

بررسی تأثیر بازگشت گازهای خروجی به داخل محفظه‌ی احتراق بر عملکرد موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن

مهدی طالعی* (دانشجوی دکتری)

صمد جعفرمدار (استاد)

شهرام خلیل آریا (استاد)

مهدی منصوری (دانشجوی دکتری)

دانشکده‌ی فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۵)
دوره‌ی ۲-۳، شماره‌ی ۲، ص. ۱۳-۱۹

در کار حاضر از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی^۱ به منظور تجزیه و تحلیل عملکرد موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن (HCCI)^۲ استفاده شده است. در راستای اعتبار بخشی این مدل، از نتایج تجربی حاصل از موتور نمونه‌ی Dutuz با سوخت متان و تزریق سوخت ثانویه‌ی دیزل به داخل سیلندر در 27°CAD استفاده شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که تطبیق قابل قبولی بین مدل و نتایج تجربی وجود دارد. نتایج تحقیقات حاکی از آن است که با افزایش میزان گازهای برگشتی به داخل سیلندر، فشار و متوسط دمای داخل سیلندر کاهش می‌یابد. با افزایش EGR^۳ نیز میزان تولید NO_x کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش درصد EGR میزان دوده‌ی تولید شده افزایش می‌یابد که این عملکرد ناشی از تولید احتراق ناقص است. افزایش EGR موجب کاهش میزان تولید CO_2 شده و در همین راستا با افزایش درصد EGR میزان CO افزایش می‌یابد. در ادامه تغییرات دما، NO_x تولیدی، و اکسیژن شرکت‌کننده در واکنش‌های داخل سیلندر نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

talei_mehdi@yahoo.com
s.jafarimadar@urmia.ac.ir
sh.khalilarya@urmia.ac.ir
mehdimansury@yahoo.com

واژگان کلیدی: اشتعال تراکمی سوخت همگن، EGR، فشار سیلندر، تأخیر در اشتعال.

۱. مقدمه

گونه‌های شیمیایی بیشتر مشهود است. در خصوص هر دو روش یاد شده مطالعات گسترده‌ی انجام شده است.^[۴،۵] روش اول با تکیه بر به دام انداختن مقداری از گازهای خروجی با سازوکار بسته شدن زود هنگام سوپاپ خروجی عمل می‌کند، در حالی که در روش دوم گازهای خروجی در نقطه‌ی مرگ بالا تماماً از محفظه‌ی احتراق خارج می‌شود. اما در ادامه مقداری از این گازهای خروجی از طریق یک لوله‌ی ثانویه به راهگاه ورودی منتقل، و در طول مرحله‌ی مکش همراه با مخلوط تازه وارد محفظه‌ی احتراق می‌شود.

تحقیقات نشان می‌دهد که استفاده از EGR نیاز به پیش‌گرمایش هوای ورودی را حذف می‌کند و افزایش میزان گازهای داغ حاصل از احتراق در داخل سیلندر موجب ایجاد خوداشتعالی زود هنگام می‌شود. برخی از محققین با انسداد گلوگاه راهگاه خروجی و با افزایش فشار در پشت سوپاپ خروجی سازوکار EGR را عملیاتی می‌سازند.^[۷]

با تمام تحقیقات صورت گرفته روی موتورهای CI و SI، به نظر می‌رسد این موتورها با شرایط ایده‌آل کارکرد موتور احتراق داخلی فاصله‌ی زیادی دارند. لذا محققین

امروزه تمامی صنایع با محدودیت‌های شدید زیست‌محیطی مواجه‌اند. صنایع مولد موتورهای احتراق داخلی نیز از این امر مستثنی نیستند و لذا همواره به دنبال روش‌هایی برای افزایش کارایی و کاهش آلاینده‌های تولیدی هستند. بازگشت گازهای خروجی حاصل از احتراق (EGR) یکی از روش‌هایی است که مورد توجه مهندسی و محققین قرار گرفته است. محققین با بررسی تأثیر EGR بر موتورهای احتراق متراکم (CI)^۴ و موتورهای احتراق جرقه‌یی SI^۵ به نتایج قابل توجهی دست یافته‌اند.^[۴-۱] روش ایجاد EGR با دو روش متفاوت امکان پذیر است:

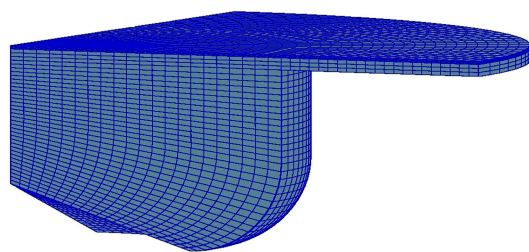
۱. به دام انداختن گازهای خروجی از محفظه‌ی احتراق به وسیله‌ی تغییرات زمان بندی سوپاپ خروجی.

۲. بازگرداندن گازهای خروجی از آگروز به داخل سیلندر.

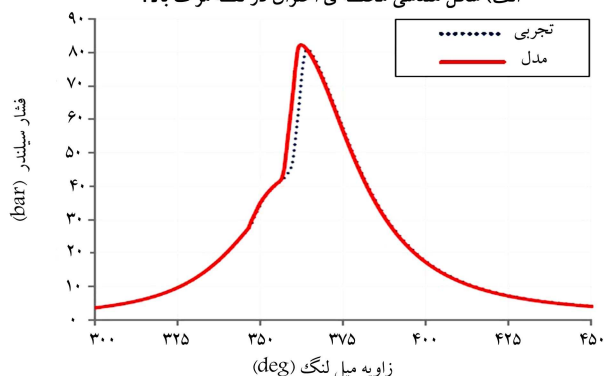
البته نتایج حاصل از دو روش فوق شاید متفاوت باشد که این تفاوت در دما و

* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۷/۲۳، اصلاحیه ۱۳۹۴/۶/۱۰، پذیرش ۱۳۹۴/۶/۱۰.



الف) شکل هندسی محفظه ی احتراق در نقطه مرگ بالا؛



ب) استقلال از شبکه مدل شبیه سازی شده.

شکل ۱. نمایی از مش و بررسی استقلال از شبکه.

دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) از موتور دیزلی Deutz استفاده شده است. هدف از این کار بررسی راه‌های ارتقاء کیفیت عملکرد موتور احتراق تراکمی Deutz است. مدل به کار رفته در این کار همانند مدل مورد استفاده در مطالعات دیگر محققین^[۱۸] پیش‌بینی مناسبی از شرایط حاکم بر احتراق HCCI ارائه می‌دهد. در این کار برای اولین بار تأثیر EGR بر عملکرد موتور Deutz با احتراق HCCI سوخت متان همراه با تزریق مستقیم سوخت ثانویه ی دیزل به داخل سیلندر، مطالعه شده است.^[۱۸] برای تبدیل عملکرد موتور دیزلی به یک موتور HCCI ابتدا این موتور در محیط ANSYS طراحی شده و سپس متحرک‌سازی آن به‌وسیله ی ابزار Workflow manager در AVLFire صورت گرفته است. البته در طول فرایند شبیه‌سازی، مدل به‌صورت موتور HCCI طراحی می‌شود، به این نحو که سوخت متان (CH₄) به‌صورت پیش‌اختلاط از سوپاپ ورودی وارد محفظه ی احتراق می‌شود. تحقیقات پیش‌رو بر یک چرخه ی بسته صورت می‌گیرد که در آن سوپاپ ورودی در ۱۱۰° ATDC^۸ بسته می‌شود. از زاویه ی ۲۷۰° CAD تا زاویه ی ۲۸۰° CAD مقدار ۱/۶۲ mg سوخت دیزل به‌وسیله ی یک نازل چهارسوراخه به داخل محفظه ی احتراق تزریق می‌شود. البته در ابتدای فرایند مقداری از گازهای خروجی با توجه به درصد EGR به داخل محفظه ی احتراق هدایت می‌شود. در شکل ۱ الف نمایی از محفظه ی احتراق در نقطه ی مرگ بالا نشان داده شده است؛ در شکل ۱ ب نیز استقلال از شبکه ی مدل شبیه‌سازی شده به‌وسیله ی تغییرات فشار داخل محفظه ی احتراق در تابعی از زاویه میل‌لنگ ارائه شده است.

۳. شرایط حاکم

تجزیه و تحلیل قانون اول توسط یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی انجام گرفته و محفظه ی احتراق موتور HCCI به‌عنوان یک منطقه ی ترمودینامیکی با فرض شرایط ترمودینامیکی یکنواخت در نظر گرفته شده است. فرض بر این است که تمامی گونه‌ها

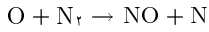
روش جایگزینی برای احتراق موتورهای احتراق داخلی با عنوان «موتور احتراق تراکمی سوخت همگن (HCCI)» معرفی کرده‌اند. تحقیقات فراوان انجام شده درخصوص مقایسه ی عملکرد موتورهای HCCI با موتورهای CI و SI در شرایط کاری مختلف نشان‌گر عملکرد مناسب موتورهای HCCI نسبت به دو روش CI و SI است.^[۹،۸] محققین ثابت کردند که با اعمال تغییرات در نرخ EGR می‌توان احتراق HCCI را کنترل کرد.^[۱۰] انجام تحقیقات بیشتر محققین را به این نتیجه رهنمون ساخت که EGR آثار حرارتی و شیمیایی گوناگونی در احتراق HCCI و گونه‌های فعال در گازهای خروجی از آگزوز ایجاد می‌کند که می‌تواند به بهبود فرایند HCCI کمک کند.^[۱۱] با این حال، نتایج متفاوتی از روش‌های مختلف EGR برای زمان احتراق، فشار مؤثر متوسط (IMEP)،^۶ بازده احتراق و بازده ناخالص به دست می‌آید.^[۱۲] در روش EGR گازهای خروجی از لوله ی آگزوز گرفته شده و به‌وسیله ی یک لوله ی ثانویه دوباره به مجرای ورودی تزریق و با هوای تازه مخلوط می‌شود. این لوله ی ثانویه مجهز به عایق حرارتی است تا در طول مسیر گازهای داغ حرارت خود را از دست ندهند؛ زیرا کاهش دمای گازهای برگشتی موجب می‌شود که سیستم EGR تأثیری جز رقیق‌سازی مخلوط نداشته باشد. با بررسی و عکس‌برداری از تأثیرات سیستم EGR بر احتراق HCCI، مشخص شد که احتراق در این شرایط در نزدیکی مرکز محفظه ی احتراق و در مرز بین گازهای داغ آگزوز و مخلوط تازه ورودی صورت می‌گیرد.^[۱۳]

در موتورهای بدون سیستم EGR، رشد یون‌های واکنش‌دهنده با افزایش دمای سیلندر به‌شدت افزایش می‌یابد. در موتورهای HCCI نیز رشد یون‌ها ضعیف است. بازگشت گازهای خروجی آگزوز با وجود درجه‌حرارت پایین در فرایند HCCI به‌طور قابل توجهی باعث افزایش رشد یون‌ها می‌شود، به‌خصوص در درصدهای بالای EGR این افزایش بسیار مشهود است. نتایج حاصل از تحقیقاتی که شامل تجزیه و تحلیل اثر EGR بر شیمی یونی و شیمی خوداشتعالی است،^[۱۴] درک مناسبی از چگونگی تأثیر EGR بر افزایش تولید یون‌ها ارائه می‌دهد. این تحقیقات نشان می‌دهد که نرخ واکنش یون‌ها تا حد زیادی مستقل از درجه حرارت است و رشد یون‌ها که ناشی از غلظت واکنش‌دهنده‌هاست به‌شدت به درجه حرارت بستگی دارد. اثر EGR را می‌توان تا حد زیادی به افزایش قابل توجه غلظت مولکول‌های CH نسبت داد. غلظت بیشتر مولکول‌های CH نرخ واکنش تولید یون را افزایش می‌دهد. درک بهتر اثرات EGR در غلظت یون کمک می‌کند تا طراحی بهتری برای دستگاه‌های یونی به‌منظور اندازه‌گیری زمان‌بندی احتراق در موتورهای HCCI ارائه شود. محققین با استفاده از یک پمپ هوا برای برگشت گازهای خروجی از آگزوز به داخل سیلندر در یک موتور دیزل، دوده ی خروجی از موتور را به‌طور قابل توجهی کاهش دادند.^[۱۵] آنان همچنین با استفاده از ژنراتور جت هوا شرایط کاهش اکسیدهای نیتروژن و دوده ی خروجی از موتور را بررسی کردند.^[۱۶] در مطالعه ی دیگری^[۱۷] با تزریق گاز فشار بالا مطالعاتی برای کنترل اختلاط در سیلندر یک موتور CI انجام شد. همچنین با استفاده از یک مدل چندمنطقه‌یی پیش‌بینی مناسبی از عملکرد موتور HCCI ارائه شده است.^[۱۸] تأثیر تغییرات میزان لیفت سوپاپ ورودی و خروجی بر عملکرد موتور HCCI بررسی، و با به دام انداختن گازهای خروجی در داخل سیلندر نوعی سیستم EGR ایجاد شده است.^[۱۹]

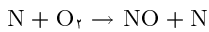
۲. مدل

در مطالعه ی حاضر از نرم‌افزار شبیه‌سازی AVLFire به‌منظور تولید یک مدل

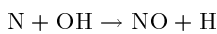
در معادله ۴، S_p سرعت متوسط پیستون است و P_r ، T_r و V_r به ترتیب عبارتند از: دما، فشار و حجم در لحظه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC). همچنین V_d حجم جابه‌جایی است و P_{mot} و φ به ترتیب نشانگر فشار آبی و فشار موتور در لحظه‌ی اشتعال‌اند. C_1 و C_2 نیز مقادیر ثابت‌اند. در این معادلات سازوکار شیمیایی جنبشی با ۱۵۵ گونه و ۶۸۹ واکنش به‌منظور توصیف احتراق گاز متان در نظر گرفته می‌شود. برای پیش‌بینی انتشار NO_x از سازوکار Zeldovich استفاده شده که واکنش‌های بنیادی ۵ را در نظر می‌گیرد.^[۲۲]



$$k_1 = 1.78 \times 10^{14} \exp\left(-3118 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)\right) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s}) \quad (5)$$



$$k_2 = 9.7 \times 10^9 \exp\left(-27 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)\right) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s}) \quad (6)$$

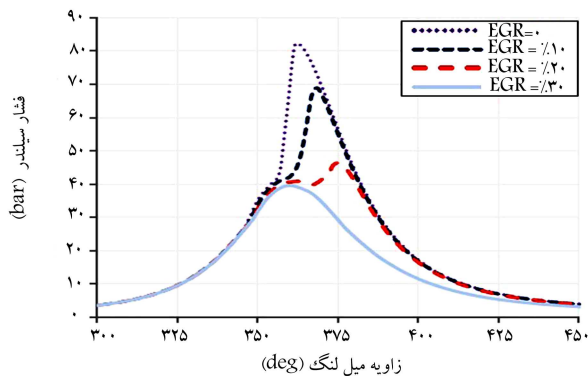


$$k_3 = 2.78 \times 10^{12} \exp\left(-27 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)\right) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s}) \quad (7)$$

۴. نتایج و بحث

تحقیقات نشان داده است که موتورهای HCCI در بارهای کم عملکرد خوبی دارند اما در بارهای بالا، سرعت آزاد شدن گرما منجر به افزایش نوسانات فشار به‌خصوص در مخلوط غنی‌تر سوخت می‌شود، چرا که خوداشتعالی به‌طور همزمان در سراسر محفظه‌ی احتراق رخ می‌دهد. بنابراین، تمام مخلوط در احتراق شرکت می‌کند که این نوع احتراق موجب ظهور پدیده‌ی کوبش می‌شود. در همین راستا می‌توان با بازگشت گازهای خروجی به داخل سیلندر، یا با به دام انداختن این گازها در داخل سیلندر، مخلوط سوخت را رقیق ساخت و با این پدیده مقابله کرد. این روش امکان کنترل احتراق HCCI را برای ما فراهم می‌سازد.^[۲۴،۲۳]

در شکل ۲ تأثیر EGR بر متوسط فشار سیلندر نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود با افزایش میزان EGR بیشینه فشار سیلندر کاهش می‌یابد. این عملکرد ناشی از کاهش اکسیژن شرکت‌کننده در فرایند احتراق است. با افزایش EGR به بیش از ۲۰٪، احتراق ناقص بیشتر نمایان می‌شود و با ادامه‌ی این روند و افزایش EGR به بیش از ۳۰٪، احتمال وقوع پدیده‌ی خفگی به‌شدت افزایش می‌یابد که ممکن است به خاموشی موتور و در نتیجه کاهش شدید توان موتور بیانجامد. لذا



شکل ۲. تأثیر EGR بر فشار محفظه‌ی احتراق.

در ناحیه‌ی ترمودینامیکی را می‌توان به‌عنوان گاز ایده‌آل در نظر گرفت. تبخیر سوخت در قسمت ورودی محفظه‌ی احتراق نادیده گرفته شده و فرض بر این است که کل مخلوط در فاز گاز است. علاوه بر این، برای متوسط دمای دیواره‌های محفظه‌ی احتراق، انتقال حرارت همرفتی بین منطقه و اطراف آن در نظر گرفته شده و برای تعیین نوع از حالت ترمودینامیکی مخلوط استفاده می‌شود. در جدول ۱ مشخصات فیزیکی موتور مورد نظر ارائه شده است.

نرخ تغییرات دمای مخلوط:^[۲۰]

$$\frac{dT}{dt} = \frac{-P \frac{dV}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} - \sum_i \frac{dN_i}{dt} \bar{h}_i + R_u T \sum_i \frac{dN_i}{dt}}{\sum_i N_i c_{p,i} - N_{mix} R_u} \quad (1)$$

که در آن P فشار گاز داخل محفظه‌ی احتراق، N_i و $c_{p,i}$ به ترتیب تعداد مول و گرمای ویژه مولی در فشار ثابت هستند. R_u ثابت جهانی گاز و V حجم سیلندر است، که در هر زاویه‌ی از میل‌لنگ با توجه به هندسه‌ی موتور محاسبه می‌شود. Q'_w حرارت مبادله شده بین گاز و دیواره‌های سیلندر در واحد زمان است.^[۲۱] معادله‌ی ۲ برای محاسبه‌ی حرارت مبادله‌شده کاربرد دارد:

$$Q'_w(t) = -h_c(t) A_s (T_g - T_w) \quad (2)$$

در رابطه‌ی انتقال حرارت (رابطه‌ی ۲) از ضریب تصحیح Woschni که مخصوص موتورهای HCCI است استفاده شده است. در این معادله A_s مساحت سطح سیلندر، T_g و T_w به ترتیب متوسط دمای گاز و متوسط دمای دیواره، و h_c نیز ضریب انتقال حرارت همرفتی است. در این معادله برای ادامه‌ی محاسبات، مقدار h_c مورد نیاز است؛ لذا رابطه‌ی ۳ برای محاسبه‌ی آن اعمال می‌شود.

-- ضریب انتقال حرارت:

$$h_c(t) = \alpha_{scaling} L(t)^{0.7} P(t)^{0.7} T(t)^{0.7} \omega(t)^{0.7} \quad (3)$$

در معادله‌ی ۳، L ارتفاع آبی سیلندر، T و P به ترتیب دمای گاز و فشار گاز، ω سرعت زاویه‌ی گاز، و $\alpha_{scaling}$ عامل پوسته پوسته شدن موتور با هندسه‌های مختلف است. همه‌ی پارامترهای ذخیر در معادله‌ی ۳ به‌صورت تجربی محاسبه می‌شود ولی برای محاسبه‌ی ω از معادله‌ی ۴ استفاده می‌شود.

-- سرعت زاویه‌ی گاز داخل سیلندر:

$$\omega(t) = C_1 S_p + \frac{C_2 V_d T_r}{P_r V_r} (p - P_{mot}) \quad (4)$$

جدول ۱. مشخصات موتور Deutz.

F6L912Q	مدل
چهار زمانه، خنک کاری با هوا	نوع
۶ سیلندر خطی	تعداد سیلندر
100×120 (mm)	طول کورس × قطر سیلندر
۵٫۶۵ لیتر	حجم جابه‌جایی
۱۷	نسبت هم‌ارزی
شکل ω	تاج پیستون
۸۸ kW	(در 2800 rpm) بیشینه توان
۳۴۵ (N/m)	(در 1600 rpm) بیشینه گشتاور
۴	تعداد سوراخ نازل
۲۸۵ (mm)	قطر سوراخ‌های نازل

شیب کمتری به صفر نزدیک می‌شود. علت آن است که در حالت $EGR = 3\%$ ، فرایند بدون احتراق است و لذا مقداری از سوخت نسوخته در مراحل پایانی فرایند در اثر حرارت موجود به‌آرامی می‌سوزد و مقدار کمی حرارت آزاد می‌کند. با توجه به این شکل با افزایش درصد EGR مدت زمان احتراق افزایش می‌یابد و بنابراین حرارت بیشتری آزاد می‌شود؛ به عبارت دیگر مساحت زیر نمودار افزایش می‌یابد. چون حرارت آزاد شده در چرخه‌ی بسته‌ی مورد نظر از بین نمی‌رود لذا کل حرارت آزاد شده در سیستم ذخیره می‌شود.

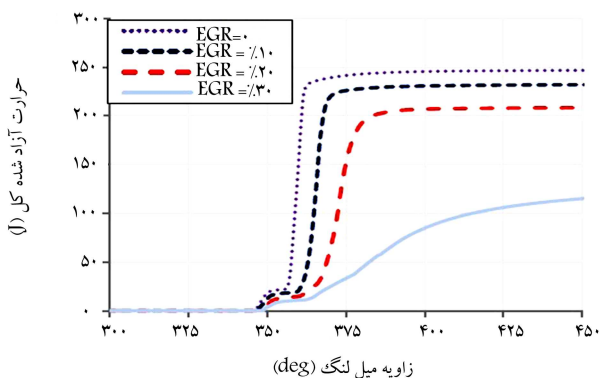
بررسی شکل ۵ نشان می‌دهد که حرارت آزاد شده‌ی کل در حالات دارای احتراق، مابین $J. 200$ الی $J. 250$ است که در مقایسه با نرخ آزادسازی حرارت از اختلاف کمتری برخوردار است. این عملکرد ناشی از مدت زمان احتراق است. با توجه به این شکل، در نقطه‌ی که شیب منحنی صفر می‌شود احتراق متوقف می‌شود اما مشاهده می‌شود که شیب نمودار در حالت $EGR = 3\%$ همواره مثبت است که ناشی از سوختن آرام سوخت‌های نسوخته و در نتیجه آزادسازی حرارت است.

چنان که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، با افزایش درصد EGR میزان تولید آلانده‌ی NO_x به شدت کاهش می‌یابد. این عملکرد ناشی از کاهش دمای احتراق در اثر شرکت گازهای برگشتی خروجی در فرایند احتراق است و با توجه به این که پیوند شیمیایی اکسیژن (O) و نیتروژن (N) در دماهای بالا رخ می‌دهد، کاهش دما مانع از تولید NO_x می‌شود. بنابراین سیستم EGR می‌تواند نقش مؤثری در کاهش آلانده‌ی NO_x داشته باشد. تولید NO_x متناسب با نرخ آزادسازی حرارت افزایش می‌یابد و با اتمام احتراق، NO_x تولید شده از بین نرفته و در سیستم ذخیره می‌شود. در حالت $EGR = 3\%$ به دلیل نبود احتراق و نبود دمای بالا میزان NO_x تقریباً صفر است.

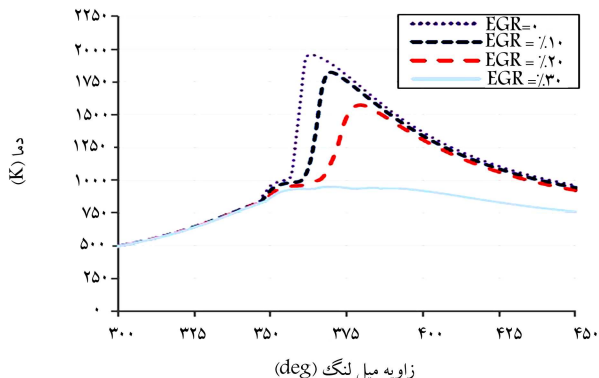
اعمال EGR در یک محدوده‌ی معین قابل قبول خواهد بود که در صورت خروج از این محدوده موتور کارایی لازم را نخواهد داشت. با افزایش درصد EGR تمرکز فشار پیک در نقطه‌ی مرگ بالا کاهش می‌یابد که متأثر از تأخیر در خوداشتعالی است. از آنجا که دما و فشار رابطه‌ی مستقیمی با هم دارند (شکل‌های ۲ و ۳)، کاهش فشار به کاهش متوسط دمای سیلندر می‌انجامد. این امر به دلیل احتراق ناقص ناشی از شرکت گازهای خروجی در احتراق HCCI است. با ایجاد احتراق ناقص بخشی از مخلوط هوا/سوخت بدون شرکت در فرایند احتراق و در نتیجه بدون تولید انرژی گرمایی از سیلندر خارج می‌شود.

از آنجا که ایجاد رادیکال‌های آزاد و انتشار آنها نقش مهمی در فرایند خوداشتعالی مخلوط هوا/سوخت در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن ایفا می‌کند، و نیز با توجه به این که سرعت انجام واکنش‌هایی که این رادیکال‌ها را تولید می‌کند به شدت به دما وابسته است و با کاهش دما کاهش چشمگیری می‌یابد، افزایش EGR با کاهش دما موجب تأخیر در خوداشتعالی می‌شود.

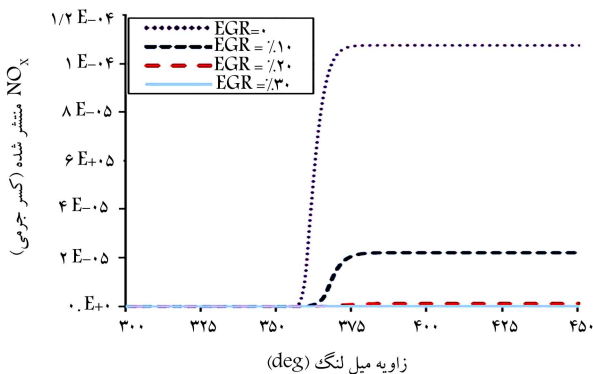
با توجه به شکل ۴ در نزدیکی $10^\circ BTDC$ نرخ آزادسازی حرارت به میزان چند ژول افزایش می‌یابد و دوباره به صفر نزدیک می‌شود. در همین خصوص با توجه به دو شکل ۲ و ۳، دما و فشار نیز در این محدوده با شدت بیشتری افزایش می‌یابد که این عملکرد نشان‌گر وقوع احتراقی ضعیف در این محدوده از فرایند HCCI است. در حالت بدون EGR این احتراق زودتر شروع شده و بیشترین حرارت را نسبت به حالت با EGR تولید می‌کند که نشان‌گر شرایط مناسب‌تر برای احتراق در حالت بدون EGR است. همچنین با توجه به این شکل نرخ آزادسازی حرارت دارای بیشترین مقدار خود در حالت بدون EGR است. مشاهده می‌شود که در مرحله‌ی پس از احتراق، منحنی حالت $EGR = 3\%$ همواره بیشتر از سایر حالات است و با



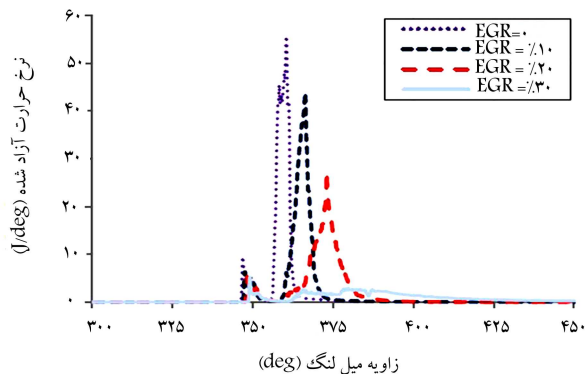
شکل ۵. تأثیر EGR بر حرارت آزاد شده کل.



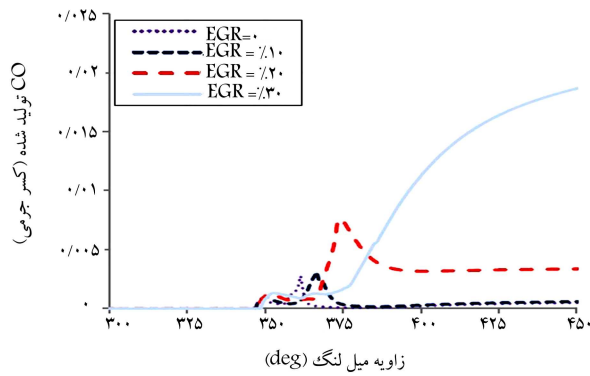
شکل ۳. تأثیر EGR بر متوسط دمای محفظه‌ی احتراق.



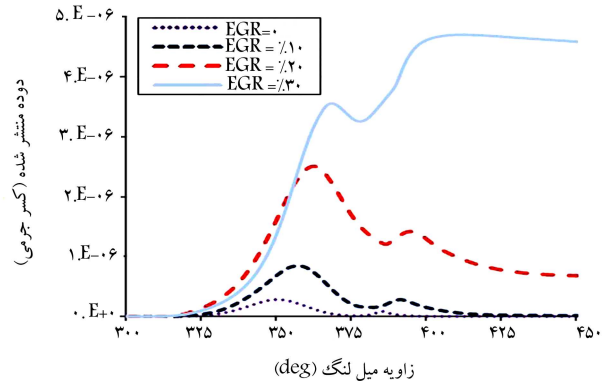
شکل ۶. تأثیر EGR بر تولید NO_x .



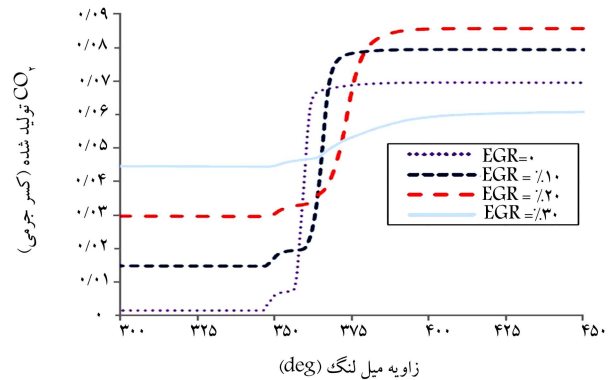
شکل ۴. تأثیر EGR بر نرخ آزادسازی حرارت.



شکل ۹. تأثیر EGR بر تولید CO.



شکل ۷. تأثیر EGR بر تولید دوده.



شکل ۸. تأثیر EGR بر تولید CO₂.

در شکل ۱۰ فضای داخل سیلندر، در درصدهای مختلفی از EGR نشان داده شده است. در این شکل تأثیر EGR به ترتیب از سمت چپ بر دمای محفظه احتراق، تولید آلایندگی NO_x، تولید دوده و توربولانس مورد بررسی قرار می‌گیرد. محیط داخل سیلندر در موقعیت ۱۰ درجه بعد از نقطه‌ی مرگ بالا (ATDC ۱۰) مورد بررسی قرار گرفته است. ستون مربوط به تغییرات دمایی نشان می‌دهد که متوسط دمای محفظه احتراق با افزایش درصد EGR افت می‌کند. با توجه به این شکل مشخص می‌شود که بیشترین تمرکز دمایی در تمامی حالت، در فضای بالای سیلندر و در نزدیکی دیواره صورت می‌گیرد.

ستون مربوط به تولید آلایندگی NO_x نشان می‌دهد که با افزایش درصد EGR میزان NO_x تولیدی کاهش می‌یابد. با توجه به توضیحات ارائه شده برای تغییرات دمایی، پیش‌بینی می‌شود که تولید این آلایندگی در فضای بالای سیلندر و در نزدیکی دیواره صورت گیرد، زیرا تمرکز دمایی در این ناحیه صورت می‌گیرد و چون NO_x در دماهای بالا تولید می‌شود لذا این عملکرد طبیعی به نظر می‌رسد.

ستون مربوط به تولید O₂ نشان می‌دهد که با افزایش درصد EGR میزان اکسیژن موجود در سیلندر کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل، میزان اکسیژن در فضای بالای سیلندر و در نزدیکی دیواره کم‌ترین مقدار خود را دارد و با افزایش درصد EGR میزان این گونه در ناحیه‌ی مورد نظر تقریباً صفر می‌شود. وقوع این پدیده به دلیل تمرکز دمایی بالا در این ناحیه است.

ستون مربوط به انرژی جنبشی توربولانس نشان می‌دهد که با افزایش درصد EGR تمرکز این انرژی کاهش می‌یابد. این عملکرد ناشی از کاهش دما بر اثر افزایش میزان گازهای برگشتی است.

۵. نتیجه‌گیری

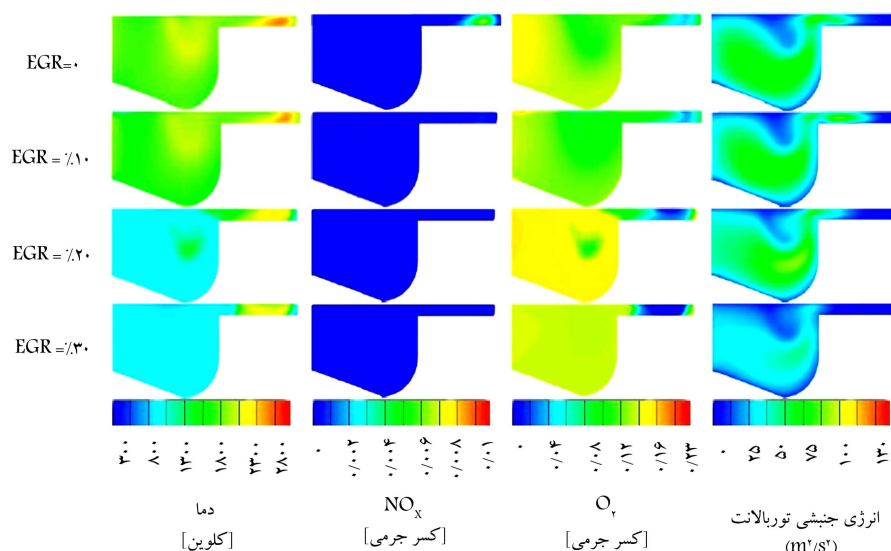
هدف از این مطالعه بررسی تأثیر بازگشت گازهای خروجی حاصل از احتراق به داخل سیلندر به منظور کنترل احتراق HCCI در موتور مبدل Deutz و افزایش کارایی این نوع موتور است.

- بررسی‌ها نشان می‌دهد که با افزایش میزان EGR بیشینه فشار سیلندر کاهش پیدا می‌کند. با عبور درصد EGR از یک محدوده‌ی خاص احتراق ناقص بیشتر نمایان می‌شود و با ادامه‌ی این روند و عبور از این محدوده احتمال وقوع پدیده‌ی خفگی به شدت افزایش می‌یابد. لذا اعمال EGR در محدوده‌ی معین قابل قبول خواهد بود.

در شکل ۷ میزان تولید دوده در درصدهای مختلف EGR نشان داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود با افزایش درصد EGR میزان دوده‌ی تولیدشده افزایش می‌یابد و این به دلیل تولید احتراق ناقص بر اثر شرکت گازهای خروجی از موتور در فرایند احتراق است. با توجه به شکل ۷ بیشترین مقدار دوده در موقعیتی دور از نقطه‌ی مرگ بالا و زمان احتراق، در محدوده‌ی BTDC ۱۲۰ تولید می‌شود که بیانگر احتراق ناقص سوخت در این محدوده است. در حالت EGR = ۳۰٪ چون سوخت نسوخته تا پایان فرایند به صورت ناقص می‌سوزد، همواره تولید دوده وجود دارد و میزان آن افزایش می‌یابد.

در شکل ۸ میزان تولید CO₂ در درصدهای مختلف EGR نشان داده شده است. با توجه به این شکل مشخص می‌شود که با افزایش EGR میزان تولید CO₂ کاهش می‌یابد چرا که با افزایش میزان گازهای برگشتی، مخلوط هوا/سوخت کم‌تری به سیلندر می‌رسد. بنابراین با کمبود اکسیژن، O₂ در واکنش‌های شیمیایی قوی‌تر شرکت می‌کند. به عبارت دیگر تشکیل CO₂ برای مولکول‌های اکسیژن در اولویت‌های بعدی قرار دارد و از همین رو میزان تولید این آلایندگی کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش درصد EGR میزان CO₂ ورودی به داخل سیلندر در ابتدای فرایند افزایش می‌یابد که این پدیده با توجه به ماهیت سیستم EGR طبیعی به نظر می‌رسد.

در شکل ۹ میزان تولید CO در درصدهای مختلف EGR نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش درصد EGR میزان CO افزایش می‌یابد. با توجه به توضیحات قبل می‌توان گفت اکسیژن موجود با مولکول‌های کربن واکنش داده و چون به دلیل شرکت گازهای خروجی در فرایند احتراق HCCI کمبود مولکول اکسیژن وجود دارد، لذا مولکول‌های کربن صرفاً با یک مولکول اکسیژن واکنش می‌دهند که این عملکرد موجب افزایش شدید آلایندگی CO در خروجی موتور می‌شود.



شکل ۱۰. ویژگی دما، NO_x تولیدی، اکسیژن شرکت کننده و انرژی جنبشی توربولانس در فضای داخل سیلندر در موقعیت 10° درجه پس از نقطه‌ی مرگ بالا (10°ATDC).

- افزایش میزان EGR همچنین باعث کاهش دمای سیلندر می‌شود. با ایجاد احتراق ناقص بخشی از مخلوط هوا/سوخت بدون شرکت در فرایند احتراق و در نتیجه بدون تولید انرژی گرمایی از سیلندر خارج می‌شود. افزایش میزان EGR موجب کاهش مقدار حرارت آزاد شده می‌شود که ناشی از احتراق ناقص است؛ ولی حتی با ظاهر شدن پدیده‌ی خفگی -- به دلیل افزایش دما بر اثر افزایش تراکم -- همچنان حرارت آزاد شده سیر صعودی طی می‌کند. در نتیجه حتی در صورت عدم وجود احتراق، حرارت آزاد خواهد شد. قابل ذکر است بیشترین نرخ حرارت آزاد شده در حالت بدون EGR است.
- نرخ حرارت آزاد شده در درصد‌های مختلف از EGR نشان می‌دهد که احتراق در زمان‌های متفاوتی روی می‌دهد. با افزایش درصد EGR میزان آلاینده‌ی NO_x خروجی از سیلندر به شدت کاهش می‌یابد. بنابراین سیستم EGR می‌تواند اثر مطلوبی بر کاهش آلاینده‌ی NO_x داشته باشد.
- با افزایش درصد EGR و به دلیل تولید احتراق ناقص، میزان دوده‌ی تولید شده افزایش می‌یابد.
- افزایش EGR موجب کاهش میزان تولید CO_2 می‌شود؛ همچنین با افزایش درصد EGR میزان CO افزایش می‌یابد.

پانوشتها

1. computational fluid dynamic (CFD)
2. homogeneous charge compression ignition (HCCI)
3. exhaust gas recirculation (EGR)
4. compression ignition (CI)
5. spark ignition (SI)
6. indicated mean effective pressure (IMEP)
7. before top dead center (BTDC)
8. after top dead center (ATDC)
9. crank angle degree (CAD)

منابع (References)

1. Sher, E. and Bar-Kohany, T. "Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrot-

led SI engine-a theoretical study", *Energy*, **27**, pp. 757-75 (2002).

2. Iwazaki, K., Amagai, K. and Arai, M. "Improvement of fuel economy of an indirect injection (IDI) diesel engine with two-stage injection", *Energy*, **30**, pp. 447-59 (2005).
3. Papagiannakis, R.G. and Hountalas, D.T. "Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas", *Energy Convers Manage*, **45**, pp. 297-187 (2004).
4. Mardi Kolue, M., Khalilarya, Sh. and Nemati, A. "A numerical investigation on the influence of EGR in a super charged SI engine fueled with gasoline and alternative fuels", *Energy Conversion and Management*, **83**, pp. 260-269 (2014).
5. Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H. and Chen, Y. "Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and exter-

- nal exhaust gas recirculation (EGR)", *Energy* **31**, pp. 2665-2676 (2006).
6. Zhao, H., Peng, Z., Williams, J. and Ladommatos, N. "Understanding the effects of recycled burnt gases on the controlled autoignition (CAI) combustion in four-Stroke Gasoline Engines", SAE Technical Paper 2001-01-3607 (2001).
 7. Harada, A. Shimazaki, N. Sasaki, S. Miyamoto, T. Akagawa, H. and Tsujimura, K. "The effects of mixture formation on premixed lean diesel combustion engine", SAE Technical Paper 980533 (1998).
 8. Junjun, M., Xingcai, L., Libin, J. and Zhen, H. "An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel", *International Journal of Thermal Sciences*, **47**, pp. 1235-1242 (2008).
 9. Canakci, M. "Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures", *Fuel*, **96**(1), pp. 546-555 (2012).
 10. Olsson, J.-O., Tunestål, P., Ulfvik, J. and Johansson, B. "The effect of cooled EGR on emissions and performance of a turbocharged HCCI engine", Society of Automotive Engineers, Inc. 2003-01-0743 (2003).
 11. Richter, M., Engström, J., Franke, A., Aldén, M., Hultqvist, A. and Johansson, B. "The influence of charge inhomogeneity on the HCCI combustion process", SAE Technical Paper 2000-01-2868 (2000).
 12. Urushihara, T., Hiraya, K., Kakuhou, A. and Itoh, T. "Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation", SAE Technical Paper 2003-01-0749 (2003).
 13. Aroonsrisopon, T., Werner, P., Waldman, J.O., Sohm, V., Foster, D.E. Morikawa, T. and Iida, M. "Expanding the HCCI operation with the charge stratification", SAE Technical Paper 2004-01-1756 (2004).
 14. Mehresh, P., Dibble, R. and Flowers, D. "EGR effect on Ion signal in HCCI engines", SAE Technical Paper 2005-01-2126, doi: 10.4271/2005-01-2126 (2005).
 15. Kawazoe, H., Nagano, S., and Ohsawa, K. "Reduction of soot emission by air-jet turbulence generator with cam in a diesel engine", *JSAE Review*, **12**(3), pp. 69-72 (1991).
 16. Nagano, S., Kawazoe, H. and Ohsawa, K. "Reduction of soot emission by air-jet turbulence in a DI diesel engine", SAE Paper 912353 (1991).
 17. Choi, C.Y. and Foster, D.E. "In cylinder augmented mixing through controlled gaseous jet injection", SAE Technical Paper 952358 (1995).
 18. Neshat, E. and Khoshbakhti Saray, R. "Effect of different heat transfer models on HCCI engine simulation", *Energy Conversion and Management*, **88**, pp. 1-14 (2014).
 19. Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H. and Topgul, T. "Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine", *Energy Conversion and Management*, **94** pp. 159-168 (2015).
 20. Kirchen, P., Shahbakhti, M. and Koch, C.R. "A skeletal kinetic mechanism for PRF combustion in HCCI engines", *Journal of Combustion Science and Technology*, **179**(6), pp. 1059-1083 (2007).
 21. Merker, G.P. Schwarz, C. Stiesch, G. and Otto, F., *Simulating Combustion: Simulation of Combustion and Pollutant Formation for Engine-Development*, Springer, Heidelberg, Germany (2006).
 22. Zeldovich, Y.B., Sadochnikov, P.Y. and Frank-Kamenetskii, D.A., *Oxidation of Nitrogen in Combustion*, Shelef M, Trans., Moscow-Leningrad: Academy of Sciences of USSR, Institute of, Chemical Physics (1947).
 23. Dec, J. "Computational study of the effect of low fuel loading EGR on heat releaserates and combustion limits in HCCI engines", SAE Technical Paper 2002-01-1309 (2002).
 24. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill (1988).