

## بررسی سینتیکی اثر غنی‌سازی با هیدروژن بر تولید آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای در موتور گازسوز در نسبت تراکم بالا

سید وحید قوامی<sup>۱</sup>، علی صلواتی‌زاده<sup>۲</sup>، احمد جواهری<sup>۳</sup>، مسعود مسیح طهرانی<sup>۴</sup>، وحید اصفهانیان<sup>۵</sup>  
و قدرت‌اله حمزه نوا<sup>۶</sup>

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، پژوهشکده خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران، sv.ghavami@vferi.com

۲- دکترای مهندسی مکانیک، پژوهشکده خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران (نویسنده مخاطب)، alisalavati@ut.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی دانشگاه تهران، javahery@ut.ac.ir

۴- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، masih@iust.ac.ir

۵- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، evahid@ut.ac.ir

۶- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، hamzehrava@ut.ac.ir

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۲/۲۵، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۵/۸/۱، پذیرش: ۹۵/۸/۲۲)

**چکیده:** موتورهای احتراق داخلی بدون شک سهم عمده‌ای در بحران فزاینده آلودگی هوا و گرمایش کره زمین دارند. به‌علاوه، استفاده از گاز طبیعی فشرده، علی‌رغم داشتن ترکیبات متفاوت، به‌عنوان سوخت جایگزین گسترش یافته است. در این راستا، تحقیق حاضر به بررسی اثر غنی‌سازی سوخت گاز طبیعی تهران با هیدروژن بر آلاینده‌گی و میزان تولید گازهای گلخانه‌ای در یک موتور گازسوز در نسبت تراکم بالا می‌پردازد. یک موتور جرقه‌ای تک‌سیلندر گازسوز به‌صورت جامع با استفاده از مدل دینامیک گاز یک‌بعدی و بهره‌بردن از استراتژی شبیه‌سازی ترمودینامیکی صفربعدی در المان‌های اصلی مدل‌سازی شده و یک سینتیک شیمیایی مفصل برای شبیه‌سازی احتراق داخل سیلندر استفاده شده است. مدل نهایی براساس توزیع فشار داخل سیلندر، دبی سوخت و دبی هوای مبتنی بر مشاهدات آزمایشگاهی کالیبره شده است. شبیه‌سازی عملکرد موتور در نسبت تراکم بالا (CR=16) و در دور موتور ثابت ۲۰۰۰ دور در دقیقه و بارهای مختلف انجام شده است. همچنین، شبیه‌سازی علاوه بر متان خالص به‌عنوان جایگزین گاز طبیعی، برای گاز واقعی مورد استفاده در شهر تهران نیز انجام پذیرفته و نتایج موتور پایه برای هر دو نوع سوخت با یافته‌های آزمایشگاهی یک نمونه موتور تک‌سیلندر آزمایشگاهی ارزش‌گذاری شده‌اند. مدل صحنه‌گذاری شده برای پیش‌بینی رفتار عملکردی و آلاینده‌گی موتور هنگام غنی‌سازی سوخت گاز طبیعی مصرفی با مقادیر متفاوت حجمی هیدروژن به‌کار رفته است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش درصد غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن، میزان مونواکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن و متان در تمام شرایط کاهش می‌یابد. همچنین، علی‌رغم افزایش فشار بیشینه داخل سیلندر با افزایش درصد غنی‌سازی، میزان فشار متوسط اندیکاتوری کاهش می‌یابد.

**کلیدواژگان:** غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن، موتور گازسوز، سینتیک شیمیایی مفصل، مدل‌سازی جامع موتور

### مقدمه

بحران فزاینده آلودگی محیط زیست از یک سو و تنزل چشم‌انداز منابع حامل‌های انرژی در کشورهای مختلف از سوی دیگر، باعث اهمیت یافتن سوخت پاک گاز طبیعی به‌عنوان جانشین سوخت‌های فسیلی مرسوم<sup>۱</sup> شده است. در این میان، با توجه به وجود منابع عظیم و تولید سالانه ۱۸۰ میلیارد متر مکعب گاز طبیعی و نقش ۷۰ درصدی این سوخت در سبد انرژی کشور

ایران، نقش این سوخت بسیار کلیدی به‌نظر می‌رسد. رتبهٔ اول ایران در استفاده از گاز طبیعی فشرده به‌عنوان سوخت در حمل‌ونقل، با وجود بیش از سه میلیون خودروی گازسوز در کشور، مؤید این نقش کلیدی است. گاز طبیعی مخلوطی از هیدروکربن‌های سبک دارای یک تا پنج کربن و گازهای خنثی، به‌خصوص دی‌اکسیدکربن و نیتروژن، بوده [۱] و ترکیب دقیق آن بسته به چاه منبع و فرایند پالایش آن متفاوت است. این تفاوت‌های موجود در ترکیب گاز طبیعی باعث تغییرات جدی در خصوصیات احتراقی آن و در نتیجه تأثیر بر پارامترهای عملکردی موتور می‌شود. البته در اغلب تحقیقات انجام‌شده تاکنون از ترکیبات جانشین<sup>۱</sup> برای سوخت گاز طبیعی مانند متان [۲] یا پروپان [۳] استفاده شده است و همین مسئله باعث بروز تشکیک از سوی صاحبان صنایع خودروسازی در استفاده از نتایج تحقیقات برای کاربردهای صنعتی شده است.

اصلی‌ترین ترکیب موجود در گاز طبیعی متان است. ساختار متقارن چهاروجهی این گونه و انرژی‌های بالای پیوندهای کربن-هیدروژن در آن، که ناشی از عدم تجانب این پیوندها با پیوند کربن-کربن است، منجر به سرعت پایین احتراق گاز طبیعی می‌شود [۳]. این مهم باعث مشکلاتی از قبیل بازده حرارتی پایین موتور و تفاوت‌های چرخه به چرخه<sup>۲</sup> می‌شود که تأثیر منفی بر توان خروجی و میزان مصرف سوخت خواهد داشت. با توجه به این معایب، بیشتر موتورهای گازسوز در شرایط استوکیومتری با بازده حرارتی نسبتاً کم کار می‌کنند. یکی از روش‌های مؤثر جهت بهبود این کاستی اضافه کردن سوختی با نرخ سوختن بالا به گاز طبیعی است. بین گزینه‌های موجود، هیدروژن، با توجه به سرعت بالای احتراق و عدم حضور کربن در ترکیب آن، می‌تواند گزینهٔ مناسبی جهت افزایش نرخ سوختن در کنار کاهش آلاینده‌های کربنی و گازهای گلخانه‌ای باشد.

البته غنی‌سازی سوخت به‌وسیلهٔ هیدروژن تنها محدود به سوخت گاز طبیعی فشرده نبوده و بهره‌بردن از این روش برای سوخت‌های مختلف موضوع بسیاری از مطالعات بوده است. وانگ و همکاران [۴] با مطالعه آزمایشگاهی عملکرد یک نمونه موتور بنزین‌سوز با سوخت ترکیبی بنزین و هیدروژن در حالت بار کامل<sup>۳</sup> نشان دادند که بازده حرارتی موتور افزایش قابل ملاحظه‌ای دارد. آن‌ها، همچنین، موفق به اثبات روند رو به کاهش پدیدهٔ کوبش<sup>۴</sup> در موتور شدند که دلیل این امر سرعت بالای اشتعال هیدروژن است. به‌علاوه، این محققین، با آنالیز گازهای خروجی، کاهش جرم و تعداد ذرات خروجی را نشان دادند. ژوو و همکاران [۵]، با مطالعه اثر غنی‌سازی سوخت دیزل کم‌گوگرد با هیدروژن، دو وضعیت متفاوت احتراقی را مشاهده کرده و نشان دادند که تأثیر افزودن هیدروژن بر عملکرد موتور بستگی به وضعیت احتراقی دارد. به‌عنوان مثال، غنی‌سازی سوخت با هیدروژن فقط در بارهای متوسط و زیاد باعث بهبود عملکرد می‌شود. تحقیق مزبور با مطالعهٔ دو گونه هدف اکسید نیتروژن و مونواکسیدکربن و نیز گاز گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن به بررسی تأثیر افزایش هیدروژن به سوخت بر آلاینده‌گی موتور پرداخته بود. براساس یافته‌های این تحقیق، تأثیر افزودن هیدروژن بر تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن نیز به میزان بار بستگی داشته و افزودن هیدروژن به‌طور مؤثری میزان دی‌اکسیدکربن و مونواکسیدکربن را کاهش می‌دهد. در این مطالعه، همانند موتورهای بنزینی، تأثیر مثبت غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن بر کاهش جرم و تعداد ذرات خروجی مشاهده شد. از سوی دیگر، تحقیقات تجربی روی موتورهای دیزلی [۶] با سوخت ترکیبی دیزل و هیدروژن در شرایط بار جزئی<sup>۵</sup> (۷۵ درصد) نشان‌دهندهٔ افزایش بازده حرارتی ترمزی در شرایط غنی‌سازی شده به‌وسیله هیدروژن ۱۵ درصد نسبت به حالت دیزل خالص بود. با این وجود، در شرایط غنی‌سازی شده به‌وسیله هیدروژن، در مقایسه با دیزل خالص، آلاینده اکسیدهای نیتروژن در شرایط بار کامل کمی افزایش و آلاینده‌های مونواکسیدکربن و دی‌اکسیدکربن کاهش یافت. تحقیقات متعدد دیگری به تأثیر غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن بر موتورهای گازسوز اشاره کرده‌اند. سن و همکاران [۷]، با در نظر گرفتن روش حداکثر همپوشانی سوپاپ‌ها جهت

1. Surrogate  
2. Cycle-by-Cycle Variation  
3. Full Load  
4. Knock  
5. Part Load

آنالیز کارکرد موتور در دور ثابت ۳۰۰۰ دور در دقیقه، تأثیر غنی‌سازی سوخت گاز طبیعی را مطالعه کردند. برای این منظور، نتایج حاصل از گاز طبیعی خالص را با نتایج غنی‌سازی شده با ۲۳ درصد و ۴۰ درصد هیدروژن مقایسه کردند. آن‌ها نشان دادند با افزودن هیدروژن اختلاف هر چرخه با چرخه قبل به صورت محسوسی کاهش می‌یابد. از سوی دیگر، کاهرامان و همکاران [۸] به بررسی آزمایشگاهی عملکرد و آلاینده‌های موتور گازسوز اشتعال جرقه‌ای غنی‌سازی شده به‌وسیله هیدروژن پرداختند. آن‌ها با انجام آزمایش‌های گوناگون در دوره‌های مختلف به این نتیجه رسیدند که افزایش میزان هیدروژن، علاوه بر بالا بردن بیشینه فشار داخل سیلندر، موجب کاهش مونواکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. براساس نتایج یک بررسی آزمایشگاهی موتور گازسوز پرخوران [۹]، در سه کسر جرمی متفاوت هیدروژن، با افزایش میزان هیدروژن، علاوه بر کاهش بسیار کمی در توان، آلاینده‌های ساطع شده مونواکسیدکربن و متان نیز کاهش می‌یابند. آکانسو و همکاران [۱۰] به بررسی آزمایشگاهی اثر غنی‌سازی سوخت متان به‌وسیله هیدروژن پرداختند. آن‌ها مطالعه خود را در دور و بار ثابت و نسبت هم‌ارزی و میزان غنی‌سازی‌های مختلف انجام داده و به این نتیجه رسیدند که با انجام این غنی‌سازی‌ها مونواکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش یافته و بازده حرارتی ترمزی افزایش می‌یابد. بدیهی است که در اغلب این تحقیقات و سایر مطالعات انجام شده، گونه‌های مورد مطالعه در خروجی موتور مونو و دی‌اکسیدکربن، هیدروکربن نسوخته، به‌خصوص گاز گلخانه‌ای متان و اکسیدهای نیتروژن، بوده است.

استفاده از سینتیک شیمیایی مفصل<sup>۲</sup> یا شبه‌مفصل<sup>۳</sup> در مدل‌های رتبه‌کاسته هندسی موضوع بسیاری از تحقیقات اخیر مرتبط با شبیه‌سازی جریان‌های واکنش‌دهنده بوده است. با استفاده از این روش، زمان زیاد محاسباتی مورد نیاز معادلات دیفرانسیل معمولی مربوط به زنجیره شیمیایی، با فشرده‌سازی<sup>۴</sup> هندسی و صرف‌نظر از گرادیان‌های متغیرهای ترمودینامیکی و مطالعه نرخ تغییرات نسبت به زمان جبران خواهد شد که با توجه به کوچک بودن حجم هندسی محفظه احتراق موتور در دوره سوزش، این تکنیک استراتژی مناسبی به نظر می‌رسد. این الگوریتم مدل‌سازی، که به‌واسطه حذف گرادیان‌های مکانی مطالعه نرخ تغییرات نسبت به زمان، به مدل ترمودینامیکی شناخته شده است، به دو دسته مدل صفربعدی و شبه‌ابعادی تقسیم‌بندی می‌شود. در مدل‌های ترمودینامیکی صفربعدی در تمامی نواحی محفظه احتراق معادلات یکسانی حل می‌شود، اما در مدل‌های شبه‌ابعادی، اگرچه از گرادیان‌های مکانی صرف‌نظر می‌شود، اما نواحی مختلف براساس فیزیک پدیده‌های درگیر دارای معادلات متفاوتی‌اند که به‌عنوان مثال می‌توان به تقسیم محفظه احتراق موتورهای احتراق داخلی به نواحی سوخته و نسوخته اشاره کرد. اونوراتی و همکاران در سال ۲۰۰۰، با تلفیق یک سازوکار<sup>۵</sup> شیمیایی کاهش‌یافته با دستگاه معادلات اویلر یک‌بعدی، به بررسی وضعیت توزیع و نرخ تغییر گونه‌ها در یک نمونه مبدل کاتالیستی پرداختند [۱۱]. در سال ۲۰۰۱، دالی و ناگ، با ترکیب سازوکار شیمیایی مفصل با مدل صفربعدی شبه‌ابعادی چندناحیه‌ای در محفظه احتراق یک موتور دیزل، تأثیر افزایش بنزن به هپتان نرمال را بر تشکیل دوده مطالعه کردند [۱۲]. داگوت و توگبه، به‌منظور بررسی تأثیر غنی‌سازی بنزن با سوخت اکسیژن‌دار بوتانول بر آلودگی تولیدی، در سال ۲۰۰۸، از تلفیق یک سازوکار شیمیایی مفصل دارای ۱۹۹۰ واکنش و ۲۵۱ گونه شیمیایی با الگوی مدل‌سازی ترمودینامیکی شبه‌ابعادی برای دو ناحیه سوخته و نسوخته در محفظه حجم‌ثابت بهره بردند [۱۳]. در همان سال، هربینت و همکاران، با در نظر گرفتن محفظه احتراق حجم‌ثابت و تلفیق الگوریتم مدل‌سازی ترمودینامیکی صفربعدی با سازوکار شیمیایی مفصل، به توسعه و بهینه‌سازی زنجیره شیمیایی مفصل برای شبیه‌سازی احتراق متیل دکانوات، به‌عنوان جانشین برای سوخت دیزل، پرداختند [۱۴]. محفظه واکنش مورد بررسی به‌صورت تک‌ناحیه‌ای شبیه‌سازی شده بود. همچنین، در سال ۲۰۰۸، آندره و همکاران، با استفاده از یک سازوکار شیمیایی مفصل در یک مدل شش ناحیه‌ای، به‌عنوان

1. Turbocharger  
2. Detailed Chemical Kinetics  
3. Semi-Detailed Chemical Kinetics  
4. Lumping  
5. Mechanism

مدل شبه‌ابعادی مورد استفاده در موتورهای اشتعال تراکمی همگن، عملکرد هپتان نرمال و مخلوط هپتان نرمال-تولون را در موتور مقایسه کردند [۱۵]. مونته‌نگرو و اونوراتی، در سال ۲۰۰۹، با ترکیب سازوکار شیمیایی شبه مفصل با معادلات اوپلر یک‌بعدی در فرم بقایی، نرخ تغییر و توزیع گونه‌ها در یک نمونه مبدل کاتالیستی را در وضعیت گرم و سرد بررسی کردند [۱۶]. در سال ۲۰۱۲، کوکاداپو و همکاران یک سازوکار شیمیایی مفصل رژیم احتراقی دمایی را با مدل شبه‌ابعادی دوناچی‌ای برای نواحی سوخته و نسوخته در ماشین تراکم سریع ترکیب کرده و اشتعال و تشکیل هسته شعله برای ایزواکتان را مطالعه کردند [۱۷]. همچنین، انجی و همکاران در همان سال، با ترکیب سازوکار شیمیایی مفصل با مدل ترمودینامیکی صفر بعدی تک‌ناحیه‌ای در محفظه حجم ثابت، مشخصات احتراقی مخلوط‌های دیزل و بیودیزل را بررسی و مقایسه کردند [۱۸]. در سال ۲۰۱۲، صلواتی‌زاده و همکاران [۱۹]، با استفاده از مدل شبه‌ابعادی چندناحیه‌ای برای چرخه بسته موتور دیزل، تشکیل هیدروکربن‌های چندحلقه‌ای معطر را با استفاده از یک سازوکار شیمیایی مفصل در جریان چرخه دیزل بررسی کردند. مدل چندناحیه‌ای در واقع پیرو خطوط مدل شبه‌ابعادی دوناچی‌ای است که با توجه به تعدد جبهه‌های شعله تشکیل شده از اتمیزاسیون و تبخیر سوخت دیزل به نام چندناحیه‌ای شناخته می‌شود. در سال ۲۰۱۶، نیز صلواتی‌زاده و همکاران [۲۰]، با استفاده از ترکیب سازوکار شیمیایی مفصل و مدل دوناچی‌ای، به شبیه‌سازی و پیش‌بینی میزان تأثیر غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن در یک نمونه موتور گازسوز پرداختند. مدل دوناچی‌ای مورد استفاده در تحقیق مزبور از خطوط کلی تابع ترمودینامیکی وایب تبعیت می‌کرد.

تحقیق حاضر، با هدف بررسی عددی اثر غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن بر عملکرد و میزان آلاینده‌های خروجی موتور گازسوز انجام شده است. برخلاف کارهای پیشین، بررسی در نسبت تراکم بالا (CR=16) انجام شده و علاوه بر شرایط بار کامل، دو حالت میان بار نیز مطالعه و مقایسه شده است. به‌منظور تحقق هدف مدنظر، یک سازوکار شیمیایی مفصل [۲۱]، که قبلاً ارزش‌گذاری شده، با یک مدل یک‌بعدی تهیه‌شده در نرم‌افزار AVL-BOOST [۲۲]، که با مشاهدات آزمایشگاهی کالیبره شده، ترکیب شده است. با توجه به نقش کلیدی گاز طبیعی در سبد سوخت کشور ایران، به‌جای استفاده از متان خالص یا سایر ترکیبات جانشین، در آزمایش‌ها و شبیه‌سازی‌ها از گاز واقعی تهران، که حداکثر اختلاف را با متان خالص دارد، استفاده شده است. تمامی آزمایش‌ها و مدل‌سازی‌ها در دور ثابت ۲۰۰۰ دور در دقیقه انجام و پیش‌بینی وضعیت عملکرد موتور در سه حالت مختلف غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن، به میزان ۱۰ درصد، ۳۰ درصد و ۵۰ درصد حجمی (مولی)، انجام شده است.

## روند مدل‌سازی و کالیبراسیون

در دیدگاه مدل‌سازی جامع موتور<sup>۳</sup>، موتور به‌عنوان مجموعه‌ای از لوله‌ها در نظر گرفته شده و با توجه به زیادبودن نسبت طول به قطر و همچنین سرعت بالای حرکت سیال در آن‌ها، از دستگاه معادلات غیرلزج اوپلر یک‌بعدی به‌منظور شبیه‌سازی میدان جریان در آنها بهره برده می‌شود [۲۳]. سایر اجزای موتور مانند سیلندر، مخزن آرامش، مبدل کاتالیستی براساس خطوط کلی مدل‌سازی ترمودینامیکی شبه‌ابعادی<sup>۴</sup> در هر گام زمانی مدل‌سازی شده و نتایج حل به‌صورت شرایط مرزی در جای مناسب به این دسته لوله‌ها اعمال می‌شود. با توجه به سرعت بالا و توسعه‌یافته بودن میدان جریان در داخل راهگاه‌های موتور، این فرض مناسب به‌نظر رسیده و ترکیب آن با مدل‌های صفر بعدی باعث کاهش چشمگیر هزینه محاسباتی در کنار حفظ دقت مناسب برای متغیرهای مدنظر می‌شود. بدین ترتیب، موتور از محیط مکش هوا تا محیط تخلیه گازهای خروجی شبیه‌سازی شده و معادلات حاکم بر آن حل می‌شود. دستگاه معادلات اوپلر غیرلزج یک‌بعدی، که به‌نام دستگاه معادلات دینامیک گاز شناخته می‌شود، شامل معادله بقای جرم، بقای تکانه و بقای انرژی است. با توجه به اینکه سیال غیرلزج در نظر گرفته شده، لذا نیروی

1. Detailed Chemecal Mechanism  
2. Calibrate  
3. Comprehensive Engine Modeling  
4. Quasi-Dimensional

اصطکاک به‌عنوان یک نیروی خارجی تخمین زده شده و مدل می‌شود. تمامی نقاط موجود در دامنه حل معادلات دارای شرایط اولیه هستند. با انجام یک چرخه کامل موتور و بازگشت دوباره به نقطه شروع، اختلاف فشارهای حاصل با چرخه قبل در نقاط گوناگون محاسبه شده و زمانی جواب قابل قبول است که دو چرخه متوالی جواب یکسان دهد. برای ایجاد چنین مدلی، پس از تعیین توپولوژی<sup>۱</sup> کلی مدل، پارامترهای هندسی، اعم از طول و قطر لوله‌ها، حجم اجزای مختلف، قطر سیلندر، طول جابه‌جایی پیستون، نسبت تراکم و غیره، تنظیم می‌شود. فرایند شبیه‌سازی با تنظیم پارامترهای عملکردی و مقادیر لازم جهت حل عددی کامل می‌شود. کالیبراسیون مدل نیز پس از انجام مراحل فوق صورت می‌گیرد. نرخ جریان هوا در هر نقطه از لوله‌ها، براساس معادلات دینامیک گاز یک‌بعدی به کمک روش مک‌کورمک<sup>۲</sup> مرتبه ۴ محاسبه می‌شود و تمامی شرایط مرزی مربوط به اجزای گوناگون با رویکرد غیرهومنتروپیک<sup>۳</sup> اعمال می‌شود [۲۵، ۲۴]. با تنظیم مقدار نسبت هم‌ارزی در المان انژکتور، نرخ جریان سوخت براساس دبی جریان هوا، که از حل دستگاه معادلات دینامیک گاز به‌دست می‌آید، محاسبه می‌شود. شایان ذکر است که در آزمایش‌ها نیز از همین روش بهره گرفته شده است. در واقع در فرایند آزمایش فقط نرخ جریان هوای ورودی به‌عنوان داده خام اندازه‌گیری شده و نرخ جریان سوخت، با توجه به نسبت هوا به سوخت تنظیم‌شده در ابزار کنترلی انژکتور، محاسبه شده است. شبیه‌سازی ترمودینامیکی احتراق با استفاده از الگوریتم Wiebe<sup>۴</sup> دوناچیه‌ای [۲۶]، که زیرمجموعه خطوط کلی استراتژی شبیه‌سازی چندناحیه‌ای است [۲۷]، انجام شده است. استراتژی سنتی استفاده از توابع ترمودینامیکی برای تابع وایب با محاسبه لحظه‌ای نرخ سوختن آشفته لحظه‌ای در ناحیه نسوخته جایگزین شده [۲۸-۳۰] و ارزیابی سایر مشخصه‌های جریان آشفته در محفظه احتراق با در نظر گرفتن دو معادله پیشنهادشده در مرجع [۳۱] انجام و به منظور شبیه‌سازی پدیده انتقال حرارت به دیواره‌ها، مدل پیشنهادی چپودی و بارگنده [۳۲] در نظر گرفته شده است.

روند انجام کالیبراسیون از مدل‌های مربوط به شرایط موتورگردانی شروع شده که در این مرحله تمرکز بر توزیع فشار داخل سیلندر است. با تکمیل این مرحله از کالیبراسیون تعداد زیادی از پارامترها و ضرایب موجود در مدل به کمک یک فرایند سعی‌وخطا تنظیم می‌شود. این مقادیر شامل ۲۴ ضریب جریان، ۷ پارامتر انتقال حرارت و دمای اجزای مختلف موتور اعم از پیستون، سرسیلندر و آستری<sup>۵</sup> در هر دو نقطه مرگ بالا و پایین می‌شود. به‌علاوه، با توجه به رفتار غیرهومنتروپیک شرایط مرزی به‌خصوص سوپاپ خروجی در لحظه خروج آبی گازها از سیلندر<sup>۶</sup> و الزام موقعیت صحیح محل تقاطع نمودار مشخصه با بیضی انرژی، دما و ضرایب انتقال حرارت مجراهای<sup>۷</sup> ورودی و خروجی نیز تنظیم می‌شود. شایان ذکر است که دستگاه معادلات اویلر در خود فرض پایستاری آنتروپی را داشته و بنابراین معادلات اویلر غیرلنزج برای میدان‌های آنتروپی ثابت (هومنتروپیک) استفاده می‌شوند. در شرایطی که میدان جریان دارای پرش در آنتروپی باشد (مانند موج شوک نرمال)، نیاز به ارضای شرط پرش در آنتروپی وجود دارد. در موتورهای احتراق داخلی و به‌خصوص هنگام باز شدن سوپاپ خروجی، یک جریان با سرعت و دمای بالا وارد میدان راهگاه خروجی، که دارای فشار اتمسفریک و دمای نزدیک به دمای محیط است، می‌شود و از این رو آنتروپی ثابت فرض کردن میدان جواب خوبی به‌دست نخواهد داد. پس از انجام کالیبراسیون در شرایط موتور گردانی با افزودن پارامترهای مربوط به پاشش سوخت و احتراق گام دوم کالیبراسیون انجام می‌گیرد. در این شرایط، مقادیر دیگر به‌منظور کالیبراسیون مدل احتراقی وایب دوناچیه‌ای به مدل اضافه می‌شود که نیاز به کالیبراسیون دارند. شایان ذکر است که با افزودن پاشش سوخت و احتراق به مدل تمامی پارامترهای شرایط موتورگردانی شامل ضرایب انتقال حرارت و دماها مجدداً نیاز به بازتنظیم دارند. روند نمای کلی شبیه‌سازی یک‌بعدی در شکل ۱ آورده شده است.

1. Topology
2. McCormack Method
3. Non-homentropic
4. Two-zone
5. Liner
6. Blow down
7. Port

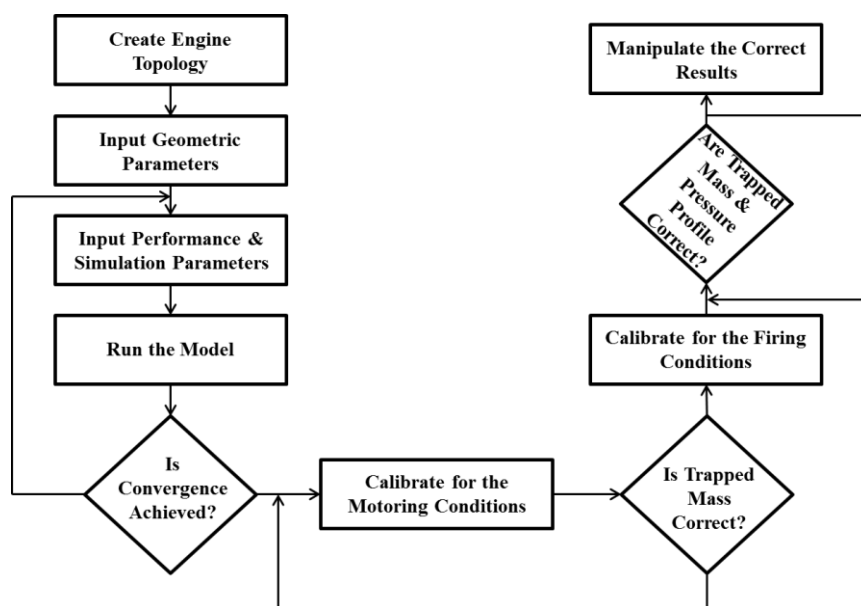


Figure 1- The general flowchart of 1-dimensional simulation

شکل ۱- روند نمای کلی شبیه‌سازی یک‌بعدی

بخشی از سازوکار شیمیایی ارائه‌شده توسط صلواتی‌زاده و همکاران [۲۱]، که دربرگیرنده واکنش‌ها و گونه‌های درگیر زنجیره شیمیایی  $C_1$  الی  $C_4$  است، به‌منظور حل در هر گام زمانی و در ناحیه سوخته‌شده محفظه احتراق استفاده شده است. همان‌طور که بیان شد، از گاز طبیعی شهر تهران، هم برای آزمایش‌ها و هم مدل‌سازی، بهره گرفته شده که ترکیب این گاز در جدول ۱ آورده شده‌است.

جدول ۱- ترکیب‌های گاز طبیعی تهران [۳۳]

Table 1- Composition of the Tehran Natural Gas [33]

| Species  | Amount (%) |
|----------|------------|
| $CH_4$   | 88         |
| $C_2H_6$ | 4          |
| $C_3H_8$ | 2.677      |
| $CO_2$   | 1.11       |
| $N_2$    | 4.213      |

## کالیبراسیون و صحت‌گذاری مدل

برای کالیبراسیون مدل توسعه‌یافته از نتایج آزمایشگاهی ارائه‌شده در تحقیق جواهری و همکاران [۳۳] استفاده شده. جزئیات اطلاعات مربوط به موتور آزمایشگاهی مزبور، بستر آزمون شامل دینامومتر و مدارهای کنترلی و جانبی، به‌همراه طرحواره این بستر و مدارها، و نیز طراحی و روند آزمون‌های انجام‌شده و داده‌برداری از مشاهدات تجربی، که کالیبراسیون مدل ارائه‌شده براساس نتایج آن است، در همان مرجع آورده شده‌اند. برای کالیبراسیون مدل از فشار داخل سیلندر و دبی‌های سوخت و هوای ورودی به سیلندر استفاده شده است. براساس مطالعه منابع موجود، الگوریتم فوق‌بهترین و قابل‌اعتمادترین روند کالیبراسیون مدل چرخه باز موتور است که در عمده تحقیقات مبنای این فرایند قرار گرفته است، چرا که معیار مناسبی از شار انرژی داخل سامانه موتور، محتوای انرژی محبوس داخل سیلندر و کار انجام‌شده به‌دست داده و بر این اساس تخمین بسیار خوبی از میزان انرژی تلف‌شده در جریان فرایند احتراق نیز به‌دست می‌آید [۳۵،۳۴]. نمودارهای مربوط به فشار داخل سیلندر در شکل ۲

مشاهده می‌شود. نمودارهای (الف)، (ب) و (پ) به ترتیب مربوط به عملکرد موتور در فشار متوسط مؤثر ترمزی ۲ بار، ۴ بار و وضعیت بار کامل است. همان‌طور که از نمودارها نتیجه می‌شود، میزان ریشه میانگین مربعات اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی و یافته‌های آزمایشگاهی در توزیع فشار همواره زیر ۲ درصد است که نشان‌دهنده دقت مناسب روند کالیبراسیون فرایند احتراق و نیز دقت مناسب شرط مرزی غیرهمونتروپیک سوپاپ و ضرایب جریان مورد استفاده برای محاسبه جرم محبوس (محتوای انرژی) در سیلندر است. البته، یک بیشینه اختلاف لحظه‌ای ۷۰ درصدی در لحظه خروج آبی گازها از سیلندر در زاویه ۶۹۰ درجه لنگ در هر سه نمودار مشاهده می‌شود که مربوط به عدم امکان قطع بیضی انرژی و معادله منحنی مشخصه در آن لحظه با توجه به اختلاف بسیار زیاد آنتروپی قبل و بعد از موج جریان و عدم صحت دستگاه معادلات دینامیک گاز است که در تمامی تحقیقات مرتبط نیز مورد اشاره قرار گرفته است.

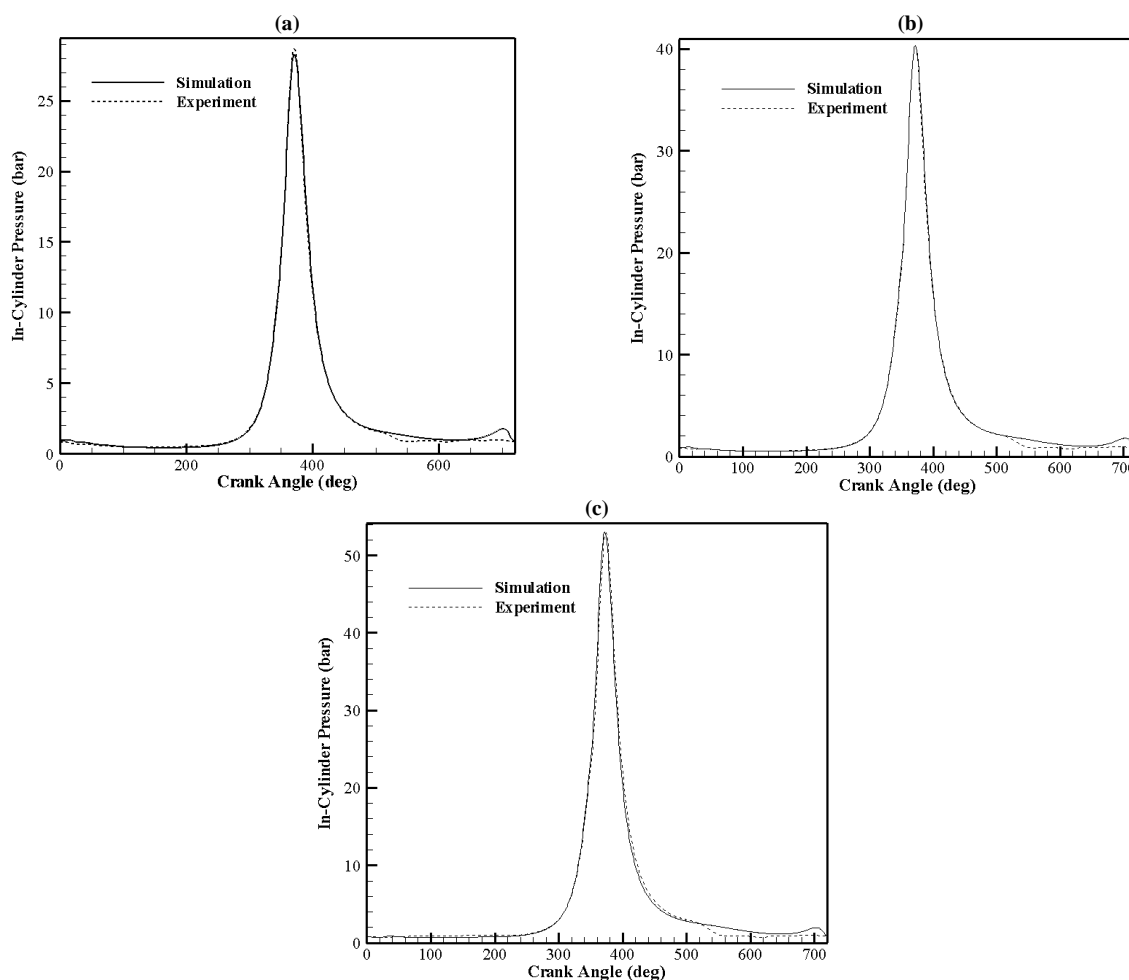


Figure 2- In-Cylinder pressure profile in the compression ratio of 16 and Tehran CNG. (a) Brake Mean Effective Pressure of 2 bar; (b) Brake Mean Effective Pressure of 4 bar; (c) Full load condition.

شکل ۲- نمودار فشار داخل سیلندر نسبت تراکم ۱۶ و سوخت گاز تهران: (الف) فشار متوسط ترمزی ۲ بار، (ب) فشار متوسط ترمزی ۴ بار، (ث) شرایط بار کامل

همان‌طور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، خطاهای مربوط به دبی جرمی سوخت و هوا در مدل‌های توسعه‌یافته نسبت به نتایج آزمایشگاهی همواره زیر ۵ درصد است که نشان از کالیبراسیون صحیح ضرایب جریان و عملکرد مناسب دستگاه معادلات دینامیک گاز یک‌بعدی دارد.

جدول ۲- مقایسه دبی جرمی‌های سوخت و هوا

Table 2- Experimental and computed fuel and air flow rates

| Parameter            |              | bmep=2 bar | bmep=4 bar | Full Load Condition |
|----------------------|--------------|------------|------------|---------------------|
| Fuel Mass Flow (g/s) | Experimental | 0.185      | 0.252      | 0.335               |
|                      | Simulation   | 0.190      | 0.263      | 0.337               |
|                      | Error (%)    | 2.702      | 4.365      | 0.597               |
| Air Mass Flow (g/s)  | Experimental | 2.843      | 3.873      | 5.150               |
|                      | Simulation   | 2.926      | 4.045      | 5.187               |
|                      | Error (%)    | 2.919      | 4.441      | 0.718               |

### صحه‌گذاری نتایج

برای صحه‌گذاری نتایج مدل، کسر جرمی محاسبه‌شده گونه‌های مونواکسید و دی‌اکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن در فاصله ۵ سانتی‌متری داخل مجرای خروجی با یافته‌های آزمایشگاهی در همان نقطه مقایسه شده‌اند. اگرچه نتایج آزمایشگاهی به‌صورت مجموع اکسیدهای نیتروژن (NO<sub>x</sub>) است، اما با توجه غلبه میزان NO بر سایر اکسیدها در موتورهای جرقه‌ای، میزان NO از نتایج شبیه‌سازی استخراج شده است. همان‌طور که در شکل ۳ مشخص است، میزان آلودگی تولیدی با افزایش بار موتور افزایش می‌یابد. میزان خطای بین نتایج شبیه‌سازی و تجربی برای گونه‌های مونواکسید کربن و دی‌اکسید کربن همواره کمتر از ۲۲ درصد، و برای اکسیدهای نیتروژن کمتر از ۱۳ درصد است. همخوانی نتایج حاصل از شبیه‌سازی سینتیکی حاضر با یافته‌های آزمایشگاهی نسبت به سایر تحقیقات مشابه در محدوده بسیار مناسبی قرار دارند [۲۱،۲۰،۱۳].

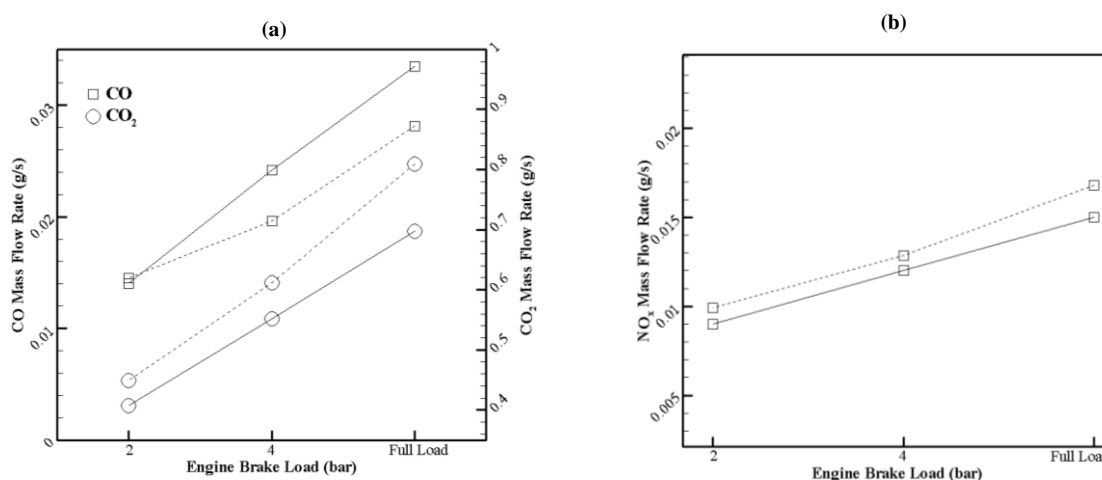


Figure 3- Mass flow rates of emissions (a) Carbon mono- and dioxide; (b) Nitrogen oxides. (Dashed lines denote experimental data and solid lines denote simulation results)

شکل ۳- دبی جرمی آلاینده‌های (الف) مونو و دی‌اکسید کربن و (ب) اکسیدهای نیتروژن (خط‌چین نتایج آزمایشگاهی و خط پیوسته نتایج شبیه‌سازی است).

### نتایج

نتایج فشار داخل سیلندر پس از غنی‌سازی با میزان مختلف هیدروژن در شکل ۴ نشان داده شده است. فشار داخل سیلندر برای دو حالت مختلف میان‌باری با فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری ترمزی ۲ بار و ۴ بار و وضعیت بار کامل به‌ترتیب در نمودارهای (الف)، (ب)، و (پ) آورده شده و به‌منظور وضوح بیشتر، فقط ناحیه احتراق در این نمودارها به‌تصویر کشیده شده است (بازه ۳۵۰ تا ۳۹۰ درجه لنگ). در تمامی این نمودارها، خط پیوسته نشان‌دهنده شرایط بدون غنی‌سازی و حالت‌های مختلف غنی‌سازی به‌وسیله هیدروژن توسط خط‌چین، نقطه و نقطه-خط، که به‌ترتیب ۱۰ درصد، ۳۰ درصد و ۵۰ درصد مولی است، نشان داده شده است.



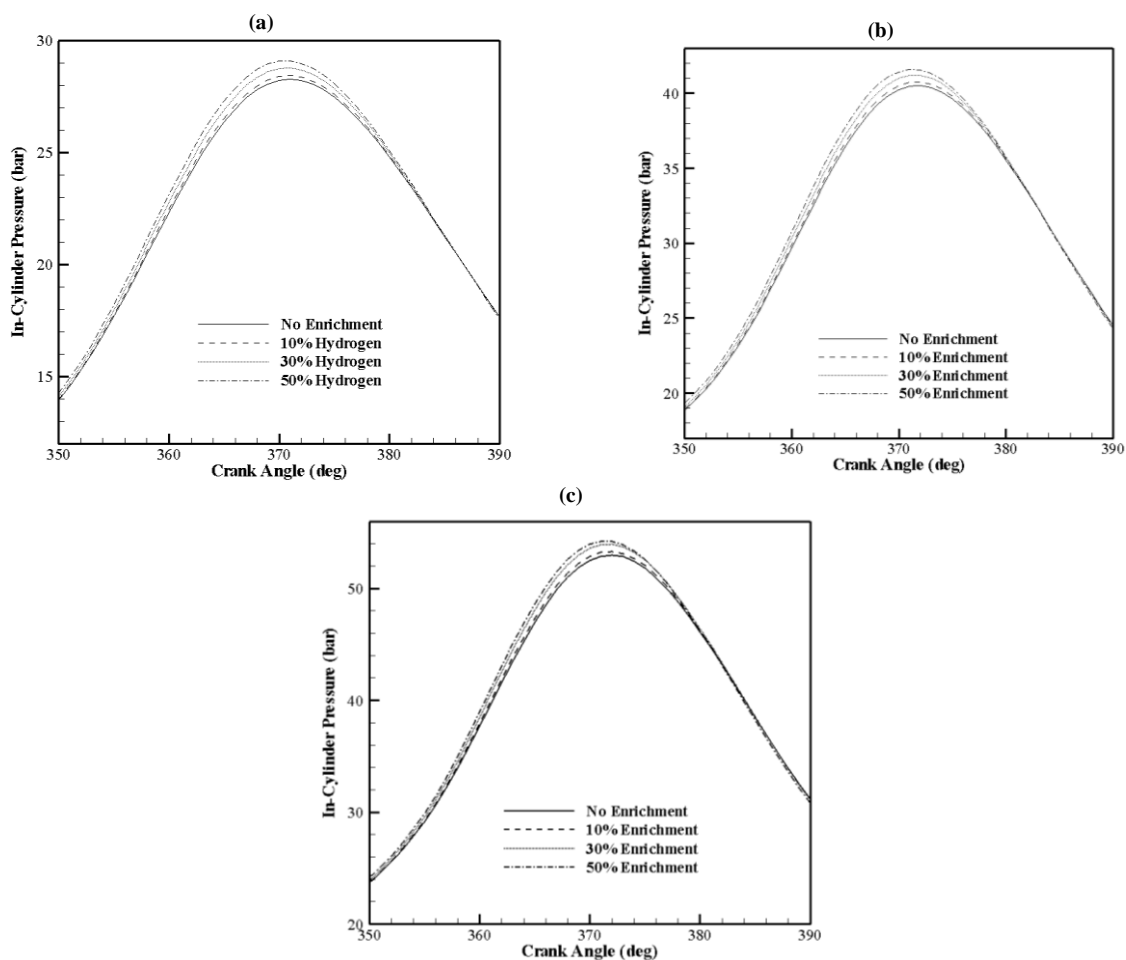


Figure 4- Effect of hydrogen enrichment on in-cylinder pressure profile at different engine loads. (a) Brake mean effective pressure of 2 bar, (b) Brake mean effective pressure of 4 bar, (c) Full load conditions.

شکل ۴- مقایسه فشار داخل سیلندر در حالت بدون غنی‌سازی با حالت‌های اعمال درصد‌های مولی مختلف هیدروژن جهت غنی‌سازی: (الف) ۲ بار، (ب) ۴ بار، (پ) بار کامل

همان‌طور که مشاهده می‌شود، در تمامی بارهای موتور، با افزایش میزان غنی‌سازی، میزان فشار بیشینه داخل سیلندر افزایش می‌یابد، که این مسئله از افزایش نرخ سوختن و در نتیجه کاهش زمان برای تلفات حرارتی، که یکی از مشکلات موتورهای گازسوز به‌واسطه سرعت شعله پایین گاز طبیعی است، ناشی می‌شود. گرچه فشار متوسط اندیکاتوری رفتاری خلاف آن دارد و در تمامی حالات با افزایش میزان هیدروژن کاهش می‌یابد. این روند رو به کاهش را می‌توان در جدول ۳ مشاهده کرد.

جدول ۳- تغییرات IMEP در بارهای مختلف در اثر غنی‌سازی‌های متفاوت

Table 3- IMEP vs. engine load for different enrichment amounts

| Performance Characteristics | Enrichment Amount (%) | IMEP (bar) |
|-----------------------------|-----------------------|------------|
| bmep = 2 bar                | 10                    | 3.668      |
|                             | 30                    | 3.652      |
|                             | 50                    | 3.630      |
| bmep = 4 bar                | 10                    | 5.168      |
|                             | 30                    | 5.145      |
|                             | 50                    | 5.109      |
| Full Load                   | 10                    | 6.700      |
|                             | 30                    | 6.670      |
|                             | 50                    | 6.635      |

علاوه بر نمودار فشار داخل سیلندر، برخی از گونه‌های شیمیایی خروجی نیز مانند مونواکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن و متان مورد بررسی قرار گرفت. در شکل ۵، می‌توان نتایج این بررسی را ملاحظه کرد. در این نمودارها، سه حالت ۲ بار، ۴ بار و ۴ بار و بار کامل به ترتیب به رنگ‌های مشکی، خاکستری و سفید مشخص شده است. برای نمایش بهتر روند تغییرات مقدار هر ستون به مقادیر حالت‌های مشابه خود متصل شده است. توجه شود که خط پیوسته، خط چین و نقطه-خط به ترتیب نشان‌دهنده شرایط ۲ بار، ۴ بار و بار کامل است. توضیح این نکته لازم است که نمودارهای (الف) دبی جرمی مونواکسیدکربن، (ب) دبی جرمی دی‌اکسیدکربن و (پ) دبی جرمی متان را نمایش می‌دهند که واحد همگی آن‌ها گرم بر ثانیه است.

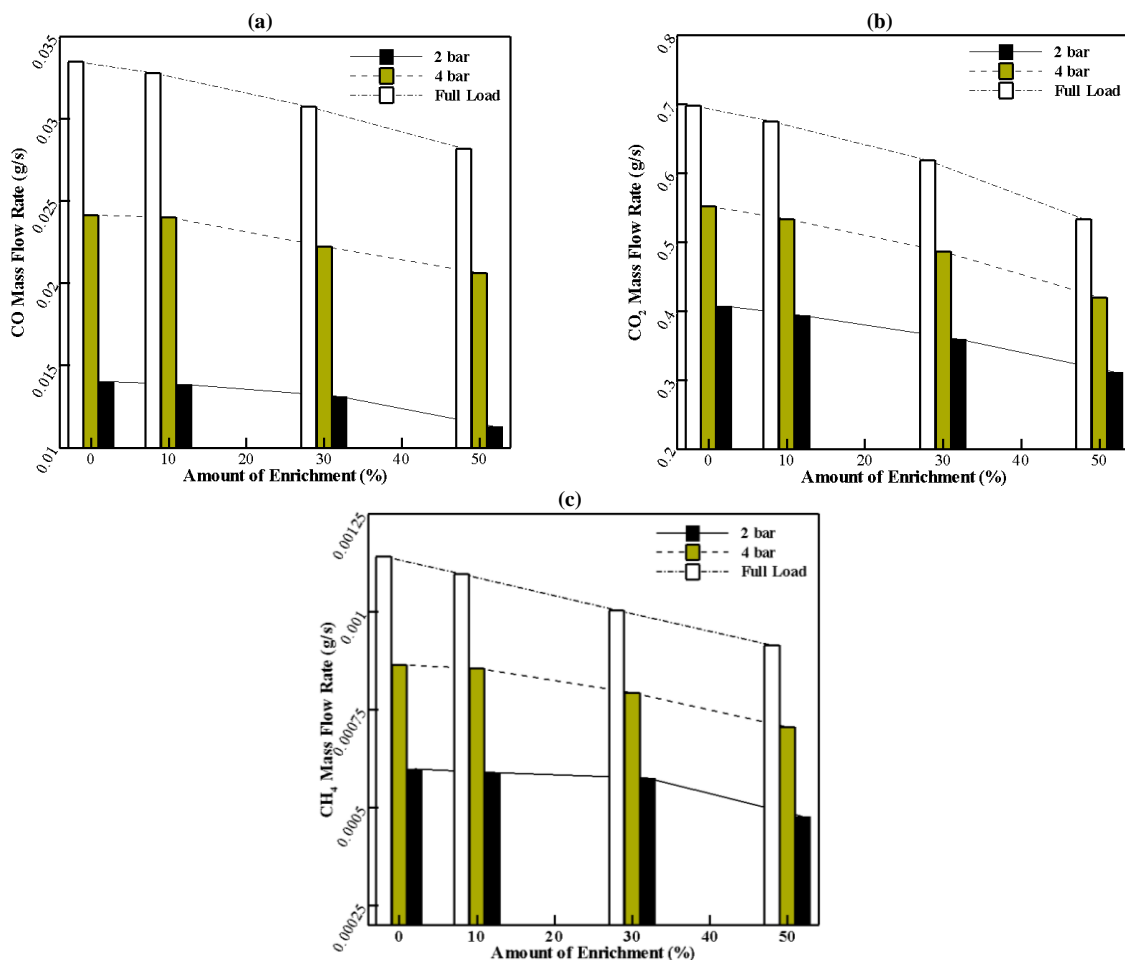


Figure 5- Effect of hydrogen enrichment on Engine Emissions: (a) Carbon monoxide, (b) Carbon dioxide, (c) Methane.

شکل ۵- تأثیر غنی‌سازی بر آلاینده‌های خروجی: (الف) مونواکسید کربن، (ب) دی‌اکسید کربن، (ث) متان

در نمودارهای مزبور مشهود است که همواره با افزودن هیدروژن میزان آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای کاهش می‌یابد. نکته قابل ملاحظه این است که شیب کاهش گونه‌های مزبور در گازهای خروجی در بارهای بیشتر زیادتر است. لذا، در شرایط بار کامل، که معمولاً گازهای خروجی بیشتر است، با افزودن هیدروژن میزان آلاینده‌ها تا میزان زیادی کاهش می‌یابد. همان‌طور که پیش از این نیز بیان شد، دستاورد مشابهی توسط ژوو و همکاران در مطالعه تجربی روی موتور دیزل ارائه شده است [۵]. تشابه این دستاوردها را نیز می‌توان با استناد به تأثیر بیشتر هیدروژن روی مشخصات سوزش در رژیم احتراقی پیش‌آمیخته نسبت به غیر پیش‌آمیخته داخل موتور دیزل و نزدیکی مشخصات آن با رژیم احتراقی موتورهای جرقه‌ای توضیح داد [۳۶].

شاخص سمی بودن محتوای کربن گازهای خروجی  $\left(\frac{X_{CO}}{X_{CO} + X_{CO_2}}\right)$  نیز در شکل ۷ نمایش داده شده است. با افزایش غلظت هیدروژن در محفظه احتراق به واسطه زیاد شدن میزان رادیکال هیدروژن، با در نظر گرفتن انرژی فعال سازی پایین تر پیوندهای مولکول هیدروژن نسبت به پیوند کربن-هیدروژن، در هر سه وضعیت اولین<sup>۱</sup>، دومین<sup>۲</sup> و سومین<sup>۳</sup>، شدت حذف هیدروژن از هیدروکربن ها و تشکیل آلکیل در مرحله انشعاب زنجیره<sup>۴</sup> کاهش می یابد. به علاوه، زمان مشخصه کوتاه تر واکنش هیدروژن-اکسیژن، که فاکتور مؤثر در بالابودن نرخ سوختن هیدروژن است، باعث سرعت یافتن مرحله گسترش زنجیره<sup>۵</sup>، کاهش سریع تر غلظت حوضچه رادیکالی<sup>۶</sup> و در نهایت تسریع در شروع مرحله پایان یافتن زنجیره<sup>۷</sup> می شود. از این رو، زمان کافی برای تشکیل و پایدار شدن دی اکسید کربن کمتر وجود خواهد داشت. در حالی که مونواکسید کربن، به واسطه الکترون های به اشتراک گذاشته شده کمتر و انرژی فعال سازی بالاتر، زمان کوتاه تری برای پایدار شدن نسبت به دی اکسید کربن نیاز دارد.

با توجه به توضیحات فوق، افزایش درصد مونواکسید کربن در میان اکسیدهای کربن نتیجه ای منطقی به نظر می رسد که در شکل ۶ نیز نمایش داده شده است. بدیهی است جدی ترین نتیجه منفی حاصل از تبدیل میزان کمتری از مونواکسید کربن به دی اکسید کربن در جریان فرایند احتراق در موتورهای احتراق داخلی، می تواند افزایش مختصر اگزوزی گازهای خروجی بوده و در نتیجه تأثیر منفی بر بازده قانون دوم ترمودینامیک موتور داشته باشد. البته، یادآوری این نکته ضروری به نظر می رسد که این مهم تنها تأثیر افزودن هیدروژن به سوخت گاز طبیعی نبوده و افزایش سرعت شعله و در نتیجه کاهش زمان برای تلفات حرارتی از دیگر سو، منجر به بهبود بازده قانون دوم ترمودینامیک موتور خواهد شد که در بخش های پیشین مورد اشاره قرار گرفته است.

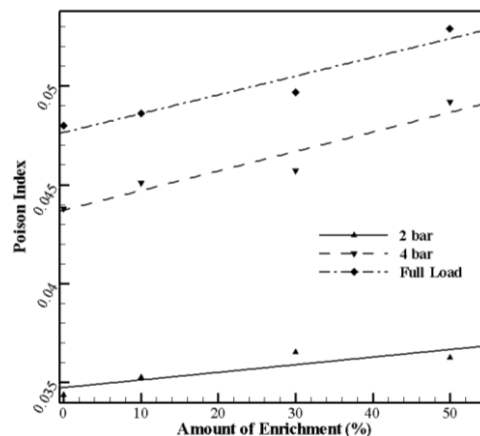


Figure 6- Poison Index for engine emission carbon content  
شکل ۶- شاخص سمی بودن محتوای کربن گازهای خروجی

## نتیجه گیری

در تحقیق حاضر، تأثیر غنی سازی موتور گازسوز به وسیله هیدروژن بر فشار داخل سیلندر و گازهای خروجی بررسی شده است. برای این منظور، مدل جامع موتور کالیبره شده و صحت گذاری شده مورد استفاده قرار گرفته است. مطالعات در نسبت تراکم بالا (CR=16)، دور ثابت ۲۰۰۰ دور در دقیقه در دو حالت مختلف میان باری فشار متوسط مؤثر ترمزی ۲ و ۴ بار و بار کامل صورت

1. Elementary
2. Secondary
3. Tertiary
4. Chain Branching
5. Chain Propagation
6. Radical Pool
7. Chain Termination

گرفته است. همچنین، شایان ذکر است برای همخوانی بیشتر مطالعات با شرایط بومی ایران از گاز طبیعی شهر تهران در آزمایش‌ها و شبیه‌سازی استفاده شده و در نهایت با افزودن هیدروژن به ترکیب گاز تهران بررسی‌های مختلف انجام شده است. بررسی‌های صورت‌گرفته برای سه درصد مولی مختلف هیدروژن (۱۰٪، ۳۰٪ و ۵۰٪) انجام پذیرفته است. با توجه به نتایج به‌دست آمده، می‌توان جمع‌بندی‌های زیر را ارائه کرد:

۱. با افزودن هیدروژن به سوخت گاز طبیعی فشرده، بیشینه فشار داخل سیلندر به‌صورت هم‌نوا افزایش و مقدار فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری کاهش می‌یابد. این مهم را می‌توان وابسته به افزایش سرعت سوختن و تسریع در نرخ افزایش فشار پس از جرقه و پیش از نقطهٔ مرگ بالا، علی‌رغم حفظ میزان نسبت هم‌ارزی، دانست که منجر به کاهش مقدار جبری انتگرال زیر منحنی می‌شود.

۲. افزایش هیدروژن منجر به کاهش آلایندگی مونواکسیدکربن و نیز گازهای گلخانه‌ای متان و دی‌اکسیدکربن خواهد شد.

۳. تأثیر افزایش هیدروژن بر توزیع فشار، آلایندگی‌ها و گازهای گلخانه‌ای خروجی در بارهای بیشتر محسوس‌تر است.

۴. افزایش هیدروژن به سوخت گاز طبیعی باعث افزایش نسبت مونواکسیدکربن به دی‌اکسیدکربن در گازهای خروجی خواهد شد.

## تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله مراتب تشکر و امتنان خود را از حمایت‌های پژوهشکدهٔ خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران در جریان انجام این پروژه اعلام می‌دارند.

## منابع

1. A. H. Kakaee, A. Paykani and M. Ghajar, "The Influence of Fuel Composition on the Combustion and Emission Characteristics of Natural Gas Fueled Engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 2014, pp. 64-78.
2. H. R. Zhang, E. G. Eddings and A. F. Sarofim, "Criteria for Selection of Components for Surrogates of Natural Gas and Transportation Fuels," *Proceedings of the Combustion Institute*, 31, 2007, pp. 401-409.
3. R. Bounaceur, O. Herbinet, R. Fournet, P. A. Glaude, F. Battin-Leclerc, A. Pires da Cruz, M. Yahyaoui, K. Truffin, and G. Moreac, "Modeling the Laminar Flame Speed of Natural Gas and Gasoline Surrogates," *SAE Paper 2010-01-0546*.
4. S. Wang, C. Ji, B. Zhang, and X. Liu, "Lean Burn Performance of a Hydrogen-Blended Gasoline Engine at the Wide Open Throttle Condition," *Applied Energy*, 136, 2014, pp. 43-50.
5. J. H. Zhou, C. S. Cheung and C. W. Leung, "Combustion, Performance, Regulated and Unregulated Emissions of a Diesel Engine with Hydrogen Addition," *Applied Energy*, 126, 2014, pp. 1-12.
6. N. Saravanan and G. Nagarajan, "Performance and Emission Studies on Port Injection of Hydrogen with Varied Flow Rates with Diesel as an Ignition Source," *Applied Energy*, 87, 2010, pp. 2218-2229.
7. A. K. Sen, J. Wang, and Z. Huang, "Investigating the Effect of Hydrogen Addition on Cyclic Variability in a Natural Gas Spark Ignition Engine: Wavelet Multiresolution Analysis," *Applied Energy*, 88, 2011, pp. 4860-4866.
8. N. Kahraman, B. Çeper, S. O. Akansu, and K. Aydin, "Investigation of Combustion Characteristics and Emissions in a Spark-Ignition Engine Fuelled with Natural Gas-Hydrogen Blends," *International Journal of Hydrogen Energy*, 34, 2009, pp. 1026-1034.
9. F. Ma, M. Wang, L. Jiang, J. Deng, R. Chen, N. Naeve, and S. Zhao, "Performance and Emission Characteristics of a Turbocharged Spark-Ignition Hydrogen-Enriched Compressed Natural Gas Engine under Wide Open Throttle Operating Conditions," *International Journal of Hydrogen Energy*, 35, 2010, pp. 12502-12509.
10. S. O. Akansu, N. Kahraman and B. Çeper, "Experimental Study on a Spark Ignition Engine Fuelled by Methane-Hydrogen Mixtures," *International Journal of Hydrogen Energy*, 32, 2007, No. 17, pp. 4279-4284.
11. A. Onorati, G. D'Errico and G. Ferrari, "1D Fluid Dynamic Modeling of Unsteady Reacting Flows in the Exhaust System with Catalytic Converter for S.I. Engines," *SAE Paper 2000-01-0210*.

12. D. Daly and P. Nag, "Combustion Modeling of Soot Reduction in Diesel and Alternate Fuels using CHEMKIN," *SAE Paper* 2001-01-1239.
13. P. Dagaut and C. Togbe, "Oxidation Kinetics of Butanol-Gasoline Surrogate Mixtures in a Jet-Stirred Reactor: Experimental and Modeling Study," *Fuel*, 87, 2008, pp. 3313-3321.
14. O. Herbinet, W. J. Pitz and C. K. Westbrook, "Detailed Chemical Kinetic Oxidation Mechanism for a Biodiesel Surrogate," *Combustion and Flame*, 154, 2008, pp. 507-528.
15. J. C. G. Andrae, T. Brinck, and G. T. Kalghatgi, "HCCI Experiments with Toluene Reference Fuels Modeled by a Semidetailed Chemical Kinetic Model," *Combustion and Flame*, 155, 2008, pp. 696-712.
16. G. Montenegro and A. Onorati, "1D Thermo-Fluid Dynamic Modeling of Reacting Flows inside Three-Way Catalytic Converters," *SAE Paper* 2009-01-1510.
17. G. Kukkadapu, K. Kumar, C. Sung, M. Mehl and W. J. Pitz, "Experimental and Surrogate Modeling Study of Gasoline Ignition in a Rapid Compression Machine," *Combustion and Flame*, 159, 2012, pp. 3066-3078.
18. H. K. Ng, S. Gan, J. Ng and K. M. Pang, "Development and Validation of a Reduced Combined Biodiesel-Diesel Reaction Mechanism," *Fuel*, 104, 2013, pp. 620-634.
19. A. Salavati-Zadeh, V. Esfahanian, A. Afshari and M. Ramezani, "A Multi Zone Spray and Combustion Model for Formation of Polycyclic Aromatic Hydrocarbons and Soot in Diesel Engines," In *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering*, 90, 2012, pp. 1069-1077.
20. A. Salavati-Zadeh, A. Javaheri, S. V. Ghavami, V. Esfahanian, M. Masih-Tehrani and H. Akbari, "A Detailed Kinetic Investigation on the Effects of Hydrogen Enrichment on the Performance of Gas-Fueled SI Engine," *International Journal of Green Energy*, 13, 1042-1049, 2016.
21. A. Salavati-Zadeh, V. Esfahanian, and A. Afshari, "Detailed Kinetic Modeling of Soot-Particle and Key-Precursor Formation in Laminar Premixed and Counterflow Diffusion Flames of Fossil Fuel Surrogates," *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 135, 2013, pp. 031101-031113.
22. AVL List GmbH, "AVL Boost v. 2013.2-Theory," 2013.
23. M. Carpenter and J. Ramos, "Mathematical Modeling of Spark-Ignition Engines," *Applied Mathematical Modeling*, 9, 1985, pp. 40-52.
24. R. S. Benson, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, London, Oxford University Press, 1982.
25. D. E. Winterbone and R. J. Pearson, *Theory of Engine Manifold Design: Wave Action Methods for IC Engines*, Warrendale, Society of Automotive Engineers, 2000.
26. J. I. Ghojel, "Review of the Development and Applications of the Wiebe Function: A Tribute to the Contribution of Ivan Wiebe to Engine Research," *International Journal of Engine Research*, 11, 297-312 (2010).
27. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, MacGraw-Hill Book Company, 1988.
28. R. Herweg and R. R. Maly, "A Fundamental Model for Flame Kernel Formation in S. I. Engines," *SAE Paper* 922243, 1992.
29. G. L. Noth and D. A. Santavicca, "The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames," *Combustion Science and Technology*, 72, 1990, pp. 215-232.
30. N. Hunzinger, M. Rothe, U. Spicher, T. Gegg, M. Rieber, A. Klimmek and A. Jaeger, "Quasi-Dimensional Combustion Simulation of a Two-Stroke Engine," *SAE Paper* 2006-32-0062.
31. S. G. Poulos and J. B. Heywood, "The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion," *SAE Paper* 830334, 1983.
32. M. Chiodi and M. Bargende, "Improvement of Engine Heat-Transfer Calculation in the Three-Dimensional Simulation Using a Phenomenological Heat-Transfer Model," *SAE Paper* 2001-01-36.
33. A. Javaheri, V. Esfahanian, A. Salavati-Zadeh and M. Darzi, "Energetic and Exergetic Analyses of a Variable Compression Ratio Spark Ignition Gas Engine," *Energy Conversion and Management*, 88, 2014, pp. 739-748.
34. C. Schwarz, "Calculation of Real Working Process," In *Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion Emissions and Simulation*, Springer, 2012.
35. A. Medina, P. L. Curto-Risso, A. C. Hernandez, L. Guzman-Vargas, F. Angulo-Brown, and A. K. Sen, *Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines from Thermodynamic Optimization to Cyclic Variability*, London, Springer, 2014.
36. J. B. Finegold and D. Van Vorst, "Engine Performance with Gasoline and Hydrogen: A Comparative Study," In *Proceedings of the Hydrogen Economy Miami Energy (THEME) Conference*, Miami, USA, 1975.

## English Abstract

# A Kinetic Investigation on the Effects of Hydrogen Enrichment on Pollutants and Greenhouse Gases Emissions of Gas-fuelled Engines in High Compression Ratio

Seyed Vahid Ghavami<sup>1</sup>, Ali Salavati-Zadeh<sup>1</sup>, Ahmad Javaheri<sup>2</sup>, Masoud Masih Tehrani<sup>3</sup>, Vahid Esfahanian<sup>2</sup> and Ghodratollah Hamzeh-Nava<sup>2</sup>

1- Vehicle, Fuel and Environment Research Institute, University of Tehran, Iran

2- School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

3- School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

(Received: 2016.5.14, Received in revised form: 2016.10.22, Accepted: 2016.11.12)

Nowadays, the world is facing the air pollution and global warming crisis, in which the role of internal combustion engines is significant. On the other hand, in spite of diversities in its composition, compressed natural gas is considered as one of the best choices among alternative fuels. This investigation aims to explore the effects of hydrogen enrichment on formation of pollutants and greenhouse gases in engines working with natural gas at high compression ratios distributed in the city of Tehran. To accomplish this, a previously validated detailed chemical mechanism is embedded with a comprehensive one-dimensional engine model and the results are verified with experimental observations on fuel and air mass flow rates and in-cylinder pressure profile for a single-cylinder gas-fuelled spark ignition test engine, at constant engine speed of 2000rpm and compression ratio of 16. The verified model is then employed for performance and emission predictions under different amounts of hydrogen enrichment. The results indicate that with increase in the volume of hydrogen, the amount of emitted CO, CO<sub>2</sub> and CH<sub>4</sub> reduces, whereas despite the rise in the maximum in-cylinder pressure, the indicated mean effective pressure decreases.

**Keywords:** Hydrogen Enrichment, Gas-fuelled Engine, Detailed Chemical Kinetics, Comprehensive Engine Modeling