



The Effect of Changing Cylinder Head Material from Aluminium Alloy to Magnesium Alloy on its Low Cycle Fatigue Life

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Ashouri H.^{1*}

How to cite this article

Ashouri H, The Effect of Changing Cylinder Head Material From Aluminium Alloy to Magnesium Alloy on its Low Cycle Fatigue Life. Modares Mechanical Engineering; 2025;25(02):77-86.

ABSTRACT

The cylinder head is one of the fundamental and challenging components in the engine, in which the thermo-mechanical stresses due to the fatigue effectively impart in its damage and reduction of its fatigue life. The present study aims to evaluate the low cycle fatigue (LCF) life of the cylinder head by altering its material from A356 aluminium alloy to AZ91 magnesium alloy. The present study used the finite element method to analyze the LCF life. The ANSYS software was also used to predict the temperature, stresses, and LCF life through Morrow theory and nCode Design Life software. The LCF tests were conducted at different temperatures to obtain the Kinematic and isotropic hardening constants of AZ91 magnesium alloy. LCF tests were simulated by ANSYS software, showing a very good fit between the experimental and simulation results of LCF tests. According to the thermal analysis results, the substitution of AZ91 magnesium alloy leads to an increment in the cylinder head temperature by approximately 23°C. The thermo-mechanical analysis suggested that even though the magnesium cylinder head tolerates higher temperatures, its toleration of Von-Mises stress is lower than the aluminium one (by about 13 MPa). Therefore, the AZ91 magnesium alloy can be considered an appropriate substitute for the A356 aluminium alloy. The low cycle fatigue life of aluminium and magnesium cylinder heads was predicted as 1799 and 1930 cycles in the critical area between the inlet valves, respectively. The low cycle fatigue life analysis of the cylinder head demonstrated that substituting AZ91 magnesium alloy with A356 aluminium alloy can increase the cylinder head's LCF life by about 7.3%.

Keywords Cylinder Head, Aluminium Alloy, Magnesium Alloy, Low Cycle Fatigue Life

CITATION LINKS

¹ Department of Mechanical Engineering, Varamin-Pishva Branch, Islamic Azad University, Varamin, Iran

*Correspondence

Address: Varamin-Pishva Branch, Islamic Azad University, Varamin, Iran.
ashouri1394@gmail.com

Article History

Received: February 25, 2025

Accepted: April 16, 2025

ePublished: April 26, 2025

1- Assessing Thermomechanical Fatigue of a Cast Aluminum Alloy Cylinder Head of 2- Thermomechanical Fatigue Life Predictions of 3- Is there an environmental advantage of 4- Essential readings in magnesium technology. 5- Low cycle fatigue analysis of magnesium alloy cylinder head based on 6- Failure analysis of a cracked gasoline engine cylinder head. 7- Analysis of Fatigue Cracks of Diesel Engines Cylinder Heads using a 8- Thermo-mechanical analysis of 9- Thermo-mechanical fatigue life prediction based on 10- On the Service Life Prediction of Diesel Engine Cylinder Head under 11- A finite element analysis-computational fluid dynamics coupled analysis on thermal-mechanical fatigue of 12- Lifetime assessment of cylinder heads for efficient heavy duty engines part II 13- Research on fatigue reliability assessment of engine cylinder head based on 14- Analysis of a diesel engine cylinder head failure caused by 15- Evaluation of quenching process on low cycle fatigue life for 16- Low cycle fatigue prediction for cylinder heads considering stress gradient and 17- Cylinder Head Structure Optimization Simulation Study based on 18- Fatigue life prediction analysis of high-intensity marine diesel engine cylinder head based on 19- Correlation of Experimental Thermal Mapping and FEA Thermal Simulation for 20- Constitutive Modeling and Thermomechanical Fatigue Life Predictions of 21- Engine cylinder head thermal-mechanical fatigue evaluation technology and 22- Data driven model to predict cylinder head fatigue failure. 23- High-cycle fatigue failure analysis of ... 24- Fatigue software improvement for calculating by FEA a complete map of the damage due to 25- Optimization of Scallop Design for Cylinder Head of a 26- A new fatigue model including thermal ageing for 27- An investigation of high cycle fatigue behavior of 28- Finite element analysis of fatigue damage in 29- A review of 30- Metal fatigue in engineering. 31- Effect of viscosity stress on 32- Failure analysis of a diesel engine cylinder head based on finite element method.

اثر تغییر جنس سرسیلندر از آلیاژ آلومینیم به منیزیم بر عمر خستگی کم‌چرخه آن

حجت عاشوری^{*}

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، واحد ورامین-پیشوا، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

چکیده

سرسیلندر یکی از قطعات مهم و چالش‌برانگیز موتور است که خستگی ناشی از تنش‌های ترمومکانیکی نقش موثری در ایجاد آسیب و کاهش عمر خستگی آن دارد. هدف این پژوهش ارزیابی عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با تغییر جنس آن از آلیاژ آلومینیم A356 به آلیاژ منیزیم AZ91 است. در این پژوهش، تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با استفاده از روش اجزای محدود و نرم‌افزار انسیس به منظور پیش‌بینی دما و تنش و سپس عمر خستگی کم‌چرخه با استفاده از تئوری مارو و نرم‌افزار ANSYS nCode Design Life انجام شده است. ثابت‌های سخت شوندگی سینماتیک و همگن آلیاژ منیزیم AZ91 با استفاده از تست‌های خستگی کم‌چرخه در دماهای مختلف محاسبه گردید. تست‌های خستگی کم‌چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس شبیه‌سازی شد و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده تست‌های خستگی وجود دارد. نتایج تحلیل حرارتی نشان داد که جایگزینی آلیاژ منیزیم AZ91 با آلیاژ آلومینیم A356 باعث افزایش دمای سرسیلندر در حدود ۲۳ درجه سانتیگراد می‌شود. با توجه به نتایج تحلیل ترمومکانیکی، هرچند سرسیلندر منیزیمی دمای بیشتری نسبت به سرسیلندر آلومینیمی تحمل می‌کند اما حدود ۱۳ مگاپاسکال تنش وان مایسس کمتری نسبت به سرسیلندر آلومینیمی تحمل می‌کند. بنابراین آلیاژ منیزیم AZ91 می‌تواند جایگزین مناسبی برای آلیاژ آلومینیم A356 باشد. عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر آلومینیمی و منیزیمی به ترتیب ۱۷۹۹ و ۱۹۳۰ سیکل در ناحیه بحرانی پل بین سوپاپ‌های گاز پیش‌بینی گردید. نتایج تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر نشان داد که جایگزینی آلیاژ منیزیم AZ91 با آلیاژ آلومینیم A356 باعث افزایش عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر حدود ۷/۳ درصد می‌شود.

کلیدواژه‌ها: سرسیلندر، آلیاژ آلومینیم، آلیاژ منیزیم و عمر خستگی کم‌چرخه

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۱۲/۰۷

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۱/۲۷

*نویسنده مسئول: ashouri1394@gmail.com

۱- مقدمه

سرسیلندر یکی از قطعات مهم و پیچیده موتور است که به دلیل نحوه عملکرد آن، انتخاب جنس برای این قطعه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. ماده سرسیلندر باید از نظر خواص حرارتی و مکانیکی به میزان لازم استحکام داشته باشد تا بتواند تنش‌های ترمومکانیکی ناشی از فشار احتراق و حرارت گاز را تحمل نماید [1,2]. افزایش قیمت سوخت و آلایندگی خودروهای احتراق داخلی، باعث شده است که شرکت‌های خودرو سازی تدابیری را جهت کاهش مصرف سوخت موتور اتخاذ نمایند. برای نیل به این هدف روش‌های متفاوتی وجود دارد که یکی از آنها، کاهش وزن خودرو با تغییر در طراحی و بهینه‌سازی سازه‌های خودرو و یا جایگزینی قطعات مختلف چدنی یا آلومینیمی اجزای مختلف خودرو با

آلیاژهای سبکتر است. آلیاژهای ریخته‌گری منیزیم، به دلیل نسبت استحکام به وزن زیاد، مورد توجه صنایع خودروسازی قرار گرفته و بصورت گسترده‌ای در ساخت اجزای مختلف خودرو مورد استفاده قرار می‌گیرد. از طرف دیگر این ماده دارای مشخصات مطلوب دیگری مانند انعطاف‌پذیری مناسب، قابلیت میرایی بیشتر نسبت به آلومینیوم، قابلیت ماشینکاری خوب و ریخته‌گری عالی است. پرکاربردترین آلیاژ منیزیم در این زمینه آلیاژ منیزیم AZ91 است. جایگزینی آلیاژهای منیزیم با آلومینیوم در ساخت سرسیلندر، باعث کاهش وزن آن در حدود ۴۰ درصد می‌شود [3,4]. بنابراین بررسی و تحلیل عمر خستگی این ماده جایگزین برای ساخت سرسیلندر دارای اهمیت است.

در زمینه تحلیل تنش و عمر خستگی سرسیلندر تاکنون پژوهش‌های مختلفی انجام شده است. آزادی و همکاران معادله جدیدی را جهت پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر از جنس آلیاژ منیزیم AZ61 با استفاده از نتایج آزمون خستگی کم‌چرخه ارائه کردند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که معادله جدید ارائه شده بر اساس روش انرژی در مقایسه با سایر نظریه‌های متداول مثل معادله اسمیت-واتسون - تاپر، دارای دقت مناسب‌تری است [5]. تحلیل سرسیلندر ترک خورده یک موتور بنزینی توسط آزادی و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. براساس تحقیقات آنها دلیل اصلی ایجاد ترک در سرسیلندر ناشی از از بارهای همبندی پیچ‌های سرسیلندر است که باعث جوانه‌زنی ترک می‌شود [6]. عاشوری و همکاران با استفاده از مدل ویسکوپلاستیسته دولایه به بررسی ترک‌های سرسیلندر پرداختند. شبیه‌سازی آنها نشان داد که پل بین سوپاپ‌های گاز و دود سرسیلندر تحت خستگی کم‌چرخه قرار دارد [7]. تحلیل و مقایسه تنش‌های ترمومکانیکی سرسیلندر منیزیمی و آلومینیمی توسط عاشوری انجام شد. نتایج تحقیقات او نشان داد که سرسیلندر منیزیمی تنش‌های ترمومکانیکی کمتری را در مقایسه با سرسیلندر آلومینومی تحمل می‌کند [8]. پیش‌بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل سیتقلو به وسیله یانگ و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها ثابت کرد که آسیب مکانیکی نقش مهمی در عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر ایفا می‌کند [9]. لیو و همکاران با استفاده از مدل آسیب مجموع، عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. پژوهش آنها ثابت کرد که آسیب خزش در تحلیل عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر قابل صرف‌نظر کردن است [1]. تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با استفاده از معیارهای مختلف توسط بصیری و امینی مورد ارزیابی قرار گرفت. پژوهش آنها نشان داد که مدل اصلاح شده استرجن دقیق‌ترین مدل در پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر است [10]. لو و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر یک موتور دیزل را پیش‌بینی کردند. تحقیقات آنها نشان داد که اختلاف بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده کمتر از ۱۰٪ است [11]. هزیمه و همکاران مدلی را

فراهم شده است^[24]. بهینه‌سازی پل بین سوپاپ‌های سرسیلندر به منظور افزایش عمر خستگی آن توسط ماهجان و همکاران انجام شد. شبیه‌سازی آنها نشان داد که مجاری آب سرسیلندر بحرانی هستند. بهینه‌سازی سرسیلندر باعث شد که آسیب خستگی پرچرخه در نواحی بحرانی حدود ۶/۵٪ کاهش یابد^[25]. برانگر و همکاران الگویی را به منظور در نظر گرفتن اثر پیرشدن حرارتی سرسیلندر در عمر خستگی آن ارائه کردند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که در نظر نگرفتن اثر پیرشدن منجر باعث می‌شود که عمر خستگی سرسیلندر بیشتر از حد مجاز تخمین زده شود^[26]. بررسی رفتار پرچرخه آلیاژ منیزیم AZ91 به منظور جایگزینی آن با سرسیلندر آلومینمی به وسیله آزادی و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. بررسی آنها نشان داد که هرچند استحکام خستگی آلیاژ منیزیم AZ91 نسبت به آلیاژ آلومینیم A356 کمتر است اما خواص آن در محدوده کارکرد سرسیلندر است^[27]. عمر خستگی سرسیلندر با استفاده از مدل‌های انرژی کرنشی مومسان تصحیح شده و سیتقلو به وسیله آزادی و همکاران پیش‌بینی شد. نتایج مطالعه آنها نشان داد که مدل انرژی کرنشی مومسان تصحیح شده روش مناسبتری نسبت به مدل سیتقلو برای تخمین عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر است^[28].

بررسی منابع نشان می‌دهد که پژوهش‌های مختلفی در زمینه تحلیل تنش و خستگی سرسیلندر انجام شده است اما ارزیابی عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با تغییر جنس آن از آلیاژ آلومینیم به منیزیم انجام نشده است. با در نظر گرفتن مزایای آلیاژ منیزیم نسبت به آلومینیم که در قسمت مقدمه به آن اشاره شد، همچنان کمبود بررسی دقیق و جامع تری در مورد رفتار خستگی کم‌چرخه این آلیاژ احساس می‌شود. لذا هدف اصلی این پژوهش بررسی و شبیه‌سازی رفتار ترمومکانیکی سرسیلندر از جنس آلیاژ منیزیم AZ91 براساس مدل سخت شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک چابوچه و در نهایت تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر است. برای این منظور ابتدا از نرم‌افزار سالیدورکس جهت مدلسازی سرسیلندر استفاده گردید. پارامترهای مدل سخت شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک چابوچه با استفاده از تست خستگی کم‌چرخه در دماهای مختلف استخراج گردید. سپس از نرم‌افزار انسیس جهت تحلیل تنش‌های ترمومکانیکی سرسیلندر استفاده شد. در نهایت اثر تغییر جنس سرسیلندر از آلیاژ آلومینیم به منیزیم بر عمر خستگی کم‌چرخه آن با استفاده از تئوری مارو و نرم‌افزار ان‌کد دیزاین مورد مطالعه و ارزیابی قرار گرفت.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- مدل اجزای محدود و خواص سرسیلندر

سرسیلندر یکی از قطعات مهم و پیچیده موتور است که تحلیل المان محدود نقش مهمی در تحلیل ترمومکانیکی، شناسایی نقاط بحرانی و بهینه‌سازی آن دارد^[7,18,21]. سرسیلندر مورد بررسی در این

جهت ارزیابی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر چدنی ارائه کردند. تحلیل عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر نشان داد که عمر خستگی پیش‌بینی شده با استفاده از این روش با عمر خستگی تجربی انطباق بسیار خوبی دارد^[2]. پیش‌بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر آلومینیمی با در نظر گرفتن اثر تخلخل به وسیله هزینه و همکاران انجام شد. مطالعه آنها ثابت کرد که عمر خستگی پیش‌بینی شده با در نظر گرفتن اثر تخلخل انطباق بیشتری با نتایج تجربی دارد^[۱۳]. ارزیابی قابلیت اطمینان عمر خستگی سرسیلندر موتور بر اساس شبکه عصبی توسط جینگ و همکاران مورد پژوهش قرار گرفت. یافته‌های تحقیق نشان داد که عمر خستگی سرسیلندر با قابلیت اطمینان ۹۵ درصد تقریباً ۷۵ ساعت است^[13]. لی و همکاران اثر عیوب تخلخل بر شروع ترک در سرسیلندر یک موتور دیزل را بررسی کردند. پژوهش آنها نشان داد که مجاری ورودی، خروجی و کانال‌های آب سرسیلندر نواحی بحرانی هستند^[14]. تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با استفاده از مدل مارو توسط عاشوری انجام شد. حداقل عمر خستگی کم‌چرخه در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داد^[15]. عاشوری با استفاده از آزمون دوام ۴۰۰ ساعت سرسیلندر نشان داد که امکان گسیختگی در هیچ نقطه سرسیلندر وجود ندارد^[16]. بهینه‌سازی سرسیلندر با استفاده از تکنیک زیرمدسازی به وسیله هوانگ و همکاران انجام شد. شبیه‌سازی آنها نشان داد که مجاری آب نواحی بحرانی هستند^[17]. ژانگ و همکاران عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. نتایج تحلیل خستگی نشان داد که بارگذاری حرارتی نقش مهمی در ایجاد خستگی کم‌چرخه سرسیلندر دارد^[18]. تحلیل عمر خستگی پرچرخه سرسیلندر به وسیله ماهجان و همکاران انجام شد. شبیه‌سازی آنها نشان داد که پل بین سوپاپ‌ها مستعد ایجاد ترک خستگی است^[19]. سیفرت و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. نواحی بحرانی در تحلیل خستگی سرسیلندر انطباق بسیار مناسبی با نقاط ایجاد ترک در تست تجربی سرسیلندر داشت^[20]. پیش‌بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل سیتقلو به وسیله زنگ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها نشان داد که آسیب اکسیداسیون نقش مهمی در عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر ایفا می‌کند^[21]. پینگاله و همکاران عمر خستگی پرچرخه سرسیلندر را با استفاده از معیار گودمن اصلاح شده مورد ارزیابی قرار دادند. توزیع ضریب اطمینان پرچرخه نشان داد که ناحیه بحرانی در سرسیلندر وجود ندارد^[22]. ارزیابی عمر خستگی پرچرخه سرسیلندر آلومینیمی با استفاده تست‌های خستگی و مشاهدات میکروسکوپی به وسیله رن و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. پژوهش آنها نشان داد که مجاری آب سرسیلندر ناحیه بحرانی هستند^[23]. بلوندت و بارتھوکس نرم‌افزاری را به منظور ارزیابی عمر خستگی سرسیلندر کامیون توسعه دادند که با استفاده از آن امکان پیش‌بینی دقیقتر عمر خستگی سرسیلندر

جدول ۱) شرایط مرزی در تحلیل حرارتی [13]

ناحیه	شرط مرزی
محفظه احتراق	$1027 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 959^\circ\text{C}$
مجاری ورودی	$290 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 30^\circ\text{C}$
مجاری خروجی	$400 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 650^\circ\text{C}$
راهگاه آب	$7500 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 100^\circ\text{C}$
راهگاه روغن	$150 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 60^\circ\text{C}$
سطوح خارجی	$60 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 30^\circ\text{C}$

کامل‌ترین و دقیق‌ترین الگو است [7,8,28]. معیار تسلیم f در این مدل با استفاده از معادله زیر بیان می‌شود [29]:

$$f = |\sigma - X| - k - R \quad (۱)$$

معادله‌های ۲ و ۳، بیانگر مدل سخت‌شوندگی سینماتیک غیرخطی است [29]:

$$X = u \frac{C}{Y} (X_0 - u \frac{C}{Y}) - \exp(-uY(\epsilon_p - \epsilon_{p,0})) \quad (۲)$$

$$X = \sum_{k=1}^N X_k \quad (۳)$$

در معادله (۳) با در نظر گرفتن N برابر ۳، متغیر سخت‌شوندگی به سه قسمت تقسیم می‌شود که باعث افزایش دقت الگو می‌شود. برای تعریف بخش همگن از رابطه (۴) استفاده می‌شود [29]:

$$R = Q(1 - \exp(-b p)) \quad (۴)$$

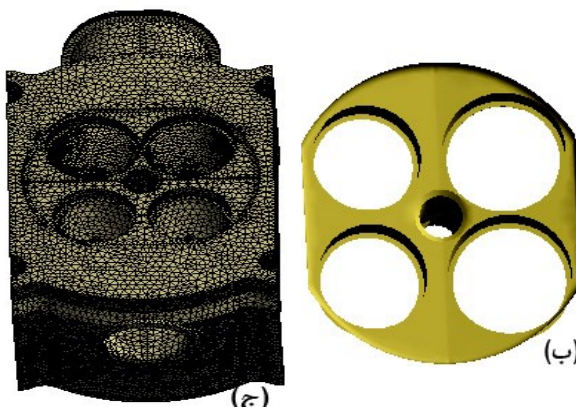
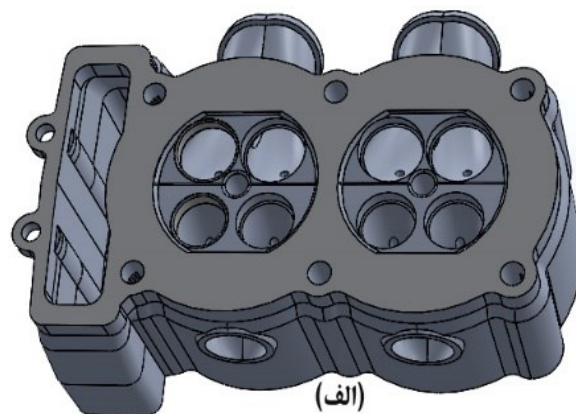
۲-۳- شرایط مرزی در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر

شرایط مرزی در تحلیل حرارتی سرسیلندر شامل محفظه احتراق، مجاری ورود مخلوط سوخت و هوا و خروج گازهای احتراق، راهگاه‌های روغن و آب و سطح‌های خارجی سرسیلندر است که در جدول ۱ نشان داده شده است [13,16,18].

بلوک موتور در تحلیل مکانیکی بصورت یک قطعه مجازی مدلسازی شده و باتوجه به این که بلوک موتور ثابت است، سطح خارجی آن در کلیه جهات مقید می‌شود. لازم به ذکر است که بین سرسیلندر و بلوک موتور از تماس اصطکاکی استفاده می‌شود [9].

۲-۴- مدل تحلیل خستگی کم‌چرخه

قطعات مختلف موتور در معرض بارهای تکراری قرار دارند و تنش‌های متناوب حاصله می‌توانند منجر به آسیب خستگی در آنها شوند. بروز شکست خستگی در قطعات مختلف موتور خطرناک و پرهزینه است و طراحی خستگی مناسب می‌تواند این خسارت بسیار زیاد را بصورت چشمگیری کاهش دهد. بنابراین لازم است عمر خستگی قطعات مختلف موتور پیش‌بینی شود. در قطعاتی که در معرض بارهای ترمومکانیکی قرار دارند، در صورتی که تنش به ناحیه پلاستیک برسد، خستگی آنها از نوع کم‌چرخه و در صورتیکه

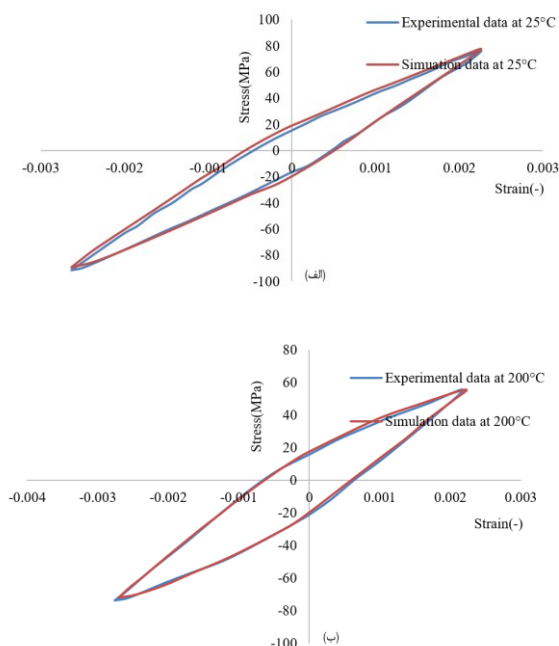


شکل ۱) الف) سرسیلندر، ب) محفظه احتراق مورد استفاده در تحلیل اجزای محدود و ج) مدل اجزای محدود سرسیلندر و محفظه احتراق

پژوهش در شکل ۱ نشان داده شده است. سرسیلندر از جنس آلیاژ منیزیم AZ91 با مدول یانگ ۴۳ Gpa، نسبت پواسون ۰/۳۵ و ضریب انبساط حرارتی $1/^\circ\text{C} \times 10^{-6} \times 26$ ساخته شده است [2,27]. مدل اجزای محدود سرسیلندر از ۲۶۵۹۶۰ المان و ۵۷۸۷۰۶ گره جهت افزایش دقت نتایج تحلیل اجزای محدود تشکیل شده است. از المان‌های سه‌بعدی Tet10 جهت مش‌بندی سرسیلندر استفاده شده است. محفظه احتراق سرسیلندر ناحیه بحرانی آن است لذا این ناحیه به منظور کاهش زمان تحلیل ترمومکانیکی و خستگی سرسیلندر مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. بنابراین در این پژوهش از این روش استفاده شده است و از محفظه احتراق سرسیلندر که ناحیه بحرانی است، در تحلیل ترمومکانیکی و خستگی کم‌چرخه سرسیلندر استفاده شده است.

۲-۲- ماده و الگوی رفتاری آن

در این پژوهش از آلیاژ ریخته‌گری شده منیزیم AZ91 برای شبیه‌سازی رفتار ترمومکانیکی آن استفاده شده است. انتخاب یک مدل مناسب به منظور پیش‌بینی خستگی ترمومکانیکی مواد اهمیت زیادی دارد. مدل سخت‌شوندگی سینماتیک دارای دو قسمت مدل سخت‌شوندگی خطی و غیرخطی همگن-سینماتیک است. مدل غیرخطی همگن-سینماتیک بر اساس تحقیقات چابوچه بنا نهاده شده است و برای بررسی مسایل با بارگذاری سیکلی مثل سرسیلندر



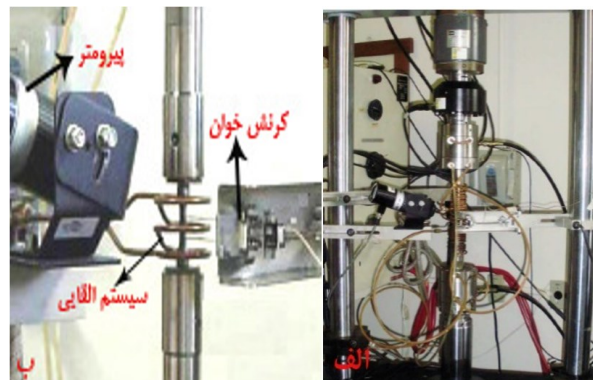
شکل ۳) نتایج تست تجربی و شبیه سازی شده خستگی کم چرخه در دمای (الف) ۲۵ و (ب) ۲۰۰ درجه سانتیگراد

جدول ۲) ثابت های سخت شونده ایزوتروپ و مدول یانگ در دماهای مختلف

دما (°C)	۲۰	۲۰۰
E(MPa)	۴۴/۱	۳۳/۳
k(MPa)	۴۴/۵	۳۳/۳۳
Q(MPa)	۲۰/۵	۲۰/۵۱
b(-)	۳۹	۳/۱

جدول ۳) ثابت های سخت شونده سینماتیک در دماهای مختلف

دما (°C)	۲۰	۲۰۰
C1(MPa)	۹۷۴۶	۷۹۹۲
C2(MPa)	۱۳۴۵۰	۱۴۶۲۰
C3(MPa)	۶۸۶۱۶	۳۱۱۸۹
γ1(MPa)	۶۷۸۳	۳۹۹۲
γ2(MPa)	۳۲۵۶	۳۲۵۷
γ3(MPa)	۹۶۹	۶۲۰



شکل ۲) (الف) دستگاه تست خستگی و (ب) پیرومتر، سیستم القایی و کرنش خوان

تنش در ناحیه الاستیک باقی بماند، از نوع پرچرخه خواهد بود. در طراحی قطعات خودرو حضور تنش میانگین غیر صفر می تواند بر روی عمر خستگی ماده تاثیر داشته باشد. زیرا تنش میانگین کششی یا فشاری می تواند تشکیل و رشد ترک خستگی را کند یا تسریع نماید. مدل های مختلفی برای در نظر گرفتن اثر تنش های میانگین در رفتار خستگی قطعات ارائه شده است. رایج ترین مدل مورد استفاده در تخمین عمر خستگی کم چرخه قطعات خودرو، مدل مارو است [15,16]. این مدل با رابطه زیر بیان می شود [30]:

$$\Delta \varepsilon = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_{mean}}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (5)$$

۲-۵- تست خستگی کم چرخه سرسیلندر

در این پژوهش آزمون های خستگی کم چرخه بر اساس استاندارد ASTM-E606 تحت شرایط پایش کرنش مکانیکی و در دماهای ۲۵ و ۲۰۰ درجه سانتیگراد روی نمونه های منیزیمی انجام شده است. نرخ کرنش مکانیکی در همه دماهای آزمون 0.003 1/s بود. تجهیزات آزمون خستگی کم چرخه در شکل ۲ نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود، از سامانه القایی برای گرم کردن نمونه آزمون استفاده شده است. کرنش مکانیکی و دمای نمونه با کرنش خوان در دمای گرم و پیرومتر اندازه گیری می شود.

۲-۶- روند تحلیل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر

روند تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر بصورت زیر است:

- ۱- مدل سازی سرسیلندر در نرم افزار سالیدورکس
- ۲- تعیین شرایط مرزی در تحلیل حرارتی و مکانیکی
- ۳- تعیین ثابت های سخت شونده ایزوتروپ و سینماتیک با استفاده از تست های خستگی کم چرخه
- ۴- تحلیل حرارتی سرسیلندر با استفاده از نرم افزار انسیس
- ۵- تحلیل مکانیکی سرسیلندر با استفاده از نرم افزار انسیس
- ۶- تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر با استفاده از نرم افزار ANSYS nCode Design Life

۳- نتایج و بحث

۳-۱- نتایج تست خستگی کم‌چرخه

نتایج تست خستگی کم‌چرخه نمونه‌های منیزیمی در دماهای ۲۵ و ۲۵۰ درجه سانتیگراد در شکل ۳ نشان داده شده است. تست‌های خستگی کم‌چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس نیز شبیه‌سازی شده است. بررسی شکل ۳ نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تست تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی وجود دارد. ثابت-های سخت‌شوندگی ایزوتروپ و سینماتیک باتوجه به نتایج تست‌های خستگی بدست آمده است که در جدول‌های ۲ و ۳ قابل مشاهده است.

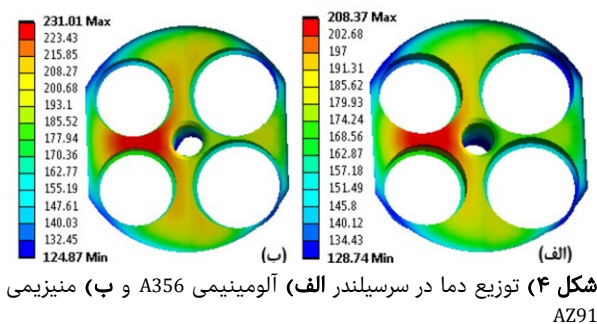
۳-۲- تحلیل حرارتی

سرسلندر تحت بارگذاری شدید ترمومکانیکی قرار دارد. خستگی ناشی از بارگذاری همزمان حرارتی و مکانیکی نقش تعیین‌کننده-ای در ایجاد آسیب و کاهش عمر خستگی سرسلندر دارد [1,11,18]. تحلیل حرارتی سرسلندر مهمترین گام در تحلیل ترمومکانیکی و پیش‌بینی عمر خستگی آن است. زیرا هرچه توزیع دما در نقاط مختلف سرسلندر دقیقتر باشد، تنش‌های حرارتی نیز در نقاط مختلف آن دقیقتر خواهد بود که این نکته باعث افزایش دقت تحلیل مکانیکی و تخمین عمر خستگی آن می‌شود [16,23]. تحلیل حرارتی سرسلندر شامل دو قسمت گرم کردن آن تا ماکزیمم درجه حرارت کاری موتور و سرد کردن آن تا حداقل دمای کاری سرسلندر است. نتایج تحلیل حرارتی سرسلندر آلومینیمی در شکل ۴-الف نشان داده شده است. نتایج تحلیل حرارتی نشان می‌دهد که ماکزیمم دما در سرسلندر ۲۰۸/۳۷ درجه سانتیگراد است و در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است که ناشی از همگرایی گازهای ناشی از احتراق موتور در این ناحیه است. این نتیجه با منابع [13,15,16,21,28] مطابقت دارد.

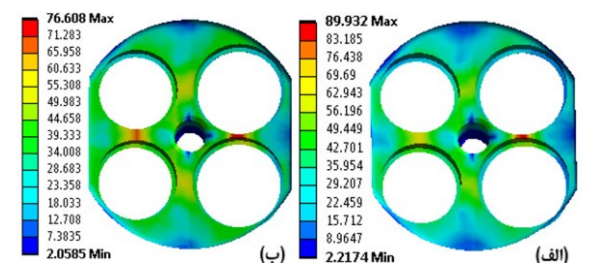
در شکل ۴-ب توزیع دما در سرسلندر منیزیمی AZ91 نشان داده است. ماکزیمم دما در این سرسلندر ۲۳۱/۰۱ درجه سانتیگراد است که در پل بین سوپاپ‌های دود قابل مشاهده است. با بررسی شکل ۴ مشاهده می‌شود که جایگزینی آلیاژ منیزیم AZ91 با آلیاژ آلومینیم A356 باعث افزایش دمای سرسلندر در حدود ۲۳ درجه سانتیگراد می‌شود.

۳-۳- تحلیل مکانیکی

سرسلندر تنش مکانیکی ناشی از نیروهای فشار گاز، پیش‌بار پیچ‌های سرسلندر 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 سرسلندر، توزیع دمایی بدست آمده از تحلیل حرارتی به همراه نیروهای فشار گاز و پیش‌بار پیچ‌ها به سرسلندر اعمال می‌شود [16,18,21,22,24,28]. توزیع تنش وان مایسس در مرحله تحلیل مکانیکی در سرسلندر



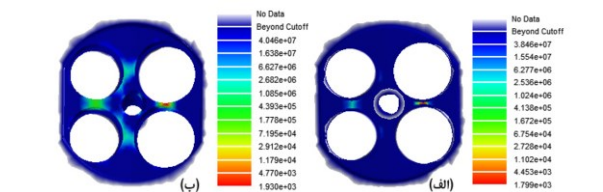
شکل ۴ (الف) توزیع دما در سرسلندر الف) آلومینیمی A356 و ب) منیزیمی AZ91



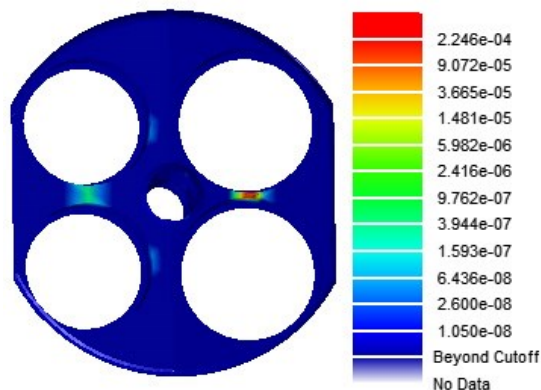
شکل ۵ (الف) توزیع تنش وان مایسس در سرسلندر الف) آلومینیمی A356 و ب) منیزیمی AZ91

آلومینیمی در شکل ۵-الف نشان داده شده است. با بررسی شکل ۵-الف ملاحظه می‌شود که ماکزیمم تنش وان مایسس ۸۹/۹۳۲ مگاپاسکال است که در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ می‌دهد. ضخامت پل بین سوپاپ‌های دود خیلی بیشتر از ضخامت پل بین سوپاپ‌های گاز است. بنابراین همانطور که انتظار می‌رفت این ناحیه تنش زیادی را تحمل نمی‌کند. از طرف دیگر علاوه بر پل بین سوپاپ‌های گاز که ناحیه بحرانی است، پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز بحرانی هستند.

توزیع تنش وان مایسس در سرسلندر منیزیمی AZ91 در شکل ۵-ب داده است. ماکزیمم تنش وان مایسس در این سرسلندر ۷۶/۶۰۸ مگاپاسکال است که مشابه سرسلندر آلومینیمی در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. با بررسی شکل ۵ مشاهده می‌شود که جایگزینی آلیاژ منیزیم AZ91 با آلیاژ آلومینیم A356 باعث کاهش تنش وان مایسس در سرسلندر در حدود ۱۳ مگاپاسکال می‌شود. باتوجه به نتایج تحلیل ترمومکانیکی، هرچند سرسلندر منیزیمی دمای بیشتری نسبت به سرسلندر آلومینیمی تحمل می‌کند اما مقدار تنش وان مایسس در آن نسبت به سرسلندر آلومینیمی کمتر است. بنابراین آلیاژ منیزیم AZ91 می‌تواند جایگزین مناسبی برای آلیاژ آلومینیم A356 باشد. در شکل ۶ توزیع کرنش پلاستیک معادل در سرسلندر نشان داده شده است. از شکل مذکور ملاحظه می‌شود که کرنش پلاستیک معادل از صفر بزرگتر است و نشان می‌دهد که ماده سرسلندر وارد ناحیه تسلیم شده است [7,8]. براساس نتایج پژوهش‌های انجام شده در منابع [7,8,16,28] ترک‌های خستگی در نقاطی از سرسلندر ایجاد خواهد شد که کرنش پلاستیک در آن نقاط در اثر تنش‌های ترمومکانیکی در آن ایجاد شود. کرنش پلاستیک معادل معیاری



شکل ۸) عمر خستگی کم چرخه در سرسیلندر الف) آلومینیمی A356 و ب) منیزیمی AZ91



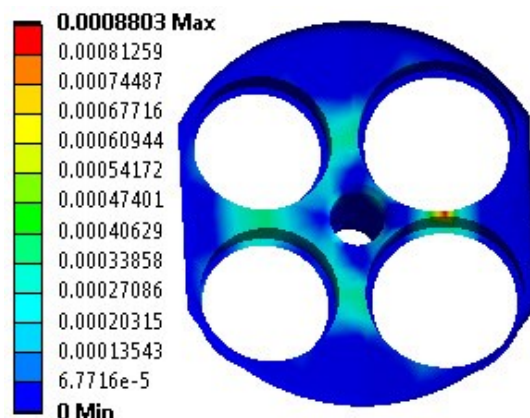
شکل ۹) توزیع آسیب خستگی در سرسیلندر

بنابراین این ناحیه بحرانی است همچنین نواحی پل بین سوپاپ-های گاز و دود نیز از دیدگاه عمر خستگی کم چرخه بحرانی هستند. عمر خستگی سرسیلندر آلومینیمی از ۱۰۰۰۰ سیکل کمتر است که نشان می‌دهد سرسیلندر تحت خستگی کم چرخه قرار دارد [30]. با بررسی شکل‌های ۷ و ۸ ملاحظه می‌شود که نواحی بحرانی در تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی کم چرخه با یکدیگر مطابقت دارند. نتایج تحلیل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر منیزیمی در شکل ۸-ب نشان داده شده است.

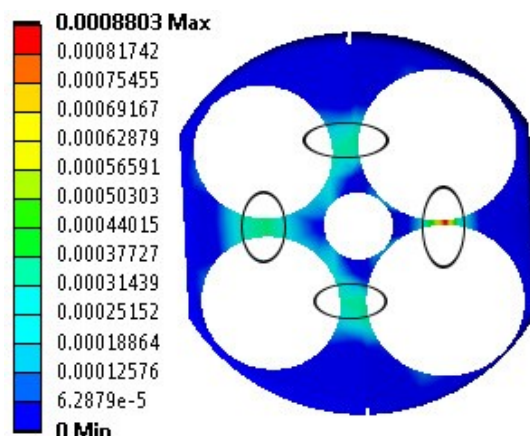
حداقل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر منیزیمی ۱۹۳۰ سیکل است که مشابه سرسیلندر آلومینیمی در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ داده است. بررسی نتایج تحلیل خستگی نشان می‌دهد که جایگزینی آلایژ منیزیم AZ91 با آلایژ آلومینیم A356 باعث افزایش عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر حدود ۷/۳ درصد می‌شود. توزیع آسیب خستگی در شکل ۹ نشان داده شده است. از شکل مذکور ملاحظه می‌شود که علاوه بر پل بین سوپاپ‌های گاز که بحرانی‌ترین ناحیه است و حداکثر تنش وان مایسس و حداقل عمر خستگی کم چرخه در آن قابل مشاهده است، پل بین سوپاپ-های گاز و دود نیز مستعد ایجاد ترک خستگی هستند.

۳-۵- اعتبارسنجی نتایج تحلیل اجزای محدود

به منظور ارزیابی نتایج تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی کم-چرخه سرسیلندر از نتایج پژوهش منبع [31] استفاده شده است. تحلیل ترمومکانیکی و بررسی اثر تنش و پس‌کوبیده بر عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر از جنس A356 در منبع مذکور انجام شده است. شکل هندسی سرسیلندر منبع [31] تقریباً مشابه سرسیلندر مورد بررسی در این پژوهش است و ضخامت پل بین سوپاپ‌های



شکل ۶) توزیع کرنش پلاستیک در سرسیلندر

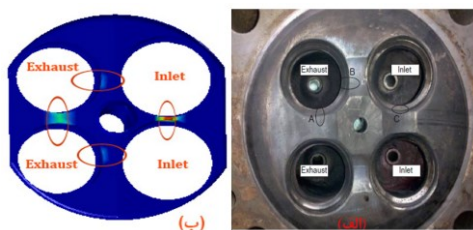


شکل ۷) نواحی بحرانی سرسیلندر از دیدگاه تحلیل مکانیکی

جهت شناسایی نقاط بحرانی سرسیلندر است. پل بین سوپاپ‌های گاز که حداکثر تنش وان مایسس را تحمل می‌کند، بحرانی‌ترین ناحیه سرسیلندر است که حداکثر کرنش پلاستیک نیز در این ناحیه قابل مشاهده است. علاوه بر این ناحیه، پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز بحرانی هستند که تنش و کرنش پلاستیک قابل ملاحظه‌ای در آنها قابل مشاهده است و احتمال ایجاد ترک‌های خستگی در آنها وجود دارد. نواحی بحرانی سرسیلندر در شکل ۷ مشخص شده است.

۳-۴- تحلیل خستگی کم چرخه

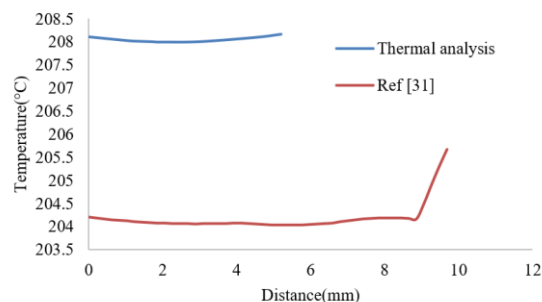
آسیب خستگی در سرسیلندر در اثر گرادیان دما و تنش‌های ترمومکانیکی رخ می‌دهد. سرسیلندر باید بتواند در مقابل بارهای سیکلی حرارتی و مکانیکی مقاومت نموده و مقاومت به شکست خستگی ترمومکانیکی بالایی داشته باشد [1,7,8]. نتایج تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر آلومینیمی با استفاده از معیار مارو در شکل ۸-الف نشان داده شده است. بررسی شکل مذکور نشان می‌دهد که حداقل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر آلومینیمی ۱۷۹۹ سیکل است و در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است.



شکل ۱۱) نواحی ایجاد ترک خستگی، الف) پژوهش ژانگ و همکاران [32] و ب) پژوهش حاضر

۴- نتیجه‌گیری

هدف این پژوهش ارزیابی عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با تغییر جنس آن از آلیاژ آلومینیم A356 به آلیاژ منیزیم AZ91 است. با استفاده از روش تحلیل اجزای محدود امکان پیش‌بینی دقیق و قابل اطمینان توزیع دما، تنش و عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر وجود دارد. ثابت‌های سخت شوندگی سینماتیک و همگن آلیاژ منیزیم AZ91 با استفاده از تست‌های خستگی کم-چرخه در دماهای مختلف محاسبه گردید. تست‌های خستگی کم‌چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس شبیه‌سازی شد و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده تست‌های خستگی وجود دارد. نتایج شبیه‌سازی شده نشان داد که حداکثر دما در سرسیلندر آلومینیمی و منیزیمی به ترتیب ۲۰۸/۳۷ و ۲۳۱/۰۱ درجه سانتیگراد است که در ناحیه پل بین سوپاپ‌های دود رخ می‌دهد. نتایج تحلیل حرارتی نشان داد که جایگزینی آلیاژ منیزیم AZ91 با آلیاژ آلومینیم A356 باعث افزایش دمای سرسیلندر در حدود ۲۳ درجه سانتیگراد می‌شود. براساس نتایج تحلیل مکانیکی، حداکثر تنش وان مایسس در سرسیلندر آلومینیمی و منیزیمی به ترتیب ۸۹/۹۳۲ و ۷۶/۶۰۸ مگاپاسکال است که در ناحیه بحرانی پل بین سوپاپ‌های گاز رخ می‌دهد. باتوجه به نتایج تحلیل ترمومکانیکی، هرچند سرسیلندر منیزیمی دمای بیشتری نسبت به سرسیلندر آلومینیمی تحمل می‌کند اما حدود ۱۳ مگاپاسکال تنش وان مایسس کمتری نسبت به سرسیلندر آلومینیمی تحمل می‌کند. بنابراین آلیاژ منیزیم AZ91 می‌تواند جایگزین مناسبی برای آلیاژ آلومینیم A356 باشد. عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر آلومینیمی و منیزیمی به ترتیب ۱۷۹۹ و ۱۹۳۰ سیکل در ناحیه بحرانی پل بین سوپاپ‌های گاز پیش‌بینی گردید. نتایج تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر نشان داد که جایگزینی آلیاژ منیزیم AZ91 با آلیاژ آلومینیم A356 باعث افزایش عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر حدود ۷/۳ درصد می‌شود. به‌منظور بررسی صحت نتایج تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر، نتایج شبیه‌سازی شده با نتایج تحلیل ترمومکانیکی و خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در منبع [31] مقایسه گردید و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل ترمومکانیکی و خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در این پژوهش و منبع [31] وجود دارد.



شکل ۱۰) مقایسه تغییرات دما در پل بین سوپاپ‌های دود با نتایج منبع [31]

دود از گاز بیشتر است. در منبع مذکور ماکزیمم دما در تحلیل حرارتی ۲۰۵/۶۷ درجه سانتیگراد پیش‌بینی شده است که در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است. ماکزیمم دما در این پژوهش ۲۰۸/۳۷ درجه سانتیگراد است که در پل بین سوپاپ‌های دود قابل مشاهده است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی این پژوهش و منبع [31] وجود دارد. نتایج تحلیل حرارتی منبع [31] و تغییرات دما در پل بین سوپاپ‌های دود که از نظر تحلیل حرارتی ناحیه بحرانی سرسیلندر محسوب می‌شود، در شکل ۱۰ مقایسه شده است. بررسی شکل ۱۰ نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی و منبع [31] وجود دارد. در منبع مذکور ماکزیمم تنش وان مایسس با و بدون در نظر گرفتن اثر تنش ویسکوزیته ۸۷/۱۷۴ و ۸۳/۹۵۸ مگاپاسکال پیش‌بینی شده است که در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ داده است. ماکزیمم تنش وان مایسس در این پژوهش ۸۹/۹۳۲ مگاپاسکال است که در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل مکانیکی این پژوهش و منبع [31] وجود دارد. حداقل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در منبع [31] با و بدون در نظر گرفتن اثر تنش ویسکوزیته ۱۷۵۱ و ۱۸۵۶ سیکل پیش‌بینی شده است که در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. حداقل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در این پژوهش ۱۷۹۹ سیکل است که در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ داده است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل عمر خستگی کم-چرخه سرسیلندر در این پژوهش و منبع [31] وجود دارد. لازم به ذکر است که پل بین سوپاپ‌های دود در سرسیلندر مورد استفاده در این پژوهش و منبع [31] از ضخامت مناسبی برخوردار است و همانطور که در منبع مذکور اشاره شده است، پل بین سوپاپ‌های گاز بحرانی‌ترین ناحیه سرسیلندر است. نواحی بحرانی سرسیلندر در شکل ۱۱-الف قابل مشاهده است. محل‌های مستعد ایجاد ترک خستگی در سرسیلندر با پژوهش ژانگ و همکاران در شکل ۱۱ مقایسه شده است. همانطور که از مذکور مشاهده می‌شود، نواحی مستعد ایجاد ترک خستگی ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز و پل بین سوپاپ‌های گاز و دود است که این امر در این پژوهش نیز محقق شده است.

- 6- Azadi M, Mafi A, Roozban M, Moghaddam F. Failure analysis of a cracked gasoline engine cylinder head. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2012 Jun;12:286-94.
- 7- Ashouri H, Beheshti B, Ebrahimzadeh MR. Analysis of Fatigue Cracks of Diesel Engines Cylinder Heads using a Two-Layer Viscoplasticity Model and Considering Viscosity Effects. *Journal of Simulation and Analysis of Novel Technologies in Mechanical Engineering*. 2016 Apr 20;9(1):105-20.
- 8- Ashouri H. Thermo-mechanical analysis of magnesium alloy cylinder heads using a two-layer viscoplasticity model.
- 9- Yang W, Pang J, Wang L, Kang X, Zhou S, Zou C, Li S, Zhang Z. Thermo-mechanical fatigue life prediction based on the simulated component of cylinder head. *Engineering Failure Analysis*. 2022 May 1;135:106105.
- 10- Basiri A, Amini E. On the Service Life Prediction of Diesel Engine Cylinder Head under Thermo-mechanical Fatigue Loading with Several Damage Models: A Comparative Study.
- 11- Luo X, Zeng X, Zou P, Lin Y, Wei T, Yuan X, Liao S. A finite element analysis-computational fluid dynamics coupled analysis on thermal-mechanical fatigue of cylinder head of a turbo-charged diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2020 May;234(6):1634-43.
- 12- Hazime R, Seifert T, Kessens J, Ju F. Lifetime assessment of cylinder heads for efficient heavy duty engines part II: Component-level application of advanced models for thermomechanical fatigue life prediction of lamellar graphite cast iron GJL250 and vermicular graphite cast iron GJV450 cylinder heads. *SAE International Journal of Engines*. 2017 Apr 1;10(2):350-8.
- 13- Jing G, Li S, Xiao S, Ma T, Lyu Z, Sun S, Zhou H. Research on fatigue reliability assessment of engine cylinder head based on neural network. *International Journal of Fatigue*. 2023 Oct 1;175:107800.
- 14- Li Y, Liu J, Zhong G, Huang W, Zou R. Analysis of a diesel engine cylinder head failure caused by casting porosity defects. *Engineering Failure Analysis*. 2021 Sep 1;127:105498.
- 15- Ashouri H. Evaluation of quenching process on low cycle fatigue life for cylinder head.
- 16- Ashouri H. Low cycle fatigue prediction for cylinder heads considering stress gradient and local yielding. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2024 Feb 13:09544070241228781.
- 17- Huang F, Wenxin CA, Zhang Z, Zhang W, Shi L, Li X, Kaltenecker B, Suzzi D, Schrei W, Weihrach K. Cylinder Head Structure Optimization Simulation Study based on Sub-Model Method. *SAE Technical Paper*; 2017 Oct 8.
- 18- Zhang H, Cui Y, Liang G, Li L, Zhang G, Qiao X. Fatigue life prediction analysis of high-intensity marine diesel engine cylinder head based on fast thermal fluid solid coupling method. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2021 Jun;43(6):327.

فهرست علائم

b	نرخ اشباع (-)
b	عدد استحکام خستگی (-)
c	نمای شکل پذیری خستگی (-)
C	ثابت ماده (MPa)
k	اندازه سطح تسلیم در سیکل اول (MPa)
R	متغیر سخت شوندگی ایزوتروپ (MPa)
p	کرنش تجمعی (-)
Q	مقدار اشباع شده R (MPa)
X	متغیر سخت شوندگی سینماتیک (MPa)
2N _f	تعداد نیم سیکل های منجر به شکست (-)

علائم یونانی

σ	تنش (MPa)
γ	ثابت ماده (MPa)
u	جهت سیلان (-)
ϵ_p	کرنش پلاستیک (-)
σ_{mean}	تنش میانگین (MPa)
σ'_f	ضریب مقاومت خستگی (MPa)
ϵ'_f	ضریب شکل پذیری خستگی (MPa)

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش

نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: در این مقاله هیچ تعارض منافی برای اظهار وجود ندارد.

منابع مالی: هزینه های مالی این پژوهش از بودجه شخصی تامین شده است.

منابع

- 1- Liu Y, Annabattula P, Mirmiran S, Zhang L, Chen J, Gaikwad S, Singh K. Assessing Thermomechanical Fatigue of a Cast Aluminum Alloy Cylinder Head of an Internal Combustion Engine. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*. 2020 Apr 14;2(2020-01-1077):3423-31.
- 2- Hazime R, Chang CC, Wang Q, Sochor S. Thermomechanical Fatigue Life Predictions of Cast Aluminum Cylinder Heads Considering Defect Distribution. *SAE Technical Paper*; 2023 Apr 11.
- 3- Tharumarajah A, Koltun P. Is there an environmental advantage of using magnesium components for light-weighting cars? *Journal of Cleaner Production*. 2007 Jan 1;15(11-12):1007-13.
- 4- Mathaudhu S, Luo A, Neelameggham N, Nyberg E, Sillekens W, editors. *Essential readings in magnesium technology*. Springer; 2016 Dec 6.
- 5- Azadi M, Farrahi GH, Zahedi F. Low cycle fatigue analysis of magnesium alloy cylinder head based on plastic strain energy approach. *The Journal of Engine Research*. 2022 Nov 27;27(27):3-10.

- 19- Mahajan P, Thakur A, Bodake R. Correlation of Experimental Thermal Mapping and FEA Thermal Simulation for Cylinder Head for Diesel Engine Development. *SAE Technical Paper*; 2020 Sep 25.
- 20- Seifert T, Hazime R, Chang CC, Hu C. Constitutive Modeling and Thermomechanical Fatigue Life Predictions of A356-T6 Aluminum Cylinder Heads Considering Ageing Effects. *SAE Technical Paper*; 2019 Apr 2.
- 21- Zeng X, Luo X, Jing G, Zou P, Lin Y, Wei T, Yuan X, Ge H. Engine cylinder head thermal-mechanical fatigue evaluation technology and platform application. *SAE International Journal of Engines*. 2020 Jan 1;13(1):101-20.
- 22- Pingale A, Chang CC, Perander J. Data driven model to predict cylinder head fatigue failure. *SAE Technical Paper*; 2021 Apr 6.
- 23- Ren PR, Song W, Zhong G, Huang WQ, Zuo ZX, Zhao CZ, Yan KJ. High-cycle fatigue failure analysis of cast Al-Si alloy engine cylinder head. *Engineering Failure Analysis*. 2021 Sep 1;127:105546.
- 24- Blondet H, Barthoux K. Fatigue software improvement for calculating by FEA a complete map of the damage due to a duty cycle, regarding thermo-mechanical failure mode.: Application to a truck cylinder head lifetime assessment. *Procedia Structural Integrity*. 2022 Jan 1;38:526-37.
- 25- Mahajan P, Bodake R, Thakur A. Optimization of Scallop Design for Cylinder Head of a Multi-Cylinder Diesel Engine for Reduction of Combustion Deck Temperatures and Simultaneously Enhancing Combustion Deck Fatigue Margin. *SAE Technical Paper*; 2021 Sep 21.
- 26- Beranger M, Fiard JM, Ammar K, Cailletaud G. A new fatigue model including thermal ageing for low copper aluminum-silicon alloys. *Procedia Engineering*. 2018 Jan 1;213:720-9.
- 27- Mokhtari Shirazabad M, Boutorabi SM, Azadi M, Nikravan M. An investigation of high cycle fatigue behavior of magnesium alloy for cylinder head application. *The Journal of Engine Research*. 2022 Nov 27;24(24):29-35.
- 28- Azadi M, Basiri A, Moghaddam F. Finite element analysis of fatigue damage in passenger-car diesel engine cylinder head under cyclic thermo-mechanical loadings. *The Journal of Engine Research*. 2018;51:3-19.
- 29- Chaboche JL. A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories. *International Journal of Plasticity*. 2008 Oct 1;24(10):1642-93.
- 30- Stephens RI, Fatemi A, Stephens RR, Fuchs HO. *Metal fatigue in engineering*. John Wiley & Sons; 2000 Nov 3.
- 31- Ashouri H. Effect of viscosity stress on the low cycle fatigue of the cylinder head. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*. 2024 Oct 22;56(8):1-.
- 32- Zhang Q, Zuo Z, Liu J. Failure analysis of a diesel engine cylinder head based on finite element method. *Engineering Failure Analysis*. 2013 Dec 1;34:51-8.