

امکان سنجی تشکیل شارژ لایه ای موضعی و اثرات ناشی از آن در یک موتور تزریق مستقیم گاز طبیعی

میثم صالحی

دانش آموخته مقطع کارشناس ارشد، مهندسی
خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران
salehimeysam@yahoo.com

امیرحسین کاکائی

استادیار، دانشکده مهندسی خودرو،
دانشگاه علم و صنعت ایران
kakaee_ah@iust.ac.ir

ایمان چیت ساز

استادیار، گروه مهندسی مکانیک،
دانشگاه خوارزمی
i_chitsaz@ip-co.com

چکیده

ویژگی‌های گاز طبیعی، آن را یکی از گزینه‌های جذاب برای جایگزینی سوخت‌های پایه نفتی که تشدید کننده مشکلات آب و هوایی جهان و آلاینده‌های زیست محیطی می‌باشند، کرده است. به طور معمول استفاده از این سوخت در موتورهای احتراق داخلی با کاهش راندمان موتور همراه است، اما تکنولوژی تزریق مستقیم سوخت تا حد قابل توجهی می‌تواند کاهش راندمان را جبران می‌کند ولی همچنان استفاده بهینه از آن نیازمند تحقیق و پژوهش‌های بیشتر می‌باشد. شارژ لایه ای موضعی از جمله ایده‌های مطرح شده برای بهبود راندمان احتراق در موتورهای تزریق مستقیم می‌باشد. تحقیق حاضر به عنوان بخشی از پروژه تبدیل یک موتور تزریق درگاهی به تزریق مستقیم، به امکان یابی و شرایط تشکیل مخلوط لایه ای موضعی و اثرات آن بر روی احتراق و راندمان موتور، با توجه به جانمایی انژکتور و خصوصیات انژکتور مورد استفاده، می‌پردازد. شرایط سخت و غیرممکن تشکیل مخلوط لایه ای موضعی ایده آل به دلیل تکانه بالای فواره گازی و حرکت سریع توده سوخت شکل گرفته درون سیلندر، و همچنین عدم اختلاط سریع و مناسب این توده سوخت تزریق شده در پاشش ثانویه با مخلوط سوخت و هوا از نتایج مشاهده شده در این مطالعه می‌باشد. کلمات کلیدی: گاز طبیعی، موتور تزریق مستقیم گازسوز، شارژ لایه ای موضعی

مقدمه

گاز طبیعی همواره به عنوان یکی از بهترین سوخت‌های جایگزین شناخته می‌شود [۱-۳]. این منبع انرژی بدون شک نقش مهمی را در تحولات انرژی آینده جهان بازی می‌کند و می‌تواند دو هدف مهم انرژی را در قرن ۲۱؛ تامین منابع پایدار انرژی و خدمات مورد نیاز برای توسعه اقتصادی و اجتماعی و کاهش اثرات نامطلوب بر روی آب و هوای جهان و محیط زیست می‌باشد [۴]. گاز طبیعی دارای ویژگی‌های مثبت و منحصر بفردی می‌باشد که استفاده از آن را در سید سوختی و به خصوص در سیستم حمل و نقل شهرهای بزرگ توجیه پذیر می‌کند؛ آلاینده‌های کمتر گازهای خروجی، کاهش میزان دی اکسید کربن، مقاومت در برابر کوبش و قیمت رقابتی آن در مقایسه با سوخت‌های مرسوم، از جمله خصوصیات برتر آن است [۴-۱۰]. اما با این حال، استفاده موثر از آن همچنان نیاز به تحقیق و توسعه دارد. موتورهای گاز طبیعی در حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد بر حسب نوع طراحی، عملکرد پایین تری را در مقایسه با موتورهای بنزینی مشابه دارند [۱۱-۱۴]. از روش‌های مطرح شده برای بهبود عملکرد این موتورها، استفاده از سیستم تزریق مستقیم سوخت در سیلندر می‌باشد که به دلیل عدم حضور سوخت در مخلوط ورودی، بازده تنفسی افزوده و توان خروجی افزایش می‌یابد [۱۵، ۱۶]. بهره برداری از این سیستم محدودیت‌های جدی ای را دارد که از

جمله آن‌ها؛ تولید انژکتورهایی با توانایی عبور دبی جرمی بزرگ، و قابلیت اطمینان بالا می‌باشد [۱۷]. انژکتورهای بنزینی تزریق مستقیم معمولاً توانایی تامین دبی جرمی محدودی از سوخت گازی را دارا می‌باشند و از این رو برای تزریق مستقیم سوخت با هدف تشکیل شارژ لایه ای موضعی مناسب می‌باشند [۱۸].

اصطلاح شارژ لایه ای موضعی^۱ به مخلوطی از سوخت و هوا اطلاق می‌گردد که محفظه احتراق را عمدتاً به دو ناحیه غنی و فقیر از سوخت تقسیم بندی می‌کند. ناحیه فقیر بخش عمده ای از فضای داخل سیلندر را شامل می‌شود که می‌تواند از طریق پاشش درگاهی [۱۹، ۲۰] و هم از طریق پاشش مستقیم [۱۷، ۲۱] تشکیل گردد. بخش غنی از سوخت در مجاورت شمع می‌باشد که بهترین شرایط تشکیل یافتگی آن به صورت مخلوط همگن می‌باشد [۲۱]. بخش غنی مجاور شمع، در مطالعات گذشته با شرایط خاصی از پاشش درگاهی مورد مطالعه گرفته است [۲۲-۲۴]. اما استفاده از پاشش مستقیم برای تشکیل ناحیه غنی از سوخت و کنترل آن ساده تر و کاربردی تر می‌باشد [۱۹-۲۱، ۲۵]. تزریق دوگانه سوخت به طور مستقیم داخل سیلندر عملاً منجر شکل گیری ایده فوق می‌گردد که در مراجع [۱۷، ۲۶] مورد بررسی قرار گرفته است. این ایده برای سوخت بنزینی بکار گرفته شده است و همچنان در حال توسعه است.

رینولدز [۱۳، ۲۷] شارژ لایه ای موضعی را از طریق تزریق مستقیم سوخت خالص و همچنین مخلوط سوخت و هوا با استفاده از راهگاهی که در داخل شمع تعبیه شده است، در حالت فقیر سوزی مورد مطالعه قرار داده است. مطالعات صورت گرفته به صورت آزمایش‌های تجربی در یک موتور تک سیلندر به همراه حل عددی آن‌ها می‌باشد. بهبود قابل توجهی در عملکرد موتور و ضریب تغییرات فشار موثر متوسط^۲، در حالت فقیر سوزی، مشاهده شده است که در حالت تزریق سوخت خالص می‌باشد. نویسنده اثر گذاری کمتر تزریق موضعی مخلوط سوخت و هوا را ناشی از عدم تاثیر قابل توجه اثرات توربولانسی تزریق ثانویه سوخت می‌داند که می‌تواند ناشی از شرایط خاص در نظر گرفته شده برای پاشش و فشار پایین آن باشد.

به طور کلی، دو اثر را می‌توان از پاشش ثانویه سوخت انتظار داشت، یکی افزایش سرعت متوسط و توربولانسی جریان و دیگری تشکیل مخلوط غنی از سوخت در مجاورت شمع می‌باشد. آرومانیس [۲۰] این دو اثر را به طور جداگانه در یک موتور تک سیلندر آزمایشگاهی با استفاده از سوخت پروپان و در دور ۱۰۰۰ با شرایط کم‌بار انجام داده است. بررسی اثرات جریان به تنهایی، که با پاشش مخلوط سوخت و هوا با نسبت هم ارزی مساوی با مخلوط ورودی از دریچه‌ها انجام گرفته است، نشان می‌دهد که اثرات سرعت و نوسانات آن بر روی بیشینه فشار داخل سیلندر برای نسبت هم ارزی ۰٫۷

¹ Partially stratified charge

² COP imep

با افزایش تقریباً ۵۰ درصدی روبرو می‌شود و در نسبت استوکومیتری به کمترین مقدار خود، در حدود ۵ درصد، می‌رسد.

به طور کلی افزایش غلظت اغتشاشات، بدلیل افزایش سطح جبهه شعله، سرعت پیشروی شعله را می‌افزاید. در مرجع [۲۸] بهبود عملکرد احتراقی موتور از طریق افزایش اغتشاشات هسته اولیه شعله، با تغییرات هندسی محفظه احتراق و اضافه کردن یک حفره یا محفظه کوچک در مجاورت شمع، برای موتورهای تزریق درگاهی بیان شده است. سرعت اغتشاشی شعله درصد قابل توجهی از سرعت کلی شعله را به خود اختصاص می‌دهد، اما از اثر سرعت آرام شعله نیز نمی‌توان غافل شد. سرعت آرام شعله و شکل گیری هسته مرکزی احتراق، در یک مخلوطی که غنی با نسبت هم ارزی حدوداً ۱،۱ به بیشینه مقدار خود می‌رسد [۲۹].

یان لانگ [۲۱] با استفاده از یک موتور تزریق مستقیم بنزینی، شرایط مختلفی از پاشش مستقیم دوگانه را به صورت عددی و تجربی، به منظور کنترل و کاهش پدیده ضربه در موتور را مورد بررسی قرار داده است. زمان بندی و نسبت‌های جرمی متفاوتی برای تزریق سوخت در نظر گرفته شده است که از طریق آن مخلوط سوخت و هوای غنی در مجاورت شمع و مخلوط فقیر در دیگر نقاط محفظه احتراق، در حالی که نسبت هم ارزی کل مخلوط سوخت و هوا در وضعیت استوکومیتری قرار دارد، تهیه می‌گردد. نتایج آرایه شده افزایش سرعت شکل گیری هسته اولیه شعله و نرخ آزاد سازی انرژی، در نسبت هم ارزی کمتر از ۱،۲ برای ناحیه غنی، را نشان می‌دهد

سبولد [۱۷] با آزمایش‌های تجربی مفصلی در یک موتور دو سیلندر اشتعال جرقه با پاشش مستقیم گاز طبیعی از مرکز سیلندر و در مجاورت شمع، روش‌های متفاوتی از پاشش مستقیم را با هدف کاهش هیدروکربن‌های نسوخته مورد مطالعه قرار داده است. زمان بندی پاشش سوخت، فشار پاشش، و همچنین پاشش چندگانه، در یک مخلوط سوخت و هوا در نسبت استوکومیتری، از پارامترهای مورد بررسی در مطالعه مزبور می‌باشد. شرایط بهینه برای نسبت جرمی پاشش‌ها، ۹۰ به ۱۰ برای پاشش اولیه و ثانویه گزارش شده است که با افزایش آن به ۹۵ به ۵ نیز نتایج تغییرات قابل توجهی نکرده است. زمان بندی بهینه برای پاشش اولیه مشابه شرایط پاشش منفرد است، و برای پاشش ثانویه نیز شرایط بهینه در حالتی مشاهده شده است که انتهای پاشش نزدیک به لحظه جرقه زدن باشد و حتی تزریق سوخت کمی بعد از جرقه نیز بدون داشتن اثر منفی واند ادامه پیدا کند.

مطالعاتی که بر روی سرعت پیشروی شعله صورت گرفته است، سرعت شعله گازطبیعی را پایین گزارش می‌دهند [۳۰]. همچنین مطالعات نشان می‌دهد که اغتشاشات محلی در حین پاشش مستقیم سوخت گازی افزایش می‌یابد، اما با این حال، این افزایش اغتشاشات به سرعت بعد از پایان پاشش سوخت کاهش یافته و اگر پاشش سوخت زود هنگام صورت گیرد اغتشاشات مضمحل می‌شوند [۱۷، ۳۱].

با مرور مطالعات گذشته انجام گرفته بر روی ایده شارژ لایه ای موضعی، بعضاً نتایج متناقضی مشاهده می‌شود که نشان می‌دهد، نوع پاشش، شرایط و خصوصیات آن، انژکتور مورد استفاده، و ساختار هندسی و شرایط کاری موتور، می‌تواند بر روی نتایج خروجی به صورت قابل توجه اثر گذار باشد. ایده‌ی استفاده از شارژ لایه ای موضعی در این مطالعه، با هدف بهره گیری از افزایش اغتشاشات ناشی از فواره گازی در مخلوط داخل سیلندر برای افزایش سرعت پیشروی شعله، به همراه تشکیل مخلوط لایه ای موضعی در

مجاورت شمع و بهره مندی از اثرات مثبت آن، می‌باشد. در این تحقیق، میانگین نسبت سوخت و هوای مخلوط داخل سیلندر در وضعیت استوکومیتری قرار دارد. مخلوط سوخت و هوا با نسبت هم ارزی ۰،۹۵ درون سیلندر آماده می‌شود و ۵ درصد از سوخت باقی مانده از طریق تزریق مستقیم با انژکتور قرار گرفته در کنار سرسیلندر تامین می‌گردد. حل عددی مسئله فوق با استفاده از نرم افزار دینامیک سیالاتی ای وی ال فایر^۱ انجام گرفته است. در این مطالعه، مدل سازی پاشش مستقیم سوخت گازی با در نظر گرفتن فضای داخلی نازل انژکتور هدف در محدوده حل عددی، صورت گرفته است. یداللهی [۳۲-۳۴] در مطالعاتی که بر روی مدل سازی پاشش مستقیم سوخت گازی انجام داده است، اذعان دارد که این روش، دقیق ترین روش برای مدل سازی عددی اسپری گازی می‌باشد. از همین روش در مراجع [۳۵-۳۸] نیز برای مدل سازی پاشش مستقیم سوخت گازی استفاده گردیده است.

گزارشات آرایه شده در این مقاله، بخشی از مطالعات در حال انجام برای تبدیل یک موتور تزریق درگاهی به موتور تزریق مستقیم گازطبیعی با کمترین تغییرات ممکن می‌باشد. تحقیق حاضر به بررسی و توسعه مفهوم شارژ لایه ای موضعی برای گاز طبیعی، در حالتی که انژکتور تزریق مستقیم در کنار محفظه احتراق قرار دارد، و مخلوط سوخت و هوا به طور میانگین در وضعیت استوکومیتری می‌باشد، می‌پردازد. هدف از تحقیق حاضر، بررسی شرایط شکل گیری مخلوط لایه ای موضعی براساس موقعیت قرار گرفته شده برای انژکتور، و همچنین اثر افزایش اغتشاشات جریان داخل سیلندر، به خصوص در نواحی اطراف شمع، بر روی عملکرد احتراقی موتور می‌باشد. مطالعه در دو بخش اصلی صورت گرفته است. در مرحله اول، حل عددی پاشش سوخت گازی درون یک محفظه حجم ثابت انجام گرفته است. این مرحله به منظور اطمینان از توانایی حل عددی در پیش بینی فواره گازی و شرایط فیزیکی آن با دقت انجام شده و نتایج حاصل آن با نتایج تجربی آرایه شده توسط روگر [۳۹، ۴۰] صحت گذاری شده است. در مرحله بعد، جریان داخل سیلندر و پاشش مستقیم سوخت در محفظه احتراق واقعی موتور مطالعه گردیده است. شرایط مختلفی از پاشش ثانویه که تامین کننده ۵ درصد سوخت مورد نیاز مخلوط داخل سیلندر برای رسیدن به نسبت استوکومیتری می‌باشد، با حداکثر دبی جرمی و زمان بندی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است.

ساختار موتور

ساختار هندسه و نمایی از محفظه احتراق و راهگاه‌های موتور پایه مورد بررسی در این مطالعه در جدول ۱ و شکل ۱ نشان داده شده است. موقعیت قرار گیری انژکتور تزریق مستقیم بر روی محفظه احتراق در شکل ۲ نشان داده شده است

جدول ۱ مشخصات موتور

Name	EF7
Bore	78.6mm
Stroke	85mm
Volume	1650 cc
Compression ratio	11
Number of valves	4
Injection system	PFI

¹ AVL Fire

عبارت سوم با زیرنویس k مختص جریان‌های واکنش دهنده میباشد که مربوط به روابط بقای جرم گونه‌ها است.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] \\ &+ \mu \left(\frac{1}{Sc_k} - \frac{1}{\sigma_h} \right) \sum_{k=1}^N h_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial p}{\partial t} + S_{rad} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_k) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) + \dot{\omega}_k \end{aligned} \quad (5)$$

در معادله بالا D_k ضریب دیفیوژن گونه‌ها می‌باشد. نرخ حجمی تولید و یا اضمحلال گونه‌ها به سبب واکنش‌های شیمیایی در عبارت $\dot{\omega}_k$ به صورت چشمه یا چاه در همه معادلات جایجایی ظاهر می‌شود [41]. مدل احتراقی استفاده شده در تحقیق حاضر نسخه بهبود یافته مدل ECFM, Coherent Flame می‌باشد. نرخ مصرف سوخت در مدل‌های احتراقی CFM را می‌توان بدین صورت نوشت [42]:

$$\dot{\omega}_k = \rho_{fr} y_{fu,fr} S_L \Sigma \quad (6)$$

که در آن:

ρ_{fr} چگالی محلی گازهای نسوخته،

$y_{fu,fr}$ کسر جرمی سوخت در گازهای نسوخته،

S_L سرعت شعله آرام سوخت، و

Σ چگالی سطحی شعله، که در واقع سطح شعله بر واحد حجم می‌باشد.

سرعت شعله آرام S_L با استفاده از رابطه Metghalchi-Keck تعیین می‌گردد.

$$S_L = S_{L0} (1 - 2.1 y_{EGR}) \left(\frac{T_{fr}}{T_{ref}} \right)^\gamma \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^\beta \quad (7)$$

T_{ref} و P_{ref} مقادیر مرجع در حالت استاندارد هستند. γ ، β و S_{L0} پارامترهای وابسته به نوع سوخت هستند.

معادله جایجایی چگالی سطحی شعله Σ ، به صورت زیر تعیین می‌گردد.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{U}_i \Sigma}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} - \frac{\partial(\Sigma/\bar{\rho})}{\partial x_j} \right) + \Phi(\Sigma) \\ &+ K \Sigma - \beta S_L \frac{\Sigma^2}{1 - \bar{c}} \end{aligned} \quad (8)$$

که در آن:

$\bar{\rho}$ چگالی متوسط،

\tilde{U}_i مولفه i سرعت متوسط سیال و $\beta = 1$ ،

μ_t و Sc_t به ترتیب ویسکوزیته کل و عدد آشفتگی اشمیت،

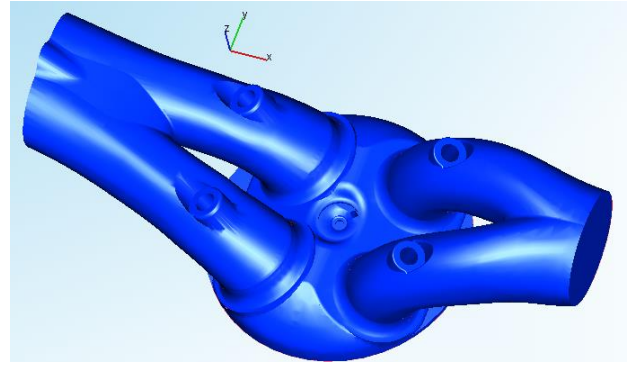
$\Phi(\Sigma)$ منبع تولیدی که می‌تواند ناشی از جرقه زدن شمع موتور باشد،

\bar{c} متغیر متوسط پیشرفت، و

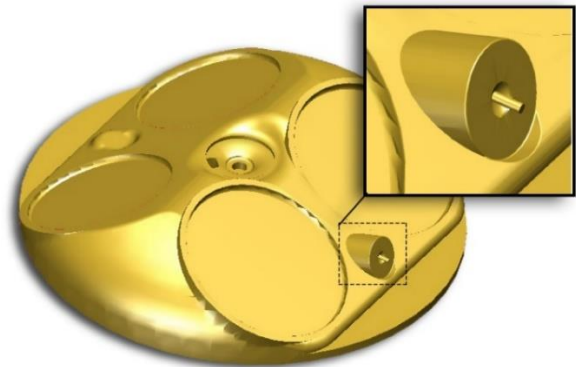
K ضریب کشیدگی مثبت کلی می‌باشد.

متغیر متوسط پیشرفت به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$\bar{c} = 1 - \frac{\bar{\rho} \tilde{Y}_F}{\bar{\rho}^u \tilde{Y}_F^u} \quad (9)$$



شکل ۱- محفظه احتراق، راهگاه‌های ورودی و خروجی موتور ای اف ۷



شکل ۲- سرسیلندر اصلاح یافته موتور تزریق مستقیم

بزرگ نمایی شکل، اصلاحات صورت گرفته بر روی سرسیلندر به منظور جانمایی انژکتور را نشان می‌دهد. همچنین نازل انژکتور تک سوراخه که در محدوده حل عددی قرار گرفته است نیز در آن مشاهده می‌شود. جانمایی انژکتور به گونه‌ای در نظر گرفته شده است که جهت پاشش، مستقیماً به سمت شمع باشد، و مخلوط لایه‌ای موضعی در مجاورت آن تشکیل گردد.

معادلات حاکم

حل عددی با استفاده از نرم افزار دینامیک سیالاتی ای وی ال فایر انجام گرفته است. معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و توربولانس و همچنین بقای گونه‌ها باید مورد حل قرار بگیرند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

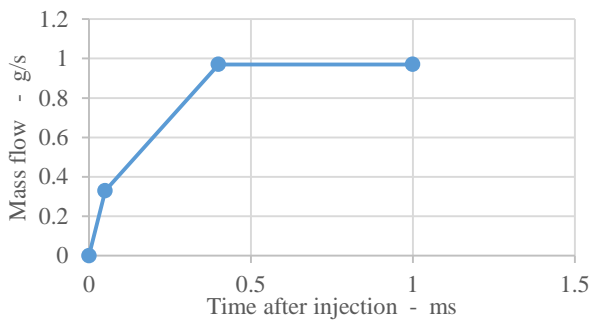
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) &= - \frac{\partial p}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + F_i \end{aligned} \quad (2)$$

که τ_{ij} تانسور تنش ویسکوزیته و F_i نیروی ناشی از جاذبه زمین بر روی سیال است.

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

پایداری حل بهتری نسبت به شرط مرزی فشاری از خود نشان می-دهد [۴۵].

مقدار زمانی که سیال عبوری از انژکتور تحت تاثیر شرایط اولیه شروع پاشش، که عمدتاً ناشی از سوزن انژکتور می‌باشد [۴۶]، با تغییر شیب منحنی بی بعد شده عمق نفوذ بر حسب ریشه دوم زمان، معادل سازی شده است. شرایط ابتدایی شروع پاشش در حل گذرای اسپری گازی بسیار مهم و تاثیر گذار می‌باشد. شرایط مدل سازی در جدول ۲ ارایه شده است.



شکل ۳- شرط مرزی ورودی برای انژکتور

جدول ۲- شرایط پاشش برای مسئله اعتبار سنجی

Fluid injected	Natural gas
Fluid in the Cons. Vol. Chamber	Nitrogen
Injection pressure	40 bar
Chamber pressure	1 bar
Injection temperature	293 K
Chamber temperature	293 K
Nozzle diameter	1 mm
Chamber volume	7 liter

مشاهده جزئیات جریان در حل عددی در مجاورت نازل و پیش بینی رفتار واقعی آن هزینه محاسباتی زیادی دارد. از جمله پارامترهای تاثیر گذار بر روی دقت حل عددی فواره گازی، تعداد سلول‌ها در عرض نازل می-باشد [۳۲]. نتایج حاصل شده عمق نفوذ در زمان ۰٫۱ میلی ثانیه بعد از شروع پاشش برحسب تعداد سلول‌ها در عرض نازل در شکل ۴ نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد سلول‌ها در عرض نازل، عمق نفوذ کاهش می‌یابد ولی با افزایش تعداد سلول‌ها به بیش از ۱۱ عدد، تغییر کمتر از ۱ درصد مشاهده می‌شود. بنابراین، تعداد ۱۱ سلول در عرض نازل برای بدست آوردن نتایج مستقل از شبکه برای حل عددی این مسئله، کفایت می‌کند که با نتایج مراجع [۴۸، ۴۷، ۳۲] همخوانی دارد.

گام زمانی، پارامتر دیگری است که بر روی دقت نتایج خروجی حل عددی اسپری گازی، تاثیر گذار است. نتایج حاصل شده از عمق نفوذ در گام‌های زمانی متفاوت در شکل ۵ ارایه شده است. مشاهده می‌شود که کاهش گام زمانی از ۰٫۰۵ میکرو ثانیه، تاثیر کمتر از ۱ درصد در عمق نفوذ می‌گذارد. بنابراین، گام زمانی ۰٫۰۵ میکرو ثانیه برای بدست آوردن نتایج با دقت کافی، قابل قبول می‌باشد.

در ضریب کشیدگی، دو پارامتر سهم عمده در تولید چگالی سطحی شعله دارند؛ توربولانس و اثرات ترکیبی توسعه پیچشی و گرمایی. با فرض یکنواختی در توزیع چگالی سطحی شعله، K را می‌توان به صورت زیر مدل کرد [۴۱].

$$K = \alpha K_t + \frac{2}{3} S_L \frac{1 - \bar{c}}{\bar{c}} \Sigma + \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} \quad (10)$$

که در آن K_t کشیدگی ناشی از آشفتگی محاسبه شده از طریق مدل $ITNFS$ و $\alpha = 1.6$ می‌باشد.

برای توصیف رفتار آشفته فواره گازی و جریان داخل سیلندر، از مدل آشفتگی $K - \zeta - f$ استفاده شده است. این مدل بر اساس مفهوم *Durbin's elliptic relaxation* [۴۳] پیشنهاد گردیده است، به طوری که یک معادله جابجایی را برای نسبت مقیاس سرعت $\zeta = \bar{v}^2/k$ بجای \bar{v}^2 حل می‌کند. نتیجه آن، قدرت همگرایی بیشتر معادلات آشفتگی و حساسیت کمتر به شبکه بندی غیر همسان می‌باشد [۴۴] که مناسب برای جریان داخل سیلندر با توجه به شبکه بندی‌های آن است. علاوه بر این، بهبود یافتن شرایط مدل سازی آشفتگی در نزدیکی دیواره‌ها از مزیت دیگر این مدل است که در مفهوم پایه آن به نسبت به مدل $k - \varepsilon$ وجود دارد و برای مدل سازی جریان داخل نازل فواره گازی مناسب می‌باشد. معادلات مدل آشفتگی در زیر نشان داده شده است.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (11)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \left(\frac{C_{\varepsilon 1}^* P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (12)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho \left(f - \frac{\zeta}{k} P_k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (13)$$

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{2/3 - \zeta}{T} \quad (14)$$

مقیاس زمانی آشفتگی T و مقیاس طولی L آن به صورت زیر است.

$$T = \max \left(\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_T \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right) \quad (15)$$

$$L = C_L \max \left(\min \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right) \quad (16)$$

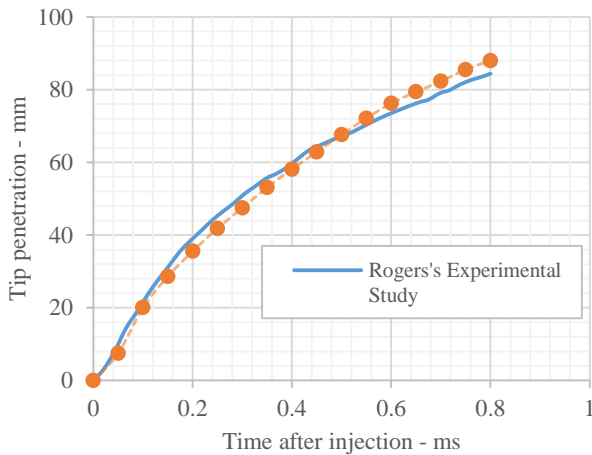
اصلاح دیگری که بر روی معادله ε صورت گرفته است، به صورت زیر است [۴۱].

$$C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 2} \left(1 + 0.045 \sqrt{1/\zeta} \right) \quad (17)$$

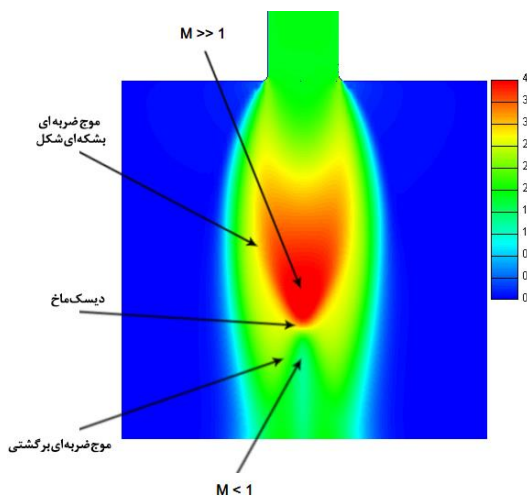
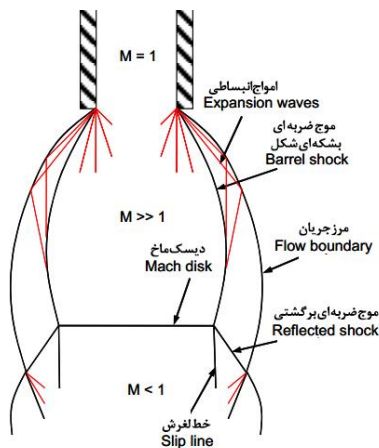
حل عددی اسپری گازی

مطالعات اولیه بر روی مدل سازی اسپری سوخت گازی براساس مطالعات تجربی صورت گرفته توسط روگرز انجام گرفته است [۳۹]. در همین راستا، حل عددی پاشش سوخت گازی از طریق انژکتوری با نازل یک میلی متر درون محفظه حجم ثابت در نرم افزار ای وی ال فایر صورت گرفته است. شرط مرزی جریان ورودی انژکتور، دبی جرمی می‌باشد و منحنی آن در شکل ۳ نشان داده شده است. برای حالت حل گذرا، شرط مرزی دبی جرمی

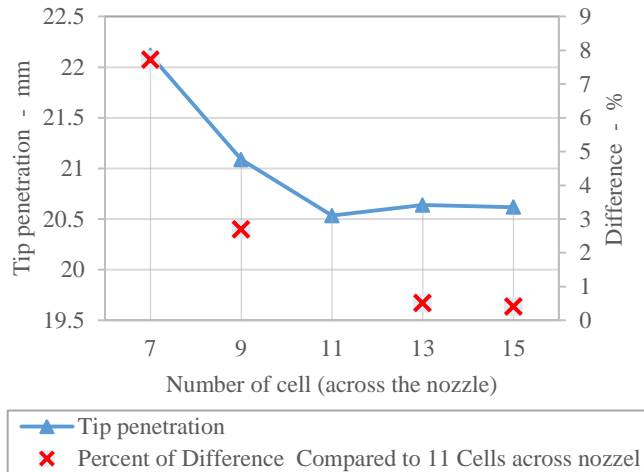
شکل می‌شود. شکل ۷ به صورت شماتیک، روند گسترش جریان در خروجی نازل را به همراه الگوی جریان حاصل شده از حل عددی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که الگوی جریان شکل گرفته در حل عددی، تطابق قابل قبولی با الگوی بشکه‌ای شکل ارائه شده در مطالعات تجربی [۴۹] را دارا می‌باشد.



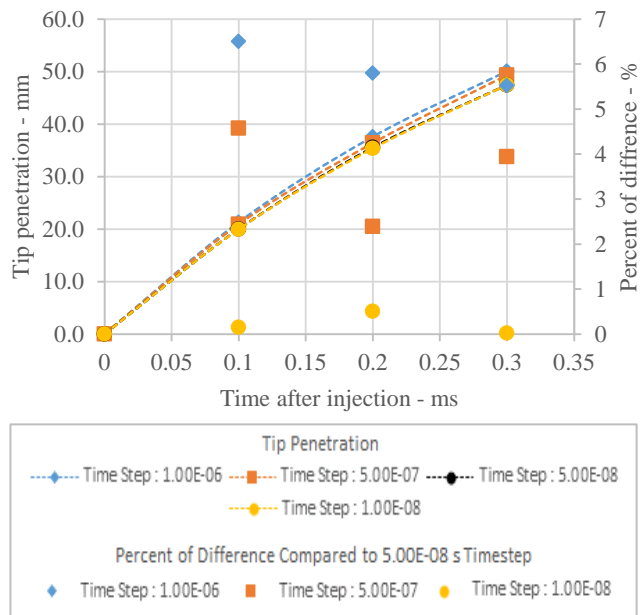
شکل ۶- مقایسه عمق نفوذ فواره گازی برای مسئله اعتبار سنجی



شکل ۷- الگوی جریان فرورمنبسط در خروجی نازل؛ بالا: نمایش گرافیکی [۴۹]، پایین: محاسبه شده



شکل ۴- نتایج استقلال از شبکه برای پاشش گازی



شکل ۵- اثرات گام زمانی بر روی شبیه سازی اسپری گازی

شکل ۶ مقایسه عمق نفوذ حاصل از حل عددی با نتایج تجربی [۳۹] را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، تطابق خوبی بین نتایج وجود دارد که نشان دهنده توانایی حل عددی در پیش بینی صحیح جریان اسپری گازی، البته با رعایت مطالب بیان شده پیش تر، وجود دارد. مزیت استفاده از این روش مدل سازی نسبت به روش‌های مفهومی، مشاهده شرایط جریان سیال و پیچیدگی‌های آن در خروجی نازل است. افزایش نسبت فشار پاشش انژکتور به فشار محفظه از یک مقدار بحرانی که برای گاز طبیعی در حدود ۱٫۸۵ می‌باشد (با فرض رفتار گاز ایده آل)، وضعیت زیر انبساطی اتفاق می‌افتد. در وضعیت زیر انبساطی، جریان در خروجی نازل دچار شوک می‌شود. وضعیت فرو منبسط^۱، فرآیند پیچیده‌ای است که تحت تاثیر موج‌های انقباضی و انبساطی می‌باشد که منجر به شکل گیری الگوی شوک بشکه‌ای

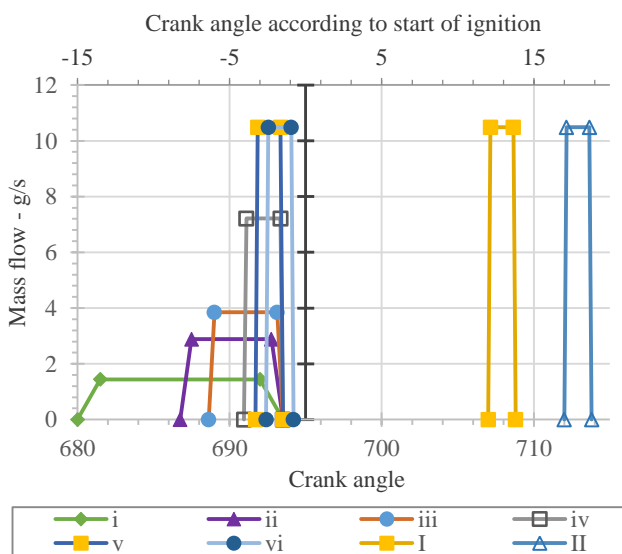
¹ Under-expanded

حل عددی موتور

تطابق خوبی بین نتایج تجربی و حل عددی مشاهده می‌شود که نشان می‌دهد مدل احتراقی برای شبیه سازی‌های مربوط به حالت تزریق مستقیم سوخت، آماده و قابل استفاده می‌باشد.

پاشش PSC و ارایه نتایج

همانطور که بیان گردیده است، مخلوط سوخت و هوای ورودی به سیلندر با نسبت هم ارزی ۰٫۹۵ و به صورت همگن می‌باشد. میزان سوخت باقی مانده به صورت پاشش مستقیم وارد مخلوط درون سیلندر می‌شود و مخلوط لایه ای موضعی را شکل می‌دهد. هشت حالت مختلف برای پاشش مستقیم در نظر گرفته شده است. شکل ۱۰ شرایط مختلف در نظر گرفته شده برای پاشش مستقیم را ارایه می‌دهد.

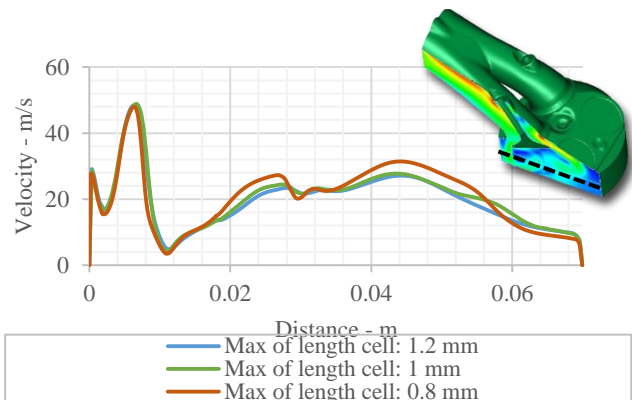


شکل ۱۰- شرایط مختلف پاشش برای تشکیل مخلوط لایه ای موضعی

زمان جرعه زنی در ۶۹۵ درجه میل لنگ است، و پیستون در ۷۲۰ درجه میل لنگ در نقطه مرگ بالا و در آستانه شروع دوره احتراق یا قدرت قرار می‌گیرد. پاشش در ۶ حالت، i تا vi، قبل از جرعه زدن شروع و پایان می‌پذیرد، و در حالت‌های I و II، پاشش مستقیم سوخت در بعد از جرعه زنی و در لحظات ابتدایی شکل گیری شعله صورت می‌پذیرد. پاشش سوخت قبل از جرعه زنی با هدف تشکیل مخلوط لایه ای موضعی در مجاورت شمع و بررسی اثرات آن بر روی شروع احتراق انجام گرفته است. افزایش طول دوره پاشش به میزان حالت پاشش i، باعث کاهش تکانه فواره گازی می‌شود و جریان داخل سیلندر بر روی آن غلبه پیدا می‌کند. نتیجه آن قرار گرفتن سوخت بر روی سطح سرسیلندر است که در شکل ۱۱ نشان داده شده است. این مسئله سبب افزایش میزان هیدروکربن نسوخته بدلیل خاموش شدن شعله در نواحی نزدیک به دیواره‌ها و همچنین افزایش زمان شکل گیری احتراق می‌شود. فشار داخل نازل در این حالت در حدود ۱۷ بار است. نسبت هم ارزی مخلوط سوخت و هوای در دایره به شعاع ۳ میلی متر و به مرکزیت شمع، برحسب درجه میل لنگ، برای حالت‌های پاشش ii تا vi در شکل ۱۲ رسم شده است.

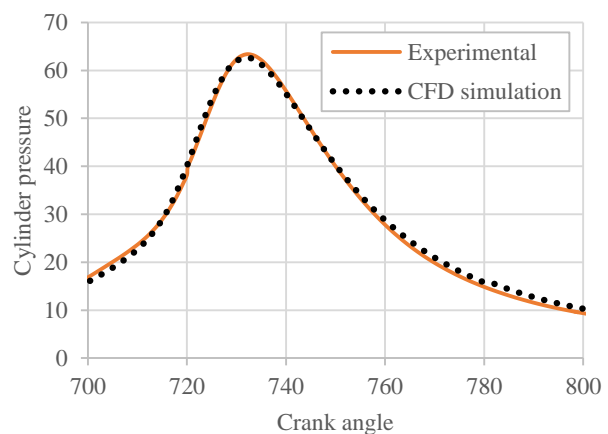
حل عددی جریان داخل سیلندر از ۱۰ درجه بعد نقطه مرگ بالا در دوره مکش، صورت می‌گیرد و تا لحظه باز شدن سوپاپ خروجی ادامه می‌یابد. شرایط مرزی و شرایط اولیه مورد نیاز برای حل سه بعدی، از مدل یک بعدی موتور مزبور در نرم افزار جی تی پاور^۱، و همچنین اطلاعات تجربی موتور، استخراج شده است.

به منظور بررسی دقیق‌تر اثرات جریان داخل سیلندر و آثار توربولانسی آن، تغییرات سرعت جریان داخل سیلندر بر روی یک خطی پایین سوپاپ (به صورت خط چین در شکل ۸ مشخص شده است)، در شبکه بندی‌هایی با حداکثر طول سلول؛ ۰٫۸، ۱، ۱٫۲، ۱٫۴، میلی متر، در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۸- سرعت جریان داخل سیلندر بر روی خط مشخص شده

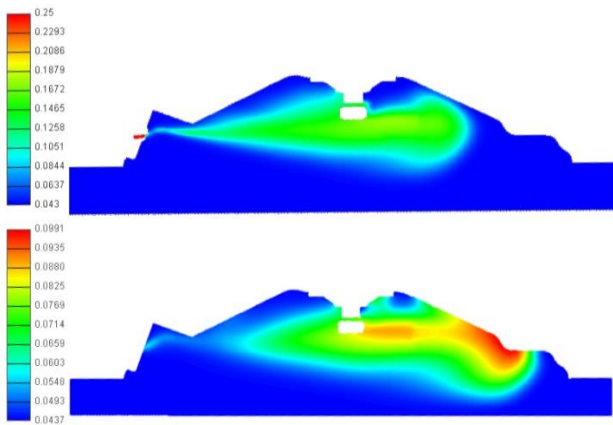
سرعت سیال در موقعیت نشان داده شده، در حالت حداکثر طول سلول به میزان ۰٫۸ میلی متر، الگوی متفاوتی نسبت به دو حالت دیگر دارد. علت این مسئله ممکن است که به دلیل افزایش خطای گرد کردن اعداد رخ داده باشد. با توجه به نتیجه بدست آمده، شبکه بندی با حداکثر طول سلول ۱ میلی متر به عنوان شبکه بندی مناسب برای حل عددی جریان داخل سیلندر انتخاب گردیده است. کالیبره کردن مدل احتراقی با استفاده از اطلاعات تجربی فشار داخل سیلندر انجام گرفته است. نتایج بدست آمده برای فشار داخل سیلندر به همراه نتایج تجربی، در سرعت ۲۵۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۹ نشان داده شده است.



شکل ۹- مقایسه فشار داخل سیلندر

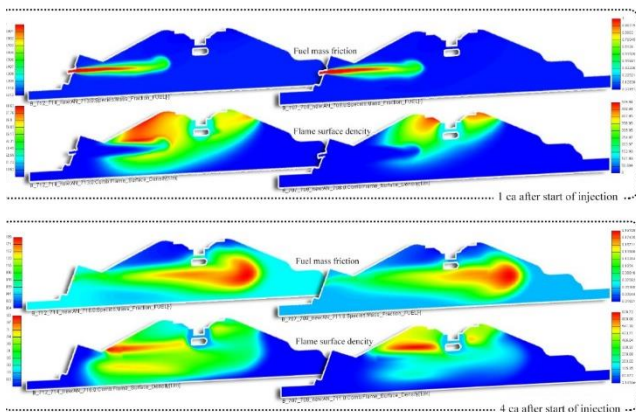
^۱ GT-Power

پیشروی شعله، می‌باشد. هدف از این پاشش‌ها، شناسایی تاثیر شکل گیری مخلوط لایه ای موضعی، و اثرات افزایش اغتشاشات جریان در جبهه شعله، می‌باشد. کانتورهای چگالی سطحی شعله و نسبت هم ارزی‌ها در شکل ۱۴ نشان داده است.



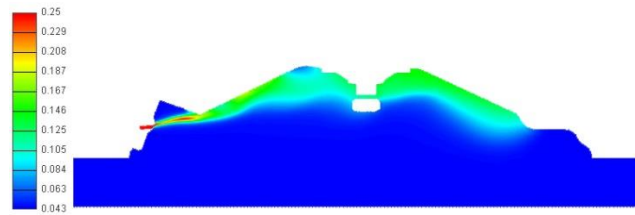
شکل ۱۳- درصد جرمی متان در لحظه؛ بالا: جرقه زنی، پایین: ۵ درجه بعد از جرقه

در حالت پاشش I، فواره گازی به جبهه شعله برخورد می‌کند و در حالت II، به داخل شعله وارد می‌شود. اثرات آن بر روی شعله در کانتورهای چگالی سطحی شعله قابل مشاهده است. افزایش اغتشاشات جریان در مجاورت شعله، و غنی شدن مخلوط سوخت و هوا در ناحیه مزبور، سبب افزایش نرخ آزاد سازی انرژی در حالت پاشش I، که فواره گازی به جبهه شعله برخورد کرده، شده است، در حالیکه ورود فواره به داخل شعله در حالت پاشش II، نتوانسته است اثر مثبتی بر روی فرآیند احتراق بگذارد.



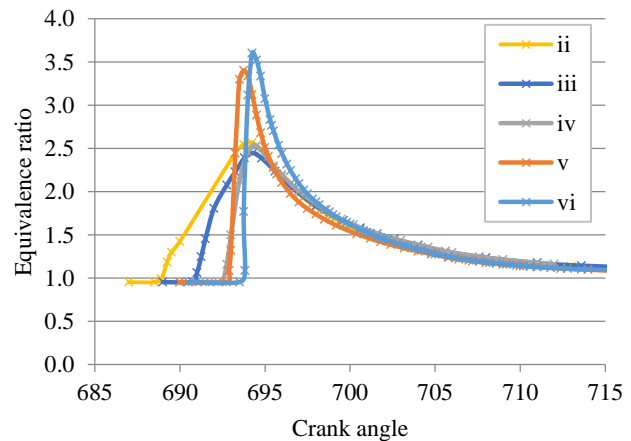
شکل ۱۴- درصد جرمی سوخت و چگالی سطحی شعله؛ راست: حالت I، چپ: II

منحنی فشار داخل سیلندر و نرخ آزاد سازی انرژی به همراه مجموع انرژی آزاد سازی در شکل ۱۵ و شکل ۱۶ نشان داده شده است. بیشینه فشار داخل سیلندر در حالت پاشش I، در حدود ۲،۱ درصد نسبت به احتراق مخلوط همگن افزایش داشته است و برای حالت پاشش II، تقریباً تغییری مشاهده نمی‌شود. نرخ آزاد سازی انرژی در حالت I، در حدود ۷ درصد نسبت به حالت II، در بیشینه مقدار، رشد داشته است. اما عدم ترکیب



شکل ۱۱- نسبت جرمی متان مخلوط داخل سیلندر در لحظه اتمام پاشش ثانویه در حالت پاشش i

فشار درون نازل در شرایط پاشش ii، iii و iv به ترتیب برابر است با، ۲۰، ۲۵ و ۴۴ بار، و برای حالت v و vi، ۵۴ بار می‌باشد. با توجه به شکل، مشاهده می‌شود که برای حالت‌های پاشش ii، iii و iv با وجود اختلاف فشار ورودی، بیشینه نسبت هم ارزی تقریباً یکسانی حاصل شده است، در حالی که طول دوره پاشش و زمان ترکیب سوخت و مخلوط داخل سیلندر روند افزایشی داشته است. افزایش فشار پاشش در حالت‌های v و vi، سبب شده است که ترکیب فواره گازی با مخلوط داخل سیلندر با شرایط بدتری به وقوع بپیوندد.



شکل ۱۲- نسبت هم ارزی در اطراف شمع

افزایش سرعت حرکت توده سوخت به دنبال آن کاهش زمان رسیدن به شمع که با کاهش زمان ترکیب شدن با مخلوط داخل سیلندر همراه است و همچنین افزایش غلظت سوخت ورودی، سبب عدم ترکیب مناسب سوخت تزریق شده با مخلوط داخل سیلندر و افزایش نسبت هم ارزی موضعی گردد.

در تمامی حالت‌های پاشش، مشاهده می‌شود که بالا بودن تکانه جریان سوخت ورودی سبب حرکت سریع توده سوخت شده است و ماندگاری مخلوط لایه ای موضعی در مجاورت شمع کاهش یافته است. شکل ۱۳ این مسئله را برای پاشش ii به خوبی نشان می‌دهد. برای حالت‌های پاشش دیگر، سرعت حرکت توده سوخت افزایش می‌یابد.

برای پاشش‌های قبل از زمان جرقه زنی، سوخت تزریق شده ثانویه بدون اختلاط کافی با مخلوط داخل سیلندر، با گذشتن از شمع در نقطه مقابل محل انژکتور و با نسبت هم ارزی بالا تجمع پیدا می‌کند. تمرکز بیش از حد سوخت تزریق شده ثانویه، سبب کاهش راندمان احتراق و افت شدید فشار داخل سیلندر و افزایش آلایندگی‌ها شده است. در حالت‌های پاشش I و II، شروع پاشش بعد از شکل گیری هسته مرکزی احتراق و شروع

با سرعت بیشتری از مجاورت مکان اصلی در نظر گرفته شده برای آن، نواحی اطراف شمع، فاصله بگیرد و ماندگاری مخلوط لایه ای موضعی در نواحی اطراف شمع، و اثر گذاری آن بر روی شکل گیری احتراق و سرعت پیشرفت آن کمتر و یا حتی بی اثر بشود.

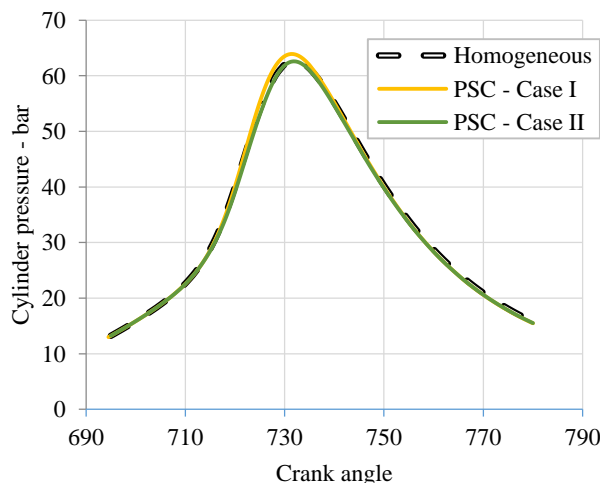
انژکتور تک سوراخه، نمی تواند عملکرد مناسبی را برای تحقق اهداف تعیین شده در تحقیق حاضر از خود نشان بدهد. سرعت ترکیب شدن سوخت تزریق شده با مخلوط داخل سیلندر، از پارامترهای کلیدی و تاثیر گذار می باشد که افزایش سرعت ترکیب پذیری آن برای رسیدن به مخلوط لایه ای موضعی ایده آل ضروری است. به همین منظور انژکتورهای چند سوراخه گزینه های مناسبی برای مطالعات آینده می باشد.

با توجه به انرژی جنبشی بالای سوخت تزریق شده که جابجایی سریع توده سوخت تزریق شده درون سیلندر را به دنبال دارد، مناسب ترین روش برای هدایت صحیح و مناسب سوخت تزریق مستقیم و تشکیل مخلوط لایه ای موضعی، روش دیوار هدایتی می باشد. بهینه سازی سطح پیستون به منظور جهت دهی فواره گازی، به گونه ای که محل شمع، مکان تجمع انتهایی توده سوخت وارد شده باشد، با توجه به اینکه سوخت گازی اثرات منفی ناشی از برخورد سوخت به دیواره ها و تشکیل دوده را ندارد، می تواند در تحقق اهداف مطالعه حاضر کمک شایانی بکند.

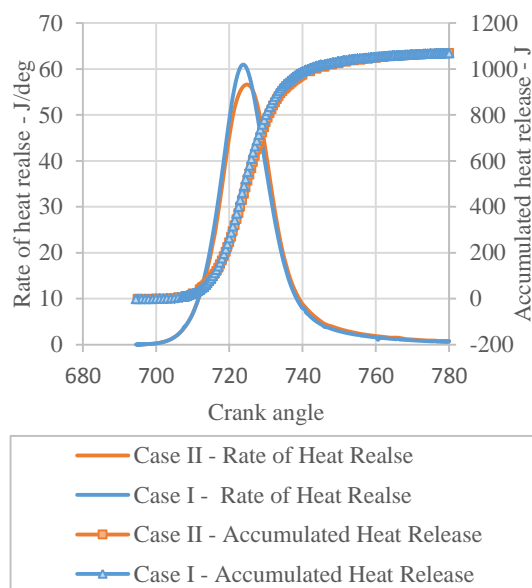
مراجع

- ۱-Yao, M.F., H.F. Liu, and X. Feng, *The development of low-carbon vehicles in China*. Energy Policy, 2011. **39**(9): p. 5457-5464.
- ۲-Ruter, M.D., et al., *NOx reduction from a large bore natural gas engine via reformed natural gas prechamber fueling optimization*. Fuel, 2012. **91**(1): p. 298-306.
- ۳-Aslam, M., et al., *An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle*. Fuel, 2006. **85**(5): p. 717-724.
- ۴-Economides, M.J. and D.A. Wood, *The state of natural gas*. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2009. **1**(1): p. 1-13.
- ۵-Czerwinski, J., et al., *Unregulated emission with TWC gasoline & CNG*. SAE International Journal of Engines, 2010(2010-01-1286): p. 1099-1112.
- ۶-Yu, X., et al., *Optimize combustion of compressed natural gas engine by improving in-cylinder flows*. International Journal of Automotive Technology, 2013. **14**(4): p. 539-549.
- ۷-Zhao, H., *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Gasoline and Gas Engines*. Vol. 1. 2014: Elsevier.
- ۸-McTaggart-Cowan, G., et al., *The influence of fuel composition on a heavy-duty, natural-gas direct-injection engine*. Fuel, 2010. **89**(3): p. 752-759.
- ۹-Pischinger, S., M. Umierski, and B. Hüchtebrock, *New CNG concepts for passenger cars: High*

مناسب سوخت تزریق شده ثانویه با مخلوط داخل سیلندر سبب کاهش راندمان احتراق و تشکیل هیدروکربن های نسوخته و مونواکسید کربن در حدود ۱۰ برابر شرایط احتراق همگن شده است. همین امر سبب عدم بهبود در فشار موثر متوسط اندیکاتوری و کار خروجی موتور شده است.



شکل ۱۵- مقایسه فشار داخل سیلندر در حالت پاشش I و II



شکل ۱۶- نرخ آزاد سازی انرژی و مجموع انرژی آزاد شده در حالت های I و II

نتیجه گیری

هدف اصلی تحقیق حاضر، بهبود در پدیده احتراق با افزایش سرعت شعله آرام و اغتشاشی، با تشکیل مخلوط لایه موضعی ایده آل و افزایش شدت اغتشاش در جبهه شعله بوده است. عدم نفوذ پذیری مناسب سوخت تزریق شده به صورت مستقیم در مخلوط داخل سیلندر و عدم ترکیب به موقع، سبب می شود که سوخت تزریق شده در یک ناحیه تجمع پیدا کند و اثرات نامطلوبی بر روی احتراق و تشکیل آلاینده ها بگذارد.

افزایش فشار پاشش سبب افزایش نسبت هم ارزی در مرکز فواره گازی می شود و علاوه بر این، سبب می شود که مخلوط لایه ای موضعی تشکیل شده

- barrel-stratification*. 1994, SAE Technical Paper.
- ۲۴-Kiyota, Y., K. Akishino, and H. Ando, *Concept of lean combustion by barrel-stratification*. 1992, SAE Technical Paper.
- ۲۵-Andreassi, L., et al. *Numerical-experimental comparison of the performance of a partially stratified charge natural gas fuelled engine*. in *ASME 2004 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*. 2004. American Society of Mechanical Engineers.
- ۲۶-Costa, M., et al., *Split injection in a Homogeneous stratified gasoline direct injection engine for high combustion efficiency and low pollutants emission*. Energy, 2016.
- ۲۷-Reynolds, C. and R.L. Evans, *Improving emissions and performance characteristics of lean burn natural gas engines through partial stratification*. International Journal of Engine Research, 2004. **Vol 1**.
- ۲۸-Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. Vol. 930. 1988: Mcgraw-hill New York.
- ۲۹-Baloo, M., et al., *Effect of iso-octane/methane blend on laminar burning velocity and flame instability*. Fuel, 2015. **144**: p. 264-273.
- ۳۰-Varde, K.S. and G.M.M. Asar, *Burn rates in natural-gas-fueled, single-cylinder spark ignition engine*. SAE Paper 2001-28-0023, 2001.
- ۳۱-Hu, R., et al., *A simulation method for 3-D CFD modeling of supersonic gas injection in DI gas-powered engines*, in *Tagung Gasfahrzeuge*. 2014: Potsdam.
- ۳۲-Yadollahi, B. and M. Boroomand. *A Numerical Investigation of Combustion Chamber Geometry Effects on Natural Gas Direct Injection Properties in a SI Engine With Centrally Mounted Multi-Hole Injector*. in *Proceedings of the Internal Combustion Engine Division Technical Conference, ICES2012*. 2012.
- ۳۳-Yadollahi, B. and M. Boroomand, *The effect of combustion chamber geometry on injection and mixture preparation in a CNG direct injection SI engine*. Fuel, 2013. **107**: p. 52-62.
- ۳۴-Yadollahi, B. and M. Boroomand, *Numerical investigation of natural gas direct injection properties and mixture formation in a spark ignition engine*. Thermal Science, 2014. **18**(1): p. 39-52.
- ۳۵-Baratta, M., et al., *Multi-dimensional modeling of direct natural-gas injection and mixture formation in a stratified-charge SI engine with centrally mounted injector*. SAE International Journal of Engines, 2008. **1**(2008-01-0975): p. 607-626.
- torque engines with superior fuel consumption*. 2003, SAE Technical Paper.
- ۱۰-Middleton, A., B. Neumann, and D. Khatri, *Development of dedicated CNG engine with multipoint gas injection system*. 2008, SAE Technical Paper.
- ۱۱-Kalam, M.A., et al., *Experimental Test of a New Compressed Natural Gas Engine with Direct Injection*, in *SAE Technical Paper 2009-01-1967*. 2009, SAE.
- ۱۲-Tilagone, R. and S. Venturi, *Development of natural gas demonstrator based on an urban vehicle with a down-sized turbocharged engine*. Oil & gas science and technology, 2004. **59**(6): p. 581-591.
- ۱۳-Reynolds, C.C.O., et al., *The Effect of Varying the Injected Charge Stoichiometry in a Partially Stratified Charge Natural Gas Engine*, in *SAE Technical Paper 2005-01-0247*. 2005.
- ۱۴-Kato, K., et al., *Development of engine for natural gas vehicle*. 1999, SAE Technical Paper.
- ۱۵-Hu, C. and S. Hou, *Investigations on Combustion Process of Low-pressure CNG Compound Direct Injection Spark-ignited Engines*. 2010, SAE Technical Paper.
- ۱۶-Kalam, M., et al., *Experimental Test of a New Compressed Natural Gas Engine with Direct Injection*. 2009, SAE Technical Paper.
- ۱۷-Seboldt, D., D. Lejsek, and M. Bargende, *Injection strategies for low HC raw emissions in SI engines with CNG direct injection*. Automotive and Engine Technology, 2016: p. 1-11.
- ۱۸-Erfan, I., et al., *Injection characteristics of gaseous jet injected by a single-hole nozzle direct injector*. Fuel, 2015. **160**: p. 24-34.
- ۱۹-Reynolds, C., *Performance of a partially stratified-charge natural gas engine*. 2001, University of British Columbia.
- ۲۰-Arcoumanis, C., D. Hull, and J. Whitelaw, *Optimizing local charge stratification in a lean-burn spark ignition engine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 1997. **211**(2): p. 145-154.
- ۲۱-Bai, Y.-l., et al., *Knocking suppression by stratified stoichiometric mixture with two-zone homogeneity in a DISI engine*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013. **135**(1): p. 012803.
- ۲۲-Deschamps, B., R. Snyder, and T. Baritaud, *Effect of flow and gasoline stratification on combustion in a 4-valve SI engine*. 1994, SAE Technical Paper.
- ۲۳-Kuwahara, K., et al., *Optimization of in-cylinder flow and mixing for a center-spark four-valve engine employing the concept of*

Combustion Science and Technology, 1986.
45(5-6): p. 275-288.

- ۳۶-Kim, G.-H., A. Kirkpatrick, and C. Mitchell, *Computational modeling of natural gas injection in a large bore engine*. Journal of engineering for gas turbines and power, 2004. **126**(3): p. 656-664.
- ۳۷-Scarcelli, R., et al. *High-pressure gaseous injection: a comprehensive analysis of gas dynamics and mixing effects*. in *ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*. 2012. American Society of Mechanical Engineers.
- ۳۸-Scarcelli, R., et al., *Numerical and optical evolution of gaseous jets in direct injection hydrogen engines*. 2011, SAE Technical Paper.
- ۳۹-Rogers, T.J., *Mixture preparation of gaseous fuels for internal combustion engines using optical diagnostics*. 2014, RMIT University.
- ۴۰-Rogers, T., et al., *Structural characteristics of hydrogen and compressed natural gas fuel jets*. International Journal of Hydrogen Energy, 2015. **40**(3): p. 1584-1597.
- ۴۱-AVLFireUserManual; *Fire CFD Solver*. 2013.
- ۴۲-Colin, O., A. Benkenida, and C. Angelberger, *3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines*. Oil & gas science and technology, 2003. **58**(1): p. 47-62.
- ۴۳-Durbin, P.A., *Near-wall turbulence closure modeling without "damping functions"*. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 1991. **3**(1): p. 1-13.
- ۴۴-Hanjalić, K., M. Popovac, and M. Hadžiabdić, *A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2004. **25**(6): p. 1047-1051.
- ۴۵-Messner, D., et al., *Application and validation of the 3D CFD method for a hydrogen fueled IC engine with internal mixture formation*. 2006, SAE Technical Paper.
- ۴۶-Baratta, M., A.E. Catania, and F.C. Pesce, *Multidimensional Modeling of Natural Gas Jet and Mixture Formation in Direct Injection Spark Ignition Engines—Development and Validation of a Virtual Injector Model*. Journal of Fluids Engineering, 2011. **133**(4): p. 041304.
- ۴۷-Li, Y., et al., *Characteristic and computational fluid dynamics modeling of high-pressure gas jet injection*. Journal of engineering for gas turbines and power, 2004. **126**(1): p. 192-197.
- ۴۸-Abraham, J., *What is adequate resolution in the numerical computations of transient jets?* 1997, SAE Technical Paper.
- ۴۹-Ewan, B. and K. Moodie, *Structure and velocity measurements in underexpanded jets*.