

تحلیل عددی اثر گاز سنتزی بر احتراق گاز طبیعی در یک موتور اشتعال تراکمی همگن

مصطفی رمضاننژاد'، روزبه شفقت'، مصطفی محبی" و امید جهانیان^۴

۱ کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، mustafa10ramzi@gmail.com
 ۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل (نویسنده مخاطب)، rshafaghat@nit.ac.ir
 ۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، ship_design@yahoo.com
 ۴ - استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل (نویسنده مخاطب)، jahanian@nit.ac.ir
 (دریافت: ۱۳۹۴/۱/۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۴/۷/۳، پذیرش: ۹۴/۷/۲۸)

چکیده- موتورهای اشتعال تراکمی همگن، با قابلیت تولید اندک آلایندههای NOx و دوده و انعطاف پذیری بالا در استفاده از سوختهای گوناگون، جایگزین بسیار مناسبی برای موتورهای دیزلی مرسوماند. چالش اصلی در این موتورها کنترل زمان بندی احتراق خودبه خودی است. از طرفی، گاز طبیعی، به عنوان سوختی پاک، همواره مورد توجه محققان بوده است و آزمایش های بسیاری هم در کارهای عددی و هم در کارهای آزمایشگاهی بر روی آن انجام شده است. این سوخت، به دلیل عدد اکتان بالای آن و میل کمی که به احتراق خودبه خودی دارد، نیازمند افزودن ترکیبات کمکی جهت به بود زمان بندی مناسب احتراق است. در این تحقیق، با استفاده از مدل ترمودینامیکی چندناحیه ای و با درنظر گرفتن به بود زمان بندی مناسب احتراق است. در این تحقیق، با استفاده از مدل ترمودینامیکی چندناحیه ای و با درنظر گرفتن توزیع چگالی احتمال برای چینه بندی شرایط اولیه دمایی و گازهای باقی مانده، تأثیر افزودن گاز سنتزی بر زمان آغاز احتراق، توان و بازده موتور و میزان آلاینده های خروجی مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته است. موامل تأثیرگذار می دهند که افزودن گازهای سنتزی می تواند گزینه بسیار مناسبی جهت زمان بندی احتراق و نیز بالاتر رفتن نزی استزی بر زمان آغاز احتراق، توان و بازده موتور و میزان آلاینده های خروجی مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته است. عوامل تأثیر گذار می دهند که افزودن گازهای سنتزی می تواند گزینه بسیار مناسبی جهت زمان بندی احتراق و نیز بالاتر رفتن نرخ می دهند که افزودن گازهای سنتزی می تواند گزینه بسیار مناسبی جهت زمان بندی احتراق و نیز بالاتر رفتن نرخ می دهند که افزودن گازهای سنتزی می تواند گزینه بسیار مناسبی جهت زمان بندی احتراق و نیز بالاتر رفتن نرخ می دهند که افزودن گازهای سنتزی می تواندی و MEP سبب پیش رسی در احتراق و نیز بالاتر رفتن نرخ آزادسازی حرارت می شود که با افزایش نرخ آزادسازی حرارت و بیشینه دما، بازده حرارتی کاهش یافته و تولید NOx

کلیدواژگان: موتورهای اشتعال تراکمی همگن، مدل ترمودینامیکی چندناحیهای، گاز طبیعی، چینهبندی دما، گازهای سنتزی

مقدمه

موتورهای اشتعال تراکمی همگن با این حقیقت توصیف می شوند که سوخت و هوا پیش از شروع احتراق به صورت پیش مخلوط وارد محفظه سیلندر می شوند و احتراق خودبه خودی نتیجه افزایش فشار و دما در مرحله تراکم است. عملکرد این موتورها، ترکیبی از عملکرد موتورهای اشتعال جرقه ای IS و اشتعال تراکمی IC است. مشابه با موتورهای IS مخلوط سوخت و هوا وارد محفظه احتراق شده و در مرحله تراکم، مشابه با موتورهای IC می است. مشابه با موتورهای انتعال جرقه ای IS و اشتعال تراکمی IC است. مشابه با موتورهای IS مخلوط سوخت و هوا وارد محفظه احتراق شده و در مرحله تراکم، مشابه با موتورهای IC، بدون استفاده از هرگونه سیستم جرقه زنی و به صورت خودبه خودی مشتعل می شود [۱]. مزیت این موتور، نسبت به موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، احتراق و دوده می شود. این موتور، نسبت به موتورهای دیزل مرسوم، احتراق همگن در داخل محفظه احتراق است. در موتورهای دیزل مرسوم، به واسطه اشتعال نقطه ای، بیشینه دمای احتراق بسیار بالاست؛ در نتیجه سبب تولید مقادیر بالایی از آلاینده های هرای مرسوم، به واسطه اشتعال نقطه ای، بیشینه دمای پایینتر موتورهای ICH خود نیز می تواند مشکلاتی می الایی از آلاینده های موتور در بار کم، راه اندازی موتور در حالت سرد و افزایش آلاینده هایی نظیر مونواکسیدکربن و هیدروکرد ضعیف موتور در بار کم، راه اندازی موتور در حالت سرد و افزایش آلاینده مولی مونواکسید کربن و هرور کربن ه هرد و کربن های نسوخته را در پی داشته باشد.

نبود سیستم جرقهزنی در این موتورها سبب شده است که فرآیند احتراق وابستگی فراوانی به خواص ترمودینامیکی و شیمیایی مخلوط سوخت و هوا داشته باشد. از اینرو پارامترهای بسیاری نظیر نوع سوخت، ترکیب شیمیایی سوخت، دما و فشار ورودی، توزیع اولیه دما و نسبت همارزی در نواحی مختلف سیلندر، مشخصات هندسی موتور و استفاده از گازهای بازخوران و گازهای سنتزی میتوانند زمان آغاز احتراق را کنترل کنند. در نتیجه آزمایشهای تجربی بسیاری برای دستیابی به راندمان بهینه در مقایسه با تولید آلایندها و معایب کارکردی این موتورها انجام شده و هنوز هم در حال اجرا است.

احتراق HCCI در ابتدا بهعنوان روشی جایگزین برای موتورهای دوزمانه مطرح شد. اولین مطالعات بر روی این نوع از احتراق توسط اونیشی و همکاران در سال ۱۹۷۹ انجام شد[۲]. این نوع جدید از احتراق، که کاملاً برای موتورهای پیستونی مورد قبول واقع شد، احتراق ترمواتمسفری فعال نامگذاری شد که به جایگزینی مناسب برای موتورهای دیزل و جرقهای تبدیل شد. از معایب موتورهای دوزمانه میتوان به مقادیر بالای آلایندگی آن در بارهای پایین و نسبتاً اندک و اثرات کوبش آن در سرعتهای پایین اشاره کرد. بنابراین، اونیشی و همکاران، با به کار گرفتن حالتی از احتراق، با استناد به میزان بالای یکنواختی و افزایش دمای اولیه مخلوط، این نقایص را تبدیل به نقاط قوت کردند. با ایجاد این شرایط، که منجر به اشتعال خودبهخودی مخلوط می شود، آنان توانستند به کاهش چشم گیری در مقادیر آلودگی و بهبود مؤثری در ارزش اقتصادی سوخت دست یابند. اندکی پس از ارائه اونیشی، این روند احتراق توسط شرکت تویوتا[۳] نشان داده شد. نتایج نشان داد که عملکرد موتور HCCI برای موتور دوزمانه در بار جزئی بسیار مناسب است. فرآیند احتراق بسیار هموار و میزان مصرف سوخت و تولید آلودگی بسیار پایین است. در سال ۱۹۸۳، اولین موتور چهارزمانه HCCI آزمایش شد[۴]. آزمایشهایی که بر روی این موتور انجام شد، شامل مخلوطی از سوختهای آروماتیک و پارافینی در محدودهای از سرعت موتور و غنای سوخت متفاوت بود. نتایج نشان داد که احتراق HCCI، در صورتی که تأثیر اثرات فیزیکی نظیر اختلاط و اغتشاش ناچیز فرض شود، بهطور عمده بهوسیله سینتیک شیمیایی کنترل می شود. آزمایش اخیر در سال ۱۹۸۹ توسعه پیدا کرد[۵]. آزمایشهای جدیدی بر روی موتور با استفاده از حالت SI مرسوم در بارهای بالا و HCCI در بارهای جزئی انجام شد. کارایی موتور HCCI با مخلوط کامل سوخت دیزل و بنزین با درصدهای متفاوتی از EGR و نسبت همارزی آزمایش شد. آزمایشها نشان دادند که برای استفاده از سوخت دیزل نسبت تراکم پایین ضروری است[۶]. در غیر این صورت، در مرحله تراکم، خوداشتعالی بسیار زودتر از حد معمول اتفاق میافتد. همچنین، نتایج نشان داد که سوخت دیزل در احتراق HCCI کارکرد مناسبی با درصدهای EGR در محدوده ۰ تا ۵۰ درصد از خود نشان میدهد. در سال ۱۹۹۲، برای اولینبار، فرآیند احتراق HCCI بر روی یک موتور فولکسواگن اجرا و پیادهسازی شد[۷] که بازده بار جزئی اندازه گیریشده از ۱۴ درصد تا ۳۴ درصد متغیر بوده است. در سال ۱۹۹۴، آزمایشهای جدید با سوخت متانول شرایط بسیار پایداری برای یک موتور دوزمانه HCCI فراهم کرد[۸]. استفاده از سوختهای ترکیبی و جایگزین راهکار بسیار مناسبی برای این نوع از موتورها بهشمار میرود که منجر به آزمایشهای نظری و تجربی وسیعی در این زمینه شده است.

سوخت ترکیبی در احتراق تراکمی همگن

استفاده از سوختهای هیدروکربنی متفاوت برای دستیابی به یک احتراق بهینه و مناسب، امری مهم در کنترل زمان شروع احتراق HCCI به شمار می رود. تحقیقات بسیاری تاکنون هم در حوزه عددی و هم در حوزه آزمایشگاهی انجام شده است. این مطالعات را میتوان به دو گروه عمده هیدروکربن ها با تغییر عدد اکتان و افزودن گازهای سنتزی دسته بندی کرد. یاپ و همکاران [۹] در کاری تجربی، در سال ۲۰۰۴، اثرات افزودن هیدروژن بر زمان بندی احتراق گاز طبیعی را بررسی کردند. آن ها پی بردند که احتراق گاز طبیعی نیاز به نسبت تراکم و دمای ورودی بالایی دارد و افزودن هیدروژن به مخلوط ورودی میتواند نیاز به پیش گرمکنی را رفع کند. حسینی و همکاران در سال ۲۰۰۸ [۱۰]، با تغییرات درصد هیدروژن در گاز سنتزی، پایش زمان بندی احتراق و میزان تولید آلاینده NOx احتراق گاز طبیعی را اندازه گیری کردند. نتایج ایشان نشان داد که تغییر درصد حجمی هیدروژن نسبت به مونواکسیدکربن در گاز سنتزی تأثیر بیشتری در زمان بندی احتراق و افزایش نرخ انتشار حرارت دارد. اِلکلاوی و همکاران[۱۱] در سال ۲۰۰۸ با استفاده از مدل صفر بعدی ترمودینامیکی نشان دادند که افزودن درصد کمی از هیدروژن به گاز طبیعی میتواند موجب پیشرسی در خوداشتعالی شود. عسکری و همکاران[۱۲] در سال ۲۰۱۱ تأثیر افزودن هیدروژن به گاز طبیعی را با بهره گیری از یک مدل ترمودینامیکی تکناحیه ای مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش مقدار هیدروژن در مخلوط ورودی میزان تولید آلایندههای شامل کربن نظیر CO، CO، و هیدروکربنهای نسوخته کاهش مییابد. وشتانی و همکاران[۱۳] در سال ۲۰۱۴ اثر افزودن گازهای سنتزی بر پایش زمان بندی احتراق گاز طبیعی را با استفاده از یک مدل ترمودینامیکی تکناحیه ای مورد مطالعه قرار و هیدروکربنهای نسوخته کاهش مییابد. وشتانی و همکاران[۱۳] در سال ۲۰۱۴ اثر افزودن گازهای سنتزی بر پایش زمان بندی احتراق گاز طبیعی را با استفاده از یک مدل تکناحیه ای و با مشخصههای موتور واشوکا^۱ ارزیابی کردند. نتایج کار ایشان همچنین شامل بررسی تغییر درصد ترکیب هیدروژن و منواکسیدکربن بر زمان آغاز احتراق نیز میشود.

دلیل اصلی افزودن گاز سنتزی، پیش انداختن زمان خوداشتعالی است که در نتیجه آن موجب جلوگیری از احتراق ناقص در نسبتهای همارزی پایین شده و سبب بهبود عملکرد موتور و کاهش هیدروکربنهای نسوخته و مونواکسید کربن در گاز خروجی میشود. افزودن گار سنتزی به گاز طبیعی بهعلت پیش انداختن زمان شروع احتراق نیاز به گرمایش اولیه در موتور را کاهش داده و بهدلیل ثابتماندن بیشینه فشار، استهلاک قطعات موتور را کاهش میدهد.

ارائه مدلی مناسب جهت پیش بینی شرایط اولیه دمایی و توزیع جرمی گازهای باقیمانده (EGR داخلی) از چرخه قبل در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی نقش بسزایی در محاسبه صحیح مقادیر آلایندهای خروجی دارد. هدف از این مقاله، تحقیق بر روی اثر افزودن گازهای سنتزی با بهره گیری از گاز طبیعی به عنوان سوخت پایه بر زمان بندی احتراق، راندمان حرارتی، میزان تولید آلاینده ها و سایر پارامترهای ترمودینامیکی مورد بحث و بررسی است.

شبيهسازى فرآيند ترموديناميكي

شبیه سازی فرآیند احتراق تراکمی همگن به کمک مدل صفربعدی ترمودینامیکی انجام شده است. با توجه به ضعف مدل تکناحیه ای در پیش بینی صحیح بیشینه فشار و میزان تولید آلاینده ها، در کار حاضر، از مدل چندناحیه ای استفاده شده است. این مدل با تقسیم محفظه احتراق به تعدادی نواحی و با همگن فرض کردن دما و نسبت هم ارزی در هر ناحیه، به خوبی قادر خوا بود رفتار فرآیند احتراق را پیش بینی کند. برای تعیین زمان آغاز احتراق از مدل تکناحیه ای استفاده شده است. مدل تکناحیه ای به به فرای به به فرای به به می به می به می به می به می به به به به به می به به به به می به به می به به می به می به می به می به به به می به به می به به به به به م به دلیل یکنواخت فرض کردن خواص در کل محفظه احتراق، به درستی قادر به شبیه سازی دقیق در مرحله احتراق نیست.

ناحيهبندى محفظه احتراق

ناحیهبندی محفظه احتراق در شکل ۱ نشان داده شده است. در این ناحیهبندی، محفظه احتراق به تعداد لایههای مشخصی تقسیمبندی میشود. هر لایه به چهار ناحیه تقسیم میشود که به همراه هسته داخلی استوانه تعداد کل نواحی را در محفظه احتراق تشکیل میدهد (رابطه ۱).

$N_z = 3 \times N_{lay} + 1$

این شیوه ناحیهبندی محفظه احتراق، علاوهبر درنظر گرفتن توزیع ناهمگنی دما و سوخت نسبت به دیوارهها، توزیع قابل قبولی را برای قسمت فوقانی (سرسیلندر) و قسمت تحتانی (تاج پیستون) نیز ارائه میدهد که درنتیجه دارای دقت مطلوبی نسبت به سایر روشهای ناحیهبندی محفظه احتراق است.

در این مقاله، برای شبیهسازی چندناحیهای، محفظه احتراق به ۴ لایه (۱۳ ناحیه) تقسیمبندی شده است که هم از نظر دقت حل و هم از نظر زمان محاسباتی، نتایج مطلوبی را نشان داده است.

(1)

^{1.} Washuka

مصطفى رمضان نژاد، روزبه شفقت، مصطفى محبى و اميد جهانيان



Figure 1- Zone configuration in multi-zone model شکل ۱- ناحیهبندی محفظه احتراق در مدل چندناحیهای

معادلات حاکم بر مدل چندناحیهای

معادلات حاکم بر مدل چندناحیهای، با توجه به یکسان فرض کردن فشار در تمام نواحی، استخراج می شود. این فرض بدین معنی است که در تمامی نواحی، تعادل ترمودینامیکی برقرار است. این معادلات شامل معادله تغییرات حجم هر ناحیه، تغییر فشار، تغییر دما، معادله تغییر گونههای شیمیایی و بقای جرم کل سیلندر است.

معادله فشار سیلندر با مشتق گیری از معادله گاز ایدئال حاصل می شود[۲۴]:

$$PV_{cyl} = \sum_{k=1}^{N_c} m_k R_k T_k \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{V_{cyl}} \times \sum_{k=1}^{N_c} \left(m_k T_k \frac{dR_k}{dt} + m_k R_k \frac{dT_k}{dt} \right) - \frac{1}{V_{cyl}^2} \times \frac{dV_{cyl}}{dt} \times \sum_{k=1}^{N_c} m_k R_k T_k \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_k}{m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_k}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_k}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

$$\frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} = \frac{V_{cyl}}{\sum_{k=1}^{N_{cyl}} m_k R_k T_k} \qquad (\Upsilon)$$

dt

 V_{cyl}

$$\frac{dV_k}{dt} = \frac{m_k}{P} \left[\frac{R_k T_k}{V_{cyl}} \times \frac{dV_{cyl}}{dt} + R_k \frac{dT_k}{dt} + T_k \frac{dR_k}{dt} - \frac{R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_c} m_k R_k T_k} \sum_{k=1}^{N_c} \left(m_k T_k \frac{dR_k}{dt} + m_k R_k \frac{dT_k}{dt} \right) \right]$$
(V)

www.SID.ir

معادلهي بقاي گونهها

این معادله که براساس سینتیک شیمیایی گونه ها توصیف شده، در حقیقت عبارت از نرخ تغییر کسر جرمی هر گونه است.

$$\frac{dY_{k,i}}{dt} = \frac{\dot{\phi}_{k,i} \times W_i}{\rho_k}$$
(A)

معادلهی بقای انرژی

از قانون اول ترمودینامیک (معادله بقای انرژی)، که بیانگر رابطه بین تغییرات انرژی داخلی با انتقال حرارت به دیواره و کار انجامشده توسط سیستم است، برای مدل کردن نرخ تغییر دمای مخلوط استفاده می شود.

$$\frac{dU_k}{dt} = \frac{dQ_k}{dt} - P \frac{dV_k}{dt} \tag{9}$$

انرژی داخلی (عبارت اول معادله (۹)) از مجموع انرژی داخلی تمامی گونهها محاسبه می شود:

$$U_{k} = \sum_{i=1}^{k} m_{k,i} u_{k,i}$$

$$\frac{dU_{k}}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{w}} \left(m_{k,i} \frac{du_{k,i}}{dt} + u_{k,i} \frac{dm_{k,i}}{dt} \right)$$

$$(11)$$

نرخ تغییر جرم گونه
$$i$$
ام، $\frac{am_{k,i}}{dt}$ ، با رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\frac{dm_{k,i}}{dt} = m_k \times \frac{dY_{k,i}}{dt}$$
 (۱۲)
با حابگذاری معادلههای (۷) و (۱۱) در معادله (۹)، شکل نهایی معادله تغییر دما حاصل می شود:

$$\overline{c_p} \frac{dT_k}{dt} = -\sum_{i=1}^{N_{sp}} u_{k,i} \frac{dY_{k,i}}{dt} - \frac{R_k T_k}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} - T_k \frac{dR_k}{dt} + \frac{R_k T_k}{\sum_{k=1}^{N_c} m_k R_k T_k} \times \sum_{k=1}^{N_c} \left(m_k T_k \frac{dR_k}{dt} + m_k R_k \frac{dT_k}{dt} \right) + \frac{dQ_k}{dt} \tag{17}$$

معادله بقاى جرم سيلندر

با درنظر گرفتن شبیهسازی چرخه بسته و صرفنظر از نشتی استوانه، تغییرات جرم داخل سیلندر ثابت میماند:
$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = 0$$

در ضمن، انتقال جرم بین نواحی درنظر گرفته نشده؛ بنابراین، جرم هر ناحیه در محفظه احتراق نیز ثابت باقی خواهد ماند. در حالت چرخه باز اثرات آشفتگی جریان و اختلاط، فرآیند احتراق را با دقت بیشتری شبیهسازی میکند. بنابراین، برای شبیهسازی هرچه دقیقتر در حالت چرخه بسته، تعیین شرایط اولیه توزیع دمایی و جرم مخلوط در نواحی مختلف سیلندر از اهمیت بسزایی برخوردار است. در کار حاضر، برای تعیین شرایط اولیه، از تابع توزیع احتمال استفاده شده است.

معادله انتقال حرارت

انتقال حرارت در مدل چندناحیهای شامل مجموع انتقال حرارت ۱) جابهجایی به دیوارهها، ۲) تشعشع از نواحی به دیوارهها و ۳) هدایت بین مرز نواحی است (شکل ۲). برای محاسبه انتقال حرارت جابهجایی و تشعشع از رابطه اصلاح شده وشنی استفادہ می شود: (10)

$$Q_{\rm conv} = h_{conv} A \left(T_{lz} - T_{wall} \right)$$

 N_{sp}

dt

^{1.} Woschni

$$h_{conv} = 0.00326B^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.53} \times \left(2.28S_p + 0.00324\frac{V_d T_r}{P_r V_r} \left(P - P_{mot}\right)\right)$$
(17)

$$\dot{Q}_{nad,k} = \varepsilon \sigma \left(T_k^4 - T_{wall}^4 \right) \tag{1Y}$$

برای انتقال حرارت هدایت در مرز نواحی از معادله زیر استفاده می شود:

$$\dot{Q}_{cond,k} = A_{k,i} \frac{T_i - T_k}{\left(\frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{d_k}{\lambda_k}\right)}$$



Figure 2- Heat transfer between zones and walls شکل ۲ – انتقال حرارت بین نواحی و دیوارهها

سازوکار سینتیک شیمیایی
برای تعیین غلظت گونههای شیمیایی از سازوکار ^۱ سینتیک شیمیایی مفصل 3.0 GRI-mechanism استفاده شده است [10].
در این سازوکار، واکنش های مربوط به آلکانهای متان، اتان و پروپان به خوبی شرح داده شده است. این سازوکار شامل ۵۳ گونه
و ۲۳۵ معادله واکنش شیمیایی است.
تغییر غلظت گونههای شیمیایی در یک سیستم بسته به واسطه سینتیک شیمیایی است. با درنظر گرفتن شکل کلی
معادله واکنش:

$$aA + bB \Rightarrow cC$$
(۱۹)
 $\sum_{i=1}^{N_w} V'_{i,j} X_i \implies \sum_{i=1}^{N_w} V''_{i,j} X_i$, $j = 1, 2, ..., N_R$
(۲۰)
 $\sum_{i=1}^{N_w} V'_{i,j} X_i \implies \sum_{i=1}^{N_w} V''_{i,j} X_i$, $j = 1, 2, ..., N_R$
(۲۰)
جهت بهنمای ضرایب استوکیومتریک آن که برای واکنش مقدماتی نرخ پیشرفت واکنش در جهت رفت به صورت زیر است:
 $R_f = k_f [A]^u [B]^u$
(۲۱)
 $cr c حالت کلی، نرخ تغییر غلظت مولی واکنش در جهت رفتوبر گشت برای تمامی گونههای سازوکار عبارت است (۲۲)
 $(Y''_{i,j}) = (V_{i,j}^{N_w} - V_{i,j}^{N_w} - V_{$$

(۱۸)

^{1.} Mechanism

زمانی که برای پیشرفت واکنش نیاز به جسم سوم باشد، نرخ تولید باید شامل اثرات جسم سوم با افزودن یک ضریب به معادله (۲۱) باشد که در این صورت این معادله عبارت است از:

$$\dot{\omega}_{i,j} = \left(\sum \alpha[x_i]\right) \left(v_{i,j}'' - v_{i,j}' \right) \times \left(k_{f,j} \prod_{i=1}^{N_{sp}} [x_i]^{v_{i,j}'} - k_{r,j} \prod_{i=1}^{N_{sp}} [x_i]^{v_{i,j}'} \right)$$
(YT)

چینهبندی دمایی و گازهای باقیمانده محفظه احتراق

مزیت اصلی مدل چندناحیهای نسبت به مدل تکناحیهای، درنظر گرفتن ناهمگنی دما در محفظه احتراق با توجه به مقادیر اولیه دما و فشار ورودی است. تعیین صحیح این ناهمگنی تأثیر بسزایی در شبیهسازی واقعی پدیده احتراق دارد. با درنظر گرفتن قانون گازهای ایدئال و معادله حالت برای دمای هر ناحیه:

$$T_k = \frac{PV_k}{m_k R_k}$$
, $k = 1, 2..., N_z$ (TF)

مشاهده می شود که توزیع دما در هر ناحیه وابسته به فشار، حجم، جرم و ثابت گازی متوسط مخلوط هوا و سوخت است. کمیت فشار در تمامی نواحی یکسان و برابر با فشار اولیه است. حجم هر ناحیه با استفاده از تابع توزیع نرمال استاندارد (شکل ۳) حاصل می شود. پیکربندی حجم نواحی مختلف در محفظه احتراق در شکل ۴ نشان داده شده است. برای محاسبه ثابت گازی گونههای موجود در هر ناحیه از رابطه زیر استفاده می شود.

$$R_{k} = R_{ave} = \sum_{i=1}^{N_{sp}} Y_{i} R_{i}$$
(Y Δ)

جرم مخلوط در هر ناحیه شامل ترکیب سوخت، هوای تازه، گازهای بازخوران، گازهای سنتزی و همچنین گازهای باقیمانده (EGR داخلی) از چرخه قبل است. درحقیقت جرم مخلوط درون سیلندر ترکیبی از مخلوط ورودی و گازهای باقیمانده است.

با درنظر گرفتن اختلاف دمای ورودی و گازهای باقیمانده (خروجی)، محدوده تغییرات دمایی محفظه احتراق به قرار زیر است:

$$\Delta T = \frac{T_{exh} - T_{int}}{dT_{factor}}$$
(۲۶)

با استفاده از معادله (۲۵) و تعیین ΔT_k در هر ناحیه به کمک تابع توزیع احتمال و بازنویسی معادله (۲۳)، معادله زیر حاصل می شود:

$$\frac{V_k}{m_k} - \frac{V_1}{m_1} = \frac{R_{ave}}{P} \left(\Delta T_k - \Delta T_1 \right) \tag{YY}$$



شکل ۳- تابع توزیع نرمال استاندارد

معادله بالا، اختلاف حجم مخصوص ناحیه kh را با حجم مخصوص ناحیه اول (ناحیه حلقوی نزدیک دیواره سیلندر) نشان می دهد. با استفاده از رابطه بالا و درنظر گرفتن الگوریتم تکرار زیر:

$$m_{1}^{n+1} = \frac{m_{cyl}}{1 + \sum_{k=2}^{N_{c}} \frac{V_{k}}{m_{1}^{n} \times \left(\frac{V_{k}}{m_{k}} - \frac{V_{1}}{m_{1}}\right)} + V_{1}}$$
(YA)
$$\left| m_{1}^{n+1} - m_{1}^{n} \right| < \varepsilon$$

جرم مخلوط در ناحیه اول محاسبه می شود. جرم سایر نواحی نیز از رابطه زیر حاصل می شود.

$$m_{k} = \frac{V_{k}m_{1}}{m_{1}\left(\frac{V_{k}}{m_{k}} - \frac{V_{1}}{m_{1}}\right) + V_{1}} , \quad k = 2, 3, \dots, N_{z}$$
(Y9)

با قراردادن کمیتهای بهدست آمده در معادله (۲۴)، چینهبندی دمایی محفظه احتراق در زمان IVC^۱ بهدست میآید.



شکل ۴- پیکربندی توزیع حجم نواحی در زمان IVC

به همین ترتیب، جرم گازهای باقیمانده در هر ناحیه نیز همانند چینهبندی دمایی با استفاده از توزیع احتمال (شکل ۳) و دانستن کسر جرمی باقیمانده و جرم هر ناحیه بهدست میآید. کسر جرمی باقیمانده نیز از رابطه زیر حاصل میشود. $f_{res} = \frac{m_{EVC}}{m_{NC}} = \frac{V_{NC}}{V_{EVC}} \times \frac{V_{EVC}}{V_{NC}}$ (۳۰)
(۳۰)
(۳۰)
نسبت حجم مشخصه زمان بستهشدن سوپاپ ورودی به زمان بسته شدن سوپاپ خروجی است.

محاسبه زمان شروع احتراق

زمان شروع احتراق بهوسیله اندازه گیری حرارت آزادشده در مدت فرآیند احتراق بهدست میآید. به این ترتیب که زاویه لنگی که در آن ۱۰ درصد از کل مجموع حرارت آزاد شود، برابر زمان آغاز احتراق است[۱۶]. همچنین، طول دوره احتراق نیز برابر با ۱۰ تا ۹۰ درصد حرارت آزادشده است.

* 7

^{1.} Intake Valve Closing

اعتبارسنجى

برای اعتبارسنجی نتایج، از دادههای آزمون تجربی موتور CFR دانشگاه آلبرتا (شکل ۵) استفاده شده است. موتور استفاده شده برای آرمون یک موتور دیزل تکسیلندر چهارزمانه با قابلیت نسبت تراکم متغیر است. متغیربودن نسبت تراکم این امکان را فراهم می کند تا گستره وسیعی از سوختها با عدد اکتان متنوع مورد آزمایش قرار گیرند. در جدول ۱، مشخصات هندسی این موتور نشان داده شده است. ذکر این نکته حائز اهمیت است که در جدول ۱ زاویه لنگ (CA) زمان با توجه به موتور نشان داده شده است. متغیر است. متغیر است. متغیر بودن نسبت تراکم این امکان را فراهم می کند تا گستره وسیعی از سوختها با عدد اکتان متنوع مورد آزمایش قرار گیرند. در جدول ۱، مشخصات هندسی این موتور نشان داده شده است. فراهم می کند تا گستره وسیعی از سوختها با عدد اکتان متنوع مورد آزمایش قرار گیرند. در جدول ۱، مشخصات هندسی این موتور نشان داده شده است.



Figure 5- Schematic of CFR engine المحكوم المحافظة ا

جدول ۱- پارامترهای هندسی موتور تجربی CFR[۱۴] Table 1- CFR engine specifications

Displacement Volume (Lit)	0.612
Bore × Stroke (mm)	114.3×82.6
Connect Rod. (mm)	24
Compression Ratio	16~22
IVO(CA, aTDC)	10
IVC(CA, aTDC)	214
EVO(CA, aTDC)	500
EVC(CA, aTDC)	15

جدول ۲ – اجزای اصلی موتور Table 2- Main components of the engine hardware

1	Intake air mass flow meter
2	Intake air pulsation damping barrel
3	Throttle valve
4	Intake heater
5	RG injector
6	Intake plenum
7	Fuel injector
8	CFR engine
9	Intake valve
10	Exhaust valve
11	Exhaust back pressure valve
12	To the building exhaust system
13	EGR pipe, insulated and water cooled
14	EGR valve

در شکل ۶، تغییرات فشار حاصل از حل عددی با دادههای تجربی مقایسه شده است. شرایط عملکردی موتور در جدول ۳ نشان داده شده است. مصطفى رمضان نژاد، روزبه شفقت، مصطفى محبى و اميد جهانيان





جدول ۳- شرایط عملکردی موتور
Table 3- engine operating conditions

Engine Speed (rpm)	800	
Compression Ratio	21.5	
Equivalence Ratio	0.275	
Internal EGR	7.108	
External EGR	0	
Initial Pressure (MPa)	0.12	
Intake Temperature (K)	413.15	
Wall Temperature (K)	400	

بحث و بررسی نتایج

شبیهسازی ترمودینامیکی چندناحیهای بهواسطه تقسیمبندی محفظه احتراق بهخوبی قادر است تا ناهمگنی دما را در محفظه احتراق برای بهبود هر چه بیشتر شبیهسازی فرآیند احتراق نشان دهد. همچنین بهواسطه وابستگی شدید فرآیند احتراق به واکنشهای سینتیک شیمیایی و ناچیز فرض کردن جریانهای سیال در داخل محفظه احتراق قادر به پیشبینی صحیح تغییرات کمیتهای ترمودینامیکی در داخل محفظه احتراق است. با توجه به گستره وسیع شبیهسازی عددی و محدودیتهای هزینهای کارهای آزمایشگاهی، این امکان فراهم میشود تا نتایج بیشتری با دقت مطلوب نتایج تجربی حاصل شوند. لذا در ادامه، با بهره گیری از شبیهسازی ترمودینامیکی چندناحیهای و سازوکار مفصل شیمیایی، تأثیر تغییرات پارامترهای ورودی مختلف بر عملکرد موتور HCCI مقایسه و ارزیابی شدهاند.

گاز سنتزی CO-75%H₂-25%CO در این تحقیق استفاده شد که مقدار جرمی آن نسبت به سوخت ورودی به محفظه احتراق با رابطه زیر بیان میشود: (۳۱)

$$\% RG = \frac{m_{RG}}{m_{RG} + m_{fuel}} \times 100$$

شکل ۷ اثر افزودن گازهای سنتزی را بر تغییرات فشار درون سیلندر نشان میدهد. همانطور که در شکل ۸ مشاهده میشود، تغییرات درصد گازهای سنتزی تأثیر قابل ملاحظهای بر بیشینه فشار ندارد. زیرا، بهدلیل بالاتررفتن ارزش حرارتی با افزایش گاز سنتزی (جدول ۴)، نرخ آزادسازی انرژی اندکی افزایش مییابد؛ اما این افزایش با کاهش ناشی از پیشافتادن زمان شروع احتراق خنثی میشود.









[18]	هيدروژن	طبيعي و	ىيكى گاز	ترموديناه	مشخصات	۴– مقایسه	جدول
	Table 4-	Thermody	ynamic p	properties	s of CNG a	nd hydrog	en

Properties	CNG	Hydrogen
Chemical formula	CH_4	H_2
Auto-ignition temperature (K)	923	858
LHV (MJ/kg)	50	119.93
Density (kg/m ³)	0.862	0.08
Molecular weight (gr/mol)	16.043	2.016
Flame speed (m/s)	0.45	2.65-3.25
Diffusivity in air (cm ² /s)	0.16	0.61
Octane number	120	130

اضافه کردن گازهای سنتزی سبب پیشرسی در زمان شروع احتراق می شود (شکل ۹). افزودن H₂ و CO به مخلوط ورودی، سبب افزایش نسبت گرمایی ویژه مخلوط در انتهای مرحله تراکم و در نتیجه افزایش دمای مخلوط می شود؛ در نتیجه احتراق سریعتر رخ میدهد. همچنین، میتوان به دمای خوداشتعالی هیدروژن نیز استناد کرد. با توجه به جدول ۴، هیدروژن دمای خوداشتعالی کمتری نسبت به متان دارد. افزایش هیدروژن در مخلوط ورودی سبب می شود مخلوط سریعتر به حالت اشتعال برسد.



(EGR = 30% ، Ns = 1200rpm ، CR = 21 ، T_{ivc} = 413.15 ، ϕ = 0.377) شكل ۹ – مقايسه زمان شروع احتراق (

شکل ۱۰ تغییرات فشار درون سیلندر برحسب حجم سیلندر بهازای درصدهای گازهای سنتزی متفاوت را نشان میدهد. تغییر در مقدار گاز سنتزی تأثیر اندکی بر کار انجامشده توسط موتور دارد که نتیجه آن نیز مشاهده تغییرات اندک در نمودار IMEP^۱ است (شکل ۱۱). با توجه به اینکه گازهای سنتزی تأثیر اندکی بر IMEP دارند، میتوانند عامل بسیار مناسبی جهت تنظیم زمان آغاز احتراق تلقی شوند؛ از این رو، گازهای سنتزی میتوانند مشخصات ترمودینامیکی مخلوط را تغییر دهند بدون آنکه تأثیر قابل توجهی بر ظرفیت انرژی مخلوط داشته باشند (شکل ۱۲).



Figure 10- Effect of RG blend on in-cylinder pressure vs. volume شکل ۱۰– تغییرات فشار سیلندر برحسب حجم سیلندر بهازای درصدهای متفاوت گاز سنتزی

^{1.} Indicated Mean Effective Pressure



بهطور کلی، بازده موتور به عوامل زیادی مرتبط با ترکیب مخلوط و شرایط عملکردی موتور بستگی دارد و این عوامل گاهی اوقات بین انواع سوختها، مقادیر بار موتور و سرعتهای موتور متناقض است[۱۴]. دلیل آن نیز این است که بازده بهینه موتور وابستگی زیادی به مراحل احتراق دارد. در شکل ۱۳، مشاهده میشود که افزایش میزان گازهای سنتزی سبب کاهش راندمان حرارتی موتور میشود. دلیل این امر بالاتربودن سرعت شعله هیدروژن نسبت به متان است (جدول ۳). سرعت شعله هیدروژن تقریباً ۷ برابر سرعت شعله متان است که این اختلاف سبب میشود تا در یک زمان برابر، انرژی بیشتری آزاد کند. میزان این تغییرات را میتوان در نمودار شکل ۱۴ مشاهده کرد. از سوی دیگر، ارزش حرارتی گاز هیدروژن بیشتر از گاز طبیعی

توسط موتور (شکل ۱۲) نسبت به افزایش درصد گازهای سنتزی، افزایش ارزش حرارتی سوخت ورودی (رابطه عکس راندمان حرارتی با ارزش حرارتی پایین) سبب کاهش میزان راندمان حرارتی احتراق میشود. تغییرات اندک توان اندیکاتوری تولیدشده گواه بر این ادعاست که انرژی اضافی آزادشده از طریق شار حرارتی دیواره سیلندر تلف میشود و این مسئله نیز توجیهی بر كاهش راندمان موتور است.





360

365

350

ضریب پخش هیدروژن در هوا بیشتر از گاز طبیعی است (جدول ۴). این خاصیت سبب همگنی بهتر مخلوط سوخت و هوا می شود که نتیجه آن مصرف بیشتر سوخت به وسیله اکسیژن موجود در هواست که در شکل ۱۵ افزایش مصرف ویژه سوخت با افزایش درصد گازهای سنتزی همراه است. همانطور که در شکل ۱۶ مشاهده میشود، افزایش درصد گازهای سنتزی با افزایش میزان مونواکسید نیتروژن در گازهای خروجی همراه است. افزایش نرخ آزادسازی حرارت موجب افزایش دمای درون سیلندر (شکل ۱۷) می شود. این امر سبب افزایش دمای درون محفظه احتراق و در نتیجه افزایش واکنش پذیری نيتروژن با اکسيژن ميشود.



نتيجهگيرى

در این مقاله، با بهره گیری از شبیه سازی ترمودینامیکی چندناحیه ای و سازوکار مفصل شیمیایی، اثرات تغییرات پارامترهای ورودی مختلف بر عملکرد موتور HCCI مقایسه و ارزیابی شدهاند. نتایج به دست آمده از شبیه سازی بدین شرحاند:

- افزودن گازهای سنتزی به مخلوط ورودی سبب پیشرسی در احتراق می شود. واکنش پذیری بالای هیدروژن و منواکسید کربن و میل شدید ترکیب آنان با سایر گونه های فعال در واکنش در دمای یکسان، افزایش واکنش پذیری سوخت پایه را به همراه خواهد داشت.
- افزایش گازهای سنتزی، به دلیل بالاتررفتن نرخ آزادسازی حرارت که با افزایش شار حرارتی دیواره همراه است، موجب کاهش راندمان حرارتی موتور می شود. تغییرات اندک کار انجام شده سبب می شود تا توان تولیدی و IMEP تغییر چندانی نکند.
- افزایش هیدروژن در محفظه احتراق سبب افزایش همگنی مخلوط، افزایش مصرف سوخت ویژه و افزایش میزان تولید NOx می شود.

فهرست علايم

	A	مساحت، ^{m²}
	C _p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، J/kg.K
	d_k	ضخامت نواحی، m
	dT_{factor}	فاكتورى براى قراردادن اختلاف دما
	k_{f}, k_{r}	شابت واکنش در جهت رفتوبرگشت، m ³ /mol.s
	m	جرم مخلوط، kg
•	m _f	جرم سوخت، kg
	N	تعداد کمیتهای مورد نظر
	Р	فشار درون سیلندر، bar
	Q	انتقال حرارت درون سیلندر، J
	$Q_{ m HV}$	ارزش حرارتی سوخت، J/kg
	r_c	نسبت تراكم
	U	انرژی داخلی، J
	V_{c}	حجم فضای مرده، ^m ³
	W	جرم مولکولی، kg/mol
	W _c	کار انجامشده، J
	X	کسر مولی
	Y	کسر جرمی
		علايم يونانى
	λ	ضریب هدایت گرمایی گازی
	θ	زاویه لنگ
	ρ	جرم مخصوص
	-	

ضریب استوکیومتریک واکنشکننده و محصولات 🛛 🖉	υ΄, υ″
نرخ توليد گونهها	ώ
بازده حرارتی	η_t
زيرنويسها	
سيلندر	cyl
مدخل خروجي	exh
مدخل ورودی	int
لايه	lay
ناحيه آخر مجاور ديوارهها	lz.
موتورى t	mot
گونه	sp
ناحيه	Z.
اختصارات	
یس از نقطه مرگ بالا OC C	aTDC
گازهای بازخوران	EGR
زمان بستهشدن سویاپ خروجی	EVC
زمان بازشدن سوپاپ خروجی	EVO
موتور اشتعال تراکمی همگن CI	HCCI
فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری EP	IMEP
زمان بازشدن سوپاپ ورودی	IVO
زمان بستەشدن سوپاپ ورودى	IVC
گازهای سنتزی	RG

منابع

- K. Motyl, and T. J. Rychter, "Hcci Engine A Preliminary Analysis," Journal of KONES Internal Combustion 1. Engines, 10, pp. 3-4, 2003, pp. 3-4.
- S. Onishi, S. H. Jo, K. Shoda, P. D. Jo, and S. Kato, "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", *SAE* 790501, 1979. M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka, and Y. Takeuchi, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of 2.
- 3. Intermediate Reactive Products during Combustion," SAE 790840, 1979.
- 4. P. Najt, and D. E. Foster, "Compression Ignited Homogeneous Charge Combustion," SAE 830264, 1983.
- 5. R. H. Thring, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines, SAE 892068, 2009.
- 6. T. W. Ryan, T. J. "Callahan, Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel," SAE 961160, 1996
- M. Stockinger, H. Schäpertöns, P. Kuhlmann, "Experiments on a Mixture of the Internal Combustion Engine Ignition Solutions," *Engine Technical Journal*, 53, 1992, pp. 80-85. 7.
- N. Lida, "Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) Engine 8. using a Spectroscopic Observation," SAE 940684, 1994
- D. Yap, A. Megaritis, S. Peucheret, M. Wyszynski, Xu Hongming, "Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas 9. HCCI Combustion," SAE Technical Paper 2004-01-1972, 2004.
- 10. V. Hosseini, and M. Checkel, "Reformer Gas Composition Effect on HCCI Combustion of n-Heptane, iso-Octane, and Natural Gas," SAE Technical Paper 2008-01-0049, 2008.

- 11. M. Elkelawy, Z. Yu-Sheng, H. El-Din, and Y. Jing-zhou, "A comprehensive Modeling Study of Natural Gas (HCCI) Engine Combustion Enhancement by using Hydrogen Addition," *SAE* Technical Paper 2008-01-1706, 2008.
- 12. M. H. Askari, S. M. Hoseinalipour, S. A. Jazayeri, and M. Baghsheikhi, "Effect of Hydrogen Addition to Natural Gas on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Engines Performance and Emissions using a Thermodynamic Simulation," *Internal Journal of Automotive Engineering*, 1, NO. 2, June 2011, pp. 105-114.
- 13. S. Voshtani, M. Reyhanian, M. Ehteram, and V. Hosseini, "Investigating Various Effects of Reformer Gas Enrichment on a Natural Gas-Fueled HCCI Combustion Engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, 39, 2014, pp. 19799e19809.
- 14. P. Kongsereeparp, "Chemical Kinetic Based Simulation for an HCCI Engine and Its Combustion," PHD Thesis, University of Alberta, Canada, 2008.
- 15. http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/
- 16. V. Hosseini, "Reformer Gas Application in HCCI Combustion Engine," Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, PhD Thesis, 2008.
- E. Neshat Esfahlani, and R. Khoshbakhti Saray, "Development of a New Multi Zone Model for Prediction of HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) Engine Combustion, Performance and Emission Characteristics," *Energy*, 73, 2014, pp. 325-339.
- 18. A. A. Hairuddin, T. Yusaf, and A. P. Wandel, "A Review of Hydrogen and Natural Gas Addition in Diesel HCCI Engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 2014, pp.739-761.
- 19. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, United States of America, McGraw-Hill, 1988.

English Abstract

Numerical analysis of Added Synthetic Gas Effects on Natural Gas Combustion in a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine

M. Ramzannezhad^{1*}, R. Shafaghat^{2*}, M. Mohebbi³and O. Jahanian⁴

Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran
 Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran (rshafaghat@nit.ac.ir)
 Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

4. Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

(Received: 2015/3/22, Received in revised form: 2015/9/25, Accepted: 2015/10/20)

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines due to reduction of NOx and soot emission and also their high flexibility in using different fuel blends, are suitable substitute for conventional diesel engines. Control of combustion initiation is the main challenge in using these engines. However, the use of natural gas as a clean fuel has always been an attractive choice for many numerical and experimental researchers. Due to high octane number of natural gas, this fuel is resistant to auto-ignition; so in order to improve ignition timing, some additives should be supplied. In this study, the effects of added reformer gas (0.75H₂-0.25CO) on natural gas

combustion have been investigated using a multi zone thermodynamic model. Studies have been performed on the CFR engine. Also, probability distribution function for initial temperature stratification and the effects of residual gas in the engine is considered. Some important parameters such as factors affecting start of combustion, output power, efficiency, and engine emissions have been investigated. The results show that the added synthetic gases can be an appropriate candidate for ignition timing control. Added inlet synthetic gas has a negligible effect on power and IMEP, but causes advanced ignition and increases heat release rate. With increasing heat release rate and maximum temperature, the thermal efficiency will be decreased and NOx production will be increased.

Keywords: HCCI engine, Multi-Zone model, Natural gas, Temperature stratification, Reformer gas