



بهینه‌سازی توپولوژی و شکل پیستون موتور XU7 با توابع هدف وزن و انرژی کرنش

علی داداشی^۱، محمد آزادی^{۲*}، آزاده شکری^۳

dadashi_ali@semnan.ac.ir
m_azadi@semnan.ac.ir
a.shokri.mpn@gmail.com

^۱دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه سمنان
^{۲*}عضو هیات علمی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه سمنان
^۳دبیر واحد تحقیق و توسعه شرکت پویانپستانک

چکیده

بهینه‌سازی پیستون یکی از موضوعات محبوب و مهم برای شرکت‌های خودروسازی، موتورسازی و قطعه‌سازی است. بهینه کردن پیستون باعث کاهش وزن پیستون ضمن عدم کاهش راندمان آن شده و در پاره‌ای از موارد باعث افزایش راندمان و کیفیت آن می‌شود. این تحقیق با هدف بهینه‌سازی توپولوژی پیستون موتور XU7 انجام شده است. بدین منظور دو مدل استوانه توپر و پیستون XU7 در نرم‌افزار آباکوس، ایجاد و تحلیل شدند و پارامترهای وزن و انرژی کرنشی به عنوان توابع هدف بهینه‌سازی توپولوژی و شکل تعریف شدند. مشخص شد فرایند بهینه‌سازی وزن سیلندر توپر و پیستون واقعی را حدود ۴۲ و ۳۸ درصد کاهش می‌دهد. علاوه بر این ناحیه گژن پین، به دلیل تحمل بیشترین تنش، کمترین و نواحی دامن پیستون بیشترین حذف المان را داشتند. همچنین با توجه به حذف المان در ناحیه تاج پیستون می‌توان ضخامت این قسمت و در نتیجه وزن را کاهش داد.

کلیدواژه‌ها: پیستون موتور، بهینه‌سازی توپولوژی، بهینه‌سازی شکل، روش اجزای محدود

Topology and shape optimization of XU7 engine piston using weight and strain energy objective functions

Ali Dadashi¹, Mohammad Azadi^{2*}, Azade Shokri³

¹MSc Student, Mechanical Engineering Department, Semnan University

^{2*}Faculty of Mechanical Engineering, Semnan University

³Secretary of Research and Development Unit, MPN Company

dadashi_ali@semnan.ac.ir

m_azadi@semnan.ac.ir

a.shokri.mpn@gmail.com

Abstract

The piston optimization is one of the most popular and important topics for automotive, engine and component manufacturing companies. Optimizing the piston will reduce the weight without decreasing its efficiency; even it may increase the efficiency and the quality in some cases. This study aims to optimize the piston topology of the XU7 engine. For this purpose, two models, including the solid cylinder and the XU7 piston, were fabricated and analyzed in the Abaqus software, in which parameters of the weight and the strain energy were defined as objective functions of the shape and topology optimization. It was found that the optimization process reduced the weight of the solid cylinder and the realistic piston by about 42 and 38%, respectively. In addition, it was observed that the piston pin area had the least element removal due to the maximum stress level, whereas the piston skirt areas had the most element removal. Moreover, considering the removal of some elements in the crown area of the piston, the thickness of this region and consequently, the weight would be reduced.

Keywords: Engine piston, Topology optimization, Shape optimization, Finite element method



مقدمه

بهینه‌سازی قطعات صنعتی یکی از اهداف مهم در مهندسی مکانیک است. این کار به علت نتیجه مفید و موثر بر صنعت و دانش از دیرباز مورد توجه مهندسين، شرکت‌ها و پژوهشگران بوده است. به دست آوردن هندسه بهینه در اغلب اوقات موجب کاهش هزینه‌ها، افزایش کیفیت قطعه، بالا رفتن راندمان کاری آن و غیره می‌شود. بهینه‌سازی پیستون، می‌تواند با دستیابی به هندسه بهینه، نشان دادن نقاط پر تنش و حساس، حرارت در قسمت‌های مختلف آن، به بهبود کمی و کیفی این قطعه کمک کند. در ادامه، بررسی پژوهش‌های انجام شده در این زمینه پرداخته می‌شود.



شکل ۱: طراحی‌های جدید پیستون [۱]

باربیری^۱ و همکاران [۲]، یک روش طراحی پیستون موتور سیکلت، بر اساس تکنیک‌های بهینه‌سازی توپولوژی ارائه دادند. آن‌ها، با هدف جایگزینی پیستون استاندارد آلومینیومی، که معمولاً با آهن‌گری یا ریخته‌گری تولید می‌شود، با پیستون فولادی و ساخته شده به روش تولید افزودنی، یک استراتژی طراحی کردند. در این روش، حداقل جرم قطعه به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و سختی قسمت‌های مهم پیستون به عنوان قید طراحی استفاده می‌شود. نتایج، کاربرد کلی روش ارائه شده برای بدست آوردن طرح هندسی و توزیع ضخامت سازه را نشان می‌دهد. ساتیشکومار و کنان^۲ [۳]، به بهینه‌سازی توپولوژی و مطالعه پنج نوع پیستون مختلف موتور احتراق داخلی پرداختند. آنان با مقایسه‌ای کوتاه بین خواص مواد فولاد و آلیاژ آلومینیوم، آلیاژ آلومینیوم-سیلیسیوم را برای بررسی انتخاب کردند. برای بهینه‌سازی پیستون آلومینیومی موتور احتراق داخلی، آن‌را در نرم‌افزار کتیا^۳ مدل‌سازی کردند. برای مقایسه انواع مختلف پیستون از تحلیل المان محدود در نرم‌افزار انسیس^۴ استفاده شد. پس از انجام تحلیل، برای هر پنج نوع پیستون مختلف، توزیع دمایی، تنش در راستای عمود بر تاج پیستون و تنش برآیند را گزارش کردند. در نهایت آلیاژ آلومینیوم-سیلیسیوم به عنوان ماده مناسب و پیستون با

تاج پیستون و ضخامت متفاوت، بهترین مدل برای طراحی و استفاده پیستون در دما و عمر بالا معرفی شد. ژائوجو^۵ و همکاران [۴]، توزیع میدان دما در پیستون موتور دیزلی تحت فشار استاتیکی و تنش ترمومکانیکی، محاسبه و با حالتی که تنها بار مکانیکی وارد می‌شود، مقایسه کردند. براساس روش طراحی آزمایشات^۶، ارتفاع سطح بالای پیستون و فضای بین پیستون به عنوان پارامترهای ورودی و جرم پیستون، حداکثر دما، حداکثر تنش مکانیکی و حداکثر تنش ترمومکانیکی به عنوان پارامترهای خروجی در نظر گرفته شدند. نتایج نشان داد که حداکثر تنش ترمومکانیکی و بیشترین تنش مکانیکی در لبه داخلی سوراخ بین پیستون ظاهر می‌شود. پس از بهینه‌سازی چند هدفه پیستون، ارتفاع سطح بالای پیستون، فضای سوراخ بین پیستون و تنش کاهش یافت. جرم پیستون ۴/۷ درصد و حداکثر تنش ترمومکانیکی ۱/۳ درصد کم شد که باعث بهبود مقاومت ساختاری پیستون می‌شود. ژائو^۷ و همکاران [۵]، به بهینه‌سازی توپولوژی مدل یک چهارم پیستون همراه با پین و شاتون با رویکرد چگالی متغیر پرداختند. نتایج تحلیل حرارت و تنش در نرم‌افزار انسیس نشان داد که بیشترین مقدار جابجایی در مرکز تاج پیستون بوده و بیشترین تنش نیز به میزان ۱۹۷/۶ مگاپاسکال بوده است. پس از تحلیل تنش و حرارت، بهینه‌سازی پیستون انجام شد و در نتیجه آن حداکثر تنش به ۱۶۳/۰۴ و وزن پیستون از ۴۱۳ گرم به ۳۶۱ گرم کاهش یافت. هاوله و ونخاده^۸ [۶]، با هدف یافتن و پیشنهاد ماده بهینه برای پیستون بر اساس کیفیت و هزینه با توجه به وزن و همچنین به حداقل رساندن تنش حرارتی، به طراحی، تحلیل ترمومکانیکی و بهینه‌سازی پیستون با نرم افزار انسیس پرداختند. پس انجام تحلیل تنش ترمومکانیکی برای مواد یوتکتیک^۹، هایپریوتکتیک^{۱۰} و یوتکتیک ویژه^{۱۱} به ترتیب برابر ۹۷/۹، ۹۰/۷۸ و ۹۴/۰۷ مگاپاسکال بوده که هر سه از حد تسلیم ماده کمتر بودند. در تحلیل کرنش ترمومکانیکی به ترتیب ۱/۳۳، ۱/۲۵ و ۱/۲۴ بوده و تحلیل شار حرارتی، مقادیر آنها به ترتیب ۵/۳، ۴/۷۹ و ۴/۹ بوده است. در نهایت مشخص شد که یوتکتیک ویژه بهترین ماده برای ساخت پیستون است.

لو^{۱۲} و همکاران [۷]، روش محاسبه جدیدی برای طراحی نظری پیستون ارائه کردند. آن‌ها مدل سه بعدی پیستون موتور دیزل 16V280 را ساختند و شبیه‌سازی میدان دمای حالت پایدار و حالت گذرا را انجام دادند. بر اساس نتایج، حداکثر نوسان دمای پیستون کمتر از ۲۰ درجه سانتی‌گراد است. لذا از میدان دمای حالت پایدار به

⁵ Zhaoju

⁶ Design of experiments method

⁷ Zhao

⁸ Havale and Wankhade

⁹ Eutectic

¹⁰ Hyper eutectic

¹¹ Special eutectic

¹² Lu

¹ Barbieri

² Sathishkumar and Kennan

³ Catia

⁴ Ansys



است. مدل استوانه توپر که محل قرارگیری رینگ‌ها و گزن‌پین مشخص شده است و مدل پیستون واقعی XU7 در شکل ۲ نشان داده شده‌اند.

جدول ۱: خواص آلیاژ AISi استفاده شده در پیستون XU7 [۸]

مقدار	واحد	خاصیت
۱۵۵	W/m °C	ضریب هدایت حرارتی
21×10^{-6}	1/°C	ضریب انبساط حرارتی
۲۷۰۰	Kg/m ³	چگالی
۹۶۰	J/Kg°C	گرمای ویژه
۰/۳	-	نسبت پواسون
۹۰	GPa	مدول یانگ



(ب)



(الف)

شکل ۲: نمای ایزومتریک مدل پیستون شامل (الف) استوانه توپر و (ب) پیستون موتور XU7 در نرم‌افزار سالدورکس

مدل المان محدود در نرم‌افزار آباکوس^۶ ایجاد و تحلیل شد. المان استفاده شده برای پیستون از نوع C3D4M بوده که با توجه به نام‌گذاری آن المان مثلثی شکل با چهار وجه و ۴ گره است. مدل پیستون توپر همانند شکل ۳ (الف)، ایجاد و مش‌بندی شده است. ۱۹۱۲۸۶ المان در این مدل ایجاد شده است. در پیستون واقعی نیز اندازه المان ۱/۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده و پس از المان بندی، تعداد کل المان‌ها برابر با ۳۷۹۹۶۹ خواهد بود. تصویر این پیستون پس از المان‌بندی در شکل ۳ (ب) مشخص شده است.



(ب)



(الف)

شکل ۳: المان‌بندی مدل (الف) استوانه و (ب) پیستون در نرم‌افزار آباکوس

عنوان شرط مرزی برای محاسبه تنش حرارتی و از روش جداسازی مکانیکی حرارتی برای محاسبه تنش حرارتی ناشی از توزیع ناهموار دما استفاده شد. مشخص که حداکثر دما ۳۵۴ درجه سانتی‌گراد است که در لبه محفظه احتراق ظاهر می‌شود. دمای حالت پایدار شبیه‌سازی شده به روش اجزای محدود، مطابقت خوبی با نتایج تجربی نشان دادند. تنش حرارتی حاصل از روش جداسازی مکانیکی حرارتی، ۲۷۰ مگاپاسکال بود و در محدوده مجاز قرار می‌گیرد. منطقه بحرانی در گلوگاه محفظه احتراق، منطقه تماس سر و دامن پیستون ظاهر می‌شود. گلبخشی و همکاران [۸]، پیستون موتور بنزینی XU7، که در بخش حمل و نقل ایران مورد استفاده است، را از نظر ترمومکانیکی بررسی کردند. برای تعیین توزیع تنش در حین احتراق، تحلیل تنش استاتیکی خطی سه بعدی در نرم‌افزار COSMOS-Works انجام شده است. بیشترین تنش نرمال در سطح میانی تاج پیستون اتفاق می‌افتد. تنش فون میسز^۱ در قسمت‌های بالایی ناحیه سوراخ پین بحرانی است. اثر لایه پوشش سرامیکی بر توزیع تنش ارزیابی شده و با نتایج بدست آمده برای پیستون بدون پوشش سنتی مقایسه می‌شود. بر اساس نتایج، با افزایش ضخامت لایه سرامیک، می‌توان تنش را کنترل کرد. اسروکا و جیدزیوخ^۲ [۹]، روش کوچک سازی در مورد پیستون را بررسی کردند. پارامترهای تحلیل شده شامل تنش هوپر-میسز^۳ و بردار جابجایی انتقالی در پیستون قبل و بعد از کوچک‌سازی با رویکرد روش اجزای محدود مورد مطالعه قرار گرفت. ساتیانارایانا^۴ و همکاران [۱۰]، پس تحلیل دنوع پیستون با تاج و جنس مختلف به این نتیجه رسیدند که پیستون از جنس آلیاژ آلومینیوم کمترین توزیع دما و بیش‌ترین ضریب اطمینان را دارد.

در این تحقیق به بهینه‌سازی پیستون XU7 مورد استفاده در موتور درونسوز بنزینی پرداخته شده است. تمرکز اصلی این بهینه‌سازی بر کاهش وزن و توزیع مناسب تنش بوده است و بهینه‌سازی به دو روش توپولوژی و شکل انجام شده است.

خواص مواد

پیستون موتورهای بنزینی XU7 به منظور بهینه‌سازی در این تحقیق استفاده شده است. این پیستون از جنس آلیاژ آلومینیوم-سیلیسیوم ساخته شده و در خودروی پژو ۴۰۵ بطور گسترده در بخش حمل و نقل ایران مونتاز می‌شود این ماده با فرض رفتار الاستیک خطی و ایزوتروپ مورد استفاده قرار گرفته است و خواص آن در جدول ۱ معرفی شده است. همچنین دو مدل سه بعدی از پیستون جهت بهینه‌سازی توپولوژی و شکل، در نرم‌افزار سالدورکس^۵ ایجاد شده

¹ Von Mises

² Sroka and Dziedzioch

³ Huber-Mises

⁴ Satyanarayana

⁵ SolidWorks

⁶ Abaqus

براساس تحقیقات صورت گرفته، خواص انتقال حرارت وابستگی زیادی به خواص ماده خنک کننده، دور موتور و شرایط ترمودینامیکی گازهای احتراق دارد. در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه، شرایط حداکثری قدرت و تا حدودی روغن کاری خشک برقرار است. لذا این دور برای تحلیل مسئله مدنظر قرار می‌گیرد. همچنین می‌توان دمای داخلی محیط را به عنوان میانگین دمای یک سیکل کامل تخمین زد. دمای میانگین و ضرایب همرفت برای نواحی مختلف پیستون در جدول ۲ آورده شده است [۸].

جدول ۲: دمای میانگین و ضرایب همرفت برای نواحی مختلف پیستون [۸]

ناحیه	ضریب انتقال حرارت (W/m ² K)	دمای میانگین (°C)
تاج پیستون	۸۰۰	۶۵۰
سطح جانبی شیارهای رینگ‌ها	۲۸۰	۳۰۰
نواحی بین شیار رینگ‌ها	۲۰۰	۱۶۰
دامنه پیستون	۴۰۰	۱۲۰
نواحی داخلی خنک شده توسط روغن	۱۵۰۰	۹۵

با فرض گذشت مدت زمان کافی، پیستون در شرایط انتقال حرارت پایا^۱ بررسی می‌شود. همچنین دمای محیط ۲۵ درجه سانتی‌گراد لحاظ شده است. بارگذاری مکانیکی نیز مطابق جدول ۳ اعمال شده است. این شرایط برای هر دو مدل توپر و واقعی یکسان بوده و مقادیر آن برابر در نظر گرفته شده است.

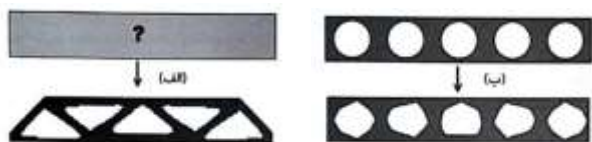
جدول ۳: فشار وارد بر نواحی مختلف پیستون [۱۱]

مقدار بار	ناحیه اعمال بار
۶/۵	فشار وارد بر تاج پیستون (MPa)
۰/۶۵	فشار وارد بر دامن پیستون (MPa)
-۱۷۱۰	نیروی وارد بر پیستون از گژن‌بین در جهت X (N)
۳۰۵۵۰	نیروی وارد بر پیستون از گژن‌بین در جهت Y (N)
۱۷۱۰	نیروی وارد بر پیستون از سیلندر (N)

روش‌های بهینه‌سازی

بهینه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار آباکوس یک فرآیند تکرار شونده است که به کاربر در اصلاح طرح‌ها کمک می‌کند. در نرم‌افزار آباکوس امکان استفاده از دو تقریب برای بهینه‌سازی سازه‌ای وجود دارد؛ که

شامل بهینه‌سازی توپولوژی و بهینه‌سازی شکل است. در بهینه‌سازی به روش توپولوژی طرح بهینه با اصلاح و تغییر تراکم ماده در محدوده انتخابی و حذف بخشی از المان‌ها تعیین می‌شود. بهینه‌سازی شکل به بهبود مدل با اصلاح سطوح اجزا می‌پردازد [۱۲]. شکل ۴ نمونه‌ای از بهینه‌سازی توپولوژی و شکل را نشان می‌دهد. در این مطالعه از مدل واقعی پیستون XU7 برای بهینه‌سازی شکل و از مدل استوانه توپر که محل رینگ و گژن‌بین در آن مشخص شده است، برای بهینه‌سازی توپولوژی استفاده می‌شود. همچنین با توجه به اهمیت تعیین تابع هدف و قیدهای طراحی، مینیمم کردن انرژی کرنشی و وزن به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده‌اند. علاوه بر این، نواحی تاج پیستون، رینگ‌ها و گژن‌بین که بیشترین بار را تحمل می‌کنند، در هر دو پیستون توپر و واقعی، ثابت^۲ شدند. به عبارت دیگر، از این بخش‌ها هیچ المانی حذف نمی‌گردد. به منظور ایجاد قابلیت ساخت و یکپارچگی هندسه نهایی، قید هندسی از نوع demold control به جسم اعمال شد. عبارتی، پس از بهینه‌سازی، خروجی فقط یک جسم خواهد بود و چندین جسم مجزا، بدست نمی‌آید.



شکل ۴: نمونه‌ای از بهینه‌سازی توپولوژی و شکل [۱۲]

نتایج

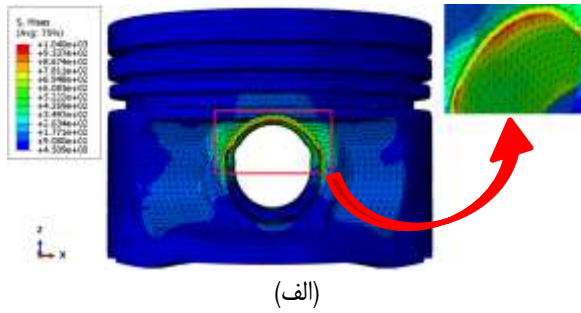
با توجه به وجود تنش‌های چند محوره در پیستون، تنش فون میسر ایجاد شده در این قطعه استخراج و مقایسه شده است. در مرجع [۸] رفتار ترمومکانیکی پیستون XU7 در نرم‌افزار COSMOS Works انجام شده است و نشان می‌دهد که بیشترین تنش فون میسر در ناحیه بالای گژن‌بین اتفاق می‌افتد. تنش موجود در این ناحیه در جدول ۴ با تحلیل‌های انجام شده در این تحقیق مقایسه شده‌اند. نتایج این مقایسه شامل یک تطابق مناسب است، هرچند عینا مشابه یکدیگر نیستند چراکه شرایط مرزی و بارگذاری، دقیقاً مشابه یکدیگر نیست. ضمناً مقدار تنش فون میسر در مدل استوانه‌ای پیستون، کمی بیشتر از مدل پیستون واقعی است.

جدول ۴: مقایسه تنش فون میسر با مرجع [۸]

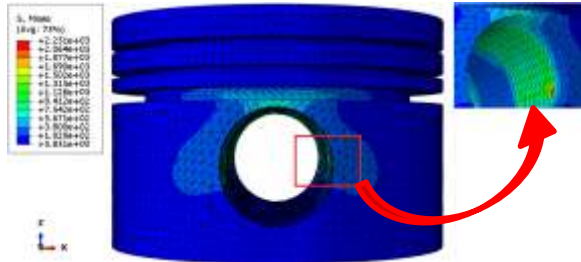
تنش فون میسر (MPa)	مدل اجزای محدود
۱۲۰	مرجع [۸]
۱۶۸	استوانه‌ای پیستون
۱۶۳	پیستون واقعی

² Freeze

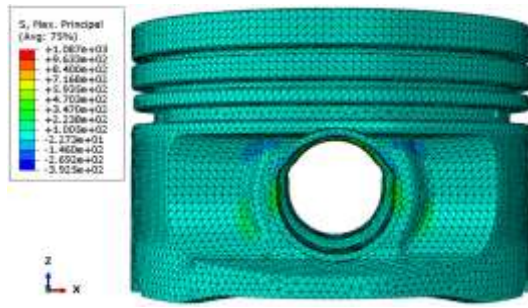
¹ Steady state



(الف)



(ب)



(ج)



(د)

شکل ۵: تنش فون میسز در مدل (الف) پیستون و (ب) استوانه و ماکزیمم تنش اصلی در مدل (ج) پیستون و (د) استوانه

همانطور که در جدول ۶ مشخص است، فرآیند بهینه‌سازی شکل در مدل اجزای محدود استوانه‌ای پیستون، موجب کاهش وزن و انرژی کرنشی قطعه به مقدار حدود ۱۴/۳ و ۲/۷ درصد شد. از نتایج تحلیل تنش می‌توان به این نتیجه رسید که در قسمت گزن پین با توجه به تحمل بیشترین تنش، المان‌های کمتری حذف شده‌اند. نکته قابل توجه در این مدل، کاهش تنش و کاهش وزن، بطور همزمان است.

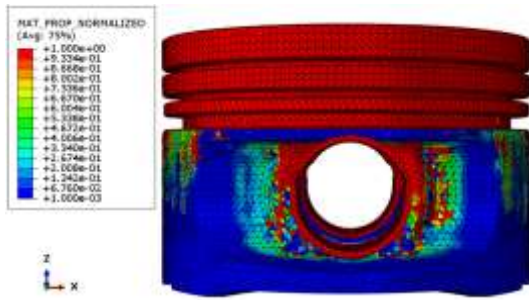
در مرجع [۸] با تاکید بر اهمیت انتخاب شرایط مرزی، جابجایی در راستای X و Y مربوط به ناحیه تماس گزن پین با پیستون، در دستگاه مختصات استوانه‌ای، محدود شده است. لذا با مقایسه تحلیل‌ها نتیجه می‌شود، شرایط مرزی اعمال شده در گزن پین باعث بروز تمرکز تنش در تحلیل استاتیکی برای این ناحیه شده است. این گونه رفتار نتایج و توجیه مقدار زیاد آن، در مرجع [۱۳] نیز، بیان شده است. ضمناً تحلیل الاستیک پیستون، دلیل دیگری بر مقادیر بسیار زیاد تنش در سازه مدنظر است. در قسمت دامن پیستون، با توجه به نتایج تحلیل تنش کمترین بار را تحمل می‌کند. لذا انتظار می‌رود که المان‌های زیادی از این ناحیه در فرآیند بهینه‌سازی حذف شوند.

تحلیل تنش و بهینه‌سازی توپولوژی پیستون، انجام و در جدول ۵ خلاصه شده است. در این جدول، علامت منفی برای تغییرات به منزله کاهش مقادیر است. همانطور که در شکل ۵ (ب) مشخص است. بیشترین تنش فون میسز و اصلی به ترتیب در مدل اولیه ۲۲۵۱ و ۲۷۵۳ مگاپاسکال و در مدل بهینه شده، ۱۶۳۰ و ۱۷۲۱ مگاپاسکال بوده و در محل گزن پین اتفاق افتاده است. بیشترین کرنش اصلی در مدل اولیه و نهایی به ترتیب ۰/۰۳۱ و ۰/۰۲۹ بوده و در ناحیه گزن پین اتفاق می‌افتد (شکل ۶ (ب)). بهینه‌سازی توپولوژی موجب کاهش وزن و انرژی کرنشی به مقدار ۴۲/۱۹ و ۱۵/۱۳ درصد می‌شود.

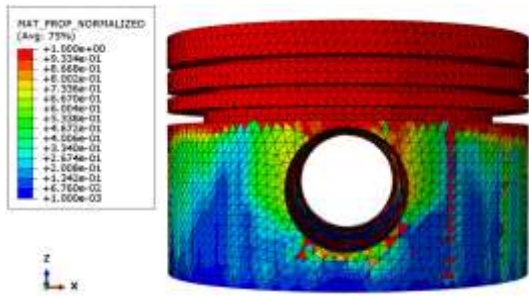
جدول ۵: نتایج بهینه‌سازی توپولوژی در مدل استوانه‌ای پیستون

انرژی کرنش (J)	وزن (Kg)	کرنش اصلی	تنش اصلی (MPa)	تنش فون میسز (MPa)	مدل
۴۵/۱۰	۰/۶۴	۰/۰۳۱	۲۷۵۳	۲۲۵۱	اولیه
۳۸/۲۷	۰/۳۷	۰/۰۲۹	۱۷۲۱	۱۶۳۰	بهینه شده
-۱۵/۱۳	-۴۲/۱۹	-۶/۴۵	-۳۷/۴۹	-۲۷/۵۹	تغییرات (%)

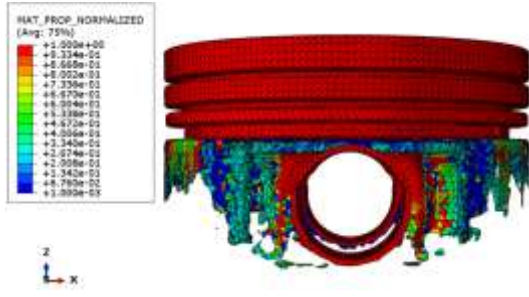
نتایج تحلیل تنش پیستون واقعی نیز نشان می‌دهند که تنش بیشینه فون میسز و اصلی به ترتیب ۱۰۴۰ و ۱۰۸۷ مگاپاسکال است و در لبه گزن پین رخ می‌دهد (شکل ۵ (الف)). بنابراین ناحیه گزن پین بحرانی است و بیشترین تمرکز تنش در این قسمت اتفاق می‌افتد. علاوه بر این، کرنش اصلی بیشینه در این پیستون ۰/۰۱۶ بوده و پس از بهینه‌سازی به ۰/۰۲۸ افزایش یافته است و در ناحیه گزن پین رخ می‌دهد (شکل ۶ (الف)).



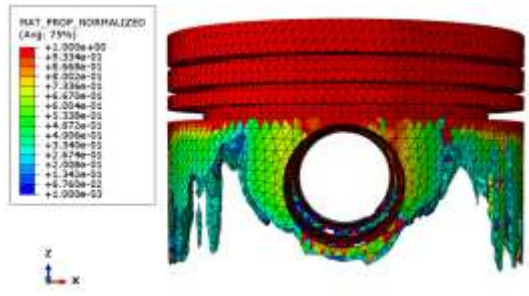
(الف)



(ب)



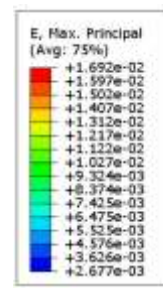
(ج)



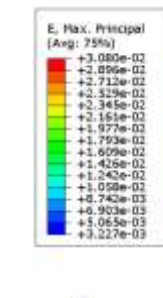
(د)

شکل ۷: کانتور دانسیته المان‌ها در مدل (الف) پیستون و (ب) استوانه و نمای ایزومتریک در مدل (ج) پیستون و (د) استوانه پس از بهینه‌سازی

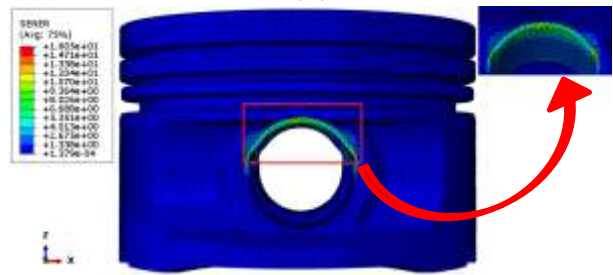
در شکل ۷ رنگ قرمز، المان‌ها با دانسیته ۱ را نشان می‌دهد. این المان‌ها بار وارد بر قطعه را تحمل می‌کنند. رنگ آبی، نمایش دهنده المان‌ها، با دانسیته صفر است و پس از بهینه شدن، هیچ باری را تحمل نمی‌کنند. سایر تراکم‌ها با رنگ‌های دیگر نمایش داده شده‌اند. با توجه به ممکن نبودن ساخت این المان‌ها کانتور ایزومتریک، همانند شکل‌های ۷ (ج) و (د) ترسیم می‌شود. بدین منظور، شایان ذکر است که المان‌ها با تراکم کمتر از $0/3$ معادل صفر و المان‌ها با دانسیته بیش‌تر از $0/3$ معادل یک در نظر گرفته می‌شوند.



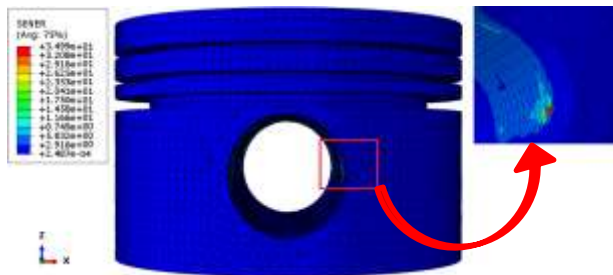
(الف)



(ب)



(ج)



(د)

شکل ۸: بیشترین کرنش اصلی در مدل (الف) پیستون و (ب) استوانه و انرژی کرنشی انرژی کرنشی در مدل (ج) پیستون و (د) استوانه

طبق جدول ۸ به ازای ۵ و ۱۴ درصد افزایش به ترتیب در تنش‌های اصلی و فون میسز، ۲۸٪ وزن کاهش یافت که نتیجه مناسبی محسوب می‌گردد. شکل ۷، کانتور دانسیته المان‌ها را پس از حل نشان می‌دهد. شکل‌های ۷ (الف) و (ج) مربوط به پیستون توپر و ستون سمت چپ نشان دهنده پیستون واقعی می‌باشد.



جدول ۶: نتایج بهینه‌سازی شکل در مدل پیستون واقعی

انرژی کرنش (J)	وزن (Kg)	کرنش اصلی	تنش اصلی (MPa)	تنش فون میسز (MPa)	مدل
۱۰/۶۹	۰/۳۱	۰/۰۱۶	۱۰۸۷	۱۰۴۰	اولیه
۱۰/۴۱	۰/۲۰	۰/۰۲۸	۱۱۴۰	۱۱۸۸	بهینه شده
-۲/۶۵	-۳۷/۹۴	+۷۵/۰۰	+۴/۸۸	+۱۴/۲۳	تغییرات (%)

بهینه‌سازی توپولوژی و شکل به ترتیب با ۳۶ و ۳۱ سیکل انجام شدند. این مقدار در مرجع [۲]، که به بهینه‌سازی وزن پیستون موتورسیکلت چهار سیلندر با نرم‌افزار Altair-OptiStruct-13 پرداخته شده است، در حالت‌های مختلف ۴۰ و ۴۱ سیکل بوده است. بنابراین بهینه‌سازی با نرم‌افزار آباکوس با شرایط ذکر شده، نسبت به نرم‌افزار OptiStruct سریع‌تر بوده و در تعداد سیکل کمتری، فرایند بهینه‌سازی انجام می‌شود.

نتیجه‌گیری

نتایج به دست آمده از بهینه‌سازی توپولوژی نشان دهنده قابلیت کاهش ضخامت تاج پیستون بوده است. همچنین در قسمت پین پیستون، المان‌های کمتری حذف شده‌اند که نشان از اهمیت این قسمت دارد. همچنین در محل پین در یک ناحیه خاص المان‌ها بیش‌تر حذف شده‌اند. تحلیل تنش نیز نشان داد که بیشترین تمرکز تنش و نیز بیشترین کرنش در این ناحیه بوده است. از طرفی تنش کم در دامن پیستون، نشان دهنده قابلیت در کاهش سطح آن بوده است تا در طراحی‌های جدید، این قسمت بصورت کامل حذف می‌شود.

تشکر و قدردانی

در پایان، از شرکت موتورسازی پویانستانک، که در مسیر انجام این پژوهش، نهایت همکاری را داشتند، تشکر و قدردانی می‌گردد.

مراجع و منابع

- [3] S. Sathishkumar, D. M. Kanna, Topology optimization of integrated combustion engine piston using FEA method (cae tools), *Acta Mechanica Malaysia*, 2 (2019) 01-05.
- [4] Q. Zhaoju, L. Yingsong, Y. Zhenzhong, D. Junfa, W. Lijun, Diesel engine piston thermo-mechanical coupling simulation and multidisciplinary design optimization, *Case Studies in Thermal Engineering*, 15 (2019) 100527.
- [5] J. Zhao, F. Du, W. Yao, Structure analysis and topology optimization of a bent-bar-frame Piston based on the variable density approach, *Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference.*, 2 (2014) V002T30A002.
- [6] S. A. Havale, P. S. Wankhade, Design, thermal analysis and optimization of a piston using ansys, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 4, (2017) 1311-1317.
- [7] Y. Lu, X. Zhang, P. Xiang, D. Dong, Analysis of thermal temperature fields and thermal stress under steady temperature field of diesel engine piston, *Applied Thermal Engineering*, 113(2017) 796-812.
- [8] 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.
- [9] Z. J. Sroka, D. Dziejoch, Mechanical load of piston applied in downsized engine, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 15 (2015) 663-667.
- [10] K. Satyanarayana, P.V.J. Mohan Rao, I.N. Niranjana Kumar, V.V.S. Prasad, T.V. Hanumantha Rao, Some studies on stress analysis of a sundry variable compression ratio diesel engine Piston, *Materials Today: Proceedings*, 5 (2018) 18251-18259.
- [۱۱] بهرام وزیری، محمد آزادی، تحلیل نیروهای ترمومکانیکی وارد بر پیستون بر اثر احتراق و اینرسی، گزارش فنی شرکت پویانستانک، ۱۳۹۷
- [۱۲] حامد معیری، فریناز فروزش، سید محمد زمانی ثانی، آرزو امامی، تحلیل اجزاء محدود مسائل مهندسی به کمک Abaqus، فدک ایساتیس، ۱۳۹۱.
- [13] Eric Griess, Finite element analysis of automotive piston, SIMULIA community, 2013.

- [1] <https://www.aalcar.com>
- [2] S. G. Barbieri, M. Giacomini, V. Mangeruga, S. Mantovani, A design strategy based on topology optimization techniques for an additive manufactured high performance engine piston, *Procedia Manufacturing*, 11 (2017) 641-649.