



تحلیل انرژی و انرژی عملکرد یک موتور اشتعال جرقه‌ای با استفاده از مدل احتراق دوناچه‌ای

احسان بنی اسدی^۱، حمیدرضا عباسی ورزیه

دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

| | |
|-----------------------|---|
| تاریخچه داوری: | <p>چکیده: امروزه با تکیه بر روش‌های عددی می‌توان عملکرد موتور را با دقت بسیار مناسبی شبیه‌سازی نمود و راهکارهای بهینه سازی عملکرد موتور را بررسی کرد. با توجه به این که در موتور حدود ۳۰ درصد از انرژی سوخت از طریق انتقال حرارت به دیواره‌های سیلندر هدر می‌رود، به دست آوردن نتایج مناسب از یک مدل شبیه سازی نیازمند محاسبه انتقال حرارت با دقت بالا است. مدل ترمودینامیکی ارائه شده در این مقاله، با هدف بهینه‌سازی یک موتور اشتعال جرقه‌ای، سیکل موتور را به صورت دوناچه‌ای، که برای موتور اشتعال جرقه‌ای مناسب است، شبیه سازی می‌نماید. جهت انتخاب بهترین مدل برای انتقال حرارت در موتور احتراق جرقه‌ای، مدل‌های مختلف در شبیه‌سازی استفاده شده و پس از مقایسه نتایج هر مدل با نتایج تجربی موتور مورد مطالعه، مدل هوهنبرگ به عنوان مدل مناسب برای انتقال حرارت موتورهای اشتعال جرقه‌ای معرفی گردیده است. نتایج نشان‌داد که با افزایش نسبت تراکم به میزان ۱۸ درصد، تلفات انرژی از موتور و انتقال حرارت از بدنه تقریباً ۲ درصد کاهش می‌یابد در حالی که توان خروجی بیش از ۴ درصد افزایش می‌یابد. همچنین، بیشینه راندمان انرژی و انرژی در هنگامی که احتراق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا رخ دهد، حاصل می‌شود.</p> |
| کلمات کلیدی: | <p>مدل ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای تحلیل انرژی و انرژی انتقال حرارت و نرخ سوزش مدل دوناچه‌ای</p> |

۱- مقدمه

مترمکعب، ۵۰ درصد از توان مصرفی سوخت به صورت انتقال حرارت اتلاف می‌گردد [۵]. بنابراین دقت مدل تحلیلی موتور به مقدار زیادی به دقت مدل انتقال حرارت بستگی دارد. اریکسون و اندرسون نرخ آزاد سازی انرژی^۲ سوخت بر اساس تابع وایب^۳ را مدل‌سازی نموده‌اند [۶]. جهت مدل سازی انتقال حرارت، مدل‌های مختلف مبتنی بر مطالعات تجربی وجود دارد که منجر به استخراج مدل ریاضی شده است. ابراهیم و همکاران [۷ و ۸] در مطالعاتش برای مدل سازی انتقال حرارت داخل سیلندر از مدل وشنی^۴ [۹] و کایلول^۵ [۱۰] از مدل هوهنبرگ استفاده نمودند. جهانیان و همکاران [۱۱] نشان دادند که پارامترهایی مانند دما و فشار هوای ورودی به موتور، نسبت هم‌ارزی، مقدار گازهای برگشتی، رطوبت نسبی و دور موتور بر زمان شروع و طول دوره احتراق تأثیر بسزایی دارد.

پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی، می‌توان معادلات مرتبط با انرژی و انرژی را پیاده سازی کرد. رازمارا^۶ و همکاران [۱۲] مدلی کنترل‌ی بر پایه انرژی توسعه داده‌اند که در آن از مدل یک ناحیه‌ای با احتراق تراکمی

تحلیل و بهینه سازی سیستم‌های سرمایشی، گرمایشی و تولید توان از دیدگاه انرژی و انرژی جهت بررسی راندمان سیستم و بهینه سازی از اهمیت بالایی برخوردار است [۱]. تحلیل‌های رایانه‌ای برای سیکل‌های تولید توان در سطوح مختلفی از مدل‌های ترمودینامیکی (صفر بعدی) تا مدل‌های سه بعدی بر پایه تحلیل عددی توسعه داده شده‌اند. روش‌های ترمودینامیکی، ساده‌ترین روش جهت مدل سازی این سیکل‌ها می‌باشد که اگر با مدل‌های تجربی صحه گذاری شوند، جواب‌هایی با دقت مناسب و در زمانی کمتر ارائه می‌دهند [۲ و ۳]. در بین روش‌های ترمودینامیکی، مدل احتراق دوناچه‌ای به ویژه در موتورهای احتراق جرقه‌ای، نتایجی منطبق بر داده‌های تجربی پیش‌بینی می‌کند که از این نتایج می‌توان برای بررسی عملکرد موتور از دید انرژی و انرژی استفاده کرد.

در هنگام احتراق، دمای گاز تا مقدار بسیار زیادی بالا رفته که در نتیجه انتقال حرارت به دیواره‌ها به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد که این مقدار حرارت می‌تواند تا ده‌ها مگاوات در یک متر مربع باشد [۴]. برای مثال فرانکو^۷ گزارش نموده که در یک موتور کوچک با حجم ۱۲۵ سانتی

3 Rate of heat release
4 Vibe function
5 Woschni
6 Caillol
7 Razmara

1 Spark ignition
2 Franco

و اگزورژی پرداخته شده است. با توجه اولویت استفاده از سوخت گاز طبیعی در سیاست‌های کشور و عدم وجود پیشینه پژوهش در بررسی تأثیر نسبت تراکم و لحظه شروع احتراق بر بازدهی انرژی و اگزورژی، یک مدل ترمودینامیکی توسط کد رایانه‌ای در نرم افزار متلب^۲ توسعه داده شده است. در واقع نوآوری این پژوهش بر پایه تحلیل انرژی و اگزورژی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی و ارزیابی تأثیر نسبت تراکم و زمان شروع احتراق بر عملکرد موتور استوار است.

۲- مدل ترمودینامیکی

فرضیات مورد استفاده در این مدل ترمودینامیکی عبارتند از [۱۸]:

- در طول مدت فرآیندهای مکش، تراکم، انبساط و تخلیه محتویات سیلندر از نظر ترکیب و خواص ترمودینامیکی یکنواخت می‌باشد.
- طی زمان احتراق، محتویات سیلندر به دو قسمت سوخته و نسوخته تقسیم شده که توسط جبهه شعله از هم جدا شده‌اند.
- قبل از احتراق، مدل به صورت یک ناحیه‌ای بوده اما در مدت احتراق از مدل دو ناحیه‌ای استفاده می‌شود.
- محاسبه خواص سیال با استفاده از برازش یک تابع درجه ۹ از داده‌های جداول خواص انجام شده است [۱۹].
- فشار برای دو ناحیه یکسان در نظر گرفته شده است.
- از انتقال حرارت بین دو ناحیه سوخته و نسوخته صرف نظر شده است. در فرآیند مکش، با صرف نظر از افت‌های لزجی^۳، فشار داخل سیلندر با فشار محیط برابر در نظر گرفته شده و دمای سیال عامل در اثر انتقال حرارت با دیواره‌های سیلندر، پیستون و سرسیلندر، به صورت هم‌فشار^۴ تغییر می‌یابد. از آنجایی که دمای گازهای وارد شده در فرآیند مکش از دمای دیواره‌های داخل سیلندر کمتر است، با استفاده از قانون اول ترمودینامیک مطابق با معادله (۱) اثر تبریدی سیال عامل تازه در هر بازه زمانی لحاظ گردیده و دمای جدید محاسبه شده است.

$$dE = dQ - dW \quad (1)$$

در معادله فوق E انرژی، Q گرما و W برابر با کار می‌باشد. در سیکل تراکم، محاسبه دما و فشار گازهای داخل سیلندر به صورت یک فرآیند تراکم ایزنتروپیک^۵ مطابق با معادله (۲) و با فرض گاز کامل و در نظر گرفتن خواص هر جز مولی از محصولات سوخته و نسوخته، در هر گاممانی انجام گردیده و سپس اثر انتقال حرارت با دیواره‌ها بر روی سیال عامل لحاظ شده است.

$$PV^K = const. \quad (2)$$

که در معادله فوق، P فشار بر حسب پاسکال، V حجم بر حسب متر

مخلوط همگن^۱ استفاده شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که استفاده از مدل کنترل بهینه مبتنی بر اگزورژی به ترتیب باعث کاهش ۶/۷ و ۸/۳ درصد در مصرف سوخت و اگزورژی شده است. نعمتی و همکاران [۱۳] اثر ترکیب‌های مختلف سوخت دیزل زیستی را در یک موتور احتراق تراکمی با مدل احتراق چند ناحیه‌ای مدل‌سازی کردند. نتایج این تحقیق نشان داد که ترکیب حجمی ۲۰ درصد سوخت دیزل زیستی با دیزل دارای بیشترین راندمان اگزورژی می‌باشد. بریجش^۲ و همکاران [۱۴]، اثر نسبت تراکم را در یک موتور احتراق تراکمی بررسی کردند. نتیجه این پژوهش نشان داد که با افزایش نسبت تراکم از ۱۳/۳ به ۱۷/۵، به ترتیب باعث افزایش ۵ و ۴/۲۳ درصدی در راندمان اگزورژی و انرژی می‌شود.

بالی^۳ [۱۵] تحلیل اگزورژی سنتی و پیشرفته یک موتور جت را ارائه کرد که در آن نرخ تخریب اگزورژی اجزای موتور به بخش‌های درون‌زا / برون‌زا و اجتناب‌پذیر / اجتناب‌ناپذیر تقسیم می‌شود. نتایج او نشان می‌دهد که راندمان موتور در شرایط واقعی ۱۶/۶۳ درصد است و قابلیت ارتقای این سامانه کم است زیرا نرخ تخریب اگزورژی اجتناب‌ناپذیر بالغ بر ۹۴ درصد می‌باشد. لی^۴ و همکاران [۱۶] مدل‌های چندبعدی را با یک مکانیزم شیمیایی کوپل کردند و به ارزیابی توزیع انرژی و اگزورژی برای سه رژیم احتراقی مختلف در یک موتور احتراق داخلی پرداختند. آن‌ها نتیجه‌گیری کردند احتراق تراکمی شارژ همگن بیشترین و احتراق دیزل سنتی کمترین راندمان انرژی و اگزورژی را دارد. دوگان^۵ و همکاران [۱۷] به بررسی عملکرد و تحلیل آلایندگی یک موتور اشتعال جرقه‌ای چهار زمانه با چهارسیلندر پرداختند که در آن مخلوط سوخت گازوئیل و اتانول با درصد ترکیبی مختلف استفاده شده بود. آن‌ها از داده‌های تجربی برای محاسبه توزیع انرژی و اگزورژی در فرآیند خنک‌کاری و اگزوز موتور استفاده کردند. آن‌ها بیشترین راندمان اگزورژی را در دور موتور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه گزارش کردند. فنگ^۶ و همکاران [۱۸] به ارزیابی تغییرات تخریب اگزورژی در موتور اشتعال جرقه‌ای به واسطه استفاده از ترکیب‌های مختلف مخلوط سوخت ایزواکتان / انبوتانول پرداختند. آن‌ها از مدل موتور جرقه‌ای دوناچه‌ای شامل تابع ویب برای شبیه‌سازی فرآیند احتراق واقعی استفاده کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که در زمان جرقه‌گشتاور ترمزی حداکثر و شرایط فرآیند احتراق با افزایش میزان انبوتان راندمان انرژی به میزان کمی افزایش می‌یابد و راندمان اگزورژی کاهش خواهد یافت.

هدف از این پژوهش در گام اول، شبیه‌سازی ترمودینامیکی مدل‌های مختلف انتقال حرارت داخل سیلندر با استفاده از مدل احتراق دو ناحیه‌ای یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی و مقایسه آن با نتایج تجربی می‌باشد. پس از حصول اطمینان از انطباق نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی، به بررسی تأثیر تغییرات نسبت تراکم و زاویه شروع احتراق بر راندمان انرژی

- 1 Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)
- 2 Bridjesh
- 3 Balli
- 4 Li
- 5 Dogan
- 6 Feng

- 7 Matlab
- 8 Viscous loss
- 9 Isobar
- 10 Isentropic

برابر ۲)، a پارامتر تابع وایب (برای احتراق کامل برابر با $6/9$)، α زاویه میل لنگ، α_0 زاویه شروع احتراق و $\Delta\alpha$ زاویه دوره‌ی احتراق می‌باشد. ارتباط بین تغییرات جرم سوخته و زاویه میل لنگ در زمان جرعه حداکثر گشتاور ترمزی بر اساس پیشنهاد هیوود^۳ [۲۰] در این مدل پیاده سازی شده است. لذا با فرض زمان بندی جرعه بهینه، نیمی از سوخت در زاویه میل لنگ ۱۰ درجه پس از نقطه مرگ بالا محترق می‌شود.

در کد رایانه‌ای تهیه شده، احتراق به صورت دو ناحیه‌ای (مخلوط سوخته و نسوخته) مطابق شکل ۱ مدل شده است که کلیه خواص هر ناحیه با توجه به نرخ پیشرفت احتراق، اجزای مولی هر ناحیه و درصد حضور هر جزء و در نهایت خواص مخلوط محاسبه گردیده است [۸].

با توجه به این که دمای گازهای احتراقی در این مدل حداکثر در حدود ۲۴۰۰ کلوین می‌باشد، طبق نتایج الیور^۴ [۲۱] انتقال حرارت تابشی در حدود سه الی چهار درصد کل انتقال حرارت موتور می‌باشد، بنابراین از مدل سازی انتقال حرارت تشعشی صرف نظر گردیده است [۲۱].

مدل کردن انتقال حرارت به دیوارها به دلیل غیریکنواختی و ناپایدار بودن، کاری سخت و پیچیده می‌باشد. بنابر اطلاعات مورد نیاز با روش‌های گوناگونی می‌توان این پدیده را مدل نمود. معمولاً از روش سرمایه‌ی نیوتنی به دلیل ساده بودن، جهت مدلسازی انتقال حرارت استفاده می‌شود که این روش در مدل‌های صفر بعدی یک روش پذیرفته شده می‌باشد. طبق این روش، مقدار انتقال حرارت از معادله (۷) محاسبه می‌شود [۲۱].

$$Q_{wi} = h_g A_w (T_g - T_w) \quad (7)$$

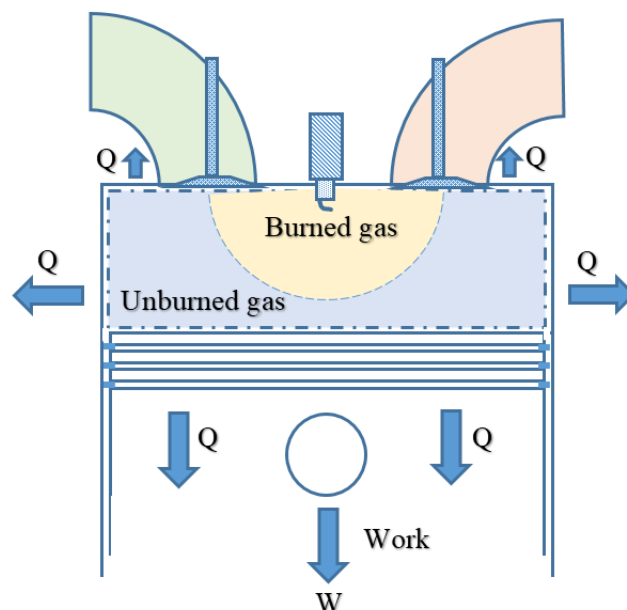
که در آن، Q حرارت منتقل شده به دیواره، h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، A سطح و T دمای دیواره و دمای گاز می‌باشد.

مهم‌ترین پارامتری که بایستی طی مدت سیکل محاسبه نمود، ضریب انتقال حرارت می‌باشد. منابع زیادی در زمینه انتقال حرارت منتشر شده است که چندین رابطه جهت تعیین این میزان ارائه داده‌اند [۹ و ۲۷-۲۲]. این مدل‌ها را می‌توان بر اساس فرضیات صورت گرفته به دو دسته زیر تشریح تقسیم نمود.

الف) انتقال حرارت آزاد: اولین مدلی که برای انتقال حرارت موتور ارائه شد، از این خانواده بود. در این مدل‌ها ضریب انتقال حرارت را می‌توان به صورت معادله‌ی بدون بعد (۸) نوشت [۲۱].

$$Nu = c (Gr \times Pr)^n \quad (8)$$

که در آن Gr عدد گراشوف، Pr عدد پرانتل، Nu عدد ناسلت می‌باشد. اولین مدل این خانواده توسط نوسلت^۵ برای یک بمب کروی توسعه داده شد که بعداً بریلینگ^۶ و ایچلبرگ^۷ آن را برای موتور احتراق داخلی اصلاح



شکل ۱: نمایی از مدل احتراق دو ناحیه‌ای

مکعب و K ضریب اتمسپته می‌باشد.

جهت مدل سازی احتراق، دمای حاصل از تراکم متناسب با میزان گرمایی که از مقدار سوخت محترق شده در هر بازه زمانی توسط تابع وایب^۱ پیش‌بینی گردیده در حجم ثابت اصلاح می‌شود و نهایتاً اثر انتقال حرارت لحاظ می‌گردد. فشار سیال نیز با فرض انتقال گرما از سوخت به سیال عامل به صورت حجم ثابت اصلاح می‌شود. تغییرات دما و فشار حاصل از انتقال حرارت نیز در هر درجه لنگ به صورت حجم ثابت محاسبه شده است. فرآیند تخلیه نیز در فشار ثابت که برابر فشار سیال عامل در انتهای مرحله‌ی انبساط^۲ است، انجام می‌پذیرد و اثر انتقال حرارت بر دمای سیال لحاظ می‌گردد. در این بازه از اتلافات لزجتی صرف نظر شده است. در این مدل تاثیرات گازهای باقی‌مانده و گازهای بازگشتی از آگزوز در خواص سیال عامل لحاظ گردیده است. جهت تخمین پیشروی نرخ احتراق در موتور احتراق داخلی از تابع وایب استفاده شده که به صورت معادلات (۳) تا (۶) می‌باشد [۲۰]:

$$\frac{dX}{da} = \frac{\alpha}{\Delta\alpha} (m+1) e^{-\alpha y} \quad (3)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (4)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (5)$$

$$x = \int \frac{dX}{d\alpha} d\alpha = 1 - e^{-\alpha y} \quad (6)$$

که در آن، X کسر جرمی سوخته شده، m پارامتر شکل تابع وایب (تقریباً

3 Heywood
4 Ollivier
5 Nusselt
6 Brillling
7 Eichelberg

1 Wiebe function
2 Expansion stroke

جدول ۱ ضرایب ثابت معادله وشنی

| مرحله | C_1 | C_2 |
|-------------------------------|-------|---------|
| مکش | ۶/۱۸ | ۰ |
| تراکم تا قبل از شروع احتراق | ۲/۲۶ | ۰ |
| شروع احتراق تا انبساط و تخلیه | ۲/۲۸ | ۰/۰۰۳۲۴ |

$$h_g = 2.36 \times 10^{-4} (1+b) \times \frac{(P \times V_{mp})^{0.7} A^{0.3}}{T^{0.2} (4V)^{0.3}} \quad (16)$$

که در آن $b = ۰.۰۳۵$ است.

در مدل حاضر، شبیه‌سازی سیکل ترمودینامیکی با حدس مقادیر فشار و دمای محتوای داخل سیلندر در زمانی که سوپاپ ورودی باز می‌شود شروع شده و بعد از دو دور کامل میل‌لنگ (معادل زاویه میل‌لنگ ۷۲۰ درجه) مقادیر محاسبه شده دما و فشار با مقادیر حدس اولیه مقایسه می‌گردد. معادلات بقای جرم، انرژی و قانون حالت گاز ایده آل برای دو حجم کنترل سوخته و نسوخته پیاده سازی می‌شوند و مشتقات زمانی حجم و دمای گاز سوخته و نسوخته به همراه فشار سیلندر طی فرآیند احتراق محاسبه می‌شود. گام‌های زمانی حل عددی مطابق با نمو زاویه میل‌لنگ تنظیم می‌شوند.

۲-۱- تحلیل انرژی

انرژی یک سیستم بیشترین کار قابل حصول از آن سیستم است که طی تراکنش با محیط به شرایط تعادل گرمایی، مکانیکی و شیمیایی می‌رسد. در حالت کلی، انرژی یک سیستم بسته با صرف‌نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل به دو بخش حرارتی و شیمیایی تقسیم می‌شود و به صورت زیر بدست می‌آید:

$$Ex_{system}^{th} = (U - U^0) + P_0(V - V^0) - T_0(S - S^0) \quad (17)$$

$$Ex_{system}^{ch} = T_0 \sum_{i=1}^k \bar{R} y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^0} \right) \quad (18)$$

که در آن، Ex انرژی، U انرژی داخلی، S آنتروپی، R ثابت جهانی گاز و y کسر مولی اجزاء مخلوط می‌باشد و اندیس صفر به شرایط محیط مرجع اشاره می‌کند.

اتلاف انرژی در موتور احتراق داخلی عموماً در دو بخش وجود دارد. بخش عمده‌ای از انرژی از طریق تلفات حرارتی از موتور از بین می‌رود. بخش دیگری از انرژی از طریق اختلاط شیمیایی تلف می‌شود. انرژی محصولات احتراق در انرژی از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

نمودند. وشنی [۹] برای اولین بار دلیل پیش‌بینی بیش از مقادیر تجربی مقدار انتقال حرارت، توسط این خانواده را توصیف نمود و پس از آن به جز مدل ایچلبرگ که اصلاح شد، به دلیل عدم دقت کافی در پیش‌بینی نتایج، مابقی مدل‌ها منسوخ گردیدند [۱۷]. این مدل مطابق با معادله (۹) می‌باشد. رابطه ایچلبرگ [۲۳]:

$$h_g = 7.67 \times 10^{-3} (V_{mp})^{1/3} (P \times T_g)^{1/2} \quad (9)$$

ب) انتقال حرارت اجباری: به دلیل ناکافی بودن فرضیات مدل انتقال حرارت طبیعی، روابط مبتنی بر این فرضیه برای موتورهای گوناگون جواب‌های دقیقی ارائه نمی‌کند. بنابراین بعضی از روابط بر اساس انتقال حرارت اجباری ارائه شدند [۲۱]. این روابط بیشتر به واقعیت نزدیک است، زیرا که در داخل محفظه احتراق، حرکت مخلوط تحت تأثیر حرکت پیستون می‌باشد. رابطه عمومی برای این مدل‌ها به صورت معادله (۱۰) می‌باشد.

$$Nu = a \times Re^m \times Pr^n \quad (10)$$

که در آن Re عدد رینولدز می‌باشد.

مقادیر متعددی برای عدد m توسط افراد متفاوتی گزارش شده است. از جمله مقدار ۰/۵ توسط السرو^۱ و اوگری^۲، ۰/۷ توسط آناند و سیتکی، ۰/۷۵ توسط تیلور^۳ و تونگ^۴ و ۰/۸ توسط وشنی و هوهنبرگ پیشنهاد شده است [۹ و ۲۸]. در این خانواده معروف‌ترین روابط مربوط به روش وشنی و هوهنبرگ مطابق با معادلات (۱۱) تا (۱۶) می‌باشد.

مدل وشنی [۹]:

$$Q_{wi} = A_i \alpha_w (T_c - T_{wi}) \quad (11)$$

$$\alpha_w = 3.26 D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} w^{0.8} \quad (12)$$

$$w = C_1 c_m + C_2 \frac{V_d T_{c,1}}{P_{c,1} V_{c,1}} (P_c - P_{c,o}) \quad (13)$$

که در آن D قطر سیلندر و P فشار داخل سیلندر می‌باشد. ثوابت معادله وشنی در جدول ۱ ارائه شده است [۹].

مدل هوهنبرگ [۲۸]:

$$Q_{wi} = A_i \alpha_w (T_c - T_{wi}) \quad (14)$$

$$\alpha_w = 130 W_d^{-0.06} p_c (bar)^{0.8} T_c^{-0.4} (c_m + 1.4)^{0.8} \quad (15)$$

مدل سیتکی [۲۸]:

این رابطه بر اساس آزمایش‌های روی موتور دیزل به دست آمده است.

- 1 Elser
- 2 Oguri
- 3 Tylor
- 4 Toong

میزان برگشت ناپذیری موتور برابر با اختلاف انرژی ورودی و انرژی خروجی می‌باشد.

$$I_{engine} = Ex_{fuel} - Ex_{work} - (Ex_{exhaust} - Ex_{intake}) - Ex_{heat} - Ex_{ub} \quad (26)$$

که در آن Ex_{ub} انرژی برگشت ناپذیری بخش سوخته سوخت است. در نهایت راندمان انرژی مطابق با رابطه زیر برابر با نسبت انرژی خروجی کار خروجی به انرژی برگشت ناپذیری سوخت ورودی است:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{work}}{m_f \times ex_{f, ch}} \quad (27)$$

و راندمان انرژی برابر با نسبت کار خروجی به ارزش حرارتی پایین سوخت است:

$$\eta_{en} = \frac{W}{m_f \times LHV_f} \quad (28)$$

۳- نتایج و بحث

جهت تعیین بهترین مدل برای شبیه سازی انتقال حرارت، یک کد توسط نرم افزار متلب تهیه و مدل های مختلف بررسی و مناسب ترین گزینه برای موتورهای اشتعال جرقه ای با سوخت گاز طبیعی انتخاب شده است. برنامه نوشته شده برای موتوری با مشخصات جدول ۲ اجرا شده و نتایج حاصل با نتایج تجربی مقایسه گردیده است. نتایج تجربی موتور مذکور با نام تجاری لیستر-پتر^۱ از تست تجربی آزمایشات لونچی^۲ و همکاران [۲۸] به دست آمده است.

در این برنامه از تابع وایب برای شبیه سازی نرخ آزاد شدن انرژی استفاده شده است. متغیرهای a و m در این تابع با استفاده از آزمون تجربی با دست می آید و برای موتورهای مختلف، متفاوت می باشد. ضریب ثابت a میزان پیشرفت احتراق را در انتهای دوره احتراق بیان می کند (عدد $6/9.08$ نشانگر احتراق کامل در انتهای دوره احتراق) و ضریب ثابت m میزان عدم تقارن نرخ آزاد شدن انرژی سوخت در دوره احتراق را بیان می کند و نحوه پیشرفت احتراق را در یک بازه ی ثابت تشریح می کند.

جهت بهینه سازی یک مدل بایستی خطا را به حداقل ممکن کاهش یابد. فشار داخل یک سیلندر با نرخ آزاد شدن حرارت و نرخ انتقال حرارت تعیین می گردد. برای تعیین مدل مناسب انتقال حرارت برای موتور اشتعال جرقه ای، نرخ آزاد شدن حرارت را ثابت گرفته و نتایج حاصل در حالت بار کامل^۳ مقایسه می گردد.

در شکل ۲ تأثیر دما بر گرمای ویژه در فشار ثابت سیال عامل نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود، وجود اجزای مولی متفاوت در

$$Ex_{exhaust} = \sum_{i=1}^k H_i(T_e) - H_i(T_o) - T_o \left[S_i(T_e) - S_i(T_o) - R \ln \frac{P_e}{P_o} \right] + T_o \bar{R} y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^0} \right) \quad (19)$$

که در آن H آنتالپی است و اندیس e به شرایط ترمودینامیکی گاز در انزوا اشاره می کند.

بالانس انرژی در محفظه احتراق موتور با لحاظ کردن انرژی شیمیایی سوخت بیان می شود. نرخ تغییرات انرژی برگشت ناپذیری بر حسب زاویه میل لنگ α به صورت زیر بیان می شود [۲۹]:

$$\frac{dEx_{tot}}{d\alpha} = \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \frac{dQ}{d\alpha} - \left(\frac{dW}{d\alpha} - P_o \frac{dV}{d\alpha} \right) + \frac{m_f}{m_{tot}} \frac{dX_b}{d\theta} ex_{f, ch} - \frac{dI_{comb}}{d\alpha} \quad (20)$$

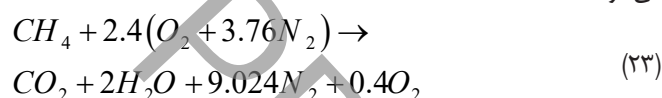
که در آن $Ex_{f, ch}$ انرژی برگشت ناپذیری شیمیایی سوخت، X_b کسر جرمی سوخته، I_{comb} برگشت ناپذیری احتراق، W کار میل لنگ و Q انتقال حرارت به دیواره های سیلندر، سرسیلندر و پیستون است. و انرژی شیمیایی ۱ مول سوخت از رابطه زیر قابل محاسبه است [۳۰]:

$$\bar{ex}_{f, ch}(T_o, P_o) = -\Delta \bar{G}(T_o, P_o) + \bar{R} T_o \ln \left[\frac{y_{O_2}^{2.4}}{y_{CO_2} \times y_{H_2O}^2 \times y_{O_2}^2} \right] \quad (21)$$

که در آن:

$$\Delta \bar{G}(T_o, P_o) = \left[\bar{g}_{CO_2} + 2\bar{g}_{H_2O} + 0.4\bar{g}_{O_2} - \bar{g}_{CH_4} - 2.4\bar{g}_{O_2} \right](T_o, P_o) \quad (22)$$

که در آن G تابع تشکیل گیبس و مقادیر تابع گیبس هر یک از اجزاء واکنش در مرجع [۳۰] موجود است. احتراق متان در موتور با فرض ۱۲۰ درصد هوای نظری احتراق بصورت کامل و بر اساس واکنش زیر مدل سازی می شود:



بخشی از انرژی اتلافی ناشی از انتقال حرارت به دیواره های سیلندر، سرسیلندر و پیستون می باشد که از رابطه زیر بدست می آید:

$$Ex_{heat} = \int \left(1 - \frac{T_o}{T_g} \right) dQ \quad (24)$$

که در آن T_g دمای مرز انتقال حرارت است که معادل با دمای گاز لحاظ می شود. انرژی مفید خروجی از موتور ناشی از کار میل لنگ است و از رابطه زیر محاسبه می شود:

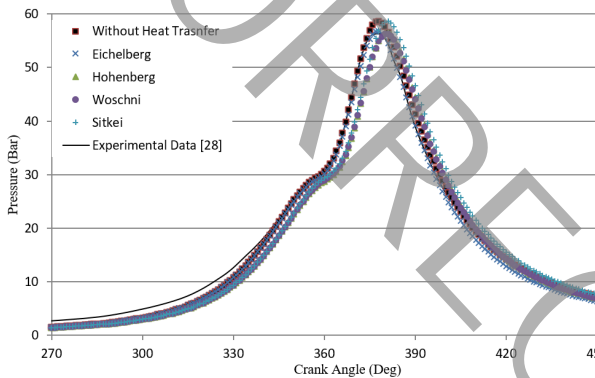
$$Ex_{work} = \int_{IWC}^{EVO} (P - P_o) dV \quad (25)$$

1 Lister-Peter

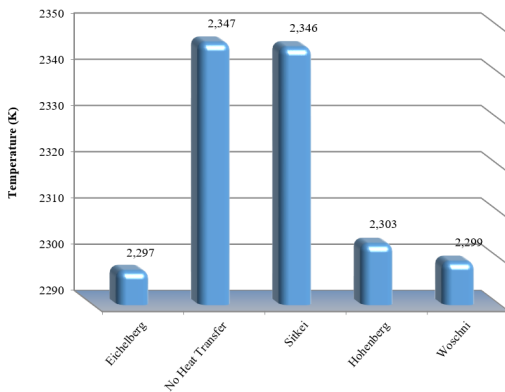
2 Mohand Said Lounici

3 Full Load

مربوط به تغییرات سطح انتقال حرارت می‌باشد. با فاصله گرفتن از نقطه مرگ بالا، مساحت تماس سیال با آستری^۴ زیاد شده و بنابراین انتقال حرارت در این ناحیه افزایش می‌یابد. در شکل‌های ۴ و ۵ دما و فشار بیشینه سیال عامل طبق مدل‌های گوناگون انتقال حرارت مقایسه شده است. به علت این که فقط فشار داخل سیلندر به صورت تجربی اندازه‌گیری شده، امکان مقایسه ضریب انتقال حرارت و دما با نتایج تجربی وجود نداشته و نتایج فقط با حالت بدون انتقال حرارت مقایسه گردیده است. با در نظر گرفتن انتقال حرارت، دما و فشار بیشینه نسبت به حالت بدون انتقال حرارت در مدل وشی به ترتیب به میزان ۲ و ۴ درصد، در مدل هوهنبرگ ۱/۹ و ۳/۷ درصد، در مدل سیتیکی ۰/۴۳ و ۰/۵۸ درصد و در مدل ایچلبرگ ۲/۱۳ و ۳/۲ درصد کاهش یافته است. همانطور که در شکل‌های ۴ و ۵ مشخص است یکی از ضعف‌های مدل سیتیکی، عدم محاسبه دقیق میزان انتقال حرارت در مقایسه با مدل‌های دیگر است.



شکل ۳: فشار سیکی سیال عامل بر حسب زاویه لنگ هنگامی که احتراق ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق بیافتد

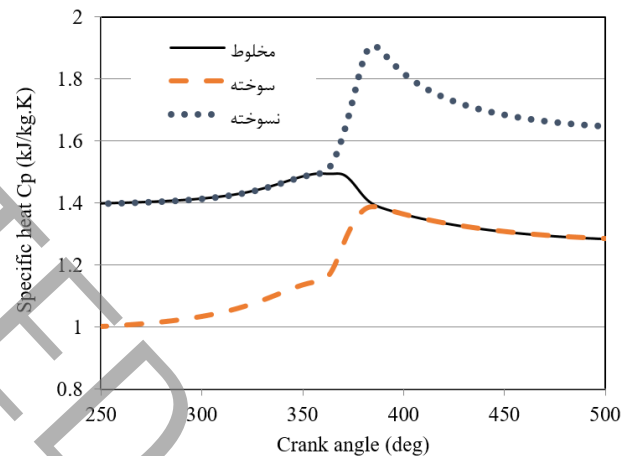


شکل ۴: دمای بیشینه سیال عامل سیکل طبق مدل‌های گوناگون

تغییرات ضریب انتقال حرارت و نرخ انتقال حرارت برای اجزاء گوناگون بر حسب زاویه لنگ در شکل‌های ۶ تا ۹ نشان داده شده است.

سیال نسوخته و سوخته موجب تفاوت در گرمای ویژه این دو ناحیه می‌شود.
جدول ۲ مشخصات موتور مورد مطالعه [۲۸]

| مشخصه موتور | مقدار |
|----------------------|--|
| نوع موتور | تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای - چهار زمانه |
| مکش | تنفس طبیعی |
| قطر سیلندر | ۹۵/۵(mm) |
| کورس سیلندر | ۸۸/۷(mm) |
| طول شاتون | ۱۶۵/۳(mm) |
| ضریب تراکم | ۱۲/۹۸ |
| باز شدن سوپاپ ورودی | ۴۴ درجه قبل از نقطه مرگ بالا ^۱ |
| بسته شدن سوپاپ ورودی | ۷۱ درجه بعد از نقطه مرگ پایین ^۲ |
| باز شدن سوپاپ خروجی | ۸۶ درجه قبل از نقطه مرگ پایین |
| بسته شدن سوپاپ خروجی | ۵۸ درجه بعد از نقطه مرگ بالا |
| شروع احتراق | ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا |



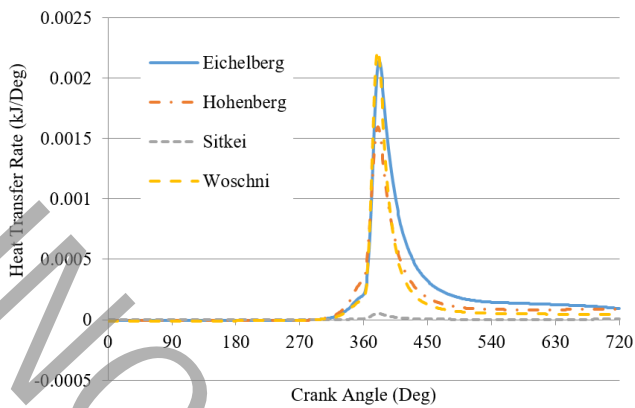
شکل ۲: گرمای ویژه سیال عامل در فشار ثابت بر حسب درجه لنگ بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت داخل سیلندر

در شکل ۳ تغییرات فشار داخل سیلندر موتور بر حسب زاویه لنگ برای مدل‌های مختلف انتقال حرارت و بدون انتقال حرارت نشان داده شده و با یکدیگر مقایسه گردیده است. اختلاف موجود در مرحله تراکم و تخلیه به دلیل عدم لحاظ نمودن معادلات انتقال جرم^۳ و همچنین اثرات اصطکاک و دیگر پارامترهای مؤثر می‌باشد.

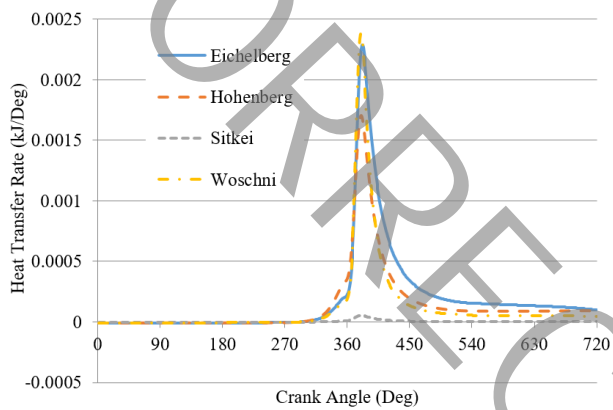
انتظار می‌رود در مرحله احتراق با افزایش دما، مقدار انتقال حرارت نیز زیاد شود، اما مقدار انتقال حرارت قبل از رسیدن به نقطه مرگ بالا کم می‌شود و با فاصله گرفتن از آن، مقدار انتقال حرارت زیاد می‌گردد. این رفتار

- 1 Top Dead Center
- 2 Bottom Dead Center
- 3 Mass Transfer

می‌باشد و مدل دو ناحیه‌ای جواب‌هایی با دقت مناسب ارائه می‌کند.



شکل ۸: نرخ انتقال حرارت با پیستون بر حسب زاویه لنگ

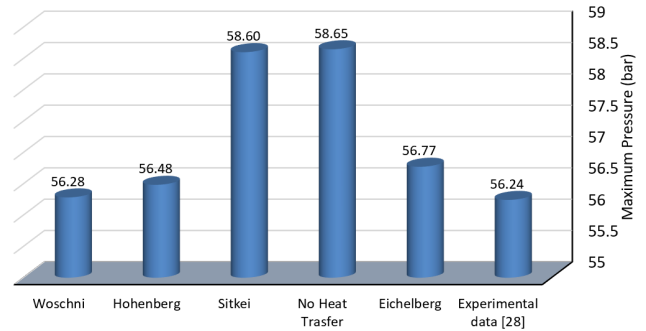


شکل ۹: نرخ انتقال حرارت با سر سیلندر بر حسب زاویه لنگ

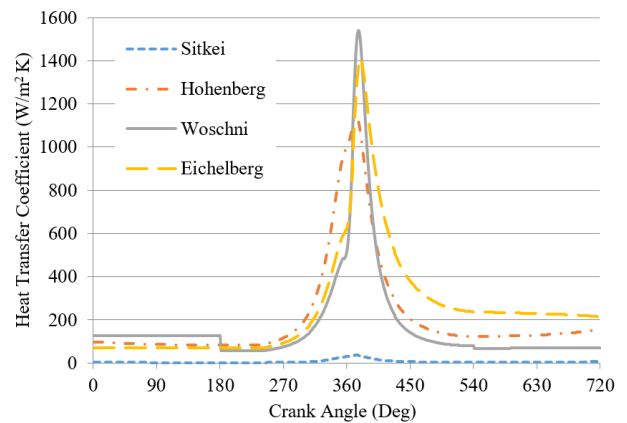
همانطور که در شکل‌های ۷ تا ۹ مشخص است، نرخ انتقال حرارت در مرحله احتراق با افزایش دما زیاد می‌شود و قبل از رسیدن به نقطه مرگ بالا کاهش می‌یابد. در عین حال سطح انتقال حرارت با سیلندر و پیستون طی این مراحل ابتدا زیاد و سپس کم می‌شود.

نتایج مدل هوهنبرگ به نتایج تجربی نزدیک‌تر بوده و همانطور که هوهنبرگ [۲۶] بیان نموده این رابطه بعضی از کمبودهای رابطه وشنی را برطرف کرده و لذا نتایج با دقتی را محاسبه می‌کند. مدل ایچلبرگ نیز نتایجی نزدیک به نتایج تجربی محاسبه می‌کند. لازم به ذکر است برخی مراجع این مدل را مناسب‌ترین مدل برای موتورهای اشتعال جرقه‌ای معرفی می‌کنند [۳۱]. لیکن نتایج مدل سیتکی از دقت قابل قبول برخوردار نیست و نرخ انتقال حرارت را بسیار کم محاسبه می‌کند.

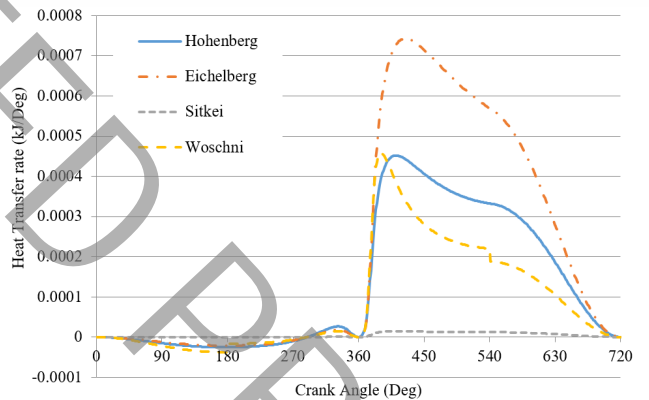
شکل ۱۰ نسبت انرژی خروجی به انرژی سوخت ورودی به سیلندر بر حسب نسبت تراکم را نشان می‌دهد. با بررسی نتایج تحلیل انرژی می‌توان دریافت که از کل انرژی ورودی به موتور از طریق سوخت ورودی برای حالتی که نسبت تراکم ۱۲/۹ است، حدود ۳۱ درصد به کار مکانیکی تبدیل می‌شود، از ۶۹ درصد باقی مانده انرژی سوخت، ۷ درصد از آن در اثر احتراق ناقص به انرژی حرارتی تبدیل نمی‌شود، ۳۸ درصد از انرژی از طریق تلفات



شکل ۵: فشار بیشینه سیکل عامل سیکل طبق مدل‌های گوناگون



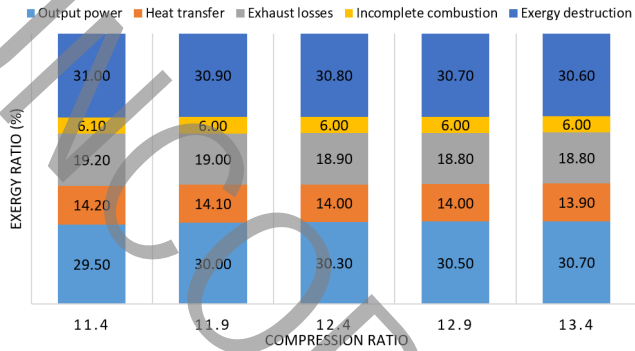
شکل ۶: ضریب انتقال حرارت بر حسب زاویه لنگ



شکل ۷: نرخ انتقال حرارت با آستری بر حسب زاویه لنگ

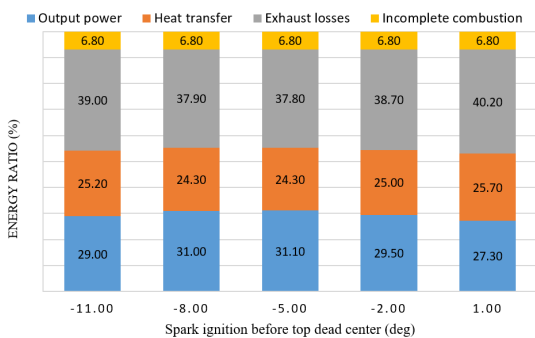
در مدل انتقال حرارت وشنی (معادله (۱۳)) دو عدد ثابت وجود دارد که برای مراحل کاری گوناگون متفاوت است. این تفاوت در مرحله مکش و تراکم موجب تغییرات ناگهانی ضریب انتقال حرارت نمودار شده است. تغییرات زیاد انتقال حرارت با آستری مربوط به تغییرات پی‌درپی سطح انتقال حرارت سیال با آن می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که مدل انتقال حرارت داخل سیلندر تأثیر زیادی بر پیش‌بینی دما و فشار بیشینه سیال عامل داشته و انتخاب مدل دقیق برای انتقال حرارت گازهای سیلندر دارای اهمیت زیادی

سنبه و آستری موتور، ضمن کمک به افزایش تحمل درجه حرارت موتور و همچنین کاهش تلفات اصطکاکی، موجب ایجاد سپر حرارتی و کاهش تلفات حرارتی داخل محفظه احتراق موتور می‌شود که نقش شایانی در افزایش راندمان موتور ایفا می‌کند. همچنین با افزایش جریان‌های چرخشی داخل سیلندر و ایجاد اختشاش زیاد در محفظه احتراق، می‌توان سهم احتراق ناقص داخل سیلندر را کاهش داد.



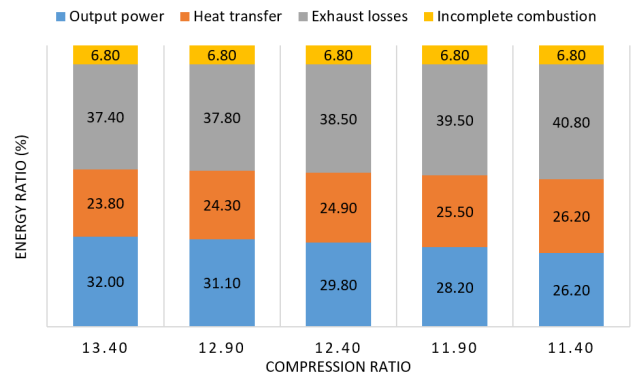
شکل ۱۱: توزیع نسبت انرژی خروجی به کل انرژی ورودی بر حسب نسبت تراکم

۳-۱- بررسی اثر زاویه شروع احتراق بر راندمان انرژی و انرژی در موتورهای بیستونی رفت و برگشتی زمان پاشش سوخت یا جرعه احتراق، داری مقداری تأخیر است، به همین جهت، معمولاً چند درجه قبل از نقطه مرگ بالا و در نزدیکی انتهای کورس تراکم پاشش سوخت یا جرعه زده می‌شود. پیشروی جبهه شعله، معمولاً بین ۳۰ تا ۵۰ درجه از چرخش میل لنگ به طول می‌انجامد، در این زمان، دما و فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد. بررسی عملکرد و بهینه‌سازی زمان‌بندی لحظه شروع احتراق به عنوان یک پارامتر تاثیرگذار در راندمان انرژی و انرژی، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. تمام نتایج قبلی، برای حالتی که احتراق در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا رخ دهد، محاسبه شده است. در شکل ۱۲، تأثیر پارامتر زمان‌بندی لحظه‌ی شروع احتراق برای حالت‌هایی که احتراق در ۱۱-، ۸-، ۵-، ۲- و ۱+ درجه نسبت به نقطه مرگ بالا است را در نسبت انرژی خروجی



شکل ۱۲: توزیع نسبت انرژی خروجی به انرژی سوخت ورودی به سیلندر بر حسب زمان شروع احتراق

حرارتی اگزوز تلف شده و ۲۴ درصد از انرژی سوخت از طریق تبادل حرارت با دیواره‌ها شامل دیواره سرسیلندر، پیستون و سیلندر تلف می‌شود. همانگونه که انتظار می‌رود، مقدار سهم کار خروجی که به نوعی معرف راندمان انرژی است، با افزایش دما افزایش می‌یابد. افزایش نسبت تراکم، باعث افزایش بیشه دما و فشار داخل سیلندر و به دنبال آن هزینه مضاعف برای استحکام قطعات داخلی موتور می‌شود. از منظر دیگر، افزایش نسبت تراکم بیش از ۱۲/۵ برای سوخت بنزین سوپر، منجر به کوبش خواهد شد.



شکل ۱۰: توزیع نسبت انرژی خروجی به انرژی سوخت ورودی به سیلندر بر حسب نسبت تراکم

در شکل ۱۱ توزیع نسبت انرژی خروجی به کل انرژی ورودی بر حسب نسبت تراکم نشان داده شده است. تحلیل انرژی به این نتیجه منجر شد که از کل ۱۰۰ درصد انرژی سوخت ورودی به موتور برای حالتی که نسبت تراکم برابر با ۱۲/۹ است، ۳۰/۵ درصد انرژی به کار تبدیل شده، ۱۸/۸ درصد انرژی از طریق تلفات حرارتی از طریق اگزوز و دود خروجی از موتور منتقل می‌شود، ۱۴ درصد از طریق انتقال حرارت گاز و سیال عامل به دیواره بستر، آستری و سنبه تلف شده، حدود ۶ درصد از طریق احتراق ناقص سوخت تلف شده و ۳۰/۷ درصد از انرژی سوخت، تخریب شده و از بین می‌رود. با افزایش نسبت تراکم در موتور، راندمان انرژی به مقدار کمی افزایش می‌یابد. همانگونه که انتظار می‌رود، با افزایش نسبت تراکم با توجه به ثابت بودن مقدار تزریق سوخت به محفظه احتراق و ثابت بودن انرژی سوخت ورودی، انرژی خروجی افزایش می‌یابد. افزایش بیش از حد نسبت تراکم در موتورهای احتراق جرعه‌ای به علت پدیده کوبش در موتور محدود می‌شود. یکی از پارامترهایی که پدیده کوبش را به تأخیر می‌اندازد، استفاده از بنزین با عدد اکتان بالا می‌باشد. به همین علت، در موتورهای مدرن که نسبت تراکم بالا دارد، استفاده از بنزین با عدد اکتان بالا مثل بنزین سوپر، بسیار توصیه می‌شود.

در موتورهای مدرن، با کاهش سهم تلفات انرژی کمک شایانی بر بهبود راندمان موتور شده است. به عنوان مثال، ایجاد پوشش سرامیکی روی بستر،

- 1 knocking
- 2 Octane number

دقیقی پیش‌بینی می‌نماید. مدل سینتیکی نیز برای موتورهای اشتعال جرقه‌ای مدل مناسب نبوده و مقدار انتقال حرارت را بسیار کمتر از دیگر مدل‌های انتقال حرارت پیش‌بینی می‌کند. با استفاده از کد رایانه‌ای تهیه شده می‌توان میزان انتقال حرارت به سیلندر، پیستون و سرسیلندر را که در تحلیل‌های سازه‌ای مورد نیاز است به‌دست آورد.

نتایج تحلیل ترمودینامیکی نشان داد که راندمان انرژی و اگزرژی با افزایش نسبت تراکم افزایش می‌یابد. بیشترین راندمان اگزرژی و انرژی در حالتی که شروع احتراق در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق بیفتد، حاصل می‌شود. انحراف به سمت اعداد مثبت و منفی برای زمان بندی شروع احتراق، باعث کاهش راندمان انرژی و اگزرژی می‌شود ولی انحراف به سمت اعداد مثبت، با شدت بیشتری باعث کاهش راندمان می‌شود. بیشینه راندمان انرژی و اگزرژی برای هنگامی که احتراق در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا انجام می‌شود، به ترتیب برابر با ۳۱/۱۰ و ۳۰/۵۰ است. با افزایش نسبت تراکم، راندمان انرژی و اگزرژی افزایش می‌یابد، اما نرخ افزایش راندمان انرژی و اگزرژی کاهش می‌یابد. اگرچه افزایش راندمان انرژی با افزایش نسبت تراکم بدیهی است، لیکن در این پژوهش نمو افزایش راندمان به صورت کمی و کیفی ارزیابی شده‌است. افزایش نسبت تراکم از ۱۱/۴ به ۱۱/۹، باعث افزایش ۰/۵ درصدی راندمان اگزرژی می‌گردد، ولی افزایش نسبت تراکم از ۱۲/۹ به ۱۳/۴، تنها باعث افزایش ۰/۲ درصدی راندمان اگزرژی می‌شود.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

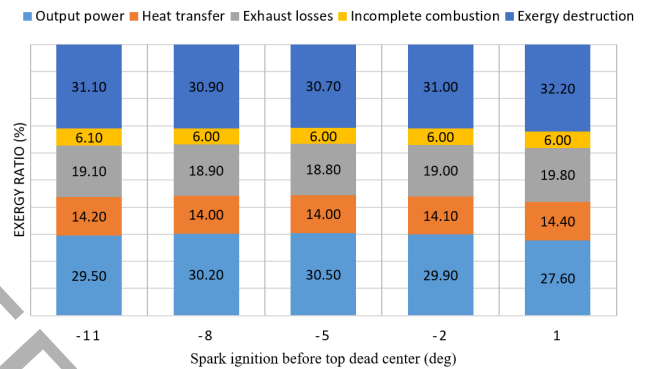
| | |
|------|------------------------------------|
| a | پارامتر تابع وایب، - |
| A | مساحت، m^2 |
| c | سرعت، m/s |
| D | قطر، m |
| Ex | اگزرژی، kJ |
| G | تابع گیبس، $J/mol K$ |
| k | نسبت ظرفیت‌های گرمایی |
| m | پارامتر شکل ^۱ تابع وایب |
| P | فشار، kPa |
| Q | انرژی، kJ |
| T | دما، K |
| U | انرژی داخلی، kJ |
| V | حجم، m^3 |
| W | کار، kJ |

علائم یونانی

1 Shape parameter

به انرژی سوخت ورودی به سیلندر نشان داده شده است.

نتایج نشان می‌دهد بهترین راندمان انرژی در حالتی که شروع احتراق در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا رخ دهد، اتفاق می‌افتد. وقتی زاویه اوانس جرقه افزایش یابد، راندمان انرژی مقدار کمی افت پیدا کرده و این افت توان، بیشتر در تلفات حرارتی اگزوز ظاهر می‌شود. با ریتارد جرقه (شروع احتراق بعد از نقطه مرگ بالا) به صورت بسیار شدیدتری، توان خروجی موتور افت می‌کند. بدیهی است که هنگامی که جرقه بعد از نقطه مرگ بالا زده می‌شود، بیشینه فشار داخل سیلندر به شدت کاهش می‌یابد و همچنین بیشینه فشار داخل سیلندر، به سمت انتهای کورس انبساط کشیده می‌شود. در شکل ۱۳ نسبت اگزرژی خروجی به کل اگزرژی ورودی موتور بر حسب تغییرات زاویه شروع جرقه احتراق نشان داده شده است. مشابه با نتایج تحلیل انرژی، بیشینه راندمان اگزرژی در ۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد. با کاهش یا افزایش این پارامتر، راندمان و کار خروجی کاهش پیدا می‌کند. هنگامی که شروع احتراق به سمت اعداد مثبت میل پیدا کند، افت توان به شکل فزاینده‌ای افزایش می‌یابد.



شکل ۱۳: توزیع نسبت اگزرژی خروجی به کل اگزرژی ورودی موتور بر حسب زمان شروع احتراق

۴- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این پژوهش، استفاده از مدل احتراق دو ناحیه‌ای امکان شبیه‌سازی دقیق خواص سیال عامل در سیکل احتراق را فراهم کرده‌است و گرمای ویژه در فشار ثابت برای مخلوط گازهای سوخته و نسوخته با یکدیگر یکسان نیست. مدل‌های گوناگون انتقال حرارت برای یک موتور اشتعال جرقه‌ای با استفاده از یک مدل دو ناحیه‌ای برای شبیه‌سازی احتراق استفاده شد، که نتایج نشان می‌دهد مدل هوهنبرگ مناسب‌ترین مدل برای شبیه‌سازی انتقال حرارت موتور اشتعال جرقه‌ای می‌باشد. مدل وشنی به علت استفاده از ضرایب ثابتی که در هر مرحله کاری تغییر می‌کند در محاسبه ضریب انتقال حرارت دچار عدم پیوستگی می‌شود که این عدم پیوستگی در اثر ضرب شدن ضرایب ثابت در بازه زمانی که بسیار کوچک است تأثیر قابل ملاحظه‌ای در میزان انتقال حرارت نمی‌گذارد.

مدل ایچلبرگ نیز مدل مفیدی است که به جز در مرحله تراکم نتایج

- [9] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, 0148-7191, SAE Technical paper, 1967.
- [10] C. Caillol, G. Berardi, G. Brecq, M. Ramspacher, P. Meunier, A simulation tool for evaluating gas composition effects on engine performance, in: International gas research conference, Vancouver, 2004, pp. 1-19.
- [11] O. Jahanian, M. Namar, Defining Start and Duration of Combustion in HCCI Engines using Mean-Value Method for Control Applications, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, (2017)- in Persian
- [12] M. Razmara, M. Bidarvatan, M. Shahbakhti, R. Robinett, Optimal exergy-based control of internal combustion engines, Applied Energy, 183 (2016) 1389-1403.
- [13] P. Nemati, S. Jafarmadar, H. Taghavifar, Exergy analysis of biodiesel combustion in a direct injection compression ignition (CI) engine using quasi-dimensional multi-zone model, Energy, 115 (2016) 528-538.
- [14] P. Bridjesh, G. Arunkumar, Energy and Exergy Analysis of Diesel Engine by Varying Compression Ratio, International Journal of Chemical Sciences, 13(2) (2015).
- [15] O. Balli, Advanced exergy analyses of an aircraft turboprop engine (TPE), Energy, 124 (2017) 599-612.
- [16] Y. Li, J. Ming, Y. Chang, S.L. Kokjohn, R.D. Reitz, Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, Applied Energy, 180 (2016) 849-858.
- [17] B. Dogan, D. Erol, H. Yaman, E. Kodanli, The effect of ethanol-gasoline blends on performance and exhaust emissions of a spark ignition engine through exergy analysis, Applied Thermal Engineering, 120 (2017) 433-443.
- [18] H. Feng, D. Liu, X. Yang, M. An, W. Zhang, W. Zhang, Availability analysis of using iso-octane/n-butanol blends in spark-ignition engines, Renewable Energy, 96 (2016) 281-294.
- [19] G. Irvin, Y. Richard, Combustion, California: Academic Press, 2008.
- [20] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-hill New York, 1988.
- [21] E. Ollivier, Contribution to the characterization of heat transfer in spark ignition engines, Application to knock detection, Ph. D. thesis, ENSTIM de Nantes, France, 2006.
- [22] J. Chang, O. Güralp, Z. Filipi, D.N. Assanis, T.-W. Kuo, P. Najt, R. Rask, New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, 0148-7191, SAE

ρ چگالی، kg/m^3
زاویه میل لنگ، deg
بازه‌ی احتراق، deg

زیرنویس

f سیال
 i شمارنده
 m متوسط
 c سیلندر
 l لحظه بسته شدن سوپاپ هوا
 0 شرایط اولیه (مرجع)
 wi دیواره
 d جابه‌جایی

بالانویس

* شرایط مرجع

مراجع

- [1] A. Nemati, H. Nami, M. Yari, S. F. Ranjbar, Energy and exergy analysis of a two-stage thermoelectric used for heating and cooling, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, (2017)- in Persian
- [2] S. Soylu, J. Van Gerpen, Development of empirically based burning rate sub-models for a natural gas engine, Energy Conversion and Management, 45(4) (2004) 467-481.
- [3] S. Farahat, M. M. Naserian, F. Sarhadi, Performance optimization of an irreversible Brayton cycle, and proposing new definitions for 2nd law efficiency and exergy, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, (2017)- in Persian
- [4] P. Guibert, Engine cycle modeling—spark ignition engines, Technique de l'ingénieur BM, 2511 (2005) 1-28.
- [5] A. Franco, L. Martorano, Evaluations on the heat transfer in the small two-stroke engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1998.
- [6] L. Eriksson, I. Andersson, An Analytic Model for Cylinder Pressure in a Four Stroke SI Engine, in, SAE International, 2002.
- [7] A. Ibrahim, S. Bari, Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model, Fuel, 87(10) (2008) 1824-1834.
- [8] A. Ibrahim, S. Bari, A comparison between EGR and lean-burn strategies employed in a natural gas SI engine using a two-zone combustion model, Energy Conversion and Management, 50(12) (2009) 3129-3139.

- 13(1) (1987) 1-46.
- [28] M.S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout, Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines, *Applied Thermal Engineering*, 31(2) (2011) 319-328.
- [29] I. Sezer, I. Altin, A. Bilgin, Exergetic Analysis of Using Oxygenated Fuels in Spark-Ignition (SI) Engines, *Energy & Fuels*, 23 (2009) 1801-1807.
- [30] K. Wark, *Advanced Thermodynamics for Engineers*, New York: McGraw-Hill, 1994.
- [31] P. Shayler, S. May, T. Ma, The determination of heat transfer from the combustion chambers of SI engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1993.
- Technical Paper, 2004.
- [23] G. Eichelberg, Some new investigations on old combustion engine problems, *Engineering*, 148 (1939) 547-550.
- [24] W. Annand, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177(1) (1963) 973-996.
- [25] G. Sitkei, G. Ramanaiah, A rational approach for calculation of heat transfer in diesel engines, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1972.
- [26] G.F. Hohenberg, Advanced approaches for heat transfer calculations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1979.
- [27] G. Borman, K. Nishiwaki, Internal-combustion engine heat transfer, *Progress in energy and combustion science*,

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

E. Baniasadi, H. Abbasi-Varzaneh, Energy and Exergy Analyses of the Performance of a Spark Ignition Engine Using Two-Zone Combustion Model, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 51(4) (2019) 1-12.

DOI:



UNCORRECTED PROOF