

تحلیل ترمومکانیکی و شبیه سازی طرح کاسه پیستون یک موتور اشتعال جرقه ای و بررسی اثرات آن بر عملکرد موتور و میزان آلاینده های تولیدی

رئوف مبشری^۱، یحیی فطرسی^۲

R.Mobasheri@abru.ac.ir

۱- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه آیت الله العظمی بروجردی (ره)

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

چکیده

در این تحقیق بررسی ترمومکانیکی و شبیه سازی یک موتور اشتعال جرقه ای ۴ سیلندر تنفس طبیعی با هدف بررسی اثر کاسه پیستون بر عملکرد و همچنین میزان آلاینده های تولیدی موتور مورد مطالعه قرار گرفته است. برای این منظور، با بررسی تمام تنش های وارده بر پیستون و طبقه بندی آنها در قالب دو دسته حرارتی و مکانیکی، به مطالعه و تعیین میزان تنش های وارده بر پیستون پرداخته شده است. تنش های حرارتی شامل تغییرات دما بر اثر احتراق و انتقال حرارت و تنش های مکانیکی در اثر فشار ناشی از احتراق و اینرسی بوده که در نهایتا توسط اصل برهم نهی اثرات این تنش ها در پیستون بررسی و محاسبه شده است. همچنین پس از تطبیق شرایط عملکردی موتور پایه با نتایج آزمایشگاهی، پارامترهای موثر بر میدان های سرعت جریان و میزان آلاینده های اکسیدهای نیتروژن و منواکسید کربن در دو طرح پیشنهادی از کاسه پیستون در کنار طرح موتور پایه مورد مطالعه قرار گرفته است.

واژگان کلیدی: موتور اشتعال جرقه ای، تنش مکانیکی و حرارتی، عملکرد موتور، کاسه پیستون، آلاینده موتور

تاریخ دریافت مقاله : ۹۴/۱۲/۲۰

تاریخ پذیرش مقاله : ۹۵/۰۳/۱۶

۱- مقدمه

پیستون به عنوان اولین قطعه متحرک موتور، یکی از اصلی ترین اجزا موتور محسوب می شود که نقش مهمی را در موتورهای احتراق داخلی اعم از موتورهای اشتعال تراکمی و هم موتورهای اشتعال جرقه ای ایفا می کند [2]. مطالعه و بررسی طرحهای مختلف کاسه پیستون از سوی شرکت های مختلف موتورسازی دنیا همواره مورد بحث بوده و تلاشهای زیادی در جهت ارائه طرحهای مختلف برای بالا بردن راندمان موتور انجام گردیده است.

از جمله این تحقیقات می توان به مطالعاتی اشاره کرد که در سال ۱۹۹۶ در انسیتو تکنولوژی لند سوئد انجام گرفته است [2]، در این تحقیق تجربی که توسط جانسون و همکارانش صورت گرفته است، یک موتور بنزینی مورد بررسی قرار گرفته و اثرپذیری پارامترهای موثر در فرآیند احتراق همچون میزان آشفتنگی شعله، مساحت سطح شعله، نرخ حرارت آزاد شده، بازده حجمی و بازده حرارتی، نسبت تراکم و غیره بر روی طرحهای مختلف کاسه پیستون مورد مطالعه قرار گرفت. از نتایج بدست آمده این تحقیق می توان به ارتباط متقابل و زیاد بین نرخ حرارت آزاد شده و میزان آشفتنگی در مراحل اصلی احتراق و همینطور اثر فراوان سطح چلانش در پیشبرد فرایند احتراق اشاره کرد.

از پژوهشهای دیگر انجام شده در این راستا، می توان به تحقیقی که در سال ۲۰۰۴ توسط شرکت جنرال موتورز امریکا [3] صورت گرفته است اشاره کرد. در این پژوهش، یک موتور بنزینی از نوع پاشش مستقیم، با طرحهای مختلفی از شکل محفظه احتراق، مورد بررسی قرار گرفت و بهبود قابل توجهی در بازده گرمایی و توان موتور در حالت های مختلف مشاهده شد.

از دیگر مطالعات انجام شده، می توان به پژوهشی که توسط ایوانس و همکاران [4] در دانشگاه برتیش کلمبیا صورت گرفته است اشاره نمود. هدف اصلی از این پژوهش ارائه طرحی بود که برای یک مخلوط سوختی فقیر، امکان دستیابی به بالاترین آهنگ احتراق فراهم گردد که نتیجه آن منجر به ارائه سه طرح برای کاسه پیستون گردید که تا حد بسیار مطلوبی اهداف مورد انتظار را تامین می نمود. در سال ۲۰۰۱، فونتانا و همکاران [5] در دانشگاه کازینو با استفاده از نرم افزار فایر، شبیه سازی را بر روی یک موتور چهار سیلندر اشتعال جرقه ای انجام دادند. مقایسه

نتایج پژوهش صورت گرفته با مقادیر تجربی، نشان دهنده قابلیت بالای نرم افزار جهت پیش بینی شرایط کاری موتور می باشد. در این تحقیق از سه مدل مختلف احتراقی جهت شبیه سازی فرآیند احتراق استفاده شده است. همچنین نتایج بدست آمده توسط نرم افزار فایر با کد کیوا مقایسه شده که ارتباط نزدیکی به لحاظ مقادیر فشار و آلایندگی اکسید نیتروژن در مقایسه با نتایج تجربی مشاهده شده است.

در تحقیقی که در سال ۲۰۰۲ توسط عامر احمد و همکاران [6] در شرکت دایملر کرایسلر صورت پذیرفته است، اثرات ناشی از شکل تاج پیستون و حرکت چنانشی سیال ورودی به محفظه احتراق، بر میزان تولید آلایندگی ها مورد بهینه سازی قرار گرفت که مقایسه نتایج حاصل با نتایج تجربی، نشان دهنده نزدیکی نتایج حاصل از شبیه سازی و مقادیر تجربی اندازه گیری شده بود.

در زمینه بررسی میزان آلایندگی های تولیدی در موتورهای احتراق داخلی و همچنین روشهای کاهش آلایندگی ها تحقیقات فراوانی صورت پذیرفته است، از آن جمله می توان به تحقیقی اشاره کرد که در سال ۱۹۹۳ توسط ویل کوک [6] انجام شده است. در این پژوهش میزان آلایندگی های هیدروکربنی تولیدی برای انواع مختلف پیستون های طراحی شده در یک موتور اشتعال جرقه ای مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجا که عمده آلایندگی های هیدروکربنی موتور در قسمت حجم محصور بین جداره داخلی سیلندر و جداره خارجی پیستون و اولین حلقه از پیستون تولید می شود، لذا در پژوهش فوق اثرات ناشی از تغییرات این پارامتر در میزان تولید آلایندگی ها مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفت.

در تحقیقی که توسط پیروپناه ارائه شده است [7]، پیستون خودرو پیکان از نظر تنش حرارتی و مکانیکی مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق ابتدا نقشه دو بعدی پیستون تهیه و سپس مدل سه بعدی آن ساخته شده است. برای تعیین و محاسبه شرایط مرزی مکانیکی و حرارتی از یک برنامه کامپیوتری پیش بینی سیکل استفاده شده است و کلیه بارهای مکانیکی و حرارتی در دو وضعیت گشتاور ماکزیمم و توان ماکزیمم تعیین شده است. هدف اصلی در این پروژه کاهش وزن پیستون و بهینه سازی در جنس و ابعاد آن بوده که منجر به بهبود عملکرد و کاهش آلایندگی در موتور می شود. از آنجا که

نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج تجربی، به بررسی عملکرد و میزان آلاینده های تولیدی موتور در دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه پرداخته شده است.

۲- طراحی پیستون

موادی که برای ساختن پیستونها بکار می روند شامل چدن خاکستری، فولاد ریخته گری و آلیاژ آلومینیوم است. از چدن یا فولاد معمولاً در ساختار پیستونهای موتورهای سنگین که به سرعت زیاد و شتاب آبی نیاز ندارند استفاده می شود. در اغلب موتورهای اتومبیلها از پیستونهایی استفاده می شود که با آلیاژ آلومینیوم ساخته شده اند. دلیل این تفاوت اینست که مواد بکار رفته در پیستون اتومبیل با وزن سبکتر خود اجازه کار در سرعت های بیشتر و انعطاف پذیری در سرعت های مختلف را به پیستون می دهد. از طرف دیگر در بعضی از موتورهای سنگین از پیستونهای آلیاژ آلومینیومی به لحاظ داشتن خواص رسانش گرمایی مناسب این ماده استفاده می شود. بدین ترتیب که استفاده از آن کنترل بهتر حرارت محفظه احتراق را فراهم آورده و بنابراین باعث کنترل بهتر احتراق می گردد. پیستونهای چدنی در مقابل فرسودگی مقاومت بیشتری داشته و لقی کمتری در داخل سیلندر نسبت به پیستونهای آلومینیومی نیاز دارند (اصطلاح لقی پیستون به فاصله میان پیستون و جداره سیلندر گفته می شود). پیستونهای چدنی گاهی اوقات با قلع یا یک فلز مخصوص روکش داده می شوند تا جلای صاف تر و مقاومت بهتری در مقابل فرسودگی بوجود آورند و نیز ضریب اصطکاک سطح کاهش یابد.

اصولاً در طراحی هر سیستم یا وسیله ای، نیازها و شرایط و امکانات در تضاد با هم خواهند بود. در طراحی پیستون وزن کم و استحکام از جمله مهمترین نیازها هستند. لذا همواره مصالحه ای بین وزن و استحکام وجود خواهد داشت.

۳- محاسبه تنش مجاز مکانیکی با استفاده از روش

عددی

برای انجام محاسبات تنش مکانیکی ناشی از فشار از نتایجی که توسط نرم افزار فایر از شبیه سازی احتراق در

حدود ۵۰٪ هیدروکربن های نسوخته در ناحیه لقی بین سیلندر و پیستون تولید می شود، کاهش ضریب انبساط حرارتی پیستون باعث کم شدن لقی و در نتیجه کاهش هیدرو کربن های نسوخته می شود. به لحاظ اهمیت کاهش آلاینده های تحقیقات گسترده ای در مورد آن صورت گرفته است. در این تحقیق که به صورت استاتیکی انجام شده است از شرایط مرزی عملی و محاسباتی استفاده شده است و تحلیل بارها از دو دیدگاه حرارتی و مکانیکی مورد بررسی قرار گرفته است. بارهای مکانیکی شامل فشار گاز، نیروی عکس العمل شاتون، نیروی اینرسی و نیروی اصطکاک می باشند و بارهای حرارتی در بعضی سطوح به صورت دما ثابت و در بعضی سطوح به صورت انتقال حرارت جا به جایی تعریف می شوند. جهت تعیین شرایط مرزی حرارتی و مکانیکی از خروجی یک نرم افزار شبیه سازی سیکل موتور بنام اتو استفاده شده است.

تحقیق دیگری برای بهینه سازی شکل پیستون توسط هابلر و همکاران [8] صورت گرفت. در این تحقیق تغییر شکل پیستون با هدف کاهش مصرف روغن و گاز برگشتی محفظه لنگ مورد توجه قرار گرفت و در آن شرایط مرزی مکانیکی و حرارتی از یک نرم افزار شبیه سازی سیکل استفاده شد.

در پژوهش دیگری که توسط کومورا انجام شده است [9]، طراحی جدیدی از پیستون با یک لایه هوای محبوس در ساختمان پیستون ارائه شده است. انتظار می رود این مدل عمر بیشتری نسبت به طرح های فعلی داشته باشد. این پیستون از مواد کامپوزیتی ساخته می شود و در آن تاج به بدنه پیستون طوری متصل است که فضایی برای حبس هوا وجود داشته باشد. در این تحقیق ابتدا بررسی حالت پایای دو بعدی حرارتی روی پیستون انجام شده است تا توزیع دما و سپس تنش حرارتی روی پیستون بدست آید. در مرحله بعد بررسی تحلیل تنش مکانیکی خالص روی آن انجام شده است. در این تحلیل فرض شده که دمای گاز محبوس یکنواخت است. همچنین ضریب هدایت حرارتی فیلم در مرز های پیستون ثابت است.

در پژوهش حاضر، ابتدا به تحلیل ترمودینامیکی پیستون در یک موتور اشتعال جرقه ای پرداخته شده است و تنش های حرارتی و مکانیکی وارد بر پیستون مورد مطالعه قرار گرفته است. در ادامه تحقیق، شبیه سازی فضای محفظه احتراق و پیستون موتور انجام شده است و پس از تطبیق

۲. دیواره خارجی پیستون که به صورت شار حرارتی جابجایی اجباری با روغن است (غیر از نواحی متصل به رینگ)

۳. قسمت هایی از دیواره خارجی پیستون که بواسطه رینگ به دیواره سیلندر متصل است و در آن شار حرارتی هدایتی برقرار است.

همچنین فرضیات به کار رفته در مدل عبارتند از:

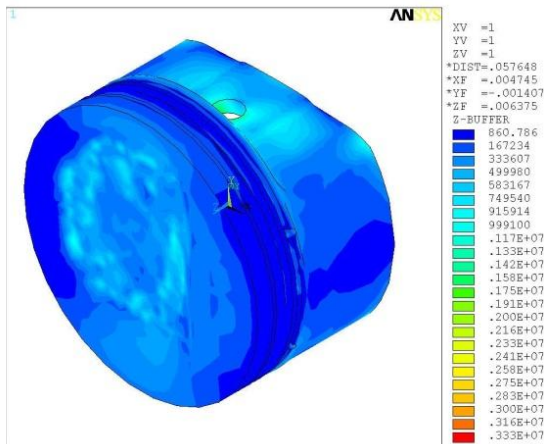
۱. رینگها و دامن پیستون کاملاً اغشته به روغن هستند و کاویتاسیون وجود ندارد.

۲. انتقال حرارت در دیواره پیستون در قسمتی که متصل به دیواره سیلندر است هدایت و در قسمت هایی که اتصال نداریم جابجایی است.

۳. تغییرات ضخامت فیلم روغن ناچیز است.

برای تحلیل از المان کوپله (حرارتی- مکانیکی) Solid 98-Thertrahedral-coupled field استفاده شد. تعداد گره ها ۱۴۰۷۱۵ و تعداد المانها برابر ۸۸۰۰۰ می باشد.

در شکل ۱ و ۲ به ترتیب کانتور تنش حرارتی فون مایرز و کانتور جابجایی نشان داده شده است.



شکل (۱) کانتور تنش حرارتی فون مایرز

با توجه به شکل ۱، تنش فون مایرز در نواحی نزدیک گژن پین بیشترین مقادیر را دارد. در قسمت گژن پین تنش حرارتی بدلیل حرارت تولید شده توسط فشار پیستون به گژن پین است. پس از این ناحیه قسمت فرورفتگی تاج پیستون بیشترین تنش را تحمل می کند زیرا در مقابل آن دمای گاز بسیار بالاست و بخش عمده فرایند احتراق در همین ناحیه اتفاق می افتد. همچنین برخورد مخلوط

دور موتور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه بدست آمده است استفاده شد. این نتایج شرایط مرزی در تاج پیستون را برای تحلیل المان محدود تعیین می کنند. موتور مورد مطالعه در این تحقیق یک موتور اشتعال جرقه ای (بنزینی) چهار سیلندر می باشد. مشخصات موتور مورد بررسی در جدول ۱ ذکر شده است [10].

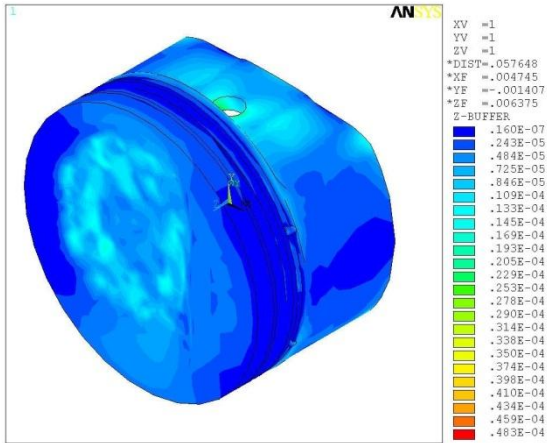
جدول (۱) مشخصات فنی موتور

نوع موتور	بنزینی چهار زمانه خطی تنفس طبیعی
تعداد سیلندر	۴ سیلندر
قطر سیلندر	۷۶ میلیمتر
کورس پیستون	۵۵ میلیمتر
شعاع لنگ	۲۷/۵ میلیمتر
نسبت تراکم	۱۳:۱
ارتفاع لقی	۰/۸۳۵
بیشترین بازشدگی سوپاپ هوا	۸/۷۵ میلیمتر
بیشترین بازشدگی سوپاپ دود	۷/۶۹ میلیمتر
ماکزیمم قدرت موتور در دور موتور ۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه	۱۲۸ کیلو وات
ماکزیمم گشتاور موتور در دور ۸۰۰۰ دور بر دقیقه	۱۱۱ نیوتن متر
ماکزیمم سرعت موتور	۱۳۰۰۰ دور بر دقیقه
تعداد سوپاپ در هر سیلندر	۴
طول دسته شاتون	۱۰۷/۳ میلیمتر

برای محاسبه تنش مکانیکی از نرم افزار Ansys استفاده شده است. در مورد تنش های مکانیکی لازم به ذکر است که این تنش ها در دور ماکزیمم توان به میزان حداکثر خود می رسند در حالی که تنشهای حرارتی در دور ماکزیمم گشتاور به حداکثر مقدار خود می رسند. نواحی مختلف پیستون تحت شرایط مرزی حرارتی متفاوتی به شرح زیر قرار می گیرد:

۱. تاج پیستون در معرض شار حرارتی ناشی از احتراق که به صورت جابجایی اجباری است.

تاج پیستون به گونه ای است که قسمت اعظم شار در نواحی مرکز پیستون اتفاق بیفتد. در شکل ۴ کانتور تنش فون مایرز حرارتی و مکانیکی نشان داده شده است.



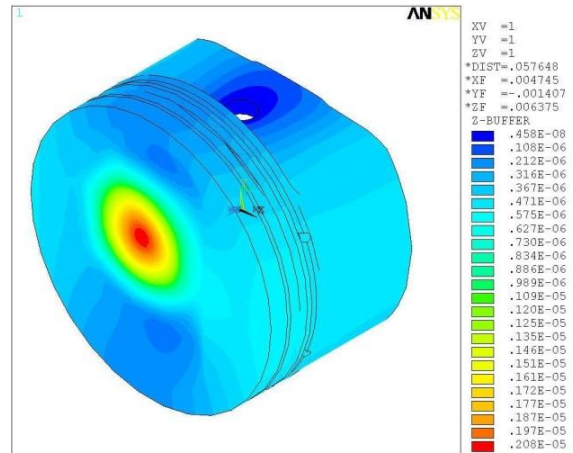
شکل (۴) کانتور تنش فون مایرز حرارتی و مکانیکی

با مقایسه اشکال ۳ و ۴ می توان نتیجه گرفت که تاثیر تنشهای مکانیکی در مقابل تنشهای حرارتی بسیار ناچیز است. تنها تفاوت کانتور تنش حرارتی با کانتور تنش حرارتی-مکانیکی، در اندکی افزایش تنش در قسمت دامن است که بدلیل فشار دیواره پیستون به دیواره سیلندر است.

۳- شبیه سازی موتور

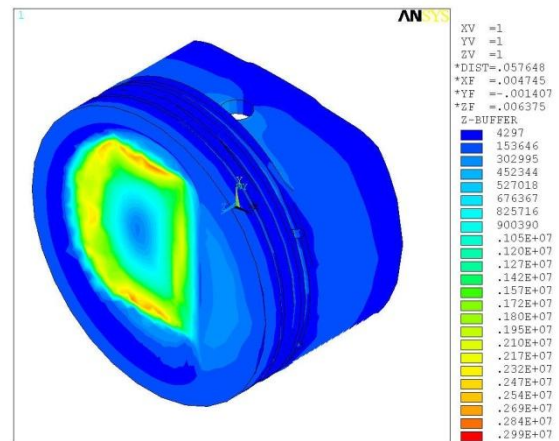
جهت شبیه سازی فرآیندهای مختلف در یک موتور احتراق داخلی ابتدا نیاز به تهیه مدل محفظه احتراق مورد استفاده در موتور می باشد. برای این منظور در تحقیق حاضر ابتدا، مدلسازی محفظه احتراق طرح پایه موتور صورت پذیرفت. پس از انجام مراحل مختلف مدلسازی بر روی طرح پایه، شبکه های محاسباتی مورد نیاز توسط نرم افزار فایر بر روی طرح محفظه احتراق موتور مورد بررسی، ایجاد شده و در نهایت، شبیه سازی و تحلیل رفتار سیالاتی و احتراقی موتور در طول فرآیندهای تراکم و انبساط (بر اساس طرح محفظه احتراق موتور پایه) صورت پذیرفته است. معادلات مورد استفاده در کد که جهت انجام محاسبات مورد استفاده قرار گرفته است شامل معادله مومنتم، معادله پیوستگی، معادله انرژی و معادله توربولانس می باشد. به طور کلی، در پژوهش

سوخت و هوای ورودی با دمای پایین به این بخش موجب افزایش گرادیان دما می شود.



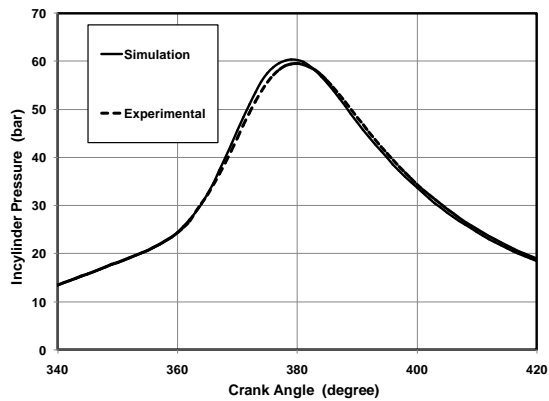
شکل (۲) کانتور جابه جایی

همان طور که در شکل ۲ مشاهده می شود جابه جایی در نواحی مرکز پیستون دارای بیشترین مقادیر است و به سمت دیواره ها کاهش می یابد. این نتیجه از لحاظ فرضیات موجود در ادبیات فن نیز قابل توجیه است. در نواحی مرکزی فشار اولیه احتراق به سطح پیستون برخورد می کند. علت انحراف مرکز جابه جایی از مرکز پیستون بدلیل کاهش ضخامت در قسمت فرورفتگی می باشد. در شکل ۳ کانتور شار حرارتی نشان داده شده است.



شکل (۳) کانتور شار حرارتی

با توجه به شکل ۳ مشخص است که با نزدیک شدن شعله به سمت دیواره فرورفتگی در سطح پیستون، سرعت توده های شعله کاهش می یابد و به نوعی انباشتگی توده ها در این نواحی باعث افزایش شار حرارتی می شوند. همچنین با توجه به شکل مشاهده می شود که طراحی



شکل (۵) مقایسه فشار داخل سیلندر بین نتایج شبیه سازی و تجربی

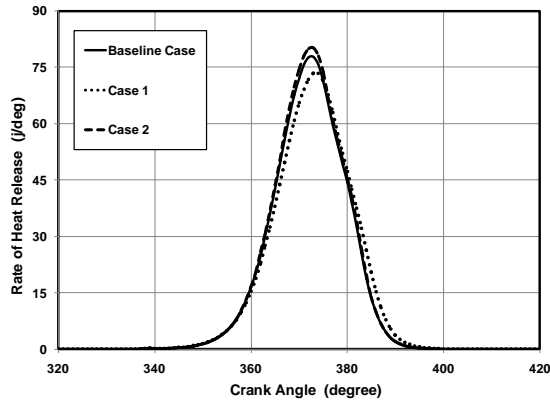
همچنین لازم به ذکر است که مقدار بدست آمده از تست تجربی موتور برای آلاینده اکسیدهای نیتروژن معادل ۱۱۲ گرم بر ساعت (به ازای هر سیلندر) بوده که در تحقیق حاضر این میزان برابر ۱۰۹/۱۱ برآورد شده است که نشان از نزدیکی مقادیر بدست آمده از شبیه سازی و نتایج تجربی دارد همچنین در خصوص آلاینده منواکسیدکربن نتایج حاصل از شبیه سازی در مقایسه با نتایج تجربی به ترتیب ۱۱۱۴ گرم بر ساعت و ۱۱۱۷/۷۷ گرم بر ساعت (به ازای هر سیلندر) می باشد که نشان از نزدیکی مقادیر بدست آمده از شبیه سازی با نتایج تجربی دارد.

در شکل ۶ مقایسه فشار داخل سیلندر بین نتایج شبیه سازی موتور پایه در مقایسه با دو طرح پیشنهادی نشان داده شده است.

چنانچه در شکل ۶ دیده می شود میزان فشار داخل سیلندر در طرح پیشنهادی یک کمتر از میزان داخل سیلندر در موتور پایه می باشد در حالی که این مقدار برای طرح پیشنهادی ۲ بیشتر از طرح موتور پایه می باشد. به لحاظ زمان رسیدن به نقطه بیشینه تفاوت چندانی بین ۳ طرح مورد مقایسه، مشاهده نشده است.

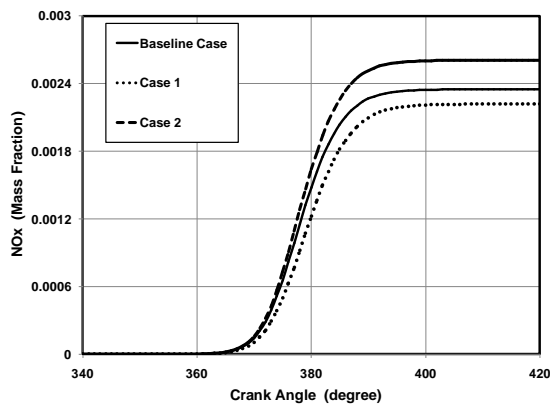
حاضر دقت همگرایی جهت حل معادلات فوق برای کلیه محاسبات مقدار 0/0001 در نظر گرفته شده است. جهت شبیه سازی فرآیند احتراق در موتور اشتعال جرقه ای مورد بررسی از مدل احتراقی Eddy Breakup [۱۱] استفاده شده است. در این مدل احتراقی، اساس حل معادلات بر این فرض استوار است که واکنش گرما و محصولات احتراق شامل گردابه های مجزا از یکدیگر بوده، با این فرض مقیاس زمانی واکنش شیمیایی در مقایسه با مقیاس زمانی پدیده انتقال بسیار کوتاه تر خواهد بود. بنابراین فرآیند احتراق توسط یک اختلاط توربولانس در جبهه شعله کنترل خواهد شد. همچنین از مدل زلدوویچ برای پیش بینی آلاینده اکسیدهای نیتروژن بهره برده شده است. در این تحقیق، برای بررسی تاثیر کاسه پیستون دو طرح پیشنهادی نسبت به طرح موتور پایه مورد مقایسه و مطالعه قرار گرفته است. لازم به توضیح است در طراحی طرح های پیشنهادی کلیه پارامترهای اصلی موتور شامل حجم محفظه احتراق، نسبت تراکم، زمان بندی جرقه، شرایط اولیه شبیه سازی، طول شاتوم، شعاع لنگ و ... منطبق با طرح موتور پایه در نظر گرفته شده است. لذا در تحلیل انجام شده تنها متغیر مورد بررسی، شکل کاسه پیستون بوده است. در طرح اول پیشنهادی (Case 1) از یک مدل نیم کروی برای کاسه پیستون استفاده شده است و در طرح دوم پیشنهادی (Case 2) از یک مدل بیضوی برای کاسه پیستون بهره برده شده است. طرح اصلی کاسه پیستون در موتور حاضر، طرح استوانه می باشد. نحوه تغییرات فشار داخل سیلندر در مدل شبیه سازی شده نسبت به طرح موتور پایه در شکل ۵ نشان داده شده است. چنانچه در این شکل مشاهده می شود تطابق قابل قبولی بین نتایج تجربی و نتایج شبیه سازی مشاهده می گردد. دلایل اختلافات ناچیز در بین دو دیاگرام اساسا می تواند به اختلافات عددی بین داده های تجربی اولیه که به عنوان شرایط مرزی در لحظه بسته شدن سوپاپ ها برگردد. این داده ها شامل دمای دیواره سیلندر، دمای سطح پیستون، دمای سر سیلندر، میزان فشار و دمای هوا در لحظه بسته شدن سوپ های هوا و غیره باشد.

نقطه ماکزیمم سه طرح مقایسه شده حدوداً روندی مشابه را نشان می دهند. اگر چه در طرح پیشنهادی ۲، میزان رسیدن به نقطه بیشینه اندکی جلوتر از دو طرح دیگر می باشد.

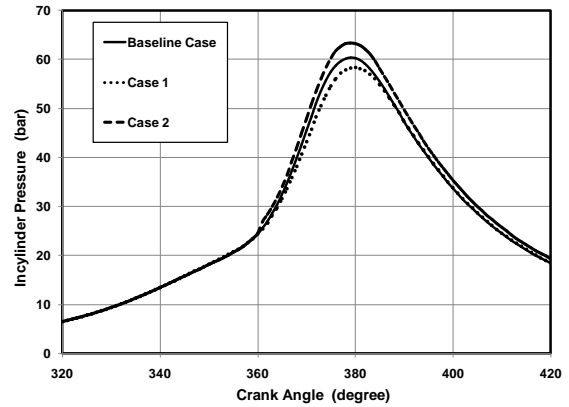


شکل (۸) میزان حرارت آزاد شده برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه

در شکل ۹ میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن برحسب کسر جرمی برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه نشان داده شده است. با توجه به این دیاگرام مشهود است، طرح ۲ میزان بالاتری از آلاینده اکسیدهای نیتروژن را به خود اختصاص داده است. لازم به توضیح است که میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن تابع مستقیمی از میزان درجه حرارت داخل سیلندر می باشد. در طرح پیشنهادی ۲ همانگونه که پیشتر بحث شد میزان دمای بیشینه داخل سیلندر در طول فرآیند احتراق بالاتر بوده که این عامل به صورت مستقیم بر شکل گیری آلاینده اکسیدهای نیتروژن تاثیرگذار بوده است.

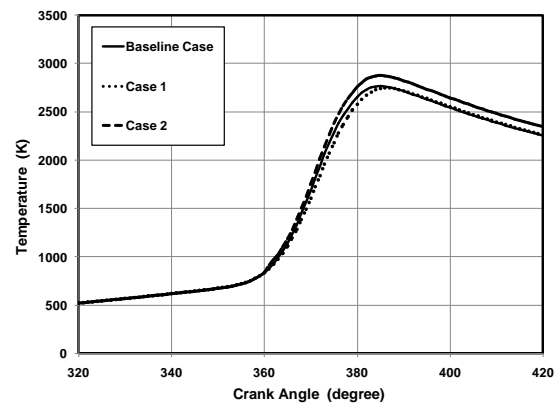


شکل (۹) میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه



شکل (۶) مقایسه بین نتایج شبیه سازی موتور پایه در مقایسه با دو طرح پیشنهادی

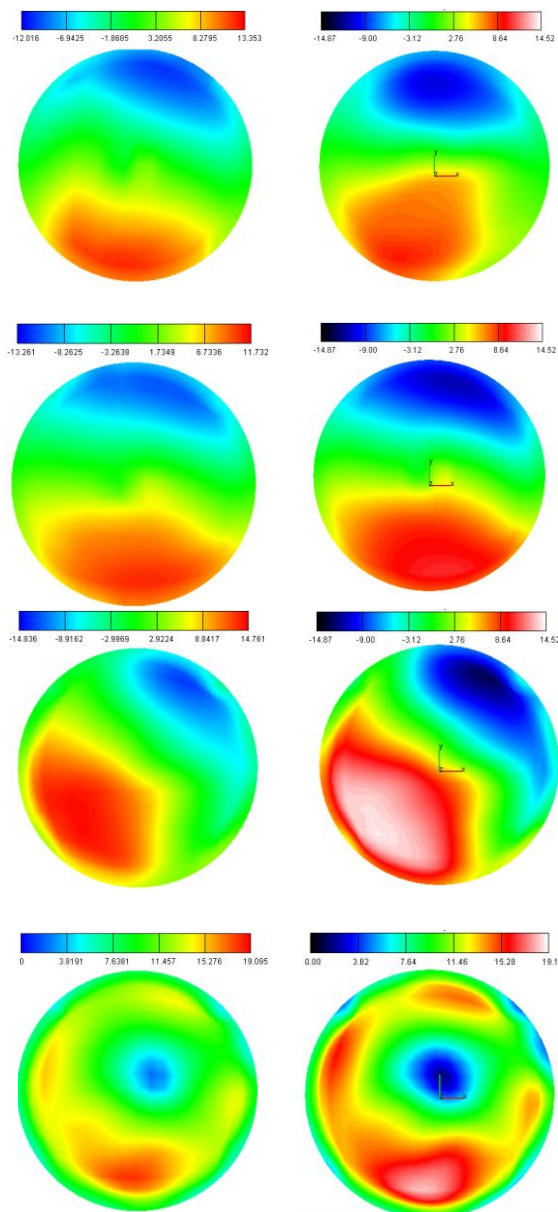
در شکل ۷ میزان دمای داخل سیلندر برای دو طرح پیشنهادی با موتور پایه مورد مقایسه قرار گرفته است. در روندی مشابه با دیاگرام قبل، چنانچه مشاهده می شود میزان دمای داخل سیلندر در طول فرآیند احتراق برای طرح ۲ میزان بیشتری را نشان می دهد. نکته دیگر در دیاگرام فوق تفاوت اندک بین نتایج موتور پایه و طرح پیشنهادی ۱ می باشد به طوری که هر دو طرح به لحاظ مقدار بیشینه دمای داخل سیلندر، روندی تقریباً یکسان را دارا می باشند.



در شکل (۷) میزان دمای داخل سیلندر برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه

در شکل ۸ میزان حرارت آزاد شده در طول فرآیند احتراق برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه نشان داده شده است، با توجه به نمودار مشخص است، در طرح پیشنهادی ۲ میزان حرارت آزاد شده در طول فرآیند احتراق نسبت به دو طرح دیگر بیشتر بود همچنین با توجه به دیاگرام مشهود است که به لحظ زمان رسیدن به

شکل اختلاط مخلوط سوخت و هوای همگن وارد شده به داخل سیلندر در طول جابجایی پیستون و حرکت چلانسی سیال روندی بهبود یافته را به همراه داشته است که نهایتاً منجر به احتراق کامل تر و اکسیداسیون بیشتر گونه های دی اکسید کربن در طول فرآیند احتراق شده است.

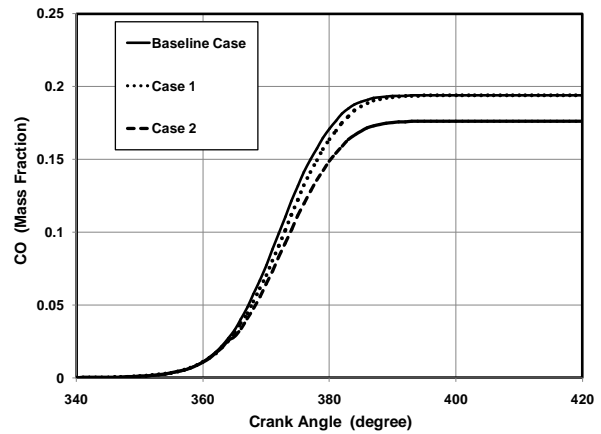


طرح موتور پایه

طرح پیشنهادی ۲

شکل (۱۱) کانتور سرعت به ترتیب در زوایای ۳۸۰، ۳۶۰، ۳۴۰ و ۴۰۰ درجه میل لنگ

در شکل ۱۰ میزان آلایندگی منواکسید کربن برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه بررسی شده است.



شکل (۱۰) میزان آلایندگی منواکسید کربن برای دو طرح پیشنهادی در مقایسه با طرح موتور پایه

همانگونه که در شکل ۱۰ مشهود است طرح پیشنهادی ۲ کمترین میزان تولید آلایندگی منواکسید کربن را به خود اختصاص داده است. لازم به توضیح است در موتورهای احتراق داخلی چنانچه فرآیند احتراق به سمت احتراق بهبود یافته سوق پیدا کند بر میزان دی اکسید کربن در طول فرآیند احتراق افزوده شده و به عبارتی اکسیداسیون کامل اتم های کربن در طول واکنش شیمیایی اتفاق می افتد. در این صورت از تعداد مولکولهای منواکسید کربن در خروجی موتور کاسته خواهد شد. با توجه به شکل ۱۰ می توان نتیجه گرفت که فرآیند احتراق در جهت شکل گیری گونه های دی اکسید کربن در طرح پیشنهادی ۲ موثرتر و کامل تر پیش رفته است. که این امر می تواند وابسته به پارامترهای موثر در احتراق از جمله شکل و سرعت جریان سیال و سرعت انتشار شعله در مخلوط همگن هوا و سوخت حین فرآیند احتراق باشد.

در شکل ۱۱ به ترتیب کانتورهای سرعت جریان در زوایای ۳۴۰، ۳۶۰، ۳۸۰ و ۴۰۰ درجه میل لنگ برای طرح موتور پایه در مقایسه با طرح پیشنهادی ۲ نشان داده شده است. همانگونه که در این شکلها مشهود است نحوه شکل گیری کانتورهای سرعت جریان هم به لحاظ سطح بیشینه و هم به لحاظ گسترگی در طرح پیشنهادی ۲ روندی افزایشی را نسبت به طرح موتور پایه نشان می دهد. به عبارت دیگر می توان نتیجه گرفت که در طرح پیشنهادی دو

۳- نتیجه گیری

با انجام مطالعه حاضر و تحلیل ترمودینامیکی و شبیه سازی طرح کاسه پیستون نتایج زیر حاصل گردید:

کمترین تنش در نواحی دامن که عمود بر محور گژن پین هستند وارد می شوند، پس این نواحی برای کاهش وزن مناسب هستند. جابه جایی در نواحی مرکز فرورفتگی پیستون دارای بیشترین مقادیر و به سمت دیواره ها کاهش می یابد. در نواحی مرکزی فشار اولیه احتراق به سطح پیستون برخورد می کند. علت انحراف جابجایی ماکزیمم، از مرکز پیستون بدلیل کاهش ضخامت در قسمت فرورفتگی می باشد. بیشترین تنش در نواحی نزدیک گژن پین وارد می شود و لذا در طراحی باید دقت لازم در مورد آن به کار برده شود. استفاده از مواد با توان تحمل تنش بالا در این ناحیه ضروری است.

با توجه به مطالعه انجام شده در این تحقیق می توان نتیجه گرفت که فرآیند احتراق در جهت شکل گیری گونه دی اکسید کربن در طرح پیشنهادی ۲ موثرتر و کامل تر پیش رفته است. که این امر می تواند وابسته به پارامترهای موثر در احتراق از جمله شکل و سرعت جریان سیال و سرعت انتشار شعله در مخلوط همگن هوا و سوخت حین فرآیند احتراق باشد. نحوه شکل گیری کانتورهای سرعت جریان هم به لحاظ سطح بیشینه و هم به لحاظ گستردگی در طرح پیشنهادی بررسی شده روندی افزایشی را نسبت به طرح موتور پایه نشان داده که می توان نتیجه گرفت که در طرح پیشنهادی فوق شکل اختلاط مخلوط سوخت و هوای همگن وارد شده به داخل سیلندر در طول جابجایی پیستون و حرکت چلانسی سیال روندی بهبود یافته را به همراه داشته است که نهایتاً منجر به احتراق کامل تر و اکسیداسیون بیشتر گونه های دی اکسید کربن در طول فرآیند احتراق شده است.

لازم به ذکر است اگر چه به دلیل افزایش فشار و دمای داخل سیلندر در طرح پیشنهادی ۲ مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن به میزان کمی افزایش داشته است، اما به طور کلی این طرح پیشنهادی به لحاظ میزان توان تولیدی موتور - که پارامتری وابسته به سطح زیر نمودار فشار می باشد - دارای شرایط عملکردی بهبود یافته تری نسبت به طرح موتور پایه بوده و همچنین سطح تولید

آلاینده منواکسید کربن در این طرح در مقایسه با طرح موتور پایه پایین تر می باشد.

تشکر و قدرانی

این تحقیق با حمایت معاونت آموزشی و پژوهشی دانشگاه حضرت آیت الله العظمی بروجردی (ره) انجام گرفته است.

منابع

- [1] J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.
- [2] Bengt Johansson and Krister Olsson, "Combustion Chamber for Natural Gas SI Engines", SAE Paper 950469, 1996.
- [3] Gerald A. Szekely, Jr., Arun S. Solomon and Ping-Ho Tsai, "Optimization of the Stratified-Charge Regime of the Reverse-Tumble Wall-Controlled Gasoline Direct-Injection Engine", SAE Paper 2004-01-0037.
- [4] R. L. Evans, "Combustion Chamber Design for a Lean-Burn SI Engine", SAE Paper 921545.
- [5] G. Fontana, E. Galloni and R. Palmaccio, "Modeling of a Four-Valve S.I. Engine Combustion: A Comparison of two 3-D Computer Codes", SAE Paper 2001-01-3235.
- [6] Amer Ahmad Amer and Thirumala N. Reddy, "Multidimensional Optimization of In-cylinder Tumble Motion for the New Chrysler Hemi", SAE Paper 2002-01-1732.
- [7] پیروزپناه و رحمت الله قاجار، "تجزیه و تحلیل تنش در پیستون موتور های اشتعال جرقه ای (موتور پیکان)"، ۲۰۰۱
- [8] M. Huebler, A. Millerman, R. Otto, A. Solomon, G. Szekely, P. Tsai, "Superior Piston Design for Reverse Tumble Spark-Ignition Direct-Injection Engine," General Motors Record of Invention GP300804, July 19, 2000.
- [9] K. Kumara se Karan & Y. B. Safdari, "Thermal Stress Analysis of Gap Insulated Piston", 1994.

[11] ICE Physics & Chemistry, 2013. AVL
FIRE user Manual v.2013. 1, 2013.

[10] STEFAN GUNDMALM, CFD
modeling of a four stroke S.I. engine for
motorcycle application, MSc thesis, KTH
University, Sweden, 2009.