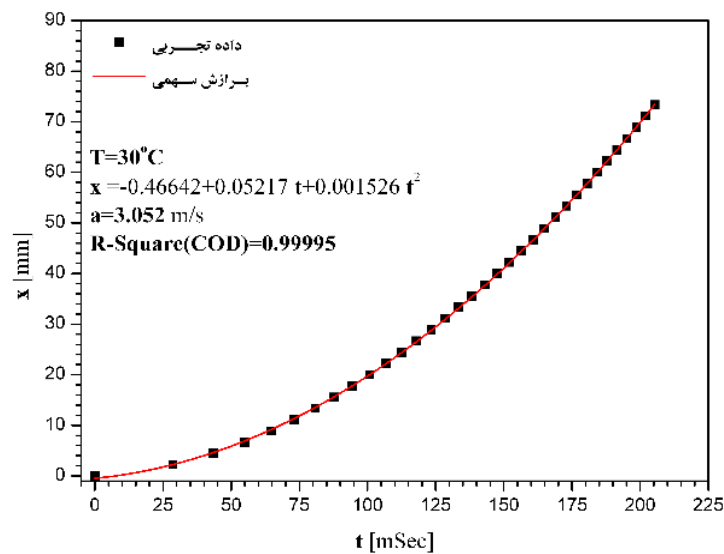


شکل ۸ علامت‌های دومین و سی‌ودومین بسته داده



شکل ۹ تغییرات تعداد داده در بسته برحسب شماره ترتیب بسته داده‌ها

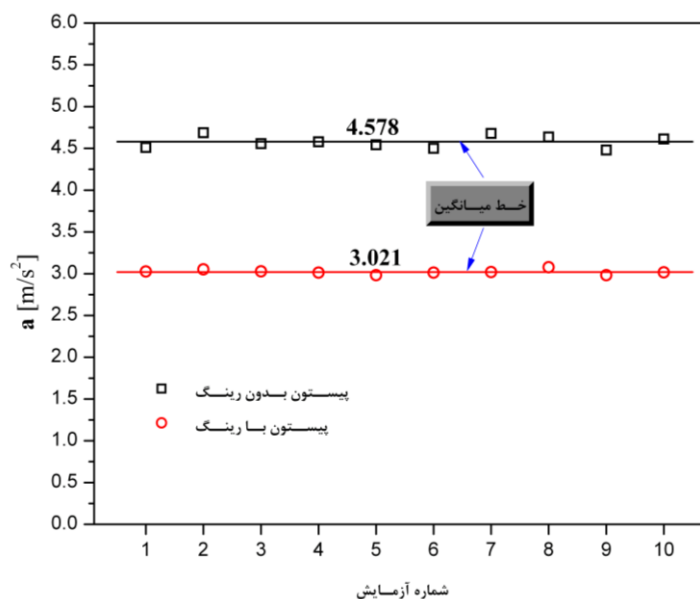
با وزنه به بسته داده‌ها بر اساس تعداد داده در آن‌ها برآزش منحنی به تغییرات جابجایی برحسب زمان اعمال شد. شکل ۱۰ جابجایی برحسب زمان محاسبه شده از بسته داده‌ها برای نمونه‌ای از آزمایش‌های انجام شده را به همراه برآزش منحنی سهمی به آن‌ها (به دلیل ثابت بودن شتاب حرکت) نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که بدلیل تغییر طول ریسمان در اثر کشش آن بعد از رها کردن وزنه سنگین‌تر، از داده‌های اولیه علامت جابجایی استفاده نشده است و صفر مرجع ابتدای داده‌های استفاده شده لحاظ شده است. این فرض خللی در برآورد شتاب حرکت بوجود نمی‌آورد.



شکل ۱۰ جایجایی برحسب زمان محاسبه شده از بسته داده‌ها به همراه برازش منحنی سهمی

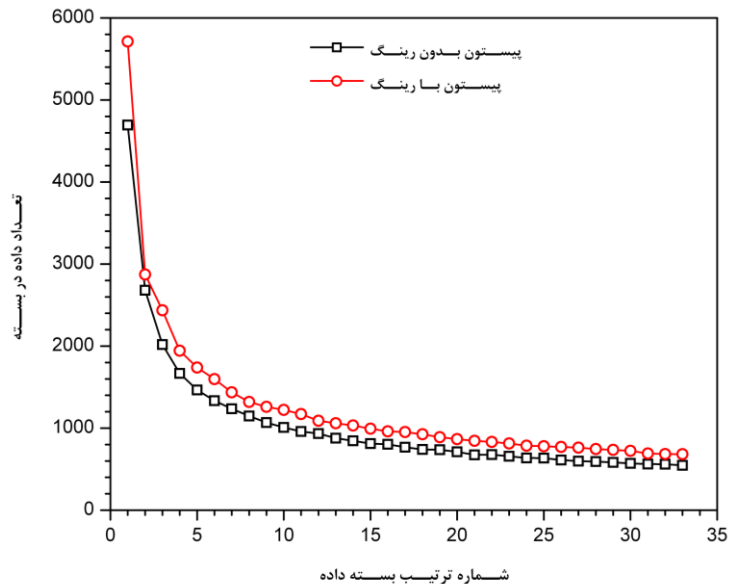
اگر نیروی اصطکاک وارده از استوانه به حلقه-سمبه در اثنای حرکت ثابت بماند فرض حرکت شتاب ثابت منطقی است. برازش با ضریب تعیین ۰.۹۹۹۹۵ که به مقدار یک خیلی نزدیک است دلیل خوبی برای برازش عالی سهمی است. از این برازش شتاب دستگاه 3.052 m/s^2 حاصل شد. در این حالت ۱۰ آزمایش پشت سرهم انجام داده شد. برای برآورد نیروی اصطکاک حلقه، تعیین سهم اصطکاک سمبه ضروری است.

برای تعیین سهم اصطکاک سمبه با دیواره استوانه، حلقه از سمبه سوا و سمبه به تنهایی داخل استوانه قرار داده شد. وزنه $m_L = 2.03 \text{ kg}$ در سمت چپ آویزان و شتاب حرکت دستگاه اندازه‌گیری شد. در این حالت نیز آزمایش و داده‌برداری ۱۰ بار تکرار شد. شکل ۱۱ شتاب برآوردی برای ۱۰ تکرار در دو حالت سمبه بدون حلقه و سمبه با حلقه را به همراه مقدار میانگین نشان می‌دهد. مقدار میانگین شتاب و انحراف معیار برای دو حالت سمبه بدون حلقه و سمبه با حلقه بترتیب 4.578 m/s^2 ، 0.0695 و 3.021 m/s^2 ، 0.0290 حاصل شد.



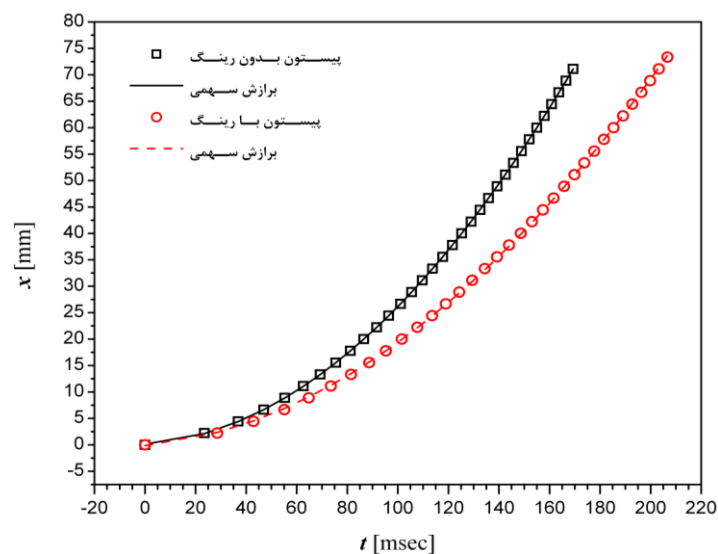
شکل ۱۱ شتاب برآوردی برای ۱۰ تکرار در دو حالت سمبه بدون حلقه و سمبه با حلقه به همراه میانگین

برای بررسی نتایج از بین آزمایش‌های هر گروه نمونه‌ای که به مقدار میانگین نزدیک بود انتخاب شد. شکل ۱۲ تغییرات تعداد داده در بسته را برحسب شماره ترتیب بسته داده‌ها برای نمونه‌های انتخابی نشان می‌دهد. بازه مکانی بسته‌ها معین است و با توجه به بسامد داده‌برداری تعداد داده در هر بسته متناسب با بازه زمانی آن است. ملاحظه می‌شود که در هر شماره بسته تعداد داده حالت سمبه با حلقه بیشتر از دیگری است و دلیل آن اصطکاک بیشتر و شتاب حرکت کمتر است.



شکل ۱۲ تغییرات تعداد داده در بسته برحسب شماره ترتیب بسته داده‌ها برای نمونه‌های انتخابی

شکل ۱۳ تغییرات جابجایی بر حسب زمان را برای دو نمونه مورد اشاره به همراه برازش سهمی به آن‌ها نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که مدت زمان لازم برای طی مسافت معین برای حالت سمبه با حلقه بیشتر است و منحنی سهمی حرکت گویای شتاب ثابت است.



شکل ۱۳ تغییرات جابجایی بر حسب زمان برای دو نمونه مورد اشاره به همراه برازش سهمی به آن‌ها

با استفاده از شتاب میانگین دو حالت، مقدار نیروی اصطکاک برای دو حالت سمبه بدون حلقه و سمبه با حلقه با استفاده از معادلات (۱ تا ۸) محاسبه شد. در جدول ۳ مقادیر شتاب و نیروی اصطکاک برآوردی برای دو حالت مذکور نشان داده شده است.

جدول ۳ مقادیر شتاب و نیروی اصطکاک برآوردی برای دو حالت

M_L (kg)	سمبه بدون حلقه		سمبه با حلقه	
	a (m/s ²)	F_f (N)	a (m/s ²)	F_f (N)
۲,۰۰۳	۴,۵۷۸	۲,۲۱۲	۳,۰۲۱	۵,۰۸۲

از تفاضل دو نیروی اصطکاک برآوردی، نیروی اصطکاک یک حلقه فشاری معادل ۲,۸۷۰ نیوتن حاصل می‌شود. این نیرو در ارتباط با نیروی کشسان وارده از حلقه به بوش استوانه است.

۴- نتیجه‌گیری

هدف کار حاضر ارائه یک روش تجربی-تحلیلی با معرفی بستر آزمایش مخصوص مجهز به حسگر سنجش جابجایی برای تعیین نیروی اصطکاک بین حلقه و استوانه بود. برای تحقق این امر آزمون‌هایی با استفاده از یک حلقه فشاری با سمبه و استوانه از یک موتور تجاری ۴ استوانه XU7JP/L3 پژو ۴۰۵ کارکرده در شرایط روغن‌کاری معمول و دمای ۳۰°C در بستر آزمایش معرفی شده انجام داده شد و به همراه تحلیل سازوکار دستگاه نتایج زیر حاصل شد: اندازه‌گیرهای جابجایی-زمان نشان داد که منحنی تغییرات آن بادقت خیلی بالا شکل سهمی دارد که نشانگر ثابت بودن شتاب حرکت در دستگاه است.

- با توجه به سازوکار جرم-قرقره پیشنهادی، شتاب سامانه در صورتی ثابت می‌ماند که جرم اجزای متحرک و اصطکاک در محل تماس با بوش استوانه و قرقره‌ها ثابت بماند.
- نتایج تجربی جابجایی-زمان و تحلیل دینامیکی سازوکار گویای این است که در اثنای حرکت مقادیر نیروی اصطکاک در محل تماس با بوش استوانه و گشتاور اصطکاکی قرقره‌ها ثابت می‌ماند.
- بررسی حرکت سمبه بدون حلقه با روش ارائه شده نشان داد که گرچه سمبه تحت حرکت قائم خود، بار جانبی ملموسی نداشت اما ملاحظه شد که برای سمبه مورد مطالعه نیروی اصطکاک آن ۲,۱۱۲ نیوتن (حدود ۷۷٪ اصطکاک حلقه فشاری) بود.
- نیروی اصطکاک بین حلقه و بوش استوانه تحت شرایط آزمایش بدون فشار اضافی گاز در شیار حلقه ۲,۸۷۰ نیوتن حاصل شد.

از بکارگیری این روش می‌توان مطالعات دیگری را درخصوص ضریب اصطکاک حلقه با استوانه، بکمک محاسبه نیروی کشسان قائم وارده از حلقه به استوانه تعیین کرد. همچنین امکان مطالعه ضریب اصطکاک حلقه با استوانه در دماهای مختلف کاری موتور و تأثیر عمر موتور و کیفیت روغن روی ضریب اصطکاک حلقه وجود دارد. از مطالعه جریان به شکاف‌های بین استوانه و سمبه و تعیین فشار در شیار حلقه‌ها می‌توان به بررسی تغییرات نیروی اصطکاک حین کار موتور پرداخت. همچنین از این بررسی می‌توان به مطالعه حرکت احتمالی حلقه در شیار خود که هندسه نشتی را عوض می‌کند اقدام کرد.

فهرست علائم

a	شتاب، m/s^2
F	نیروی، N
g	شتاب گرانش، m/s^2
I	گشتاور لختی جرمی، $gr \cdot mm^2$
m	جرم، kg
M	گشتاور، N.m
r	شعاع قرقره، mm
T	کشش ریسمان، N
W	ضخامت قرقره، mm
R	شعاع قرقره mm، برآیند نیرو، N

زیر نویس ها

f	اصطکاک
L	سمت چپ
R	سمت راست
i	داخلی
o	خارجی

References

- [1] Chen H. Modelling of liner finish effects on oil control ring lubrication in internal combustion engines based on deterministic method (Doctoral dissertation, Master Thesis), 2008.
- [2] Mishra PC, Rahnejat H, King PD. Tribology of the ring—bore conjunction subject to a mixed regime of lubrication. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2009 Apr 1;223(4):987-98. doi: [10.1243/09544062JMES1220](https://doi.org/10.1243/09544062JMES1220)
- [3] Truhan JJ, Qu J, Blau PJ. A rig test to measure friction and wear of heavy duty diesel engine piston rings and cylinder liners using realistic lubricants. Tribology International. 2005 Mar 1;38(3):211-8. doi: [10.1016/j.triboint.2004.08.003](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.08.003)
- [4] Mehrab-Vegar M, Ehteram M, Shargi P, Padash A. Simulating the friction of piston and ring system of national engine under motoring and firing conditions and study of the effects of piston- cylinder clearance on the friction. The Journal of Engine Research. 2015;41-8. [In Persian]
- [5] Ferguson CR, Kirkpatrick AT. Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons; 2015 Jul 1.
- [6] Heravi MM. Investigating blow-by flow in internal combustion engines and its effect on piston ring friction, Iran University of Science and Technology, 2002. [In Persian]
- [7] Abdi aghdam E, Zamzam A. Study of the Effect of Engine Speed and the Operating Life on Blowby in Fueled Motoring for XU7JP/L3 Engine. Journal of Mechanical Engineering. 2019;48:209-18. [In Persian]
- [8] Mohammadi S. Study of the effect of piston motion on mass exchange between cylinder and top land crevice in a single cylinder research engine, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, 2021. [In Persian]
- [9] Abdi Aghdam E, Rahimi M, Kabir MM. Confirmation of engine eakage pattern using experimental results in motoring mode. The Journal of Engine Research. 2008;9-14. [In Persian]
- [10] Abdi Aghdam E, Kabir MM. Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed. Experimental thermal and fluid science. 2010 Feb 1;34(2):197-209. doi: [10.1016/j.exptthermflusci.2009.10.021](https://doi.org/10.1016/j.exptthermflusci.2009.10.021)

- [11] Tahouneh S, Abdi Aghdam E. Validation of a Polytropic-Base Blowby Model using Experimental Data of Gasoline Fuelled Motoring Cycles. Modares Mechanical Engineering. 2018 Jan 10;17(10):205-12. [In Persian]
- [12] Majbouleh M. Study of the effect of accelerated piston motion of interned combustion engine on crevice in a blowby ploytropic model, University of Mohagheh Ardabili, Ardabil, 2023. [In Persian]