

## بررسی اثر افزودن گاز هیدروژن بر عملکرد موتور احتراق داخلی با سوخت گاز طبیعی و بدست آوردن زمان جرقه مناسب برای نقطه بهینه

محمود چهارطاقی\*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

سید مجید هاشمیان

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

سینا نائیجی

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

### چکیده

در این مقاله به بررسی اثر افزودن هیدروژن به موتور گازسوز د ۸۷ پرداخته می‌شود. توان خروجی موتور پایه دیزل ۱۰۰۰ کیلووات و سرعت موتور آن ۱۵۰۰ دور در دقیقه است که برای تبدیل آن به موتور گازسوز نیازمند ایجاد تغییراتی در موتور پایه از جمله تغییر سامانه پاشش و کاهش نسبت تراکم از ۱۵ به ۱۱/۵ می‌باشد. هیدروژن به‌عنوان یکی از بهترین افزودنی‌ها، می‌تواند مصرف سوخت و آلاینده‌های مضر را در موتورهای احتراق داخلی به مقدار زیادی کاهش دهد. به همین منظور در این مقاله اثر افزودن نسبت‌های جرمی مختلف سوخت هیدروژن به گاز طبیعی جهت مشاهده تغییر رفتار موتور مورد بررسی قرار گرفته است. در این پژوهش نسبت جرمی هیدروژن از ۰ تا ۰/۰۰۲ تا ۰/۰۱۴ که معادل اضافه نمودن ۵۰٪ انرژی به داخل محفظه است، اعمال شده و با بررسی جوانب مختلف عملکردی و آلایندگی، نقطه بهینه تعیین می‌شود. با در نظر گرفتن این دو دیدگاه، نسبت جرمی ۰/۰۰۶ هیدروژن که معادل با اضافه نمودن ۱۸٪ انرژی به داخل محفظه احتراق می‌باشد، به‌عنوان نقطه بهینه برای این موتور تعیین می‌شود. پس از آن، زمان مناسب برای نقطه بهینه موتور که معادل با نسبت جرمی ۰/۰۰۶ می‌باشد، تعیین می‌گردد و با توجه به نتایج به دست آمده ۳ درجه پس انداختن زمان جرقه با توجه به شرایط موتور، مناسب برای این نسبت جرمی هیدروژن می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: موتور اشتعال جرقه‌ای، گاز طبیعی، هیدروژن، نسبت جرمی بهینه، آلاینده.

## An Investigation of Effect of Adding Hydrogen on Natural Gas Engine Performance and Estimating the Appropriate Ignition Timing for Optimum Point

M. Chahartaghi

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.

S. M. Hashemian

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Semnan, Iran.

S. Naejee

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Semnan, Iran.

### Abstract

In this paper, the effect of adding hydrogen to the performance of D87 gas engine has been discussed. The base system is an engine with power of 1000 kW and rotational speed of 1500 rpm which by changing the fuel system and compression ratio from 15 to 11.5 it is modified to a gas engine. Among many additives, hydrogen with its unique criteria seems to be the most promising additive which can significantly reduce fuel consumption and harmful emissions in internal combustion engines. It seems, the hydrogen is the best additive among various cases, which can greatly reduce fuel consumption and harmful emissions in internal combustion engines. Here the effect of adding different mass ratios of hydrogen fuel to natural gas fuel flint to see a change in behavior of flint fuel is examined. In this paper, the hydrogen mass ratios of 0, 0.002, up 0.014 are considered which is equivalent to adding 50% of chamber imported energy and according to these points the optimal point has been determined based on performance and pollution viewpoints. By considering these viewpoints, the optimal point of 0.006 for mass ratio of hydrogen which is equivalent to adding approximately 18% energy to the combustion chamber is achieved. Then the appropriate ignition timing for 0.006 of mass ratio with advance and retard of the ignition timing is estimated. The results show that 3 degree for advance of ignition timing is suitable for this mass ratio.

**Keywords:** Spark ignition engine, Natural gas, Hydrogen, Optimum mass ratio, Pollution.

در میان افزودنی‌های مختلف، هیدروژن یکی از بهترین افزودنی است که می‌تواند مصرف سوخت و آلاینده‌های مضر را در موتورهای احتراق داخلی به مقدار زیادی کاهش دهد. هیدروژن محدوده اشتعال وسیع‌تر، سرعت شعله‌ی بیشتر و احتراق سریعتری دارد که باعث می‌شود موتور بتواند با مخلوط خیلی رقیق کار کند [۱،۲]. برخلاف دیگر افزودنی‌ها، هیدروژن یک سوخت تجدیدپذیر، با آلایندگی خیلی کم، غیر سمی و احتراق آن کامل است [۳]. دالگر [۴] بررسی عددی را روی احتراق مخلوط سوختی شامل ۸۰٪ گاز طبیعی و ۲۰٪ هیدروژن انجام

### ۱- مقدمه

یکی از راه‌های ممکن برای بهبود عملکرد موتورهای گازسوز، استفاده از یک افزودنی به‌عنوان مکمل به همراه گاز طبیعی است که منجر به کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های موتور می‌شود. ولی برای هر افزودنی مشخص، بررسی‌های دقیقی روی در دسترس بودن و همچنین درصد‌های مورد نیاز آن برای عملکرد بهینه موتور مورد نیاز است. محققان مختلفی در دنیا اثر اضافه کردن افزودنی‌های مختلف را به گاز طبیعی بر عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای بررسی کرده‌اند.

موتور گازسوز پرداخته شده است. از جمله مواردی که این پژوهش را از بقیه کارها متمایز می‌کند می‌توان به شبیه سازی چرخه کامل یا سیکل باز موتور اشاره کرد که در آن راهگاه ورودی هوا نیز در مدلسازی لحاظ شده است، این درحالیست که در کارهای پیشین عمدتاً بررسی اثر هیدروژن یا به صورت تجربی و یا بصورت شبیه سازی در یک سیکل بسته که تنها مدل سازی تراکم و انبساط جریانات گازی درون محفظه است انجام شده است. از مزایای اینگونه مدلسازی می‌توان به قابلیت این روش در بررسی اثر ضریب چرخش در راهگاه ورودی و همچنین اثر شکل سوپاپ‌ها و میزان بلندشدگی آن در میزان هوای تزریق شده به محفظه و در نتیجه آن تعیین میزان کل انرژی تزریقی عنوان نمود. به منظور جامع تر بودن کار پیش رو، علاوه بر بررسی اثر افزودن هیدروژن، پس از بدست آوردن درصد مناسب هیدروژن تزریقی با توجه به نسبت جرمی بهینه، زمان جرعه‌های مختلفی شبیه‌سازی شد تا با پس و پیش انداختن زمان جرعه، تا حد ممکن بر اساس شاخص‌های احتراقی، شرایط بهینه برای این موتور انتخاب و نهایی گردد.

## ۲- مشخصات موتور

موتور تحت بررسی در این پژوهش، موتور گازسوز ۸۷د بوده که از موتورهای توسعه‌ای از خانواده موتور ملی ۸۷د می‌باشد. توان خروجی موتور پایه ۱۰۰۰ کیلووات در سرعت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد که برای توسعه و تبدیل آن به موتور گازسوز نیازمند به ایجاد تغییراتی در موتور پایه می‌باشد، از جمله تغییر سامانه پاشش به سامانه جرعه‌زنی، کاهش نسبت تراکم از ۱۵ به ۱۱/۵. این موتور برای هوارسانی از توربوشارژر استفاده می‌کند. مشخصات عملکردی موتور پایه در جدول ۱ نشان داده شده است و نیز فشار بر حسب درجه لنگ موتور پایه در شکل ۱ ارائه شده است.

## ۳- مدل سازی

در این بخش ابتدا به بررسی نوع مدل به کار گرفته شده در نرم افزار و سپس معادلاتی که در آن استفاده شده است پرداخته می‌شود. برای مدل سازی از نرم‌افزار AVL FIRE که قابلیت مدل سازی محفظه احتراق به همراه تزریق انواع سوخت‌ها را دارد، استفاده شده است.

جدول ۱- مشخصات عملکردی موتور پایه

مقدار	واحد	مشخصات عملکردی
۱۵۰	mm	قطر استوانه
۱۸۰	mm	طول کورس
۳۸	Liter	حجم محفظه
۱۵	---	نسبت تراکم
۱۵۰۰	RPM	دور
۱۰۰۰	kW	توان
۱۶	BTDC	زمان جرعه (در موتور گازسوز)

داده است. سوآن و همکاران [۵] و یوسف [۶] نیز همین ترکیب را برای موتورهای مختلف بررسی کرده‌اند. هنگامی که از مخلوط متان-هیدروژن بجای متان خالص با انرژی تولیدی برابر استفاده شود، بازده حرارتی و اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد اما هیدروکربنهای نسوخته، مونواکسیدکربن و پیشی در جرعه کاهش می‌یابد. با افزودن هیدروژن، می‌توان بدون افزایش مدت احتراق، مهلت اشتعال را کاهش داد.

والاس و همکاران [۷] آلاینده‌ها و بازده یک موتور رقیق سوز پرخوران را با سوخت هیدروژن و گاز طبیعی بررسی کرده‌اند. آلاینده‌ها و بازده حرارتی در حالت کارکرد با مخلوط سوخت با ترکیب حجمی ۸۵ درصد گاز طبیعی و ۱۵ درصد هیدروژن با کارکرد در حالت با سوخت گاز طبیعی مقایسه شده است. نتایج بررسی آن‌ها نشان داد استفاده از مخلوط هیدروژن- متان آلاینده های خروجی را کاهش و بازده حرارتی موتورهای جرعه ای را افزایش می‌دهد به طوری که اکسید نیتروژن و هیدروکربن‌ها کاهش زیادی می‌یابند. همچنین با افزودن هیدروژن، مصرف مخصوص سوخت نیز کاهش می‌یابد.

رامن و همکاران [۸] نشان داده‌اند که هیدروژن به عنوان یک افزودنی مفید برای گاز طبیعی است که امکان کارکرد را در حالت فقیر سوزی تحت شرایط بارهای میانی بوجود می‌آورد و فشار مؤثر متوسط ترمزی را در بار کامل افزایش می‌دهد.

داس و همکاران [۹،۱۰] بکارگیری مخلوط هیدروژن و گاز طبیعی را در یک موتور اشتعال جرعه‌ای بررسی کردند. آنها نشان دادند که ترکیب هیدروژن با گاز طبیعی توانایی کارکرد در حالت رقیق تر را در شرایط بارهای جزئی دارد و فشار مؤثر متوسط ترمزی بهبود می‌یابد. شودو و همکاران [۱۱] احتراق و آلاینده‌های موتور تک استوانه ای اشتعال جرعه‌ای را با سوخت هیدروژن و متان بررسی کرده‌اند. آنها نشان دادند که بازده حرارتی افزایش و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش می‌یابند. آلاینده اکسید نیتروژن با افزودن هیدروژن روندی افزایشی دارد اگرچه این افزایش با تأخیر در زمان بندی اشتعال و بدون کاهش بازده حرارتی، می‌تواند در مقادیر کمتری نگه داشته شود. همچنین کارکرد در شرایط فقیرسوزی باعث بهبود بازده حرارتی و کاهش آلاینده های هیدروکربن و اکسید نیتروژن می‌شود.

هانگ و همکاران [۱۲،۱۳] مطالعه تجربی را روی عملکرد و آلاینده های موتور اشتعال جرعه ای با ترکیبی از سوخت‌های هیدروژن و گازطبیعی انجام داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که بازده حرارتی ترمزی با افزایش نسبت هیدروژن در مخلوط افزایش می‌یابد. دمای پیشینه گاز و نرخ پیشینه افزایش فشار هنگامیکه درصد حجمی هیدروژن بیشتر از ۲۰٪ شود به دلیل افزایش سرعت احتراق زیاد می‌شود. با افزایش هیدروژن در مخلوط مونواکسیدکربن، دی‌اکسید کربن و هیدروکربن کاهش ولی اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد.

راکوپولس و همکاران [۱۴] اثر ترکیب متان با هیدروژن با مقدار کمتری از ۱۰٪ حجمی را بررسی کردند. فرضیات شامل زمان ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، نسبت تراکم ۱۸ و نسبت هم‌آزری ۰/۰۴ بود و دریافتند که با افزایش درصد هیدروژن، کسر تزریقی سوخت کاهش می‌یابد و این ترکیب در بارهای بالا مفید می‌باشد و سرعت موتور در کسر تزریقی سوخت تأثیری ندارد و تقریباً برای سرعت‌های ۸۰۰ تا ۲۲۰۰ دور بر دقیقه جواب خطی افقی را می‌دهد.

در این پژوهش به بررسی اثر افزایش هیدروژن در محفظه احتراق

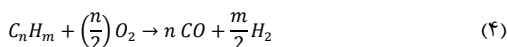
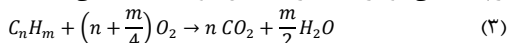
شعله منسجم می‌باشد که برای حالت‌های خیلی رقیق یا خیلی غنی کاربرد دارد و سومین روش مدل توسعه یافته شعله منسجم است که همراه با مدل اسپری (پاشش مستقیم) به منظور توصیف پدیده احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد.

### ۳-۲- مدل شعله منسجم توسعه یافته

در کار حاضر از مدل شعله منسجم توسعه یافته استفاده شده است. این مدل کاملاً با مدل اسپری کوپل می‌شود و قادر به مدل کردن یک احتراق لایه‌ای که شامل اثر بازخورانی و تشکیل NOx می‌باشد، است که احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای را توصیف می‌کند. علت انتخاب مدل شعله منسجم توسعه یافته به دلیل دارا بودن همه ویژگی‌های مدل استاندارد و مدل اصلاح شده می‌باشد.

### ۳-۳- واکنش شیمیایی سینیتیک

در پدیده احتراق آشفته، مدل شعله منسجم توسعه یافته، منجر به محاسبه نرخ متوسط واکنش سوخت می‌شود. بنابراین، این مدل از یک مکانیزم شیمیایی دو مرحله‌ای برای تبدیل سوخت استفاده می‌کند:



که تشکیل مونوکسید کربن و هیدروژن در شرایط سوخت نزدیک به استوکیومتری و سوخت غنی را در نظر می‌گیرد. در عبارات فوق،  $n$  و  $m$  تعداد اتم‌های کربن و هیدروژن برای سوخت مورد نظر، می‌باشند. نرخ واکنش برای معادله (۳) به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\omega_{fu,1} = \omega_L \gamma \quad (5)$$

که  $\gamma$  تابعی از نسبت هم‌ارزی  $\phi$  و تعداد اتم‌های کربن و هیدروژن می‌باشد. نرخ مصرف سوخت معادله (۴):

$$\omega_{fu,2} = \omega_L (1 - \gamma) \quad (6)$$

که  $\omega_L$  نرخ متوسط مصرف سوخت آرام است که قبلاً توضیح داده شد. نرخ‌های واکنش فردی هر گونه  $i$  که در مکانیزم دو مرحله‌ای شرکت دارد، می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

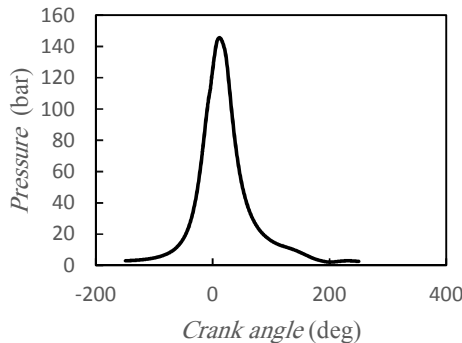
$$\omega_i = \sum_{r=1}^2 v_{i,r} \omega_{fu,r} \quad (7)$$

ضرایب استوکیومتری گونه‌های  $i$  در واکنش است که برای واکنش دهنده‌ها منفی و برای محصولات مثبت می‌باشد.

### ۳-۲- مدل اشتعال

پدیده‌های فیزیکی در تولید مقداردهی اولیه در چگالی سطح شعله و تأخیر، بسیار پیچیده هستند. در این شبیه‌سازی از مدل کروی برای اشتعال توسط شمع استفاده شده است. در این مدل هسته شعله کروی با استفاده از موقعیت شمع، زمان جرقه‌زنی، شعاع هسته شعله و مدت زمان جرقه تعیین می‌گردد که زمان‌دهی اولیه شعله به عنوان تابعی از زمان واکنش و کسرهای جرمی گازهای واکنش می‌باشد. استفاده از این فرض، یک معیار را به صورت زیر معرفی می‌کند [۱۶].

$$C(t) = a_5 \int_0^t \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n \frac{dt}{\tau_{F1}} \quad (8)$$



شکل ۱- فشار بر حسب درجه لنگ برای موتور پایه

مدل‌های احتراق در نرم افزار قادر به محاسبه انتقال گونه‌ها، پدیده اختلاط و شبیه‌سازی احتراق در موتورهای احتراق داخلی تحت شرایط پیش آمیخته، تا حدی پیش آمیخته و غیر پیش آمیخته می‌باشند. اثر آشفته‌گی روی سرعت متوسط واکنش، توسط ۵ نوع از مدل‌های احتراق که هر کدام دارای میزان پیچیدگی متفاوت هستند، مورد بررسی قرار می‌گیرد. انتخاب مدل بستگی به مسئله و هدف شبیه‌سازی عددی دارد. روشی حاضر، بر اساس فرض فلیملت است به این معنی که شعله آشفته تشکیل شده از مجموعه‌ای از شعله‌های آرام می‌باشد. مقیاس‌های طولی و زمانی در ناحیه واکنش، کوچک‌تر از مقیاس‌های طولی و زمانی آشفته مشخص هستند. در روش‌های احتراق پیش آمیخته آشفته، مقیاس‌های زمانی واکنش بسیار کوچک‌تر از مقیاس‌های زمانی آشفته هستند، با توجه به این موضوع، یک مفهوم احتراقی اضافی می‌تواند استفاده شود: مدل شعله منسجم!

### ۳-۱- مدل شعله منسجم

مدل شعله منسجم قابل اعمال به هر دو شرایط پیش آمیخته و غیر پیش آمیخته بر پایه مفهوم شعله آرام می‌باشد که سرعت و ضخامت مقادیر میانگین هستند و در طول جبهه شعله انتگرال‌گیری می‌شوند و تنها وابستگی به دما، فشار و میزان غنی بودن گاز تازه دارند. چنین مدلی زمانی جذاب است که یک رفتار جداگانه بین واکنش و آشفته‌گی در نظر گرفته شود. در همه ی مدل‌های فلیملت فرض می‌شود که واکنش نسبتاً در لایه‌های نازکی که مخلوط نسوخته تازه را از مخلوط کاملاً سوخته جدا می‌کند، رخ می‌دهد. با توجه به این فرض، نرخ متوسط واکنش آشفته توسط چگالی سطح شعله ( $\Sigma$ ) محصولات و سرعت سوختن آرام ( $S_L$ ) به طریق زیر محاسبه می‌شود [۱۵].

$$\overline{\rho \dot{f}_{fu}} = -\omega_L \Sigma \quad (1)$$

برای احتراق رقیق:

$$\omega_L = \rho_{fu,fr} S_L, \quad \rho_{fu,fr} = \rho_{fr} \gamma_{fu,fr} \quad (2)$$

در حال حاضر، سه روش متفاوت برای مدل شعله منسجم در دسترس هستند که هر کدام پیچیدگی خاص خودش را دارد. اولین روش استاندارد مدل شعله منسجم است، دومین روش مدل اصلاح شده

<sup>۱</sup> CFM

حال دستگاه معادلات فوق قابل حل است. با حل دستگاه، معادله کلی زیر برای تولید اکسید نیتروژن می‌رسم:



که  $k_f = k_1.k_2$  به عنوان نرخ واکنش در نظر گرفته می‌شود. همچنین تغییر غلظت اکسید نیتروژن بر حسب زمان توسط فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [O_2]^a [N_2]^b \quad (20)$$

که فقط معادله رفت (تشکیل اکسید نیتروژن) در نظر گرفته شده است. نرخ واکنش معادله رفت بصورت زیر داده می‌شود:

$$k_f = \frac{A}{\sqrt{T}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (21)$$

که  $A$  یک ضریب مشخص و  $E_a$  انرژی فعال‌سازی است.

#### ۴- شبیه سازی عددی

در اینجا، مراحل شبیه سازی انجام شده در نرم‌افزار برای حل معادلاتی که در قسمت‌های قبل به آن‌ها اشاره شد، توضیح داده شود. نرم‌افزار از یک شبکه متحرک سه‌بعدی استفاده می‌کند. روش به کار رفته برای حل معادلات کاملاً ضمنی است و می‌توان از یک شبکه بی-سازمان که از چند وجهی‌های دلخواه ساخته شده، استفاده کرد. برای گسسته‌سازی معادلات روش حجم محدود و برای لینک کردن معادلات مومنتوم و پیوستگی (ایجاد ارتباط بین سرعت، فشار و چگالی)، الگوریتم Simple مورد استفاده قرار می‌گیرد. الگوریتم Simple به زمان و تکرار کمتری برای حل معادلات گسسته شده برای رسیدن به همگرایی نسبت به سایر الگوریتم‌ها نیاز دارد.

#### ۴-۱- مدل ایجاد شده در نرم‌افزار

مدل ایجاد شده در نرم‌افزار فراخوانی شده و فرایند تولید شبکه بر روی آن اعمال می‌شود که در زوایای مختلف در شکل ۲ نشان داده شده است. همانگونه که نشان داده شده است شبیه‌سازی در یک سیکل باز انجام شده‌است، به نحوی که زمانبندی دریاچه ورودی در نظر گرفته شده و تعداد کل شبکه ایجاد شده در این مرحله حدود ۳۷۷۰۰۰ سلول می‌باشد. پس از بسته شدن دریاچه ورودی، کورس تراکم و انبساط انجام شده و نهایتاً تا لحظه باز شدن دریاچه خروجی که معادل با درجه ۸۴۰ از میل لنگ است این شبیه‌سازی ادامه خواهد داشت. در لحظه احتراق که سوپاپ در حوالی نقطه مرگ بالاست تعداد شبکه به حدود ۵۰۰۰۰ سلول می‌رسد تا دقت کافی برای رسیدن به جواب منطقی را از نظر تمرکز شبکه داشته باشد.

$a_5$  و  $n$  ثابت،  $\tau_{F1}$  زمان شعله و  $\rho_0$  چگالی هوا در حالت استاندارد می‌باشند. این معیار از زمان شروع واکنش انتگرال‌گیری می‌شود و زمانی که معیار  $C$  به مقداری بزرگ‌تر از ۱ برسد، رسوب شعله<sup>۲</sup> اتفاق می‌افتد. رسوب شعله با استفاده از شعاع هسته شعله ساخته می‌شود که این شعاع ترکیبی از نرخ انبساط گرمایی و ضخامت شعله آرام با  $a_6$  به عنوان عدد ثابت می‌باشد:

$$R_1 = a_6 \delta_L \frac{T_b}{T_{fr}} \quad (9)$$

زمان شعله، نسبتی از ضخامت شعله آرام به سرعت آن با دما، فشار و ترکیب مخلوط غالب در شمع می‌باشد:

$$\tau_{F1} = \frac{\delta_L}{S_L} \quad (10)$$

در زمان  $t_1$  شعاع شعله  $R_1$  است. موقعیت هسته شعله ثابت نیست و نوسانات از یک گام زمانی به گام زمانی بعدی بستگی به شرایط آشفته‌گی محلی دارد. توزیع فضایی از چگالی سطح شعله فرضی از یک تابع گوسی تبعیت می‌کند و به صورت زیر توصیف می‌گردد:

$$\Sigma(x) = A e^{-\left(\frac{d(x)-R_1}{l_{dist}}\right)^2} \quad (11)$$

$d(x)$  فاصله نقطه‌ای در ناحیه محاسباتی تا مرکز شمع و  $A$  به عنوان یک ثابت می‌باشد:

$$A = \int_V \Sigma(x) dV = 4\pi R_1^2 \quad (12)$$

$I_{dist}$  در رابطه ۱۲، بیانگر یک طول نوسانی در موقعیت شمع می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$I_{dist} = I_0 + u't \quad (13)$$

که  $u'$  شدت آشفته‌گی،  $t$  زمان واقعی و  $I_0$  بیانگر نوسانات یک قوس الکتریکی می‌باشند.

در این مدل اشتعال، تنها چگالی سطح شعله مقداردهی اولیه می‌شود و از احتراقی که بین  $t$  (شروع اشتعال) و  $t_1$  (رسوب چگالی سطح شعله) رخ می‌دهد، صرف‌نظر می‌شود.

#### ۳-۳- مدل تشکیل اکسیدهای نیتروژن

برای بررسی سینتیک تشکیل ناکس از مدل زلدویچ<sup>۳</sup> استفاده می‌شود که در احتراق مخلوط، معادلات حاکم بر شکل‌گیری اکسید نیتروژن از مولکول‌های نیتروژن هوا بصورت زیر خواهد بود:



حداکثر میزان اکسید نیتروژن در نسبت هم‌ارزی ۰/۹ تولید می‌گردد. در اغلب شعله‌های فقیر و استوکیومتریک غلظت هیدروکسید بسیار کم است. بنابراین واکنش سوم مکانیزم زلدویچ ناچیز خواهد بود. با نوشتن معادلات تعادل برای دو واکنش اول داریم:

$$k_1 [N_2][O] = k_2 [NO][N] \quad (17)$$

$$k_3 [N][O_2] = k_4 [NO][O] \quad (18)$$

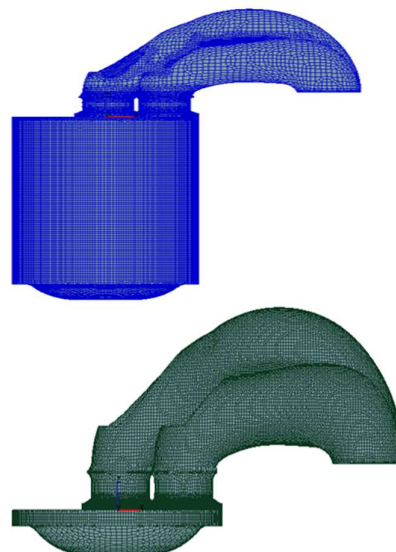
<sup>۲</sup> Flame deposition

<sup>۳</sup> Zeldovich

واقعیات تجربی تنظیم گردند. در جدول ۳ هر یک از داده‌های اولیه و شرایط مرزی مدل آورده شده است.

جدول ۳- داده‌های اولیه و شرایط مرزی مدل

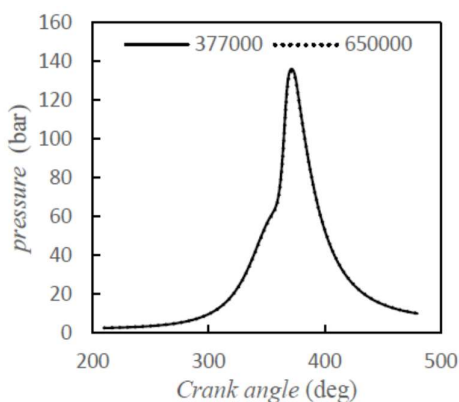
مقدار	واحد	شاخص
۳۶۰	درجه لنگ	زمان باز شدن دریچه ورودی
۵۷۰	درجه لنگ	زمان بسته شدن دریچه ورودی
۸۴۰	درجه لنگ	زمان بازشدن دریچه خروجی
متغیر	کلوین	دمای اولیه ورودی
متغیر	بار	فشار اولیه ورودی
۱۵۰۰	دور بر دقیقه	سرعت موتور
$C_{1,2}H_{4,4}$	---	نوع سوخت هیدروکربنی
۵۲۰	کلوین	دمای سرسیلندر
۴۵۰	کلوین	دمای لاینر
۵۷۵	کلوین	دمای پیستون
۳۴۰	کلوین	دمای نشیمنگاه سوپاپ



شکل ۲- شبکه سه‌بعدی ایجاد شده در زاویه ۳۶۰ و ۵۴۰ درجه لنگ

#### ۵- ارزیابی حساسیت شبکه محاسباتی

برای بررسی حساسیت شبکه به چگالی شبکه، نتایج دو شبکه محاسباتی که شبکه درشت با تعداد سلول‌های ۳۷۷۰۰۰ در نقطه مرگ بالا و شبکه ریز با تعداد ۶۵۰۰۰۰ سلول می‌باشند، مورد مقایسه قرار گرفته و نمودار فشار برای دو حجم متفاوت در شبکه‌بندی در شکل ۳ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۳ مشخص است ریز کردن سلولهای محاسباتی تاثیر چندانی بر نتایج نخواهد داشت و شبکه محاسباتی به اندازه سلول حساسیت چندانی نشان نمی‌دهد. بنابراین برای کاهش زمان اجرای برنامه از شبکه درشت استفاده می‌شود.



شکل ۳- فشار بر حسب درجه لنگ برای دو حجم متفاوت در شبکه بندی

#### ۶- صحت‌گذاری مدل ایجاد شده

به منظور صحت‌گذاری مدل ساخته‌شده با توجه به اینکه موتور گازسوز ۸۷ به مرحله تولید نرسیده است و نتایج تجربی آن تا این

#### ۴-۲- شرایط اولیه

با پایان یافتن مراحل مختلف تولید شبکه متحرک، جهت شروع محاسبات، ابتدا شرایط ورودی در مرحله مکش<sup>۴</sup> در زاویه ۳۶۰ به عنوان شرایط اولیه<sup>۵</sup> نرم‌افزار معرفی می‌شود. لازم به ذکر است که در این زاویه از همپوشانی دریچه ورودی و خروجی صرف نظر شده است. شرایط اولیه بکار گرفته شده در مدل‌سازی حاضر در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲- شرایط اولیه در مدل سازی

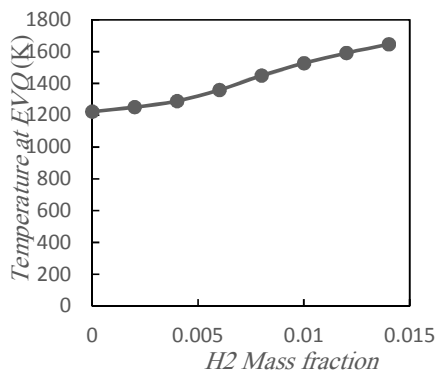
اندازه کمیت	کمیت های موثر
۳۶۰	زاویه میل لنگ در شروع محاسبات
۸۴۰	زاویه میل لنگ در پایان محاسبات
متغیر	دما- فشار اولیه
۱۵۰۰ دور بر دقیقه	سرعت موتور
$C_{1,2}H_{4,4}$	نوع سوخت هیدروکربنی

#### ۴-۳- شرایط مرزی

محدوده تعیین‌شده به عنوان میدان محاسباتی که شامل شبکه متحرک سر پیستون و سوپاپ‌ها و محفظه احتراق است، هر یک از این مرزها شرایط مرزی خاص خود را دارند که باید به دقت و بر اساس

<sup>۴</sup> Inlet Valve Closure

<sup>۵</sup> Initial Condition



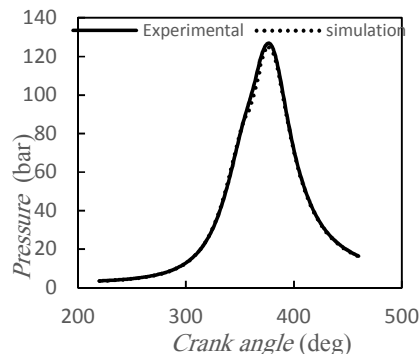
شکل ۵- دمای خروجی از محفظه به نسبت جرمی هیدروژن

آید. این اختلاف همانگونه که مشاهده می شود هم در روند افزایشی بوده و هم در میزان بیشینه فشار بدست آمده در محفظه. با توجه به این نمودار، بیشینه فشار از مقدار کمتر از ۱۴۰ بار در حالت پایه و بدون هیدروژن به بیش از ۱۸۰ بار با افزایش ۱/۴ درصدی نسبت جرمی هیدروژن در گاز طبیعی و هوای موجود بدست می آید. لازم به ذکر است که بر اساس طراحی مفهومی در نظر گرفته شده برای این موتور بر اساس مستندات موجود [۱۷] حداکثر فشار قابل قبول برای این موتور ۱۸۰ بار می باشد و از طرف دیگر به منظور دستیابی به طول عمر متوسط مطلوب موتور، پیشنهاد شده که بیشینه فشار در محدوده ۱۰٪ از حد ایمنی قرار گیرد که این مقدار به حدود ۱۶۳ بار کاهش می یابد. لذا با در نظر گرفتن این محدودیت، امکان دستیابی به درصدهای بالاتر از ۰/۰۰۸ نسبت جرمی از هیدروژن مورد قبول نخواهد بود.

مجموع انرژی گرمایی آزاد شده به ازای درجه لنگ برای نسبت-های جرمی مختلف در شکل ۷ نشان داده شده است. بر اساس این شکل در بیشینه مقدار انرژی که ۱۸۰۹۸ ژول می باشد در لحظه باز شدن دریچه این مقدار به ۱۷۰۶۲ ژول کاهش ژول کاهش می یابد که اتلاف انرژی حدود ۱۰۰۰ ژولی را شاهد هستیم که در مقایسه با موتور پایه با بیشینه انرژی ۱۲۰۱۴ ژول و افت انرژی ۹۲ ژولی، درصد اتلاف انرژی بیشتر از حالت پایه می باشد که نشان دهنده این موضوع است که با افزایش هیدروژن مقدار اتلاف انرژی افزایش پیدا می کند. بدیهی است یکی از دلایل این پدیده مربوط به افت انرژی از طریق اتلاف حرارتی بوده که از طریق دیواره ها، تاج و یا به صورت تشعشعی اتفاق می افتد.

با توجه به نمودار آزادسازی گرمایی پیش بینی می گردد که سرعت آرام جریان شعله نیز با افزایش درصد هیدروژن افزایش داشته باشد. لذا با رسم کانتور سرعت پیشروی شعله در زوایای ۷۱۵ (تقریباً ۱۰درجه پس از زمان جرقه زنی) و ۷۳۵ درجه به خوبی می توان دریافت که با افزودن میزان هیدروژن تا چه حد سرعت پیشروی تغییر نموده است. بر اساس شکل های ۸ و ۹ بخش عمده ای از پیشروی برای درصدهای بالاتر هیدروژن در حوالی زاویه ۷۱۵ تا ۷۲۰ رخ داده است و این درحالیست که زمانیکه احتراق به زوایای دورتر از زمان جرقه نزدیک می گردد و از نقطه مرگ بالا دور می شود به سبب نرخ احتراق پایینتر و سرعت پایین تر شعله برای درصدهای کمتر هیدروژن، شدت پیشروی به نسبت درصدهای بالاتر بیشتر است.

لحظه موجود نمی باشد از موتور Cummins که دارای توان تولیدی مشابه به ازای حجم مشابه است استفاده شده است. در واقع این دو موتور از یک کلاس توان تولیدی بوده و پس از صحنه گذاری مدل ایجاد شده با نرم افزار و یکسان سازی ضرایب، شبیه سازی برای موتور هدف انجام خواهد شد که نتایج شبیه سازی و تجربی در شکل ۴ نشان داده شده است. اختلاف کم نتایج دقت مدل مورد نظر را نشان می دهد.

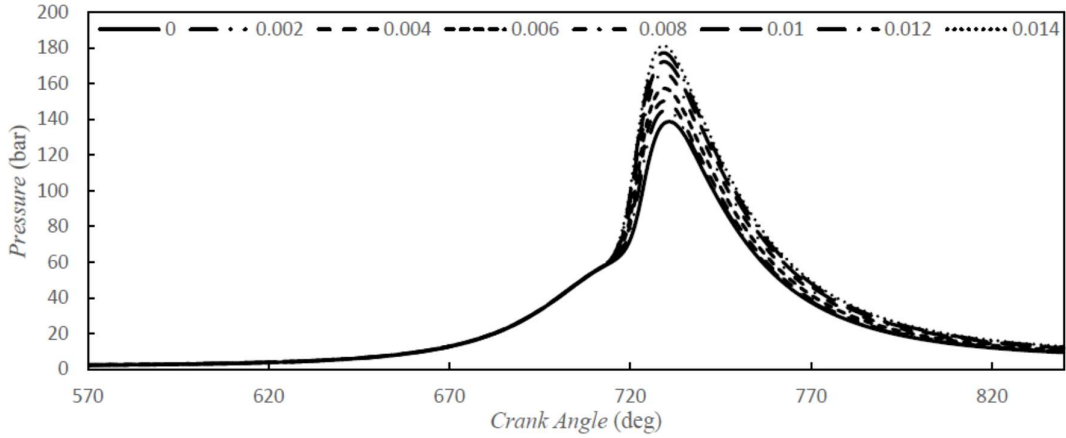


شکل ۴- صحنه گذاری مدل Cummins

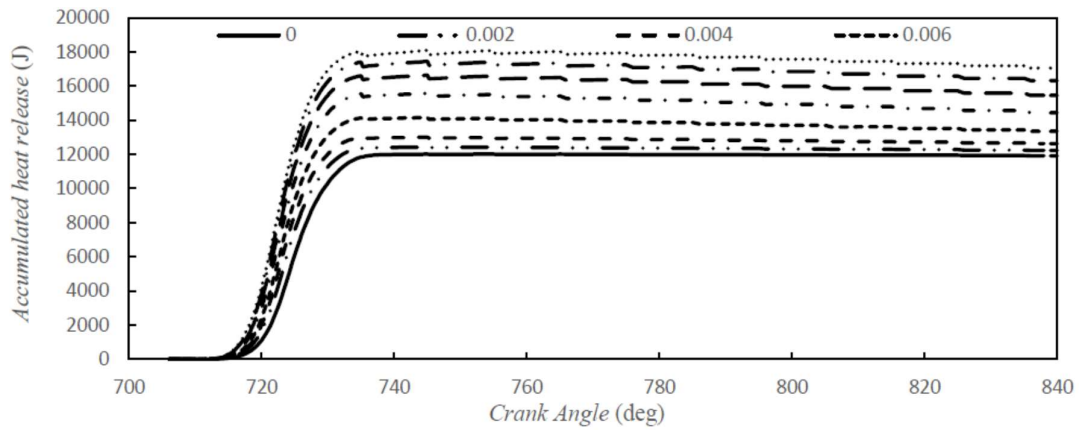
## ۷- نتایج

در این بخش به بحث و بررسی نتایج بدست آمده از اجراهای شبیه سازی برای تزریق هیدروژن در نسبت جرمی مختلف پرداخته خواهد شد. نتایج حاصل از دو دیدگاه عملکردی و میزان آلایندگی جهت رسیدن به نقطه بهینه، میزان امکان تزریق هیدروژن برای موتور فراهم خواهد نمود. پس از بدست آوردن نقطه بهینه با پس و پیش انداختن زمان شروع جرقه، زمان جرقه مناسب نیز برای نقطه بهینه بدست خواهد آمد. در منحنی دما، سه پارامتر جنس آلیاژها جهت تحمل دمای بالاتر محفظه، افزایش دمایی که سبب افزایش ایجاد آلایندگی اکسید نیتروژن می گردد و در نهایت افزایش دمای خروجی از محفظه در لحظه باز شدن دریچه خروجی مدنظر می باشد. به سبب افزایش دما، انتظار می رود که اکسید نیتروژن که به دو پارامتر اکسیژن در دسترس و دمای محفظه وابسته است به شدت افزایش یابد اما دمای خروجی از اگزوز با توجه به تاثیرگذاری آن بر توربین، اثر قابل توجهی بر عملکرد موتور خواهد گذاشت. نتایج تست های انجام شده نشان می دهد که قابلیت افزایش حدود ۱۰۰ درجه ای برای گازهای ورودی به توربین وجود داشته و افزایش بیش از این مقدار سبب کارکرد نامناسب توربوشارژر و یا ذوب پره های آن در حالت تمام بار که دارای دور بالایی نیز می باشد خواهد شد. لذا با در نظر گرفتن نمودار ۵ همچنان امکان دستیابی به درصدهای بالای هیدروژن ممکن نبوده و تنها درصدهای پایین تر قابل قبول خواهد بود.

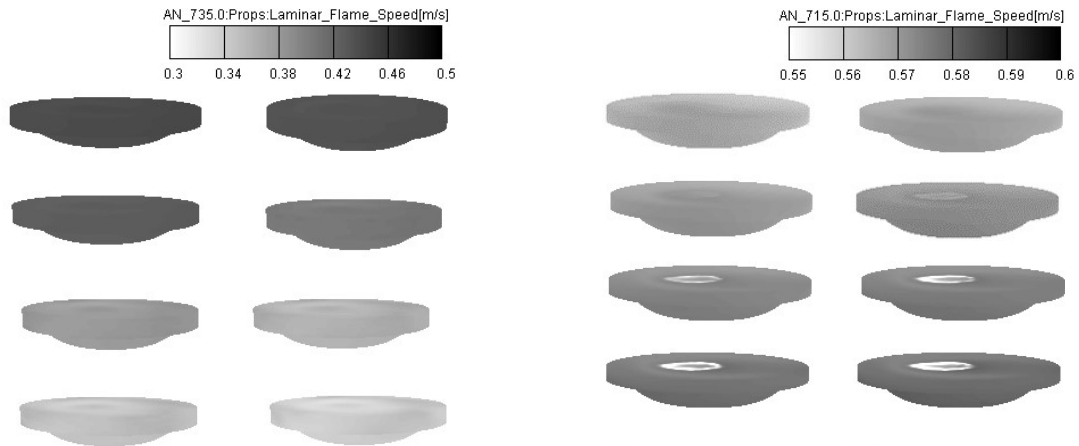
شکل ۶ نشان می دهد که به ازای افزایش نسبت جرمی هیدروژن، با توجه به شرایط یکسان ورودی، فشار در مرحله تراکم یکسان بوده و تا لحظه شروع احتراق در همه حالات دارای روند یکسانی است اما پس از ایجاد جرقه و شروع احتراق، سرعت پیشروی شعله و میزان انرژی موجود در محفظه سبب می گردد اختلاف زیادی بین نمودارها بوجود



شکل ۶- فشار بر حسب درجه لنگ به ازای نسبت‌های جرمی مختلف هیدروژن



شکل ۷- مجموع انرژی آزاد شده بر حسب درجه لنگ به ازای نسبت جرمی مختلف هیدروژن

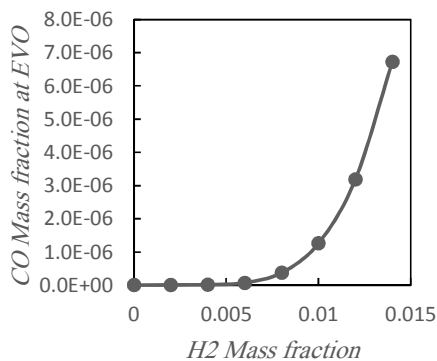


شکل ۸- سرعت شعله برای نسبت جرمی هیدروژن از ۰ تا

۰/۰۱۴ به ترتیب از چپ به راست و از بالا به پایین در زاویه ۷۱۵

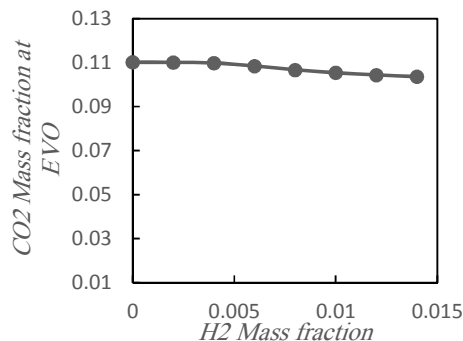
شکل ۹- سرعت شعله برای نسبت جرمی هیدروژن از ۰ تا

۰/۰۱۴ به ترتیب از چپ به راست و از بالا به پایین در زاویه ۷۳۵



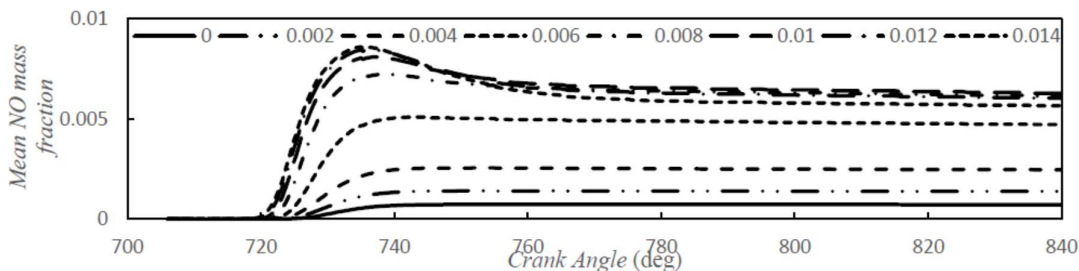
شکل ۱۱- نمودار نسبت جرمی مونوکسید کربن به ازای نسبت جرمی مختلف هیدروژن در زاویه ۸۴۰

در شکل ۱۰ میزان نسبت جرمی دی‌اکسید کربن بر حسب درجه لنگ برای نسبت‌های جرمی مختلف هیدروژن نشان داده شده است که با افزایش هیدروژن میزان دی‌اکسید کربن کاهش می‌یابد اما به دلیل اینکه میزان کاهش مقادیر ناچیزی است، می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد. در موتور ۸۷۰، با توجه به استفاده از سامانه پرخورانی مخلوط فقیر سوز با نسبت هم ارزی ۰/۷ مورد بررسی است و با وجودی‌که در موتورهای اشتعال جرقه‌ای حدود ۰/۲ تا ۰/۵ درصد از گازهای خروجی به این آلاینده تبدیل می‌شوند توزیع آلاینده برای مونوکسید کربن با یک نسبت جرمی از مرتبه  $10E-8$  برای نسبت جرمی هیدروژن‌های پایین بوده و این دلیل احتراق در محدوده رقیق است که هوای کافی را به منظور احتراق مناسب در اختیار قرار داده است. آلاینده مونوکسید کربن در طول احتراق افزایش پیدا می‌کند به طوری‌که با افزایش نسبت جرمی هیدروژن، میزان آلاینده به چند ده برابر می‌رسد اما آنچه از اهمیت بالایی برخوردار است مقدار آلاینده در لحظه باز شدن دریچه در زاویه ۸۴۰ می‌باشد که آن را در شکل ۱۱ به طور مجزا نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۱، بعد از نسبت جرمی ۰/۰۰۶ مقدار مونوکسید کربن به شدت افزایش می‌یابد که این مقدار تا هزار برابر مقدار موتور پایه می‌باشد.



شکل ۱۰- نمودار نسبت جرمی دی‌اکسید کربن به ازای نسبت جرمی مختلف هیدروژن در زاویه ۸۴۰

میزان نسبت جرمی اکسید نیتروژن بر حسب درجه لنگ برای نسبت جرمی مختلف هیدروژن در شکل ۱۲ نشان داده شده است. طبق شکل ۱۲، با افزایش دما، اکسید نیتروژن برای نسبت جرمی پایه تا ۰/۰۰۶ افزایش پیدا می‌کند اما با افزایش میزان هیدروژن در درصد‌های بالاتر، با وجود افزایش دمای داخل محفظه، اگرچه در زوایای ابتدایی میزان این آلاینده، به همان نسبت افزایش می‌یابد اما با گذر زمان و در محفظه، نرخ کاهش این آلاینده افزایش یافته بنحوی که بیشینه مقدار این آلاینده با ۰/۰۰۸ نسبت جرمی هیدروژن اتفاق می‌افتد و در ۰/۰۱۴ جرمی میزان این آلاینده ۲۰٪ بیشتر از ۰/۰۰۶ و ۱۰٪ کمتر از ۰/۰۰۸ می‌باشد. در جدول ۴ مقدار انرژی و توان و نرخ رشد آن نسبت به موتور برای نسبت جرمی مختلف هیدروژن نشان داده شده است. با توجه به افزایش نسبت جرمی، افزایش انرژی را نشان داده است اما نرخ افزایش توان به میزان افزایش نرخ انرژی نیست که نمودار آن در شکل ۱۳ نشان داده شده است.



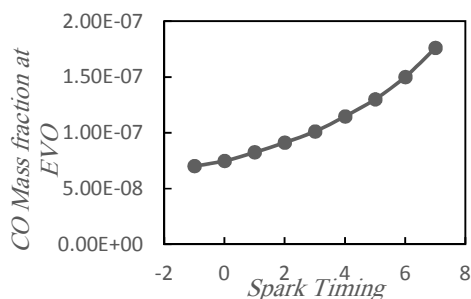
شکل ۱۲- نمودار متوسط نسبت جرمی اکسید نیتروژن بر حسب درجه لنگ به ازای نسبت جرمی مختلف هیدروژن



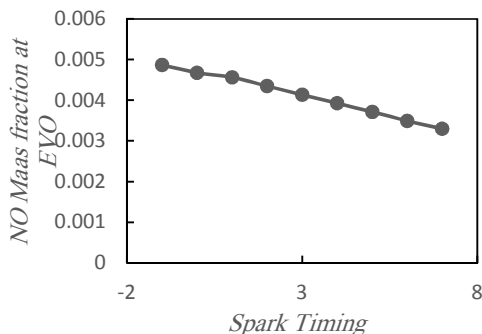
جدول ۶- توان و پیک فشار و دما و بازده به ازای زمان های مختلف جرقه

زمان جرقه	توان موتور	پیک فشار	پیک دما	انرژی	بازده
-۱	۱۱۱۸/۵	۱۵۹/۸	۲۴۵۳/۴۸	۱۳۲۹۵/۹	۵۶/۰۸٪
۰	۱۱۱۹/۳	۱۵۷/۳	۲۴۴۶/۶۲	۱۳۲۵۵/۲	۵۵/۸۷٪
۱	۱۱۱۹/۸	۱۵۴/۴	۲۴۳۹/۵۲	۱۳۴۱۸/۲	۵۵/۶۳٪
۲	۱۱۱۹	۱۵۰/۸	۲۴۳۱/۹۲	۱۳۴۸۴/۵	۵۵/۳۶٪
۳	۱۱۱۷/۲	۱۴۷/۱	۲۴۲۲/۸۸	۱۳۵۴۲/۹	٪۵۵
۴	۱۱۱۵/۲	۱۴۳	۲۴۱۴/۱۱	۱۳۶۱۲/۱	۵۴/۶۱٪
۵	۱۱۱۲/۴	۱۳۸	۲۴۰۵/۸	۱۳۶۸۰/۵	۵۴/۳٪
۶	۱۱۰۸/۵	۱۳۴/۶	۲۳۹۷	۱۳۷۵۰/۷	۵۳/۷٪
۷	۱۱۰۴/۶	۱۳۰/۴	۲۳۸۹/۸	۱۳۸۲۵/۶	۵۳/۳٪

مطابق جدول ۶ با ایجاد تاخیر در زمان جرقه و در نتیجه زمان احتراق، توان موتور از ۱۱۱۹ به ۱۱۰۴ کاهش می یابد و بیشینه فشار در داخل محفظه از مقدار حدود ۱۵۷ بار به ۱۳۰ بار، معادل با ۱۷٪ کاهش می باشد. به منظور بررسی رفتار موتور با تغییر زمان جرقه، شکل ۱۴ میزان تغییرات مونوکسیدکربن را نشان می دهد. نزدیک شدن زمان جرقه به نقطه مرگ بالا منجر به افزایش این آلاینده شده است. از سوی دیگر، بررسی آلاینده اکسید نیتروژن موجود در محفظه در شکل ۱۵ نشان داده شده است.



شکل ۱۴- نسبت جرمی مونوکسید کربن بر حسب زمان مختلف جرقه در زاویه ۸۴۰

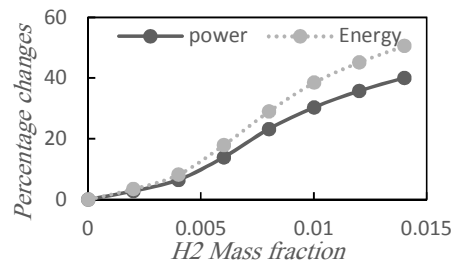


شکل ۱۵- نسبت جرمی اکسید نیتروژن بر حسب زمان جرقه

که این آلاینده با توجه به کاهش دمای بیشینه از یک سو و همچنین کاهش میزان زمان موجود جهت انجام واکنش های شیمیایی

جدول ۴- انرژی، توان با نرخ افزایش آن برای نسبت های هیدروژن

نسبت جرم هیدروژن	توان موتور kW	افزایش انرژی	حداکثر انرژی تولید شده kJ	نرخ افزایش توان
۰	۹۸۲/۷۷	٪۰	۱۲۰۱۴/۸	٪۰
۰/۰۰۲	۱۰۰۹/۹۸	۳/۴٪	۱۲۴۲۸/۱	۲/۷٪
۰/۰۰۴	۱۰۴۶/۳۶	۸/۲٪	۱۳۰۰۷/۴	۶/۴٪
۰/۰۰۶	۱۱۱۹/۳۶	۱۷/۹٪	۱۴۱۶۳/۲	۱۳/۸٪
۰/۰۰۸	۱۲۱۰/۶۷	٪۲۹	۱۵۵۷۴/۴	۲۳/۱٪
۰/۰۱	۱۲۸۰/۶۲	٪۳۸	۱۶۶۴۳	۳۰/۳٪
۰/۰۱۲	۱۳۳۳/۸۵	۴۵/۳٪	۱۷۴۵۲	۳۵/۳٪
۰/۰۱۴	۱۳۷۶/۴۶	۵۰/۶٪	۱۸۰۹۸	٪۴۰



شکل ۱۳- نرخ افزایش توان و انرژی بر حسب نسبت هیدروژن

انرژی داخل محفظه با توجه به جدول ۵ که بازده محاسبه شده است، با افزایش هیدروژن بازده موتور افزایش پیدا می کند اما پس از مقداری افزایش، بازده شروع به کاهش پیدا می کند که بیشینه مقدار بازده در نسبت جرمی هیدروژن در ۰/۰۰۶ می باشد.

جدول ۵- بازده موتور برای نسبت جرمی های مختلف

نسبت جرمی هیدروژن	بازده
۰	۵۴/۹٪
۰/۰۰۲	۵۴/۹۸٪
۰/۰۰۴	۵۵/۲۳٪
۰/۰۰۶	۵۵/۸۵٪
۰/۰۰۸	۵۵/۸۳٪
۰/۰۱	۵۵/۱۹٪
۰/۰۱۲	۵۴/۴۴٪
۰/۰۱۴	۵۳/۲۳٪

پس از انتخاب نسبت جرمی هیدروژن ۰/۰۰۶ به عنوان نقطه بهینه، حال با پس انداختن و پیش انداختن زمان جرقه به زاویه لنگ مناسب برای زمان جرقه مناسب تعیین خواهد شد. به همین منظور زمان جرقه موتور پایه (بدون هیدروژن) که ۷۰۶ درجه می باشد یک درجه پس و هفت درجه پیش انداخته می شود. و زمان جرقه بهینه انتخاب خواهد شد. برای بررسی از دیدگاه طراحی جدولی از توان، پیک فشار و دما و بازده تهیه شده است که در جدول ۶ مشاهده می شود.

۱۰- مراجع

[1] Verhelst S., Woolley R., Lawes M., Sierens R., Laminar and unstable burning velocities and Markstein lengths of hydrogen-air mixtures at engine-like conditions. *Proceedings of the Combustion Inst.*, Vol. 30, No. 1, pp. 209-216, 2005.

[2] Mohammadi A., Shioji M., Yasuyuki N., Ishikura W., Eizo T., Performance and combustion characteristics of a direct injection SI hydrogen engine. *Int Journal Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 2, pp. 296-304, 2007.

[3] Heffel J.W., NOx emission and performance data for a hydrogen fuelled internal combustion engine at 1500 rpm using exhaust gas recirculation. *Int Journal Hydrogen Energy*, Vol. 28, No. 8, pp. 901-908, 2003.

[4] Dulger Z. Numerical modeling of heat release and flame propagation for methane fueled internal combustion engines with hydrogen addition. PhD thesis, University of Miami, 1991.

[5] Swain M.R., Yusuf M.J., Dulger Z., The edicts of hydrogen addition on natural gas engine operation. *SAE paper* 932775, 1993.

[6] Yusuf. M.J. Lean Burn natural gas fueled engines: engine modification versus hydrogen blending. PhD thesis, University of Miami, 1993.

[7] Larsen J.F., Wallace J.S., Comparison of emissions and efficiency of a turbocharged lean-burn natural gas and hythane-fueled engine. *Journal Eng Gas Turbines Power*, Vol. 119, No. 1, pp. 218-26, 1997.

[8] Raman V., Hansel J., Fulton J., Lynch F., Bruderly D., Hythane an ultraclean transport fuel. *Proceedings, 10th World hydrogen Energy Conference*, Cocoa Beach, USA, June 20-24, 1994. pp. 1797-806.

[9] Das LM. Utilization of hydrogen-cng blends in internal combustion engine, *11th World Hydrogen Energy Conference*, Stuttgart, Germany, June 23-28, pp. 1513-35, 1996.

[10] Das L.M., Gulati R., Gupta P.K., A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels. *Int J Hydrogen Energy*, Vol. 25, No. 8, pp. 783-793, 2000.

[11] Shudo T., Shimamura K., Nakajima Y., Combustion and emissions in a methane DI stratified charge engine with hydrogen pre-mixing. *JSAE Rev*; 21:3-7, 2000.

[12] Wang J, Huan Z., Fang Y, Liu B, Zeng K., Miao H, Jiang D., Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas-hydrogen blends. *Int. Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 25, No. 15, pp. 3555-3564, 2007.

[13] Hu E., Huang Z., Liu B., Zheng J., Gu, X., Experimental investigation on performance and emissions of a spark-ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR. *Int. journal of Hydrogen energy*, Vol. 34, No. 1, pp. 528-529, 2009.

[14] Rakopoulos C.D., Scotta M.A., Kyritsis D.C., Giakoumis E.G., Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines. *Energy*, Vol. 33, No. 2, pp. 248-255, 2006.

[15] AVL FIRE CFD Solver V. 8.3, 2008.

[16] AVL FIRE Combustion V. 8.3, 2008

[17] Iran heavy Diesel engine Co. (DESA).

۸- نتیجه گیری

در این مقاله با استفاده از نرم افزار FIRE موتور ۸۷د که یک موتور احتراق داخلی گازسوز است، شبیه‌سازی شده است در اینجا اثر افزودن نسبت‌های جرمی مختلف سوخت هیدروژن به گاز طبیعی جهت بررسی تاثیر آن بر تغییر رفتار سوخت ها و همچنین اثر زمان جرکه بر روی نقطه بهینه مطالعه شده است. از مهمترین نتایج حاصل از این تحقیق می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

- با افزودن ۵۰٪ انرژی هیدروژن، بیشینه فشار و دما به ترتیب از ۲۲۰۰K، ۱۴۰bar به ۲۷۹۰K، ۱۸۰bar افزایش پیدا می‌کند.
- با افزودن هیدروژن از نسبت جرمی ۰ تا ۰/۰۰۸ آلاینده اکسید نیتروژن افزایش یافته و بعد از آن این آلاینده کاهش می‌یابد.
- کاهش ناچیز دی‌اکسیدکربن و افزایش منوکسیدکربن با افزایش نسبت جرمی هیدروژن
- در نسبت جرمی پایین هیدروژن تا ۰/۰۰۶ افزایش بازده و سپس با افزایش هیدروژن بازده کاهش می‌یابد.
- افزایش توان به دلیل افزودن هیدروژن که باعث افزایش انرژی داخل محفظه می‌شود. با افزایش حدود ۵۰ درصد هیدروژن ۴۰ درصد افزایش توان خواهیم داشت.
- انتخاب نقطه ۰/۰۰۶ که معادل با افزودن حدودا ۱۸٪ انرژی است، به عنوان نقطه بهینه افزودن هیدروژن به موتور ۸۷د
- ۳ درجه تاخیر در زمان جرکه برای نسبت جرمی بهینه ۰/۰۰۶ زمان مناسب لحظه جرکه می‌باشد.

۹- نمادها

EVO	لحظه باز شدن دریچه در لحظه خروجی
f	f کسر جرمی مخلوط
P	فشار (kgm <sup>-1s<sup>-2</sup>)</sup>
r	آهنگ مصرف سوخت (m <sup>3</sup> /s)
T	دما (K)
t	زمان (s)
u	مولفه سرعت در جهت x (ms <sup>-1</sup> )
V	حجم (m <sup>3</sup> )
y	کسر جرمی

علائم یونانی

δ	دلتا کروئکر، ضخامت شعله (m)
ρ	چگالی (kgm <sup>-3</sup> )
τ	تنش برشی (kgm <sup>-1s<sup>-2</sup>)</sup>
Σ	چگالی سطح آشفتگی
φ	نسبت هم‌ارزی
ω	فرکانس آشفتگی، نرخ واکنش

زیر نویس‌ها

fu,u	سوخت نسوخته
fu,b	سوخت سوخته شده
L	آرام