



Effect of residual stress on high cycle fatigue life of coated piston

Hojjat Ashouri *

Department of Mechanical Engineering, Varamin-Pishva Branch, Islamic Azad University, Varamin, Iran

ABSTRACT: The piston is the heart of the engine that undergoes thermal and mechanical loading. Fatigue due to thermo-mechanical stresses plays an effective role in causing damage and reducing piston fatigue life. This study aims to evaluate the effect of residual stress on the high cycle fatigue (HCF) life for the XU7JP/L3 engine-coated piston. In this paper, HCF life analysis of the piston is performed by using the finite element method and ANSYS software to predict the temperature and stresses, and then HCF life by using Goodman theory and ANSYS nCode Design Life software. The numerical results showed that the temperature maximum occur at the piston crown center. The obtained thermo-mechanical analysis results proved that the thermal barrier coating system reduces the stress distribution in the piston by about 9 MPa or 10%. The results of finite element analysis (FEA) indicated that the stress and number of cycles to failure have the most critical values at the upper portion of the piston pin. The high cycle fatigue life of the uncoated and coated piston predicted 2.51×10^8 and 3.415×10^8 cycles, respectively. The HCF life results showed that the number of cycles of failure for the coated piston is approximately 36% higher than for the uncoated- piston. According to the fatigue life analysis results, neglecting the residual stress effect led to estimating about 6.4% higher than the limit. The results of finite element analysis showed that the residual stress is significant which is not negligible. Therefore, it is necessary to consider the residual stress effect in the thermo-mechanical analysis and HCF life of the coated piston. Thermo-mechanical analysis and HCF life results are compared with experimentally damaged pistons to evaluate the results appropriately. It has been shown that the critical identified area matches well with the area of failure in the experimental sample.

Review History:

Received: Jan. 08, 2025

Revised: Mar. 23, 2025

Accepted: Apr. 10, 2025

Available Online: Apr. 14, 2025

Keywords:

Piston

Finite Element Analysis

High Cycle Fatigue Life

Residual Stress

1- Introduction

As one of the most vital and complex components in an internal combustion engine, the piston is subjected to complex loads. The piston transfers the pressure resultants from engine combustion into the connecting rod and crankshaft, and due to its exposure to intensive gas temperature and pressure alterations, it's considered a critical component [1,2]. Thermal insulation of pistons, which is an approach to reduce thermo-mechanical stresses on the engine pistons, can be achieved by a thermal barrier coating on the piston crown [2,3]. In the literature, previous studies report several researches related to the stress analysis and fatigue life in the pistons. Nouby et al. studied the evaluation of thermal barrier coating on stress and deformation distribution in gasoline engine pistons. Increasing the coating thickness reduces the stress value [2]. Yao et al. evaluated the enhanced high-temperature thermal fatigue property of aluminum alloy pistons with nano thermal barrier coatings. Their study proved that the substrate temperature of Nano coated piston is considerably lower than

that of the uncoated piston [1]. Prakash et al. investigated the effect of TBC on engine pistons to improve efficiency using dual fuel. At fully loaded condition, it concluded that the blend combination with thermal barrier-coated piston brake thermal efficiency and brake-specific fuel consumption improved [3]. Ashouri performed a fatigue life assessment for an aluminum alloy piston. The numerical results showed that the maximum temperature occurs at the piston crown center [4]. The aim of this paper is to evaluate the effect of residual stress on the HCF life for XU7JP/L3 engine coated piston.

2- Methodology

Predicting fatigue life for a coated piston considering residual stress is the objective of the present study. For this purpose, Solidworks software was used to model the piston. Therefore, the thermo-mechanical analysis was performed to get the temperature and stress distribution in ANSYS software. Eventually, the thermo-mechanical results were fed into the ANSYS nCode Design Life software to investigate

*Corresponding author's email: ashouril394@gmail.com



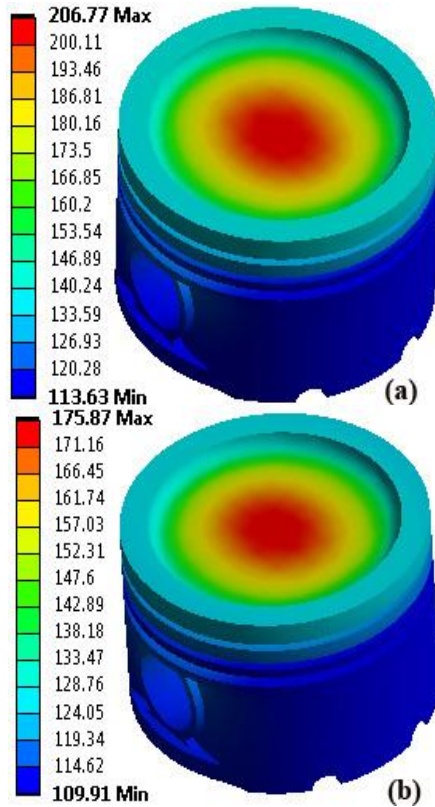


Fig. 1. The temperature distribution in the (a) uncoated and (b) coated piston.

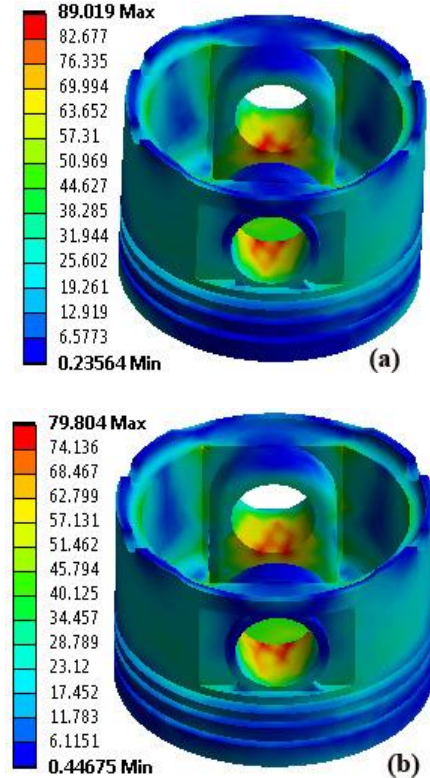


Fig. 2. The stress distribution in the (a) uncoated and (b) coated piston.

the fatigue life of the piston.

3- Result and discussion

Thermal stresses in the pistons are the dominant stresses, leading to fatigue in the pistons. As a result, thermal loading is the most critical loading in the thermo-mechanical fatigue analysis of pistons. The resulting temperature field on the uncoated piston is shown in “Figure 1(a)”. This Figure indicates that the temperature distribution of the piston surface tends to decrease from the center to the edge of the piston. This result is similar to that obtained on a similar piston type in an earlier study [1,4]. The resulting temperature distributions on the coated piston are shown in Figure 3. As seen in “Figure 1(b)”, the TBC system reduces the temperature distribution in the piston by about 31°C. It can lead to lower stress values in the aluminum alloy substrate. Thus, the fatigue life of the pistons can be improved [1,4].

The piston bears the mechanical stress and withstands the thermal stress because of the temperature fluctuations. Therefore, the analysis of thermo-mechanical coupling stress on the piston is needed. “Figure 2(a)” shows the distribution of Von-Mises stress in the uncoated piston. This Figure shows that the maximum Mises stress is 89.019 MPa, which occurs

in the upper portion of the piston pin. The Von-Mises stress distributions in the coated piston are shown in “Figure 2(b)”. As can be seen from “Figure 2”, TBC reduces the stress distribution in the piston by about 9 MPa.

Analysis of high cycle fatigue demonstrates that 2.51×10^8 cycles is the minimum life and occurs in the upper portion of the piston pin, corresponding to the [4] results. As shown in “Figure 3(a)”, the minimum thermo-mechanical fatigue life occurs in an area with maximum stress, which makes this area susceptible to fatigue cracks. The fatigue life prediction in the coated piston is shown in “Figure 3(b)”. As shown in failure contours, minimum HCF life occurs at the upper portion of the piston pin. The TBC system increases the HCF of the piston by about 36%.

Evaluation of the residual stress in the HCF life for pistons is the main focus of this research. The fatigue life estimation has been performed according to the high cycle fatigue approach, also considering the effects of the residual stress. “Figure 4” indicates the number of cycles to the failure piston, also considering the residual stress. According to the HCF life analysis results, neglecting the residual stress effect

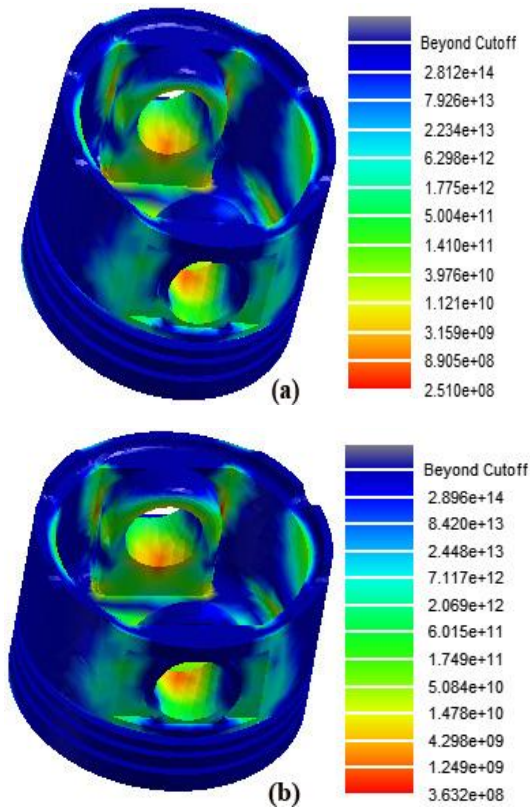


Fig. 3. The HCF life prediction in the (a) uncoated and (b) coated piston.

led to estimating about 6.4% higher than the limit.

4- Conclusions

This study aims to study the effect of residual stress on the HCF life for the XU7JP/L3 engine-coated piston. The results of FEA demonstrated that the temperature distribution in the coated piston reduces by about 31°C. Therefore, the piston endures less temperature, and fatigue life will increase. The obtained thermo-mechanical analysis results proved that the TBC system reduces the stress distribution in the piston by

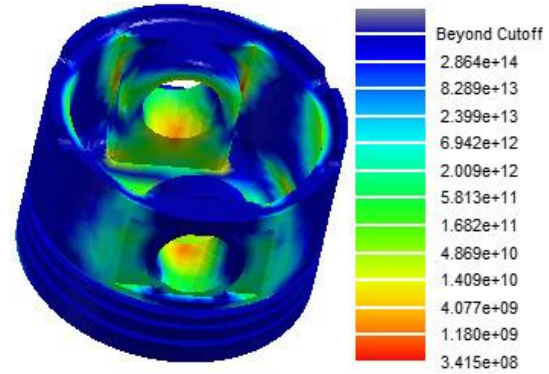


Fig. 4. The HCF life prediction in the piston under residual stress.

about 9 MPa. The HCF life results showed that the number of cycles of failure for the coated piston is approximately 36% higher than the uncoated piston. According to the fatigue life analysis results, neglecting the residual stress effect led to estimating about 6.4% higher than the limit.

References

- [1] Y. Yao, K. Hu, R. Li, Enhanced high-temperature thermal fatigue property of aluminum alloy piston with Nano PYSZ thermal barrier coatings, *Journal of Alloys and Compounds*, 790 (2019) 466-479.
- [2] M. Nouby, K. Ghazaly, A. Abd El-Gwwad, Evaluation of gasoline engine piston with various coating materials using finite element method, *International Journal of Automotive Engineering*, 9(2) (2019) 2942-2948.
- [3] S. Prakash, M. Prabhakar, O.P. Niyas, S. Faris, C. Vyshnav, Thermal barrier coating on IC engine piston to improve efficiency using dual fuel, *Materials Today: Proceedings*, 33(1) (2020) 919-924.
- [4] H. Ashouri, Fatigue life assessment for an aluminum alloy piston using stress gradient approach described in the FKM method, *Journal of Solid Mechanics*, 14(1) (2022) 57-66.



اثر تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده

حجت عاشوری^{ID}*

دانشکده مهندسی مکانیک، واحد ورامین-پیشوا، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۳/۱۰/۱۹

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۱/۰۳

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۱/۲۱

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۱/۲۵

کلمات کلیدی:

پیستون

تحلیل اجزای محدود

عمر خستگی پرچرخه

تنش پسماند

خلاصه: پیستون قلب یک موتور است که تحت بارگذاری حرارتی و مکانیکی قرار دارد. خستگی ناشی از تنش‌های ترمومکانیکی نقش موثری در ایجاد آسیب و کاهش عمر خستگی پیستون دارد. هدف این پژوهش ارزیابی اثر تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده موتور XU7JP/L3 است. در این پژوهش، تحلیل عمر خستگی پرچرخه پیستون با استفاده از روش اجزای محدود و نرم‌افزار انسیس به منظور پیش‌بینی دما و تنش و سپس عمر خستگی پرچرخه با استفاده از تئوری گودمن و نرم‌افزار انسیس انجام شده است. نتایج تحلیل ترمومکانیکی نشان داد که سیستم پوشش حائل حرارتی باعث کاهش تنش در پیستون در حدود ۹ مگاپاسکال یا ۱۰ درصد می‌شود. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که تنش و تعداد سیکل‌های گسیختگی در ناحیه بالای پین پیستون بحرانی هستند. عمر خستگی پرچرخه پیستون بدون پوشش و پوشش داده شده بترتیب 108×10^5 و 108×10^5 و $3/415 \times 10^5$ سیکل پیش‌بینی گردید. نتایج تحلیل عمر خستگی پرچرخه نشان داد که تعداد سیکل‌های گسیختگی پیستون پوشش داده شده حدود ۳۶ درصد بیشتر از پیستون پوشش داده نشده است. با توجه به نتایج تحلیل عمر خستگی پرچرخه، در نظر نگرفتن اثر تنش پسماند باعث می‌شود که تعداد سیکل‌های گسیختگی حدود ۶/۴ درصد بیشتر از میزان مجاز تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر تنش پسماند در تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده در نظر گرفته شود.

۱- مقدمه

منظور ایجاد یک سد حرارتی است که با روش‌های مختلف پاشش حرارتی همچون پاشش پلاسما بر روی سطح مورد نظر مثل تاج پیستون، سطح محفظه احتراق، سوپاپ‌ها، سطح داخلی منیفولد دود و ... ایجاد می‌شوند [۴، ۵ و ۶]. از سایر مزایای استفاده از پوشش حائل حرارتی می‌توان به کاهش مصرف سوخت، افزایش عمر موتور، کاهش آلایندگی موتور، بهبود احتراق موتور و کاهش دمای قطعات آن اشاره کرد [۷، ۸ و ۹]. تنش پسماند خاصیتی جدایی‌ناپذیر از پوشش حائل حرارتی است که نقش مهمی در دوام آن ایفا می‌کند. تنش پسماند منجر به جوانه‌زنی، رشد و گسترش ترک می‌شود. بنابراین ارزیابی نقش تنش پسماند در تحلیل تنش و عمر خستگی قطعات لازم و ضروری است [۱۰ و ۱۱].

در زمینه تحلیل تنش و خستگی پیستون پوشش داده شده پژوهش‌های مختلفی انجام شده است. تحلیل حرارتی پیستون پوشش داده شده یک موتور گازسوز به وسیله یائو و کیان^۱ انجام شد. نتایج تحلیل آنها نشان داد که استفاده

پیستون یکی از مهمترین و در عین حال پیچیده‌ترین قطعات موتورهای درونسوز است که تحت بارگذاری‌های پیچیده‌ای قرار می‌گیرد. وظیفه پیستون انتقال نیروی ناشی از احتراق به شاتون و درنهایت به میل‌لنگ است که این امر سبب تولید قدرت خواهد شد. از آنجائیکه پیستون در معرض تغییرات شدید دما و فشار گاز قرار دارد، قطعه‌ای بسیار بحرانی است [۱، ۲ و ۳]. بطور معمول، بازده حرارتی موتورهای احتراق داخلی، پایین است و لذا مقدار زیادی از انرژی سوخت، عملاً به هدر می‌رود. بنابراین، طراحی موتورهای پیشرفته با اتلاف حرارت کم، به دلیل مقررات سختگیرانه در زمینه‌های اقتصاد سوخت و میزان آلایندگی موتور، بطور قابل توجهی افزایش یافته است. یکی از راه‌های بهبود بازده حرارتی در موتورهای احتراق داخلی، استفاده از پوشش حائل حرارتی است. معمولاً ساختار پوشش‌های حائل حرارتی شامل یک لایه میانی به منظور ایجاد چسبندگی بهتر به ماده پایه و لایه اصلی پوشش به

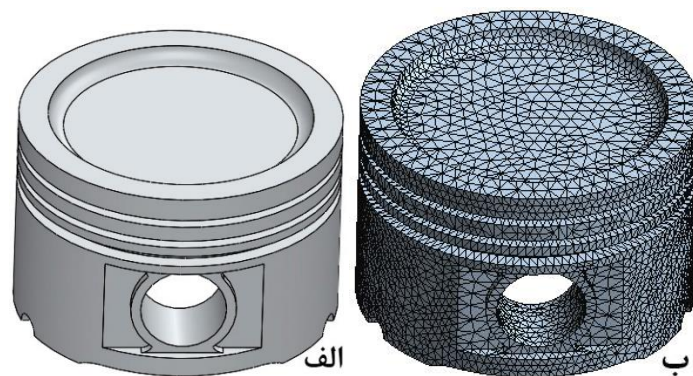


حرارتی نقش مهمی در تبادل حرارتی تاج پیستون با گازهای ناشی از احتراق دارد [۵]. بات^{۱۰} و همکاران با اعمال پوشش حائل حرارتی بر تاج پیستون، سطح سرسیلندر و سوپاپ‌های موتور، عملکرد آن را در آزمون دوام ۱۰۰ ساعته بررسی کردند. نتایج تست آنها نشان داد که پوشش حائل حرارتی در آزمون دوام دچار گسیختگی نمی‌شود [۱۸]. تحلیل ترمومکانیکی پیستون پوشش داده شده با فناوری اکسیداسیون الکترولیتی پلاسما و $\text{La}_2\text{Zr}_2\text{O}_7$ به وسیله دو^{۱۱} و همکاران انجام شد. نتایج شبیه‌سازی آنها نشان داد که پیستون پوشش داده شده در فناوری اکسیداسیون الکترولیتی پلاسما در مقایسه با $\text{La}_2\text{Zr}_2\text{O}_7$ دما و تنش کمتری را تحمل می‌کند [۱۹]. پاتاک^{۱۲} و همکاران رفتار سایشی پیستون آلومینیمی پوشش داده با جنس‌های مختلف را مطالعه کردند. آزمایش‌های آنها نشان داد که پیستون پوشش داده نشده سایش چسبندگی دارد و سختی آن در مقایسه با پیستون پوشش داده شده کمتر است [۲۰]. تحلیل حرارتی و مکانیکی پیستون به وسیله سونی^{۱۳} و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها نشان داد که تنش ترمومکانیکی اعمالی بر پیستون از تنش تسلیم آن کمتر است [۱]. ساهو^{۱۴} و همکاران روش جدیدی را برای پیش‌بینی دمای پیستون ارائه کردند. طبق تحقیقات آنها، انطباق مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده وجود دارد [۲۱]. عمر خستگی پرچرخه پیستون با در نظر گرفتن اثر ناک احتراق موتور به وسیله ونگ^{۱۵} و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تحلیل‌های اجزای محدود نشان داد که حداقل عمر خستگی در ناحیه بالایی بین پیستون رخ می‌دهد [۲۲]. نجفی و همکاران تحلیل تنش و پیش‌بینی عمر خستگی پرچرخه پیستون در یک موتور ارتقایافته را انجام دادند. تحلیل آنها نشان داد که ناحیه بالایی پایین پیستون بحرانی است و حداقل عمر خستگی در این ناحیه قابل مشاهده است [۳]. رفتارهای نرم‌شوندگی و رچتینگ پوسته استوانه‌ای فولادی تحت بارگذاری سیکلی محوری به وسیله شریعتی و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج آزمایشات آنها نشان داد که در شرایط بارگذاری محوری متقارن جابه‌جایی-کنترل، افزایش دامنه جابه‌جایی باعث افزایش نرخ نرم شدن شدن نمونه‌ها می‌شود [۲۳]. شریعتی و همکاران ویژگی‌های رچتینگ پوسته استوانه‌ای تحت بارگذاری سیکلی محوری را مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیقات آنها نشان که انطباق خوبی بین نتایج عددی و

از پوشش حائل حرارتی باعث کاهش سطح دمای پیستون موتور می‌شود [۶]. اثر پوش‌های مختلف حائل حرارتی بر توزیع تنش در پیستون یک موتور بنزینی به وسیله نوبی^۱ و همکاران مورد پژوهش قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها نشان داد که با افزایش ضخامت پوشش حائل حرارتی، پیستون تنش کمتری تحمل خواهد کرد [۱۲]. یائو^۲ و همکاران اثر پوشش حائل حرارتی بر توزیع دما در پیستون یک موتور گازسوز را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آزمایش‌های آنها نشان داد که پوشش حائل حرارتی باعث می‌شود که دمای پیستون حدود ۵۵ درجه سانتیگراد کاهش یابد. اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی دما حدود ۴ درصد بود [۱۳]. تحلیل حرارتی پیستون پوشش داده شده با تغییر ضخامت پوشش به وسیله یائو و لی^۳ انجام شد. نتایج شبیه‌سازی آنها نشان داد که ضخامت بهینه پوشش حائل حرارتی کمتر از یک میلی‌متر است [۱۴]. تان^۴ و همکاران عمر خستگی پیستون پوشش داده شده را پیش‌بینی کردند. نتایج ارزیابی آنها نشان داد که اختلاف بین عمر خستگی شبیه‌سازی شده و تجربی کمتر از ۱۵ درصد است [۱۵]. اثر پوشش حائل حرارتی بر توزیع دما و تنش در پیستون پوشش داده شده به وسیله بالدیسرا و دلپریته^۵ مورد بررسی قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها ثابت کرد که پوشش حائل حرارتی باعث می‌شود که پیستون دما و تنش کمتری را تحمل نماید [۴]. پراکاش^۶ و همکاران اثر پیستون پوشش داده شده را بر بازده مصرف سوخت ویژه موتور ارزیابی کردند. نتایج آزمایش‌های آنها نشان داد که پیستون پوشش داده شده باعث افزایش بازده مصرف سوخت ویژه می‌شود [۷]. بهینه‌سازی طراحی و بررسی علت گسیختگی پیستون فولادی موتور دیزل به وسیله لیو^۷ و همکاران مورد پژوهش قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی آنها نشان داد که تنش‌های ناشی از فشار گاز علت گسیختگی پیستون است [۱۶]. داگار^۸ و همکاران تحلیل گسیختگی پیستون آلومینیومی و کامپوزیتی را با استفاده از شبیه‌سازی اجزای محدود انجام دادند. بررسی آنها نشان داد که احتمال گسیختگی در پیستون آلومینیومی بیشتر است [۱۷]. اثر پوشش حائل حرارتی پیستون پوشش داده شده بر عملکرد موتور دیزل به وسیله یین^۹ و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. تحقیقات آنها نشان داد که که زبری پوشش حائل

10. Batt
11. Du
12. Pathak
13. Soni
14. Sahu
15. Wang

1. Nouby
2. Yao
3. Yao and Li
4. Tan
5. Baldissera and Delprete
6. Prakash
7. Liu
8. Dagar
9. Yin



شکل ۱. الف- پیستون مورد استفاده در تحلیل اجزای محدود و ب- مدل اجزای محدود پیستون

Fig. 1. (a) Piston used in FEA analysis and (b) Finite element model of the piston

ترمو مکانیکی پیستون استفاده شد و در نهایت از نرم افزار ANSYS nCode Design Life برای تحلیل عمر خستگی پرچرخه پیستون و بررسی اثر تنش پسماند استفاده گردید. حرارت اثر قابل ملاحظه‌ای بر خواص حرارتی و مکانیکی ماده پیستون دارد. بنابراین در این پژوهش جهت افزایش دقت تحلیل حرارتی، تنش‌های ترمو مکانیکی و عمر خستگی، خواص ماده پیستون وابسته به دما تعریف شده است.

۲- مواد و روشها

۲-۱- مدل اجزای محدود و خواص مواد

پیستون یکی از قطعات پیچیده و چالش برانگیز موتور است که تحلیل اجزای محدود نقش مهمی در بهینه‌سازی آن دارد. امروزه جهت کاهش هزینه و زمان تولید محصول از تکنیک‌های شبیه‌سازی به جای آزمون‌های اعتبارسنجی استفاده می‌شود [۱، ۳ و ۱۶]. پیستون مورد بررسی در این پژوهش در «شکل ۱» نشان داده شده است. مدل اجزای محدود از ۳۹۹۸۹ المان جهت افزایش دقت نتایج تحلیل اجزای محدود تشکیل شده است. جهت مش‌بندی پیستون از المان‌های سه‌بعدی Tet10 استفاده شده است. این المان چهار وجهی و دارای ۱۰ گره است. خواص فیزیکی و مکانیکی پیستون در «جدول ۱» آورده شده است.

هدف این پژوهش، بررسی اثر تنش پسماند پوشش حائل حرارتی بر عمر خستگی پرچرخه در پیستون موتور XU7JP/L3 بارهای ترمو مکانیکی است. سیستم پوشش حائل حرارتی شامل یک لایه سرامیکی (لایه TC^1) از جنس $MgZrO_3$ و یک لایه فلزی (لایه BC^2)

تجربی وجود دارد [۲۴]. رفتار سیکلی تنش- کرنش پلی اکسی متیلن به وسیله شریعتی و همکاران بررسی شد. نتایج مطالعات آنها نشان داد که افزایش دامنه کرنش تاثیر زیادی در کاهش عمر خستگی نمونه‌ها دارد [۲۵]. حاتمی و شریعتی رفتار پوسته استوانه‌ای فولادی را تحت شرایط پایش کرنش و بارگذاری سیکلی محوری را مورد آزمایش قرار دادند. براساس تحقیقات آنها مدل سخت شوندگی غیرخطی ایزوتروپیک- سینماتیک می‌تواند رفتار نرم شدن پوسته استوانه‌ای را به خوبی شبیه‌سازی نماید [۲۶].

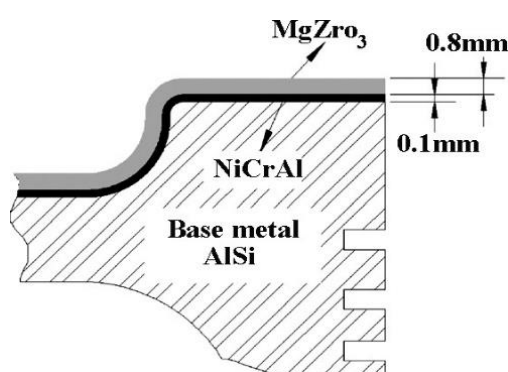
براساس مطالبی که در قسمت مقدمه ذکر شد، تنش پسماند ناشی از پوشش‌دهی قطعات مختلف، خاصیتی جدایی‌ناپذیر از پوشش حائل حرارتی است که نقش مهمی در کاهش توزیع تنش و عمر خستگی قطعات پوشش داده شده ایفا می‌کند. در صورت عدم پیش‌بینی تنش پسماند، این تنش به تنش طراحی افزوده می‌شود و می‌تواند باعث گسیختگی زودهنگام قطعه پوشش داده شده در نیروهایی کمتر از تنش تسلیم در نظر گرفته شده برای قطعه شوند [۱۰ و ۱۱]. بنابراین بررسی اثر تنش پسماند بر توزیع تنش و عمر خستگی قطعات پوشش داده شده از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بررسی منابعی که در زمینه تحلیل تنش و ارزیابی عمر خستگی پیستون پوشش داده شده انجام شده است، نشان می‌دهد که اثر تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده مورد پژوهش قرار نگرفته است و لازم است اثر تنش پسماند بر عمر خستگی پیستون مورد مطالعه و بررسی قرار گیرد. بنابراین هدف این پژوهش ارزیابی اثر تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون موتور XU7JP/L3 است. برای این منظور ابتدا از نرم‌افزار سالدورکس جهت مدل‌سازی پیستون موتور XU7JP/L3 استفاده گردید. سپس سیستم پوشش حائل حرارتی شامل یک لایه سرامیکی و یک لایه فلزی بر روی تاج پیستون ایجاد گردید. شرایط مرزی پیستون در تحلیل حرارتی و مکانیکی از شبیه‌سازی یک بعدی موتور در نرم‌افزارهای جی‌تی‌پاور و متلب استخراج گردید. سپس از نرم‌افزار انسیس جهت تحلیل تنش‌های

1. Top Coat
2. Bond Coat

جدول ۱. خواص فیزیکی و مکانیکی پیستون [۲۷]

Table 1. Physical and Mechanical properties of the piston [27]

دما (°C)	۲۰	۱۵۰	۲۵۰
مدول یانگ (GPa)	۷۹	۷۶	۷۲
هدایت حرارتی (W/m°K)	۱۵۵	۱۵۶	۱۵۹
ضریب انبساط حرارتی (10 ⁻⁶ /°C)	۱۹/۶	۲۰/۶	۲۱/۴
چگالی (kg/m ³)	۲۶۸۰	۲۶۸۰	۲۶۸۰
نسبت پواسون (-)	۰/۳	۰/۳	۰/۳



شکل ۲. سیستم پوشش حائل حرارتی پیستون پوشش داده شده

Fig. 2. Thermal barrier coating system of the coated piston

از جنس NiCrAl بر روی تاج پیستون ایجاد گردید. اجزای پوشش حائل حرارتی پیستون پوشش داده شده در «شکل ۲» نشان داده شده است. ضخامت لایه سرامیکی و فلزی به ترتیب ۸۰۰ و ۱۰۰ میکرومتر در نظر گرفته شده است [۲۸]. خواص فیزیکی و مکانیکی لایه‌های سرامیکی و فلزی در «جدول ۲» آورده شده است.

۲-۲- شرایط مرزی در تحلیل ترمومکانیکی

شرایط مرزی صحیح باعث افزایش دقت نتایج تحلیل اجزای محدود خواهد شد. شرایط مرزی در تحلیل حرارتی پیستون شامل چهار ناحیه است [۱، ۴، ۱۹ و ۲۸].

۱- شرط مرزی ناحیه احتراق

۲- شرط مرزی پیرامون پیستون و شیار رینگ‌ها

۳- شرط مرزی نواحی درونی پیستون

۴- شرط مرزی ناحیه بین پیستون

برای محاسبه شرط مرزی احتراق ابتدا باید دما و ضریب انتقال حرارت جابجایی داخل سیلندر را برای یک سیکل کامل موتور محاسبه کرد. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی از رابطه ووشنی استفاده می‌شود [۲۹]:

جدول ۲. خواص فیزیکی و مکانیکی لایه‌های سرامیکی و فلزی [۱۲].

Table 2. Physical and Mechanical properties of ceramic and metallic layers [12].

دما (°C)	لایه سرامیکی	لایه فلزی
مدول یانگ (GPa)	۴۶	۹۰
هدایت حرارتی (W/m°K)	۰/۸	۱۶/۱
ضریب انبساط حرارتی (10 ⁻⁶ /°C)	۸	۱۲
چگالی (kg/m ³)	۵۶۰۰	۷۸۷۰
نسبت پواسون (-)	۰/۲	۰/۲۷

جدول ۳. شرایط مرزی در تحلیل حرارتی [۲۸ و ۳۰].

Table 3. Boundary conditions in thermal analysis [28,30].

۲۵۰	۱۵۰	۲۰	دما (°C)
۷۲	۷۶	۷۹	مدول ینگ (GPa)
۱۵۹	۱۵۶	۱۵۵	هدایت حرارتی (W/m°K)
۲۱/۴	۲۰/۶	۱۹/۶	ضریب انبساط حرارتی (10 ⁻⁶ /°C)
۲۶۸۰	۲۶۸۰	۲۶۸۰	چگالی (kg/m ³)
۰/۳	۰/۳	۰/۳	نسبت پواسون (-)

$$F_c = (F_{gas} - F_j) \tan \beta \quad (۵)$$

$$h_g = 3.26 P^{0.8} U^{0.8} b^{-0.2} T_g^{-0.55} \quad (۱)$$

نیروی اینرسی نیز از رابطه زیر بدست می‌آید [۳۱]:

برای محاسبه مقادیر متوسط ضریب انتقال حرارت و دما از روابط زیر استفاده می‌شود [۲۹]:

$$F_j = m_j a \quad (۶)$$

$$\overline{T_g} = \frac{1}{4\pi h_g} \int_0^{4\pi} T_g h_g d\theta \quad (۲)$$

تحلیل مکانیکی پیستون با مقید کردن گزن‌پین و استفاده از سطح تماس اصطکاکی بین گزن‌پین و پیستون انجام شده است. لازم به ذکر است که به منظور اینکه تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی پرچرخه پیستون به واقعیت نزدیکتر باشد، علاوه بر پیستون، گزن‌پین نیز مدلسازی شده است.

$$\overline{h_g} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g d\theta \quad (۳)$$

۲-۳- اثر تنش پسماند

تنش پسماند قابل توجهی در فرایند پوشش دهی قطعات می‌تواند در زیرلایه ایجاد شود. تنش پسماند ناشی از تنش کوئنچ و تنش حرارتی است که با معادله زیر بیان می‌شود [۱۰]:

شرط مرزی ناحیه احتراق با استفاده از شبیه‌سازی موتور در نرم‌افزار جی‌تی‌پاور محاسبه شده است و بر تاج پیستون اعمال شده است. برای سایر قسمت‌های مختلف پیستون از ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و دما استفاده می‌شود که در «جدول ۳» نشان داده شده است. پیستون داخل سیلندر حرکت رفت و برگشتی انجام می‌دهد. با توجه به دینامیک موتور، این حرکت باعث تولید نیروی اینرسی می‌شود که جهت آن مخالف جهت حرکت پیستون است. شتاب پیستون با استفاده از معادله زیر قابل محاسبه است [۳۱]:

$$\sigma = \sigma_q + \sigma_t \quad (۷)$$

$$a = -R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (۴)$$

تنش کوئنچ ناشی از سرد شدن سریع ذرات مذاب هنگام برخورد به زیرلایه یا لایه قبلی پوشش است. تنش حرارتی نیز ناشی از عدم انطباق ضریب انبساط حرارتی پوشش حرارتی و زیرلایه است. تنش کوئنچ در نتیجه سرد شدن سریع ذرات پاشش رخ می‌دهد که یک فرآیند سرد شدنی است که از دمای ذوب شروع می‌شود و به دمایی می‌رسد که زیرلایه در طی فرآیند

باتوجه به حرکت پیستون داخل سیلندر موتور، نیروی جانبی به پیستون اعمال خواهد شد که این نیرو به وسیله معادله زیر بیان می‌شود [۳۱]:

۲-۵- روند تحلیل عمر خستگی پرچرخه پیستون

روند تحلیل خستگی پرچرخه پیستون بصورت زیر است:

۱- مدلسازی پیستون در نرم افزار سالیدورکس

۲- مش بندی پیستون در نرم افزار انسیس

۳- محاسبه شرایط مرزی حرارتی و مکانیکی با استفاده از نرم افزارهای

جی تی پاور و متلب

۴- تحلیل ترمومکانیکی پیستون با استفاده از نرم افزار انسیس

۵- بررسی اثر تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون با استفاده

نرم افزار ANSYS nCode Design Life

۳- نتایج و بحث

۳-۱- شرایط مرزی ترمومکانیکی

شرط مرزی تاج پیستون در تحلیل حرارتی باید محاسبه شود. برای این منظور از نرم افزار جی تی پاور برای شبیه سازی تک بعدی فرآیند احتراق موتور استفاده شده است. در «شکل ۳» نمودارهای فشار و دمای درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ نشان داده شده است. سپس دمای متوسط گاز و ضریب انتقال حرارت متوسط بر اساس معادلات ۲ و ۳ با استفاده از نرم افزار متلب محاسبه گردیده است و بر تاج پیستون اعمال شده است.

نیروهای مکانیکی که بر پیستون اعمال می شود شامل فشار گاز، نیروی اینرسی و نیروی جانبی است. این نیروها در «شکل ۴» که به وسیله نرم افزار متلب محاسبه شده است، نشان داده شده است.

۳-۲- تحلیل حرارتی

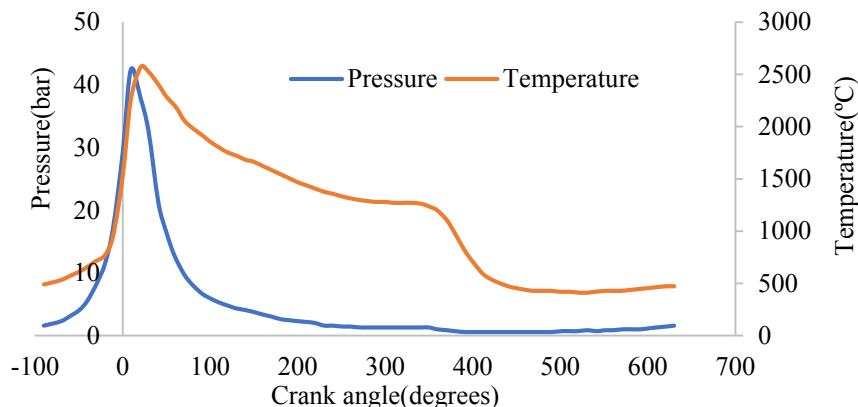
پیستون یک موتور تحت بارگذاری شدید حرارتی و مکانیکی قرار دارد. خستگی ناشی از بارگذاری همزمان حرارتی و مکانیکی نقش تعیین کننده ای در ایجاد آسیب و کاهش عمر خستگی پیستون دارد [۳ و ۱۶]. تحلیل حرارتی پیستون مهمترین گام در تحلیل عمر خستگی آن است. هرچه توزیع دما در پیستون دقیقتر باشد، تنش های حرارتی نیز در نقاط مختلف آن دقیقتر خواهد بود که این نکته باعث دقت تحلیل مکانیکی و تخمین عمر خستگی آن می شود [۲۱ و ۳۴]. تحلیل حرارتی پیستون شامل دو قسمت گرم کردن آن تا ماکزیمم درجه حرارت کاری پیستون و سرد کردن آن تا حداقل دمای کاری پیستون است. نتایج تحلیل حرارتی پیستون بدون پوشش در «شکل ۵» نشان داده شده است. از این شکل ملاحظه می شود که ماکزیمم دما در

رسوب گذاری رسیده است. این تنش به این علت به وجود می آید که ذرات مذاب به سمت زیر لایه رانده شده به سطح برخورد کرده و به سرعت از دمای بالا سرد می شوند اما انقباض آنها توسط زیر لایه مهار می شود که معمولاً تا دمای پایینتر ادامه دارد. این پدیده منجر به تشکیل تنش پسماند می شود. علت دیگر ایجاد تنش پسماند ناشی از تفاوت در ضرایب انبساط حرارتی بین پوشش و زیر لایه است که به علت سرد شدن پوشش حائل حرارتی تا دمای محیط در آن ایجاد می شود [۱۰]. تنش پسماند در حین فرآیند تولید قطعات ایجاد می شود و یکی از فرآیندهای پرکاربرد در تولید قطعات مهندسی که مستعد ایجاد تنش پسماند نیز می باشد، فرآیند ریخته گری است. از جمله دلایل اصلی ایجاد تنش پسماند در فرآیند ریخته گری، تفاوت در سرعت انجماد قسمت های مختلف قطعه تحت تأثیر طراحی قالب و در صورت وجود قیود هندسی، تغییر در ضخامت و یا شرایط سرد شدن است. روش های شناسایی تنش پسماند به دو دسته مکانیکی و فیزیکی تقسیم می شوند. روش های مکانیکی مانند سوراخ کاری، مقطع زنی، کانتور و لایه برداری روش هایی مخرب و یا نیمه مخرب هستند در حالیکه روش های فیزیکی مانند پراش، التراسونیک و مغناطیسی غیر مخرب هستند [۳۲].

۲-۴- مدل تحلیل خستگی پرچرخه

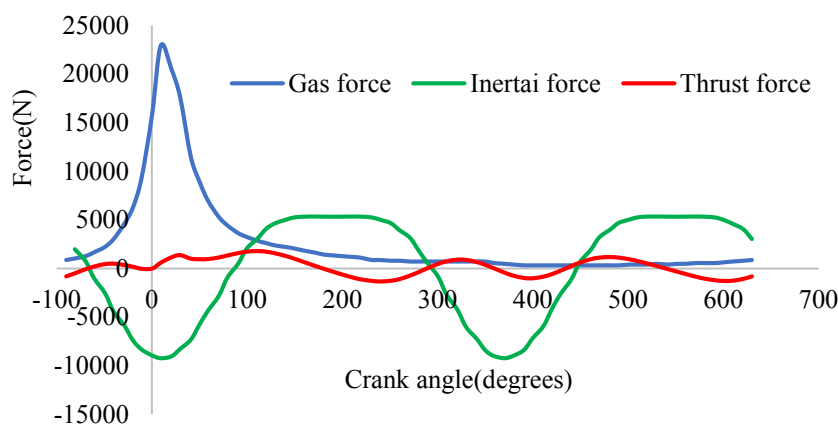
در قطعاتی که در معرض بارهای ترمومکانیکی قرار دارند، در صورتی که تنش به ناحیه پلاستیک برسد، خستگی آنها از نوع کم چرخه و در صورتیکه تنش در ناحیه الاستیک باقی بماند، از نوع پرچرخه خواهد بود [۲۰]. پیستون یک موتور تحت بارگذاری حرارتی و مکانیکی قرار دارد. خستگی ناشی از بارگذاری هم زمان مکانیکی و حرارتی نقش تعیین کننده ای در ایجاد آسیب و کاهش عمر پیستون دارد. پیستون نیز به دلیل اینکه در معرض بارهای تکرارشونده قرار دارد، یکی از قطعاتی است که در اثر خستگی ممکن است دچار زوال شود [۳ و ۱۶]. در ارزیابی عمر خستگی پرچرخه پیستون از جنس آلایژ آلومینیم از معیار گودمن که از معیارهای خستگی پرچرخه است، استفاده می شود [۳]. بنابراین در این تحقیق نیز از این معیار استفاده شده است. این معیار بصورت زیر بیان می شود [۳۳]:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (8)$$



شکل ۳. نمودار فشار و دمای گاز درون سیلندر

Fig. 3. In-cylinder pressure and temperature curve



شکل ۴. نیروهای مکانیکی اعمالی بر پیستون برحسب زاویه لنگ

Fig. 4. The mechanical forces applied on the piston versus crank angle

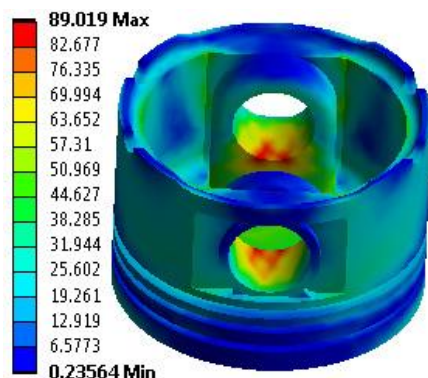
حرارتی باعث کاهش دمای پیستون موتور در حدود ۳۱ درجه سانتیگراد می‌شود. بنابراین پیستون تنش حرارتی کمتری را تحمل نموده و عمر خستگی آن افزایش خواهد یافت.

۳-۳- تحلیل مکانیکی و اثر تنش پسماند

پیستون تنش ناشی از نیروهای فشار گاز، نیروی اینرسی و نیروی جانبی و تنش حرارتی ناشی از تغییرات دمای موتور را تحمل می‌کند. بنابراین تحلیل ترمومکانیکی تنش‌های اعمالی بر آن لازم و ضروری است. در تحلیل مکانیکی نیروهای فشار گاز، اینرسی و جانبی و میدان دمای محاسبه شده در تحلیل حرارتی در نظر گرفته می‌شود [۳، ۴ و ۱۶]. این نیروها به وسیله

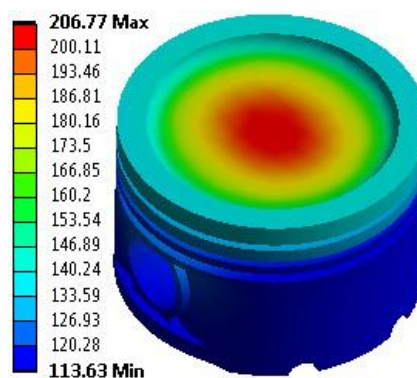
پیستون بدون پوشش ۲۰۶/۷۷ درجه سانتیگراد است و در مرکز تاج پیستون دود رخ داده است.

کانتور توزیع دما در پیستون بدون پوشش نشان می‌دهد که ماکزیمم دما در مرکز تاج پیستون رخ می‌دهد که ناشی از تبادل حرارت این ناحیه با گازهای داغ احتراق است. توزیع دما از سطح پیستون تا انتهای دامن آن کاهش می‌یابد و این ناحیه کمترین دما را تحمل می‌کند. این نتیجه با پژوهش‌های منابع [۱، ۴، ۱۷ و ۱۹] مطابقت دارد. نتایج تحلیل حرارتی پیستون پوشش داده شده در «شکل ۶» قابل مشاهده است که نشان می‌دهد ماکزیمم دما در پیستون پوشش داده شده ۱۷۵/۸۷ درجه سانتیگراد است. با بررسی «شکل‌های ۵ و ۶» ملاحظه می‌شود که سیستم پوشش حائل



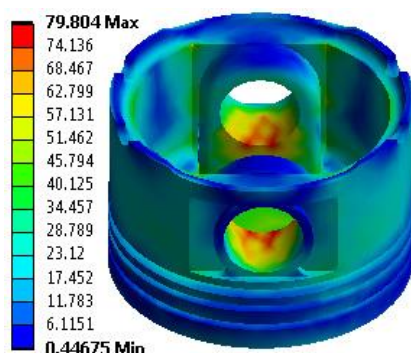
شکل ۷. توزیع تنش وان مایسز در پیستون بدون پوشش

Fig. 7. The Von-Mises stress distribution in the uncoated piston



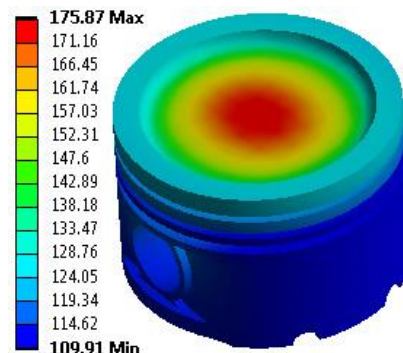
شکل ۵. توزیع دما در پیستون بدون پوشش.

Fig. 5. The temperature distribution in the uncoated piston.



شکل ۸. توزیع تنش وان مایسز در پیستون پوشش داده شده

Fig. 8. The Von-Mises stress distribution in the coated piston

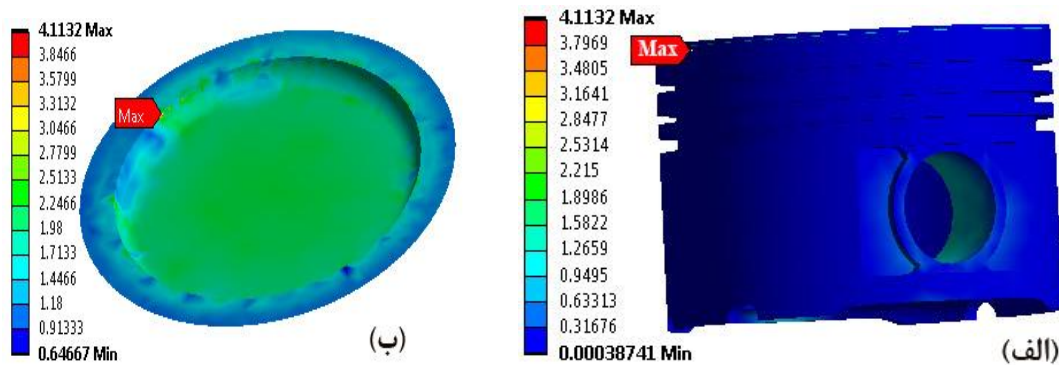


شکل ۶. توزیع دما در پیستون پوشش داده شده.

Fig. 6. The temperature distribution in the coated piston.

نتایج منابع [۳، ۴ و ۱۶] مطابقت دارد. با بررسی «شکل‌های ۷ و ۸» ملاحظه می‌شود که ماکزیمم تنش وان مایسز در پیستون بدون پوشش و پوشش داده شده به ترتیب ۸۹/۰۱۹ و ۷۹/۸۰۴ مگاپاسکال است. بعبارت دیگر سیستم پوشش حائل حرارتی باعث می‌شود که پیستون در حدود ۹ مگاپاسکال تنش کمتری را تحمل نماید. در این صورت پیستون پوشش داده شده در مقایسه با پیستون بدون پوشش حدود ۱۰ درصد تنش کمتری را تحمل خواهد نمود. تنش پسماند ناشی از پوشش دهی قطعات مختلف، خاصیتی جدایی ناپذیر از سیستم پوشش حائل حرارتی است تنش پسماند ایجاد شده در فرایند پوشش دهی قطعات مختلف ناشی از تنش کوئچ و تنش حرارتی است. تنش کوئچ ناشی از سرد شدن سریع ذرات مذاب هنگام برخورد به زیر لایه یا لایه قبلی پوشش و تنش حرارتی ناشی از عدم انطباق ضریب انبساط

نرم افزار متلب محاسبه شده است و در شکل ۴ نشان داده شده است. به منظور اینکه تحلیل مکانیکی به واقعیت نزدیک تر باشد، گزن پین نیز مدلسازی شده است. تحلیل مکانیکی با مقید کردن گزن پین و استفاده از سطح تماس اصطکاکی بین گزن پین و پیستون انجام شده است. توزیع تنش وان مایسز در گام تحلیل مکانیکی پیستون بدون پوشش در «شکل ۷» نشان داده شده است. در «شکل ۸» کانتور توزیع تنش وان مایسز در پیستون پوشش داده شده نشان داده شده است. با توجه به «شکل‌های ۵ و ۶» ملاحظه می‌شود که ماکزیمم دما در تاج پیستون رخ می‌دهد اما این قسمت، ناحیه بحرانی نیست و با بررسی نتایج تحلیل مکانیکی نشان می‌دهد که ناحیه بالایی تکیه گاه گزن پین یکی از نواحی بحرانی پیستون است و حداکثر تنش در این قسمت وجود دارد. حداقل تنش نیز در دامن پیستون رخ می‌دهد که با

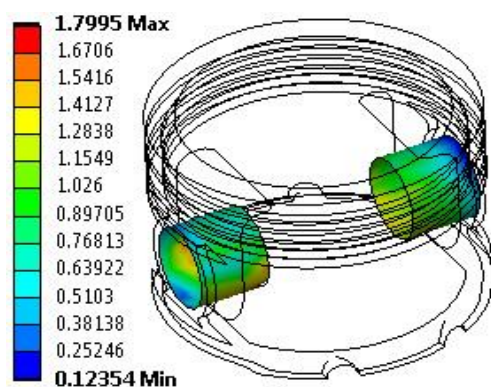


شکل ۹. توزیع تنش وان مایسز ناشی از تنش پسماند (الف) پیستون و لایه‌های فلزی و سرامیکی و (ب) لایه فلزی

Fig. 9. The Von-Mises stress distribution under residual stress (a) piston and ceramic and metallic layers and (b) metallic layer

داده است. پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه منی‌فولد دود پوشش داده شده با در نظر گرفتن اثر تنش پسماند در منبع [۳۷] انجام شده است. مقدار تنش پسماند ناشی از پوشش‌دهی منی‌فولد دود در این منبع ۶/۳۹ مگاپاسکال تعیین شده است. بنابراین مقدار تنش پسماند در پیستون پوشش داده شده با توجه به مقادیر تنش پسماند در قطعات موتوری مثل سرسیلندر و منی‌فولد دود قابل توجه است.

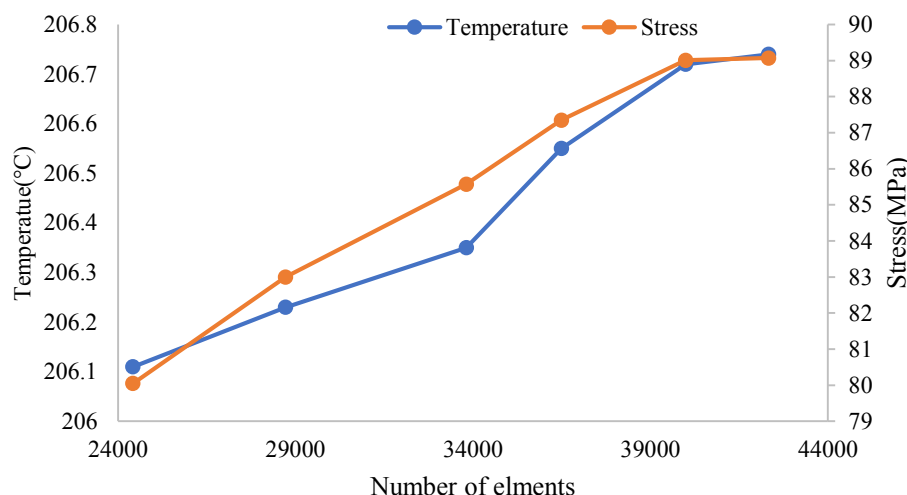
ناحیه بالای پین پیستون براساس نتایج تحلیل مکانیکی بحرانی است. توزیع تنش اصلی ماکزیمم ناشی از تنش پسماند در این ناحیه در «شکل ۱۰» نشان داده شده است که نشان می‌دهد تنش پسماند در این ناحیه کششی است.



شکل ۱۰. توزیع تنش اصلی ماکزیمم ناشی از تنش پسماند در پین پیستون

Fig. 10. The Maximum principal stress distribution under residual stress in the piston pin

حرارتی پوشش حرارتی و زیرلایه است. به منظور در نظر گرفتن اثر تنش پسماند، دمای لایه سرامیکی پیستون پوشش داده شده در مدت ۱۰۰ ثانیه بصورت ناگهانی از دمای ۲۶۸۰ درجه سانتیگراد تا دمای اتاق کاهش می‌یابد و سپس به مدت ۵۰۰ ثانیه در این وضعیت نگه داشته می‌شود تا از ایجاد تنش پسماند در زیرلایه اطمینان حاصل شده و شرایط حرارتی لایه‌های سیستم پوشش حائل حرارتی پایدار شود [۳۵]. توزیع تنش وان مایسز در پیستون پوشش داده شده ناشی از تنش پسماند در شکل «شکل ۹-الف» نشان داده شده است. پیستون و لایه‌های سرامیکی و فلزی در این شکل قابل مشاهده است. بررسی «شکل ۹-الف» نشان می‌دهد که ماکزیمم تنش وان مایسز ناشی از تنش پسماند ۴/۱۱ مگاپاسکال است و در لایه فلزی رخ داده است که با نتایج منابع [۱۰ و ۳۵] مطابقت دارد. با توجه به اینکه لایه فلزی پوشش حائل حرارتی از دیدگاه تنش پسماند بحرانی است، لایه فلزی و توزیع تنش پسماند در آن در «شکل ۹-ب» قابل مشاهده است. توزیع تنش پسماند در پیستون پوشش داده شده نشان می‌دهد که مقدار تنش پسماند قابل ملاحظه است و مقدار آن قابل صرف نظر کردن نیست. بنابراین در تحلیل ترمومکانیکی و خستگی قطعات پوشش داده شده باید اثر آن در نظر گرفته شود. براساس مطالبی که در قسمت انتهایی مقدمه بیان گردید، تاکنون پژوهشی در زمینه بررسی اثر تنش پسماند در پیستون پوشش داده شده انجام نشده است اما اثر تنش پسماند ناشی از پوشش‌دهی در سرسیلندر و منی‌فولد دود به ترتیب در منابع [۳۶ و ۳۷] مورد بررسی قرار گرفته است. در منبع [۳۶] تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر موتور دیزل پوشش داده شده با در نظر گرفتن اثر تنش پسماند مورد مطالعه قرار گرفته است. در منبع مذکور مقدار تنش پسماند ۲۱ مگاپاسکال محاسبه شده است که در لایه فلزی رخ



شکل ۱۱. همگرایی مش در پیستون بدون پوشش

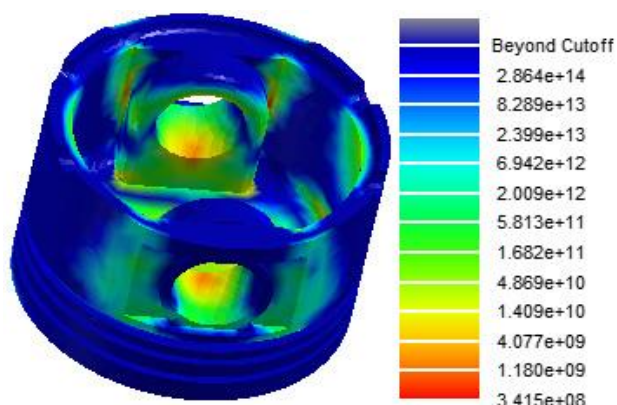
Fig. 11. Mesh convergence in the uncoated piston

ایجاد آسیب و کاهش عمر خستگی پیستون دارد. با بررسی نتایج تحلیل ترمومکانیکی مشخص می‌شود که تنش‌های اعمالی پیستون از حد تسلیم تجاوز نمی‌کند. بنابراین همانطور که در قسمت ۲-۴ بیان گردید، خستگی پیستون از نوع پرچرخه است. توزیع عمر خستگی پرچرخه در پیستون بدون پوشش در «شکل ۱۲» نشان داده شده است. در «شکل ۱۳» توزیع تعداد سیکل‌های گسیختگی پیستون پوشش داده شده با در نظر گرفتن تنش پسماند نشان داده شده است. با بررسی «شکل‌های ۱۲ و ۱۳» ملاحظه می‌شود که عمر خستگی پرچرخه پیستون بدون پوشش و پوشش داده شده به ترتیب 2.51×10^8 و 3.415×10^8 سیکل است. عبارت دیگر استفاده از پوشش

در «شکل ۱۱» نتایج تحلیل ترمومکانیکی پیستون پوشش داده نشده برحسب تعداد المان مورد استفاده در مش‌بندی نشان داده شده است. همانطور که در «شکل ۱۰» مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان، تغییرات دما ناچیز است. مقدار تنش وان مایسس با افزایش تعداد المان بیش از ۳۹۹۸۹ المان، تغییر قابل توجهی نمی‌کند. بنابراین بهترین تعداد المان ۳۹۹۸۹ است.

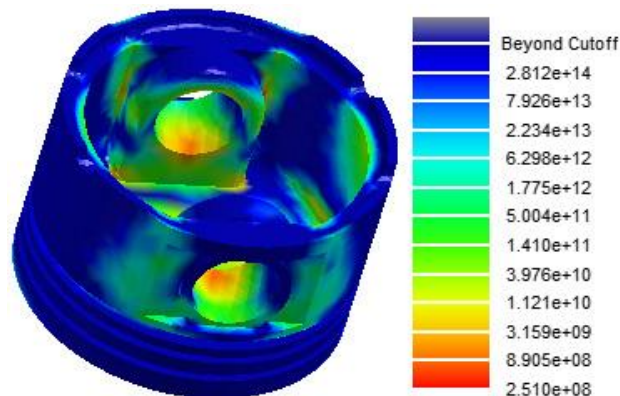
۳-۴- تحلیل خستگی پرچرخه و اثر تنش پسماند

پیستون قلب یک موتور است که تحت بارگذاری حرارتی و مکانیکی قرار دارد. خستگی ناشی از تنش‌های ترمومکانیکی نقش موثری در



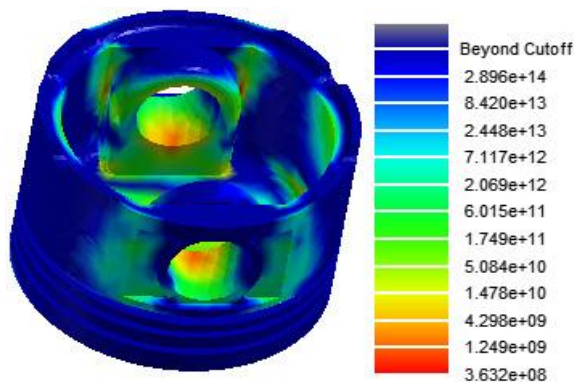
شکل ۱۳. عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده با در نظر گرفتن تنش پسماند

Fig. 13. The HCF life in the coated piston considering the residual stress



شکل ۱۲. عمر خستگی پرچرخه پیستون بدون پوشش

Fig. 12. The HCF life in the uncoated piston



شکل ۱۴. عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده بدون در نظر گرفتن تنش پسماند

Fig. 14. The HCF life in the coated piston neglecting the residual stress

نتایج تحلیل حرارتی این پژوهش و منبع [۳۸] وجود دارد. در «شکل ۱۵» تغییرات دما در سطح تاج پیستون در راستای محور گژن پین که از نظر تحلیل حرارتی، ناحیه بحرانی پیستون محسوب می‌شود با نتایج منبع [۳۸] مقایسه شده است. بررسی تغییرات دما در «شکل ۱۵» نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی و منبع [۳۸] وجود دارد.

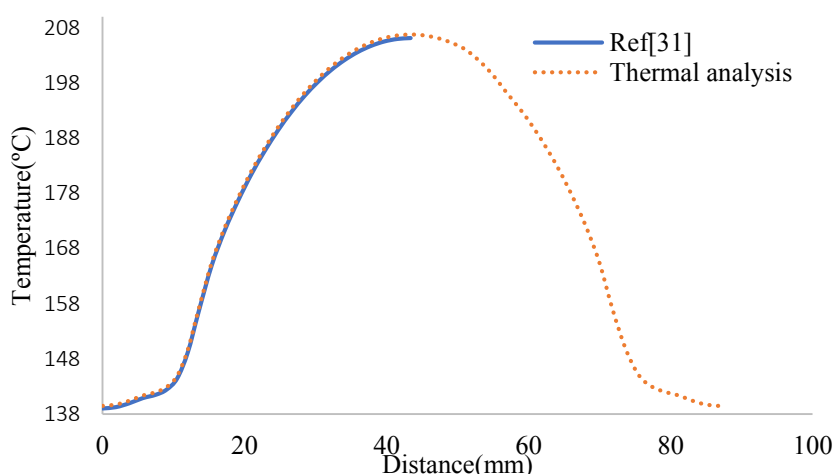
ماکزیمم تنش وان مایسز در منبع مذکور ۸۷/۶۹۳ مگاپاسکال پیش‌بینی شده است که در ناحیه بالایی پین پیستون رخ داده است. ماکزیمم تنش وان مایسز در این پژوهش ۸۹/۰۱۹ مگاپاسکال است که در ناحیه بالایی پین پیستون قابل مشاهده است. عبارت دیگر اختلاف تنش وان مایسز در تحلیل

حائل حرارتی باعث می‌شود که عمر خستگی پرچرخه پیستون حدود ۳۶ درصد افزایش یابد.

در «شکل ۱۴» عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده بدون در نظر گرفتن تنش پسماند نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده بدون در نظر گرفتن تنش پسماند $3/632 \times 10^8$ سیکل است. بررسی «شکل‌های ۱۲ و ۱۳» نشان می‌دهد که در نظر نگرفتن اثر تنش پسماند در پیستون پوشش داده شده در تحلیل عمر خستگی باعث می‌شود که تعداد سیکل‌های گسیختگی حدود ۶،۴ درصد بیشتر از میزان مجاز تخمین زده شود. عبارت دیگر خطای ناشی از در نظر نگرفتن تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون حدود $10^8 \times 217$ سیکل است. بنابراین لازم است اثر تنش پسماند در تحلیل عمر خستگی پرچرخه پیستون در نظر گرفته شود.

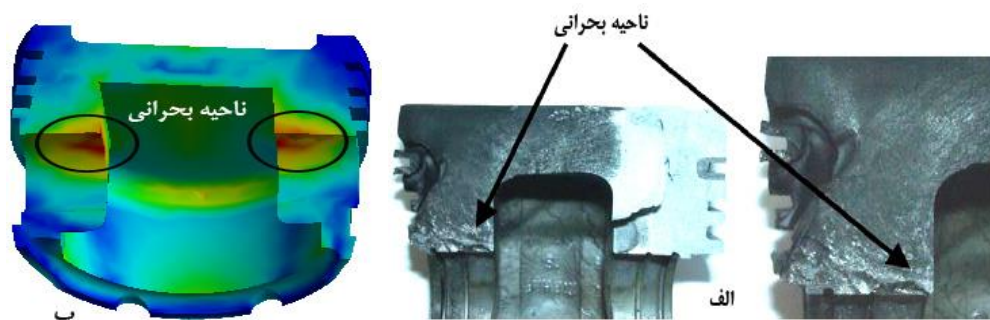
۳-۵- اعتبارسنجی نتایج تحلیل اجزای محدود

از نتایج منبع [۳۸] به منظور اعتبارسنجی نتایج تحلیل ترمومکانیکی پیستون استفاده شده است. در این منبع اثر گالری روغن بر تنش‌های ترمومکانیکی پیستون موتور XU7JP/L3 با مدلسازی یک‌چهارم پیستون مورد پژوهش قرار گرفته است. در منبع مذکور ماکزیمم دما در تحلیل حرارتی ۲۰۶/۱۱ درجه سانتیگراد پیش‌بینی شده است که در مرکز تاج پیستون رخ داده است. ماکزیمم دما در این پژوهش ۲۰۶/۷۷ درجه سانتیگراد است که در مرکز تاج پیستون قابل مشاهده است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین



شکل ۱۵. مقایسه تغییرات دما در تاج پیستون در راستای محور گژن پین با نتایج منبع [۳۸].

Fig. 15. Comparison of temperature changes on the piston crown along the piston pin axis with the results of source [38].



شکل ۱۶. الف- پیستون گسیخته شده در شرایط واقعی در پژوهش سیلوا [۳۹] و ب- ناحیه بحرانی پیستون در پژوهش حاضر.

Fig. 16. (a) The ruptured piston in real conditions in Silva's research [39] and (b) critical zone of the piston in the present study.

رخ می‌دهد و حداکثر مقدار آن در پیستون بدون پوشش و پوشش داده شده به ترتیب $۸۹/۰۱۹$ و $۷۹/۸۰۴$ مگاپاسکال است. بنابراین پیستون پوشش داده شده در مقایسه با پیستون بدون پوشش در حدود ۹ مگاپاسکال یا ۱۰ درصد تنش کمتری را تحمل می‌نماید. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که ماکزیمم تنش و حداقل تعداد سیکل‌های گسیختگی در ناحیه بالای پین پیستون مشاهده می‌شود. در نتیجه این ناحیه مستعد گسیختگی است. عمر خستگی پرچرخه پیستون بدون پوشش و پوشش داده شده به ترتیب $۲/۵۱ \times ۱۰^۸$ و $۳/۴۱۵ \times ۱۰^۸$ سیکل محاسبه گردید. عبارت دیگر استفاده از پوشش حائل حرارتی باعث می‌شود که عمر خستگی پرچرخه پیستون حدود ۹۰۵×۱۰^۸ سیکل یا ۳۶ درصد افزایش یابد. عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده بدون در نظر گرفتن تنش پسماند $۳/۶۳۲ \times ۱۰^۸$ سیکل پیش‌بینی شد. نتایج تحلیل عمر خستگی پرچرخه پیستون نشان داد که در نظر نگرفتن اثر تنش پسماند در پیستون پوشش داده شده باعث می‌شود که تعداد سیکل‌های گسیختگی حدود ۶٫۴ درصد بیشتر از میزان مجاز تخمین زده شود. عبارت دیگر خطای ناشی از در نظر نگرفتن تنش پسماند بر عمر خستگی پرچرخه پیستون حدود ۲۱۷×۱۰^۸ سیکل است. بنابراین لازم است اثر تنش پسماند در تحلیل عمر خستگی پرچرخه پیستون در نظر گرفته شود. برای بررسی صحت نتایج تحلیل ترمومکانیکی پیستون، نتایج شبیه‌سازی شده با نتایج تحلیل ترمومکانیکی پیستون که اخیراً انجام شده است، مقایسه گردید و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل ترمومکانیکی پیستون در این پژوهش و منبع مذکور وجود دارد.

مکانیکی در مقایسه با منبع [۳۸] حدود ۱/۵ درصد است. بنابراین انطباق مناسبی بین نتایج تحلیل مکانیکی این پژوهش و منبع [۳۸] وجود دارد. پیستون گسیخته شده در شرایط واقعی کارکرد موتور در «شکل ۱۶-الف» نشان داده شده است که محل ایجاد ترک در ناحیه بالایی پین پیستون قرار دارد. این نتیجه با نتایج تحلیل ترمومکانیکی و تحلیل خستگی که حداکثر تنش ترمومکانیکی و حداقل عمر خستگی در ناحیه مذکور رخ داده است، مطابقت دارد. ناحیه بحرانی پیستون در پژوهش حاضر در «شکل ۱۶-ب» نشان داده شده است.

۴- نتیجه‌گیری

هدف این پژوهش ارزیابی اثر تنش پسماند پوشش حائل حرارتی بر عمر خستگی پرچرخه پیستون پوشش داده شده موتور XU7JP/L3 است. با استفاده از اجزای محدود امکان پیش‌بینی دقیق و قابل اطمینان توزیع دما، تنش و عمر خستگی پیستون وجود دارد. نتایج شبیه‌سازی شده نشان داد که حداکثر دما در مرکز تاج پیستون رخ می‌دهد اما این نقطه بحرانی نیست. نتایج تحلیل حرارتی نشان داد که ماکزیمم دما در پیستون بدون پوشش و پوشش داده شده به ترتیب $۲۰۶/۷۷$ و $۱۷۵/۸۷$ درجه سانتیگراد است و سیستم پوشش حائل حرارتی باعث کاهش دمای پیستون موتور در حدود ۳۱ درجه سانتیگراد می‌شود. بنابراین پیستون پوشش داده شده در مقایسه با پیستون بدون پوشش در حدود ۱۵ درصد دمای کمتری را تحمل می‌کند. نتایج تحلیل مکانیکی نشان داد که ماکزیمم تنش وان مایسز در ناحیه بالایی پین پیستون

۵- فهرست علائم

منابع

- [1] A.K. Soni, S.S. Godara, R. Gade, V. Brenia, R.S. Shekhawat, K.K. Saxena, R. Rajendra Prasad, Modelling and thermal analysis for automobile piston using ANSYS, International Journal on Interactive Design and Manufacturing, 17 (2023) 2473–2487.
- [2] W. Wang, Y. Lu, Z. Li, H. Lai, Simulations of engine knock flow field and wave-induced fatigue of a downsized gasoline engine, International Journal of Engine Research, 22(2) (2019) 1-15.
- [3] M. Najafi, H. Dastani, M. Abedini, Stress analysis and fatigue life assessment of a piston in an upgraded engine, Journal of Failure Analysis and Prevention, 19(2) (2019) 402-404.
- [4] P. Baldissera, C. Delprete C, Finite Element Thermo-Structural Methodology for Investigating Diesel Engine Pistons with Thermal Barrier Coating, SAE International Journal Engines, 12(1) (2019) 1-12.
- [5] Y. Yin, Z. Wu, Z. Hu, Q. Long, W. Ding, M. Li, X. Han, Q. Liu, L. Li, Numerical Simulation of Surface Temperature Fluctuation and Thermal Barrier Coating at the Piston Top for a Diesel Engine Performance Improvement. SAE Technical Paper NO.2021-01-0229, (2021).
- [6] Z. Yao, Z. Qian, Thermal analysis of nano ceramic coated piston used in natural gas engine, Journal of Alloys and Compounds, 768 (2018) 441-450.
- [7] S. Prakash, M. Prabhakar, O.P. Niyas, S. Faris, C. Vyshnav, Thermal barrier coating on IC engine piston to improve efficiency using dual fuel, Materials Today: Proceedings, 33(1) (2020) 919-924.
- [8] S. Saravanan, C. Ramesh Kumar, A. Pugazhendhi, K. Brindhadevi, Role of thermal barrier coating and porous medium combustor for a diesel engine: An experimental study, Fuel, 280 (2020) 1-7.
- [9] Y. Paik, C.R. Sahu, K.K. Pandey, S.K. Barik, S. Murugan,

a	شتاب پیستون، m^2/s
b	قطر داخل سیلندر، m
R	شعاع میل‌لنگ، m
P	فشار درون سیلندر، MPa
U	سرعت متوسط پیستون، m/s
h_g	ضریب انتقال حرارت جابجایی، $W/m^2\text{ }^\circ C$
T_g	دما، $^\circ C$
$\overline{h_g}$	ضریب انتقال حرارت متوسط جابجایی، $W/m^2\text{ }^\circ C$
$\overline{T_g}$	دمای متوسط سیکلی، $^\circ C$
F_{gas}	نیروی حاصل از احتراق، N
F_c	نیروی جانبی، N
F_j	نیروی اینرسی، N
m_j	جرم قطعات دارای حرکت رفت و برگشتی، kg
S_e	مقاومت خستگی، MPa
S_u	مقاومت کششی، MPa
T_g	دمای گاز داخل سیلندر، $^\circ C$
ω	سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ، rad/s
λ	نسبت شعاع میل‌لنگ به طول شاتون، $(-)$
σ_a	دامنه تنش، MPa
σ_m	تنش میانگین، MPa
σ_q	تنش کوئنچ، MPa
σ_t	تنش حرارتی، MPa

- Ignited Multicylinder Production Engine, SAE Technical Paper No.2023-01-1617, (2023).
- [19] Y. Du, C. Fei, Z. Qian, S. Zhu, Z. Shu, K. Zho, Simulation analysis of thermal insulation performance of diesel engine piston based on PEO and La2Zr2O7 thermal barrier coating, *Case Studies in Thermal Engineering*, 59 (2024) 1-16.
- [20] B.N. Pathak, A. Chandra, A. Kumar, A.K. Mishra, A. Saxena, B. Kandpal, Study on wear behaviour of aluminium-based piston alloy using different coatings, *Materials Today: Proceedings*, 72 (2023) 1-10.
- [21] A.K. Sahu, S. Chakkamadathil, S. Das, Integrated Simulation Methodology to Predict Engine Head, Block, and Piston Temperatures, SAE Technical Paper No.2024-26-0315, (2024).
- [22] W. Wang, Y. Lu, Z. Li, H. Lai, Simulations of engine knock flow field and wave-induced fatigue of a downsized gasoline engine, *International Journal of Engine Research*, 22(2) (2019) 1-15.
- [23] M. Shariati, H. Hatami, M. Damghani Nourid, Experimental investigations on the softening and ratcheting behaviors of steel cylindrical shell under cyclic axial loading, *Journal of Computational & Applied Research in Mechanical Engineering*, 2(2) (2013) 11-22.
- [24] M. Shariati, H. Hatami, H. Torabi, H.R. Epakchi, Experimental and numerical investigations on the ratcheting characteristics of cylindrical shell under cyclic axial loading, *Structural Engineering and Mechanics*, 44 (6) (2012) 753-762.
- [25] M Shariati, H. Hatami, H.R. Eipakchi, H. Yarahmadi, H. Torabi, M. Shariati, Experimental and numerical investigations on softening behavior of POM under cyclic strain-controlled loading, *Polymer-Plastics Technology and Engineering*, 50 (15) (2011) 1576-1582.
- [26] H. Hatami, M. Shariati, Numerical and experimental investigation of SS304L cylindrical shell with cutout under uniaxial cyclic loading, *Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering*, 43(2) (2019) 139-153.
- [27] K. Mollenhauer, H. Tschoeke, *Handbook of Diesel*
- D. Debasish, Effect of Thermal Barrier Coating on Performance and Emissions of a DI Diesel Engine, SAE Technical Paper NO.2019-32-0526, (2019).
- [10] M. Pang, X.H. Zhang, Q.X. Liu, Y.X. Fu, G. Liu, W.D. Tan, Effect of preheating temperature of the substrate on residual stress of Mo/8YSZ functionally gradient thermal barrier coatings prepared by plasma spraying, *Surface and Coatings Technology*, 385 (2020) 1-13.
- [11] P. Ramaswamy, K. Vattappara, S.A. Gomes, K.T. Pasupuleti, Residual stress analysis on functionally graded 8% Y2O3-ZrO2 and NiCrAlY thermal barrier coatings. *Materials Today: Proceedings*, 66 (2022) 1638–1644.
- [12] M. Nouby, K. Ghazaly, A. Abd El-Gwwad, Evaluation of gasoline engine piston with various coating materials using finite element method, *International Journal of Automotive Engineering*, 9(2) (2019) 2942-2948.
- [13] Y. Yao, K. Hu, R. Li, Enhanced high-temperature thermal fatigue property of aluminum alloy piston with Nano PYSZ thermal barrier coatings, *Journal of Alloys and Compounds*, 790 (2019) 466-479.
- [14] Z. Yao, W. Li, Microstructure and thermal analysis of APS nano PYSZ coated aluminum alloy piston, *Journal of Alloys and Compounds*, 812 (2019) 1-11.
- [15] L.G. Tan, G.L. Li, C. Tao, P.F. Feng, Study on fatigue life prediction of thermal barrier coatings for high-power engine pistons, *Engineering Failure Analysis*, 138 (2022) 1-12.
- [16] Y. Liu, G. Jing, H. Liu, W. Zhang, M. Han, S. Xiao, Z. Zhang, Failure analysis and design improvements of steel piston for a high-power marine diesel engine, *Engineering Failure Analysis*, 142 (2022) 1-19.
- [17] N. Dagar, R. Sharma, M.L. Rinawa, S. Gupta, V. Chaudhary, P. Gupta, Design and analysis of piston using aluminum alloy and composites in Solidworks and Ansys. *Materials Today: Proceedings*, 67 (2022) 784-791.
- [18] A. Bhatt, J. Gandolfo, K. Vedpathak, C. Jiang, E. ordan, B. Lawler, B. Gainey, Experimental Study of Low Thermal Inertia Thermal Barrier Coating in a Spark

- Measurements of the Piston Optical Window in a Research Compression Ignition Engine to Set-Up a 1d Model of Heat Transfer in Transient Conditions, SAE Technical Paper No. 2019-24-0182, (2019).
- [35] M. Ranjbar-Far, Numerical simulation of thermo-layered systems behavior, application to the Case of thermal barrier systems. PhD Thesis. University of Limoges. Limoges Cedex. France, 2011.
- [36] G.H. Farrahi, M. Rezvani Rad, M. Azadi, Coating thickness effect on stress distribution of coated cylinder head considering residual stress, The Journal of Engine Research, 26 (2012) 49-57.
- [37] H. Ashouri, Effect of residual stress in low cycle fatigue for coated exhaust manifold, Journal of Simulation and Analysis of Novel Technologies in Mechanical Engineering, 14(2) (2022) 5-16.
- [38] H. Ashouri, A. Afshari, Effect of oil gallery on the piston thermo-mechanical stresses. Journal of New Applied and Computational Findings in Mechanical Systems, 3(3) (2023) 1-14.
- [39] F.S. Silva, Fatigue on engine pistons – A compendium of case studies, Journal of Engineering Failure Analysis, 13 (2006) 480-492.
- Engines. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
- [28] H. Golbakhshi, M. Namjoo, M. Dowlati, F. Khoshnam, Evaluating the coupled thermo-mechanical stresses for an aluminum alloy piston used in a gasoline engine XU7, The Journal of Engine Research, 42 (2016) 33-41.
- [29] C.R. Ferguson, A.T. Kirkpatrick AT, Internal combustion engines: applied thermo-sciences. John Wiley & Sons, 2015.
- [30] S.G. Pandian, S.P. Rengarajan, T.P. Babu, V. Natarajan, H. Kanagasabesan, Thermal and Structural Analysis of Functionally Graded NiCrAlY/YSZ/Al₂O₃ Coated Piston, SAE International Paper No.2015-01-9081, (2015).
- [31] J.B. Heywood JB, Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Education, 2018.
- [32] N.S. Rossini, M. Dassisti, K.Y. Benyounis, A.G. Olabi, Methods of measuring residual stresses in components, Materials and Design, 35 (2012) 572-588.
- [33] Y.L. Lee, J. Pan, R.B. Hathaway, M.E. Barkey, Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [34] E. Mancaruso, L. Sequino, Vaglieco BM. Temperature

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

H. Ashouri, Effect of residual stress on high cycle fatigue life of coated piston, Amirkabir J. Mech Eng., 56(12) (2025) 1691-1708.

DOI: [10.22060/mej.2025.23823.7817](https://doi.org/10.22060/mej.2025.23823.7817)

