مجله مهندسی مکانیک مدرس، آبان 1394، دوره 15، شماره 8، ص‌ص 134-142

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تأثیرپذیری مشخصه‌های عملکردی موتور اشتعال جرقه‌ای تک سیلندر با تغییر موقعیت شروع پاشش سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی

ابراهیم عبدی اقدم[1*]، محسن باشی[2]

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل
2- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل
*اردبیل، صندوق پستی 159، eaaghdam@uma.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 04 اردیبهشت 1394
پذیرش: 12 خرداد 1394
ارائه در سایت: 03 تیر 1394

کلید واژگان:
موتور اشتعال جرقه‌ای
گاز طبیعی
بنزین
زاویه شروع پاشش
آهنگ گرمای آزادشده

چکیده

اهمیت کنترل آلاینده‌ها و کاهش منابع فسیلی موجب توسعه سیستم‌های انژکتوری و تحقیقات روی بهینه‌سازی مصرف سوخت موتورهای احتراق داخلی شده است. هدف این تحقیق مطالعه تأثیر زاویه شروع پاشش سوخت روی مشخصه‌های عملکردی موتور مثل توان اندیکه، آلاینده‌های خروجی (CO و HC)، تاخیر در اشتعال و طول احتراق سریع با استفاده از دو سوخت مجزای بنزین و گاز طبیعی در یک موتور تک سیلندر پژوهشی پاشش راهگاهی است. در این مطالعه با ثابت گرفتن طول پاشش، زاویه جرقه، سرعت موتور و وضعیت دریچه گاز، زاویه شروع پاشش تغییر داده شد. نتایج حاصله نشان می‌دهد که اگر زمان شروع پاشش طوری تنظیم شود که در مرحله مکش، سوخت در حال پاشش همراه هوای جاری وارد سیلندر شود، توان اندیکه مطلوب حاصل و مقدار آلاینده منواکسید کربن کمتری تولید می‌شود اما مقدار هیدروکربن نسوخته بیشتری منتشر می‌گردد. برای محاسبه تأخیر در اشتعال و طول احتراق سریع از آهنگ گرمای آزاد شده استفاده شد. بر اساس نتایج حاصله کمترین تأخیر در اشتعال در زمان آغاز پاششی صورت می‌گیرد که سهم بیشتری از سوخت در انتهای مرحله مکش وارد سیلندر شود و طول احتراق سریع کمتر وقتی حاصل می‌شود که در طول پاشش، سوخت پاششی و هوای جاری به‌طور همزمان در مرحله مکش وارد سیلندر شوند.

Effectiveness of performance characters of a SI engine by varying injection start position of gasoline and natural gas fuels

Ebrahim Abdi Aghdam*, Mohsen Bashi

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardebili, Ardebil, Iran.
* P.O.B. 179 Ardebil, Iran, eaaghdam@uma.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 April 2015
Accepted 02 June 2015
Available Online 24 June 2015

Keywords:
SI engine
CNG
Gasoline
Angle of start of injection
Heat release rate

ABSTRACT

The importance of pollutant control and shortage of fossil fuel reservoirs have caused the development of injector systems and researches on optimum fuel consumption of internal combustion engines. The main purpose of this work is to study the effect of fuel injection start angle on engine performance features such as indicated power, exhaust emissions (CO and HC), ignition delay and fast burn length in a single cylinder port injection SI engine using gasoline and natural gas individually as fuel. Injection period, ignition timing, engine speed and throttle plate position were fixed and start angle of injection (SOI) was varied. The obtained results show that higher indicated power and lower CO emission are achieved when SOI is adjusted so that the injecting fuel and flowing air are entering simultaneously into the cylinder; however, higher unburned HC emission is resulted at the condition. Heat release rate analysis was used to evaluate ignition delay and fast burn length. The results show that the lowest ignition delay happens when the SOI is adjusted so that the part of injected fuel at the late intake stroke is higher; and the fast burn length is decreased as both injecting fuel and flowing air are entering into the cylinder during the injection period.

1- مقدمه

افزایش روزافزون قیود کنترل آلایندگی موتورها سبب جایگزینی کاربراتورها با انژکتورها برای تأمین سوخت موتورها شده است. ارکوس و همکارانش [1] با توسعه یک سیستم کنترل انژکتور LPG بر روی یک موتور بنزین‌سوز کاربراتوری نشان دادند که استفاده از انژکتور به‌جای کاربراتور مصرف سوخت ویژه و کسر آلاینده‌های خروجی را کاهش داده و توان خروجی را افزایش می‌دهد. برخلاف کاربراتورها که با استفاده از افت فشار در داخل ونتوری و اختلاف فشار سطح سوخت و جریان هوا، سوخت موتور به‌صورت پیوسته در کورس مکش تأمین می‌شود، انژکتورها با تأمین فشار بیشتر در جریان سوخت نسبت به هوای راهگاه، سوخت را به داخل هوای ورودی تزریق می‌کنند. با استفاده از انژکتورها امکان کنترل پارامترهای پاشش سوخت نظیر موقعیت پاشش (راهگاه یا داخل سیلندر)، فشار پاشش (که در زمان لازم برای تأمین

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

E. Abdi Aghdam, M. Bashi, Effectiveness of performance characters of a SI engine by varying injection start position of gasoline and natural gas fuels, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 15, No. 8, pp. 134-142, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]

سوخت موتور مؤثر است) و زاویه شروع پاشش وجود دارد. بر اساس موقعیت پاشش سوخت، موتورها به دو دسته پاشش راهگاهی[1] و پاشش مستقیم[2] به داخل سیلندر تقسیم می‌شوند. بخش قابل‌توجهی از بازار موتورهای داخلی و سهم عمده‌ای از موتورهای ارزان‌قیمت خارجی در دسته پاشش راهگاهی قرار می‌گیرند. تحقیقات بسیاری در زمینه اثر زاویه شروع پاشش بر عملکرد موتور انجام گرفته است. در زیر به این تحقیقات به‌صورت یک سیر تاریخی از اولین تحقیقات تا جدیدترین تحقیقات پرداخته می‌شود.

از اولین تحقیقاتی که بر روی اثر زمان شروع پاشش بر عملکرد موتور انجام گرفت می‌توان به کار نوتی در سال 1990 اشاره کرد. وی با استفاده از یک موتور 2 زمانه اشتعال جرقه و توسعه یک سیستم کنترل الکترونیکی اقدام به پاشش مستقیم سوخت پرفشار به داخل سیلندر در زاویه‌های میل‌لنگ مختلف کرد و نشان داد که زاویه شروع پاشش بهینه برای سرعت‌های مختلف موتور متفاوت است و در صورت پاشش سوخت در شرایط بهینه، مصرف سوخت و آلاینده‌های خروجی کاهش می‌یابد. هدف محقق ارائه راه‌حلی برای توسعه موتورهای دو زمانه پیشرفته‌تر در کنار مزایای بنیادین این موتورها (ارزان، سبک و سادگی) بوده است. در این مقاله محقق به نقش میکروپروسسورها، سادگی و کارآمدی این تجهیزات در کنترل موتورها در آینده اشاره‌کرده است [2].

هان و همکارانش [3] با شبیه‌سازی به کمک کد کیوا 3[3] به مطالعه اثر زاویه شروع پاشش بر اختلاط هوا- سوخت در یک موتور اشتعال جرقه‌ای پاشش مستقیم پرداختند. آن‌ها زاویه شروع پاشش سوخت را از 90 درجه تا 180 درجه میل‌لنگ بعد از نقطه مرگ بالای مکش[4](ITDC) با گام 30 درجه تغییر دادند و نشان دادند که هرچند زوایای مختلف پاشش در پارامترهای آشفتگی، چرخشی[5]، جابجایی[6]، انتقال حرارت و تبخیر تأثیرگذارند، اما تقریباً تفاوتی در کیفیت مخلوط در نزدیکی TDC برای شرایط پاشش بعد از 90 درجه وجود ندارند.

اوهم و همکارانش [4] با استفاده از یک موتور چهار سیلندر بهبودیافته اقدام به مطالعه اثر زمان پاشش بر حد خاموشی فقیر[7] کردند. بر اساس نتایج حاصله با در نظر گرفتن زوایای پاشش در بازه 120 درجه قبل از ITDC تا 360 درجه بعد از ITDC (با گام 15 درجه) نشان دادند که سرعت موتور بر حد خاموشی فقیر اثر ندارد اما نسبت هوا به سوخت در نزدیکی شمع در لحظه جرقه بر حد خاموشی فقیر اثرگذار است. همچنین آن‌ها دریافتند که اگر تغییرات زاویه شروع پاشش در کورس مکش[8] باشد روی حد خاموشی فقیر تأثیرگذار است و با پاشش سوخت در انتهای کورس مکش می‌توان شرایط مناسبی برای احتراق با مخلوط فقیر به وجود آورد.

ویلیامز و همکارانش [5] با استفاده از یک موتور تک سیلندر پاشش مستقیم اقدام به مطالعه اثر زاویه شروع پاشش بر کسر آلاینده‌های خروجی کردند. بر اساس نتایج حاصله با در نظر گرفتن زاویه شروع پاشش از ITDC تا 30 درجه بعد از نقطه مرگ پایین کورس مکش، با گام 30 درجه، آنها نشان دادند که با افزایش زاویه پاشش تا 120 درجه بعد از ITDC مقدار آلاینده‌های خروجی تقریبا پیوسته کاهش پیدا می‌کند، با تغییر بیشتر زاویه شروع پاشش تا 150 درجه بعد از ITDC مقدار آلاینده‌های خروجی به علت ته‌نشین شدن سوخت بر روی تاج پیستون[9] در انتهای کورس تراکم افزایش می‌یابد. با تأخیر بیشتر آغاز پاشش تا 210 درجه بعد از ITDC به علت عدم وجود زمان کافی برای اختلاط مناسب هوا و سوخت و افزایش ناهمگنی مخلوط[10] کسر آلاینده‌های خروجی افزایش می‌یابد.

شووان چوچونگ و ویلیامسون [6] با استفاده از یک موتور تک سیلندر پاشش راهگاهی اقدام به مطالعه اثر نسبت هم‌ارزی و زاویه شروع پاشش بر عملکرد و آلاینده‌های خروجی در حالت بنزین‌سوز کردند. آن‌ها با مطالعه زاویه شروع پاشش در بازه 30 درجه قبل تا 50 درجه بعد از ITDC نشان دادند که با ثابت بودن نسبت هم‌ارزی، عملکرد و آلاینده‌های خروجی متأثر از زاویه شروع پاشش نمی‌شود [5].

ژنگ و همکارانش [7] با استفاده از یک موتور تک سیلندر پاشش مستقیم CNG سوز اقدام به مطالعه اثر زمان پاشش سوخت بر پارامترهای احتراق کردند. آن‌ها در مطالعه خود با ثابت گرفتن طول پاشش، آوانس جرقه و سرعت موتور شرایط تست‌های مختلف را یکسان قرار دادند و تنها اقدام به تغییر زاویه شروع پاشش کردند. بر اساس نتایج حاصله زاویه شروع پاشش از 210 درجه قبل از مرگ بالای تراکم تا 150 درجه قبل از مرگ بالای تراکم با گام 10 درجه تغییر داده شده است. آن‌ها نشان دادند با افزایش زاویه شروع پاشش نسبت هم‌ارزی افزایش و بازده تنفسی کاهش می‌یابد و کاهش زمان لازم برای اختلاط مناسب سوخت و هوا سبب افزایش کسر آلاینده هیدروکربن نسوخته می‌شود. بنابر نتایج آن‌ها پاشش زودتر سوخت نسبت به پاشش سوخت در انتهای کورس مکش اندکی بهتر بوده است.

فتح اله امی و همکارانش [8] با استفاده از یک موتور چهارسیلندر پاشش راهگاهی اقدام به مطالعه اثر زمان پاشش بر گشتاور، آلاینده‌ها و مصرف سوخت ویژه کردند و نتایج خود را با یک شبیه‌سازی رایانه‌ای مقایسه کردند. بر اساس نتایج تجربی ارائه‌شده برای دستیابی به حداکثر گشتاور، حداقل مصرف سوخت ویژه و حداقل آلایندگی در منواکسید کربن، استنباط می‌شود که بخش بیشتری از سوخت لازم برای یک سیکل، بهتر است پیش از باز شدن دریچه ورودی در پشت دریچه فراهم باشد. در این شرایط با باز شدن دریچه ورودی در انتهای کورس تخلیه بخشی از گازهای گرم حاصل از احتراق به راهگاه ورودی وارد شده و درنتیجه سهم بیشتری از سوخت مایع به بخار تبدیل می‌شود و اختلاط مخلوط سوخت و هوا بهتر صورت می‌گیرد. این نتیجه‌گیری در سرعت 2600rpm و همپوشانی 51/5درجه‌ای در سوپاپ دود و هوا ارائه‌شده است.

عبدی اقدم و قربانزاده [9] تغییرات سیکلی یک موتور اشتعال جرقه‌ای کاربراتوری را در نسبت هم‌ارزی 0/94 با استفاده از دو سوخت بنزین و گاز طبیعی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مشاهده نمودند که در زمان‌بندی بهینه جرقه ضرایب تغییر فشار مؤثر متوسط اندیکه، قله فشار و مکان زاویه‌ای قله فشار در حالت بنزین سوز بیشتر از حالت گازسوز است.

یانگ و همکارانش [10] تأثیر زمانبندی پاشش گاز طبیعی را در یک موتور دیزلی دو سوخته روی عملکرد موتور مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها پارامترهای پاشش سوخت دیزلی (زمانبندی و فشار پاشش) و فشار پاشش گاز طبیعی را ثابت نگه‌داشتند و تحت بار پایین و جزئی موتور مشاهده نمودند که با به تأخیر انداختن زمانبندی پاشش گاز طبیعی میزان انتشار گازهای CO و HC کاهش می‌یابد.

ونگوپال و رامش [11] اثر زمان شروع پاشش روی عملکرد و

1- Port Fuel Injection (PFI)
2- Direct Injection (DI)
3- KIVA 3
4- Intake Top Dead Center (ITDC)
5- Swirl
6- Tumble
7- Lean misfire limit
8- Intake stork
9- Piston crown
10- Inhomogeneity

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]

آلاینده‌های خروجی یک موتور تک سیلندر را در حالت پاشش همزمان دو سوخت بنزین و بوتانول نرمال مطالعه کردند. آن‌ها در مطالعه خود علاوه بر اثر متقابل دو سوخت، اثر زمان شروع پاشش تک تک سوخت‌ها را نیز مورد توجه قرار دادند و با ثابت گرفتن نسبت هم‌ارزی و درصد جرمی دو سوخت (در حالت پاشش همزمان) نتایج را برای دو وضعیت مختلف دریچه گاز ارائه کردند. بر اساس نتایج آن‌ها در حالت بنزین‌سوز با پایان پاشش پیش از باز شدن سوپاپ ورودی کسر آلاینده هیدروکربن نسوخته کاهش می‌یابد، همچنین اثر زمان شروع پاشش بر آلاینده هیدروکربن نسوخته در حالت پاشش بوتانول‌سوز تقریبا ناچیز است.

دو و همکارانش [12] اثر پاشش چند مرحله‌ای و نوع انژکتور را بر کیفیت مخلوط داخل سیلندر در یک موتور پاشش مستقیم بنزین‌سوز با استفاده از نرم‌افزار ای وی ال فایر[1] بررسی کردند. آن‌ها با استفاده از 3 نوع انژکتور مختلف و چهار زاویه شروع پاشش با گام 30 درجه اقدام به مطالعه اثر زمان شروع پاشش یک مرحله‌ای بر انرژی جنبشی آشفتگی[2]، کیفیت مخلوط در نزدیکی شمع و کسر سوخت تبخیر شده و ته‌نشین شده کردند. بر اساس نتایج ارائه شده پاشش زود هنگام سوخت سبب افزایش همگنی مخلوط در نزدیکی شمع و پاشش دیرهنگام سوخت سبب افزایش انرژی جنبشی آشفتگی و نسبت هم‌ارزی در نزدیکی شمع در لحظه جرقه می‌شود.

عبدی اقدم و باشی [13] با استفاده از یک موتور تک سیلندر اشتعال جرقه‌ای پاشش راهگاهی اقدام به مطالعه اثر زمان پاشش سوخت بر تغییرات سیکلی کردند. آن‌ها در مطالعه خود با ثابت گرفتن طول پاشش، آوانس جرقه و سرعت موتور شرایط تست‌های مختلف را یکسان قرار دادند و تنها اقدام به تغییر زاویه شروع پاشش کردند. آن‌ها زاویه شروع پاشش را از 180 درجه قبل از ITDC تا 180 درجه بعد از ITDC با گام 30 درجه تغییر دادند و نتیجه گرفتند که تغییرات سیکلی در زوایای شروع پاشش قبل از ITDC کمتر از تغییرات سیکلی در زوایای شروع پاشش بعد از ITDC است. همچنین مصرف سوخت ویژه اندیکه[3] با کاهش تغییرات سیکلی افزایش می‌یابد و درنتیجه در زوایای شروع پاشش بعد از ITDC، *isfc* کمتر از زوایای شروع پاشش قبل از ITDC است.

در کار حاضر برای مطالعه اثر زمانبندی شروع پاشش سوخت[4] در یک موتور پاشش راهگاهی روی مشخصه‌های عملکردی موتور، طول پاشش[5]، آوانس جرقه و سرعت موتور ثابت فرض شده است و فقط زمانبندی شروع پاشش نسبت به ITDC تغییر داده شده است. این آزمایش‌های پاشش تک-سوخته با دو طول پاشش مختلف برای دو سوخت متفاوت بطور مجزا انجام شده است. در این بررسی زاویه شروع پاشش از ابتدای کورس تخلیه تا ابتدای کورس تراکم تغییر داده شده است و با توجه به طول پاشش و زاویه باز و بسته شدن سوپاپ ورودی، تمام حالات محتمل برای حضور سوخت در راهگاه ورودی در نظر گرفته شده است. با توجه به تحقیقات صورت گرفته در گذشته و همچنین گستره مورد مطالعه، گام 30 درجه میل‌لنگ برای این بررسی انتخاب شده است.

2- تجهیزات و روش انجام آزمایش‌ها

2-1- تجهیزات استفاده شده

در کار حاضر از یک موتور تک سیلندر و دینامومتر متصل به آن ساخت شرکت گونت[6] با شماره کد CT300 که به کمک یک سیستم کنترل پاشش و جرقه ارتقا یافته است، استفاده شده است. سیستم هوای ورودی مشتمل برمخزن آرامش، دبی‌سنج، حس‌گر دمای هوای ورودی نوع PT100، ترموکوپل نوع k هوای راهگاه ورودی و حس‌گر فشار مطلق راهگاه مدل کیستلر[7] 4005BA5F است. این ترموکوپل و حسگر فشار، کنترل پیوسته دما و فشار هوای ورودی به موتور را برای آزمون‌های مختلف فراهم می‌کند. در مسیر سیستم گازهای خروجی یک ترموکوپل و دستگاه آنالیزور گازهای خروجی ساخت شرکت ساکسون[8] قرار داده شده است. این دستگاه علاوه بر نمایش نسبت هوا به سوخت نسبی و کسرهای CO_2 و O_2، کسر آلاینده‌های HC و CO را نیز نمایش می‌دهد. زاویه میل‌لنگ با استفاده از یک صفحه مدرج متصل به میل‌بادامک اندازه‌گیری شده است. تغییرات فشار درون سیلندر با استفاده از ترانسدیوسر فشار دینامیک مدل کیستلر 6052C و آمپلی‌فایر مربوطه اندازه‌گیری شده است. ثبت داده‌های فشار دینامیک، فشار راهگاه ورودی، زاویه میل‌لنگ و موقعیت جرقه توسط یک مبدل آنالوگ به دیجیتال مدل ای دی لینک[9] DAQ2005 انجام گرفته است. سیستم خنک‌کننده آبی یک سیستم حلقه باز با کنترل دبی جریان آب است که دمای آب ورودی و خروجی توسط حسگرهای PT100 اندازه‌گیری می‌شوند. کنترل دمای روغن و فشار روغن به کمک حس‌گرهای نصب‌شده بر خروجی پمپ روغن صورت می‌گیرد. با در نظر گرفتن فشار و دمای روغن می‌توان اطمینان داشت که شرایط روانکاری و دمای دیواره سیلندر برای تست‌های مختلف مشابه است. شکل 1 شماتیکی از تجهیزات نصب شده را نمایش می‌دهد. مشخصات موتور مورد آزمایش در جدول 1 به‌طور خلاصه ذکرشده است.

2-2- روش انجام آزمایش‌ها

پس از راه‌اندازی در سرعت و وضعیت دریچه گاز ثابت و قرار گرفتن موتور در شرایط پایدار (ثابت شدن دمای آب خروجی و دمای روغن)، زمان آغاز پاشش به موقعیت ITDC تنظیم شد. سپس با تنظیم آوانس جرقه و طول پاشش به‌نحوی که نسبت هم‌ارزی محصولات خروجی (0/95 یا 0/9) و گشتاور خروجی بهینه باشد، طول پاشش لازم برای سوخت مورد نظر (یکی از دو سوخت بنزین و CNG) تعیین شد.

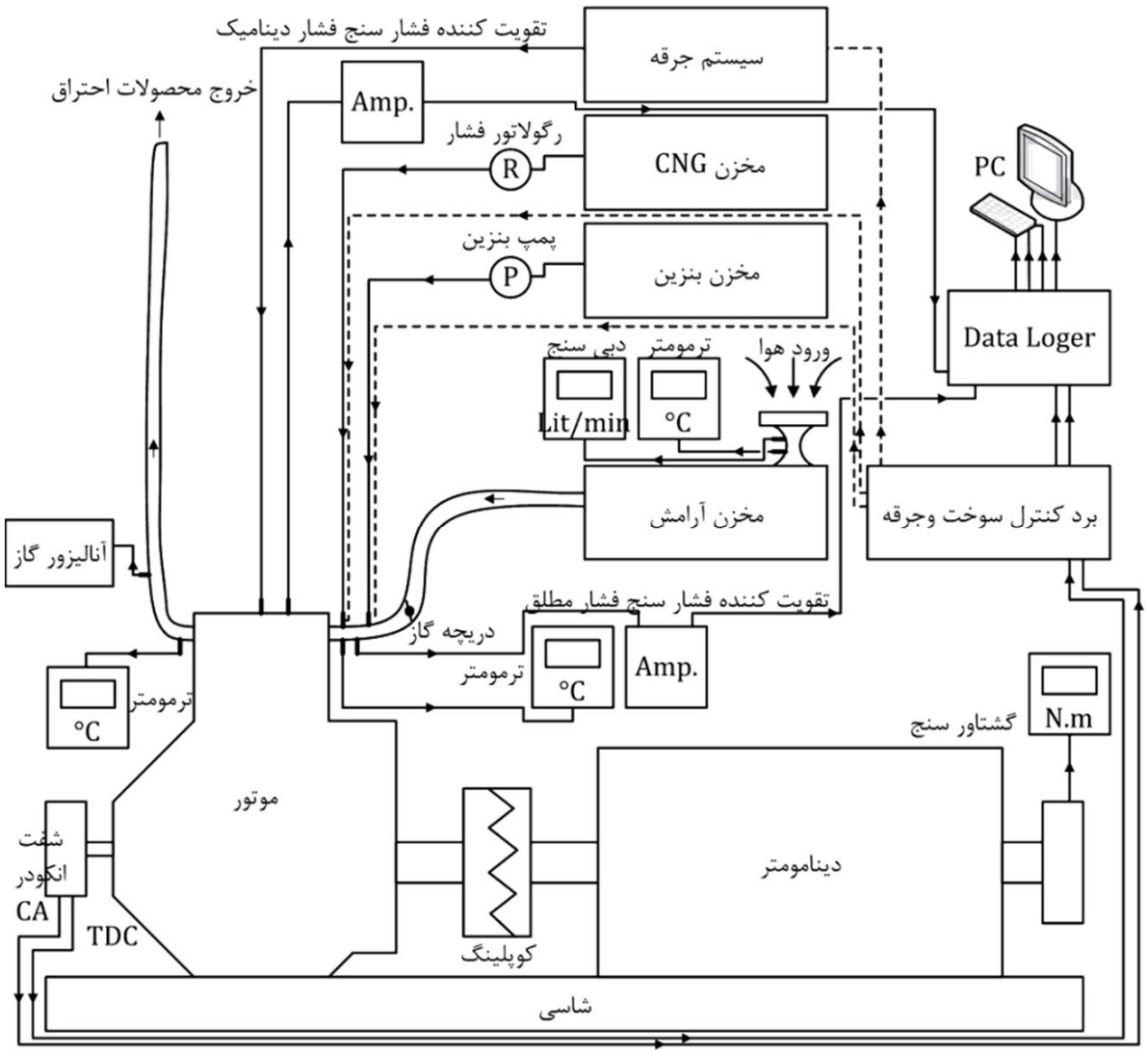
جدول 1 خلاصه مشخصات موتور مورد آزمایش

پارامتر	مقدار
تعداد سیلندر	1
کورس پیستون و قطر سیلندر	74mm× 90mm
نسبت طول شاتون به شعاع لنگی	3/5714
حجم جابجایی	470ml
نسبت تراکم	7/99
فشار انژکتور بنزین	3/5bar
فشار انژکتور گاز	2bar
تعداد و موقعیت سوپاپ‌ها	2OHV
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ ورودی	صفر درجه آوانس در باز شدن و $50°_{aBDC}$ بسته
زاویه باز و بسته شدن سوپاپ دود	در $40°_{bBDC}$ باز و $8°_{aTDC}$ بسته
سیستم پاشش	پاشش راهگاهی

1- AVL Fire
2- Turbulent kinetic energy
3- Indicated Specific Fuel Consumption (isfc)
4- Start Of Injection timing (°CA SOI)
5- Injection duration

6- Gunt
7- Kistler
8- Saxon
9- AD-Link

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]



شکل 1 شماتیک موتور و تجهیزات نصب شده

با ثابت گرفتن آوانس جرقه و طول پاشش، زاویه شروع پاشش نسبت به ITDC تغییر داده شد. در هر یک از زمان‌های شروع پاشش علاوه بر ثبت گشتاور و آلاینده‌های خروجی، فشار داخل سیلندر، پالس شفت انکودر، فشار داخل راهگاه ورودی و پالس موقعیت ITDC برای 500 سیکل پشت سر هم با فرکانس 80kHz ثبت گردید. خلاصه شرایط آزمایش‌های انجام شده برای دو سوخت بنزین و گاز طبیعی در جدول 2 ارائه‌شده است.

2-3- روش تحلیل نتایج

بر اساس کاتالوگ آنالیزور گاز استفاده شده، کسر آلاینده هیدروکربن نسوخته برمبنای هگزان (C_6H_{14}) و با واحد قسمت در میلیون[1] بیان شده است و کسر آلاینده منواکسید کربن با واحد درصد حجمی نمایش داده شده است. توان خروجی اندیکه بر اساس رابطه (1) محاسبه شده است [14].

$$P_i = \frac{imep \cdot V_d \cdot N}{n_R} \qquad (1)$$

که در آن فشار مؤثر متوسط برحسب بار، حجم جابه‌جایی برحسب دسی‌متر مکعب، سرعت برحسب دور بر ثانیه و توان اندیکه برحسب کیلووات بیان‌شده است.

جدول 2 خلاصه شرایط آزمایش‌های انجام‌شده

پارامتر	مقدار
طول پاشش (msec)	برای بنزین 16/2و 15/7و برای گاز طبیعی 12/3و 12/1
آوانس جرقه (°CA bTDC)	بیشینه گشتاور خروجی در زاویه شروع پاشش صفر
زاویه شروع پاشش (°CA ITDC)	180، 150، 120، 90، 60، 30، صفر، 30-، 60-، 90-، 120-، 150-، 180-
دریچه گاز	کاملاً باز
سرعت موتور (rpm)	1800

1- Part Per Million (PPM)

برای محاسبه تأخیر در اشتعال و طول احتراق سریع از روی داده‌های فشار، لازم است ابتدا آهنگ گرمای آزاد شده[2] محاسبه شود. آهنگ گرمای آزاد شده با استفاده از رابطه (2) که از قانون اول ترمودینامیک نتیجه می‌شود با گام زاویه‌ای یک درجه میل‌لنگ محاسبه شد [15 ، 16].

$$HRR_j = \frac{\gamma_j}{\gamma_j - 1} p_j (V_{j+1} - V_j) + \frac{1}{\gamma_j - 1} V_j (p_{j+1} - p_j) \qquad (2)$$

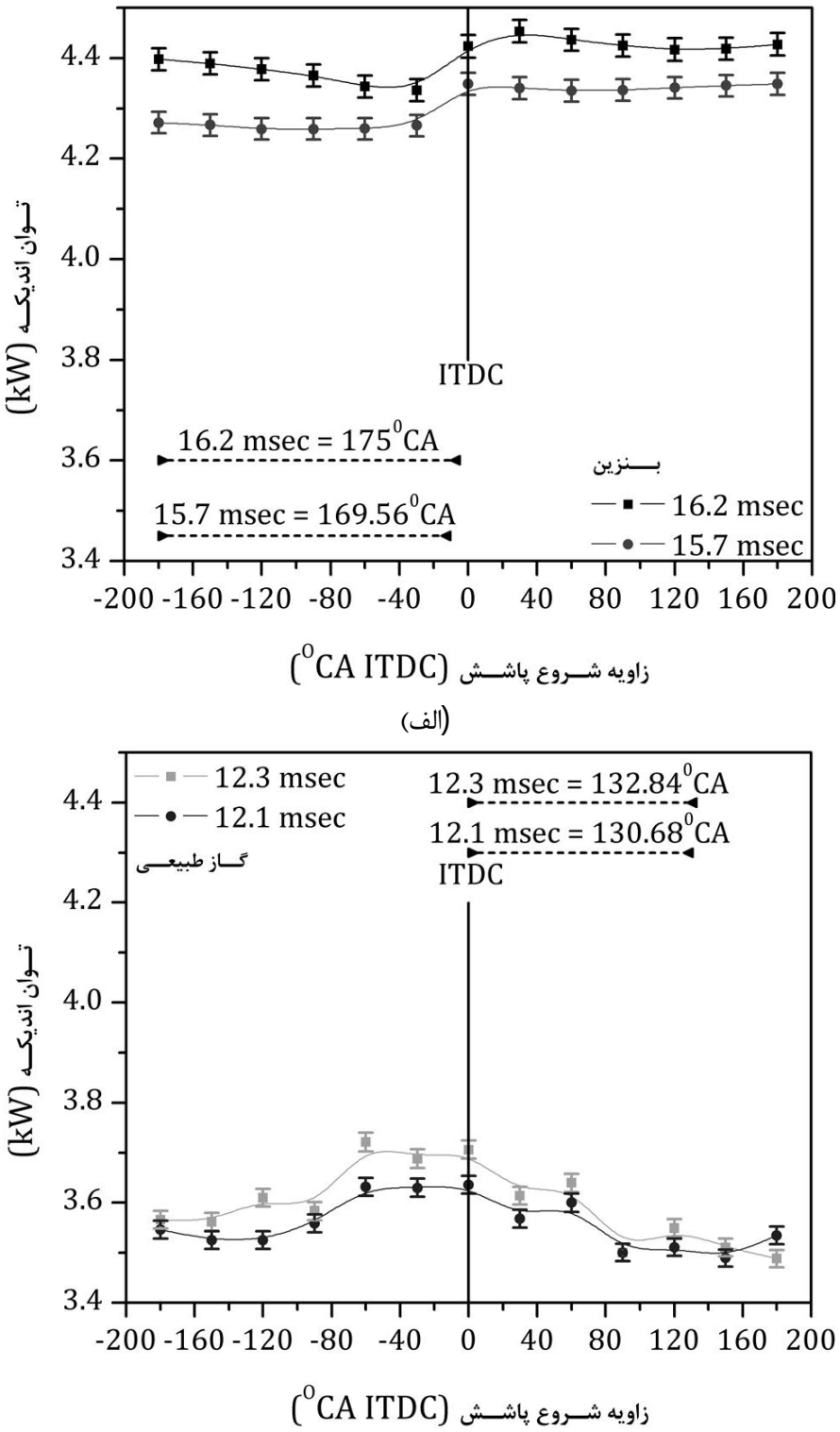
که در آن p_j و V_j بترتیب فشار و حجم در مرحله j و p_{j+1} و V_{j+1} بترتیب فشار و حجم در مرحله $j+1$ است. γ_j نسبت گرماهای ویژه در مرحله j است. مقدار گرمای ویژه در محاسبات به گرمای ویژه هوا تقریب شده است. در رابطه (2) با فرض فشار برحسب پاسکال و حجم برحسب مترمکعب، آهنگ گرمای آزاد شده برحسب ژول بر درجه میل‌لنگ حاصل می‌شود. برای محاسبه تأخیر در اشتعال[3] پس از محاسبه آهنگ گرمای آزاد شده برای هر سیکل و میانگین آهنگ گرمای آزاد شده برای مجموعه سیکل‌های هر آزمایش فاصله زمانی از لحظه وقوع جرقه تا لحظه‌ای که آهنگ گرمای آزاد شده بیشتر از صفر شود را به‌عنوان تأخیر در اشتعال در آزمایش مورد نظر لحاظ شد [16]. برای تعیین طول احتراق سریع از گستره کسر جرم سوخته 10% تا90% استفاده شده است [17]. در نتایج ارائه‌شده با توجه به ثابت بودن سرعت موتور مقدار عددی تأخیر در اشتعال و طول احتراق سریع برحسب درجه میل‌لنگ بیان شده است.

3- نتایج و بحث

با توجه به ثابت بودن طول پاشش به ازای زوایای مختلف شروع پاشش، توان اندیکه با بازده تبدیل سوخت نسبت مستقیم یا با مصرف سوخت ویژه نسبت عکس دارد. شکل 2 نشان می‌دهد که با غنی‌تر شدن مخلوط توان اندیکه افزایش می‌یابد و در نسبت هم‌ارزی معین توان اندیکه بنزین بیشتر از گاز

2- Heat Release Rate (HRR)
3- Ignition Delay

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]



(الف)

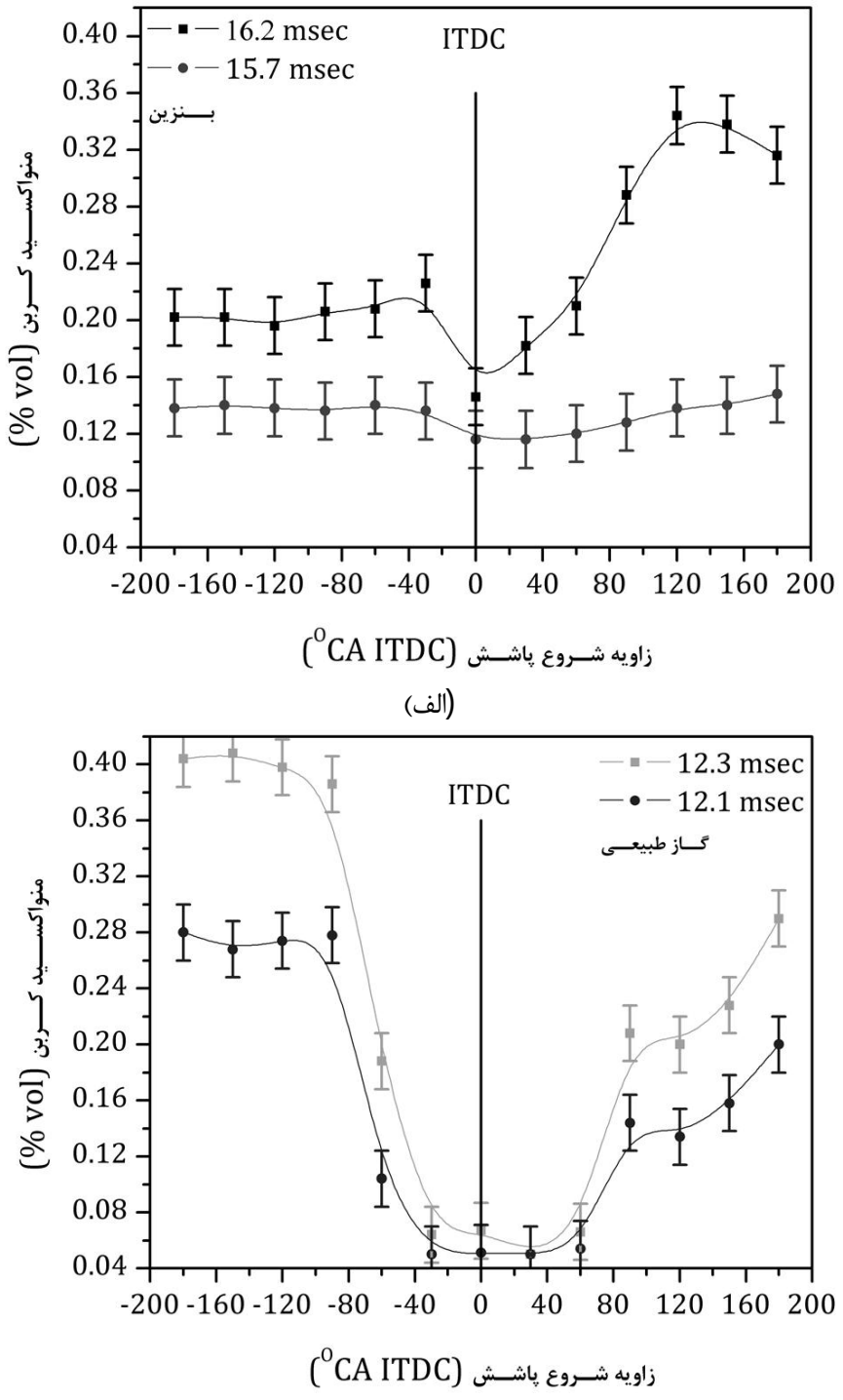
(ب)

شکل 2تغییرات توان اندیکه با زاویه شروع پاشش در دو طول پاشش برای حالت سوخت (الف) بنزین و (ب) گاز طبیعی

طبیعی است. تغییرات توان اندیکه با زاویه شروع پاشش در طول پاشش معین برای سوخت گاز طبیعی قابل توجه‌تر است.

درحالت سوخت بنزین (شکل 2الف) بیشترین توان اندیکه حاصله و درنتیجه کمترین مصرف سوخت ویژه یا بیشترین بازده تبدیل سوخت به ازای زاویه شروع پاشش از ITDC تا 30°CAaITDC حاصل می‌شود و در کل بر اساس این نمودار توان اندیکه برای آغاز پاشش در زوایای بعد از ITDC بهتر از پیش از ITDC است. در حالت سوخت گاز طبیعی (شکل 2ب) بیشترین توان اندیکه خروجی و درنتیجه کمترین مصرف سوخت ویژه یا بیشترین بازده به ازای آغاز پاشش در 60°CAbITDC تا ITDC حاصل می‌شود. بر اساس این نمودار، توان اندیکه در زاویه شروع پاشش از 60°CAbITDC تا 60°CAaITDC بهتر از مقادیر مربوطه در سایر زوایای شروع پاشش ملاحظه می‌شود.

با توجه به شکل 3 با غنی‌تر شدن مخلوط، میزان منواکسید کربن افزایش می‌یابد. وابستگی منواکسید کربن خروجی به زاویه شروع پاشش در حالت استفاده از سوخت گاز طبیعی بیشتر از حالت مربوط به بنزین است. کمترین مقدار منواکسید کربن خروجی در سوخت گاز طبیعی کمتر از بنزین است که می‌تواند از بالاتر بودن نسبت H/C در گاز طبیعی باشد.



(الف)

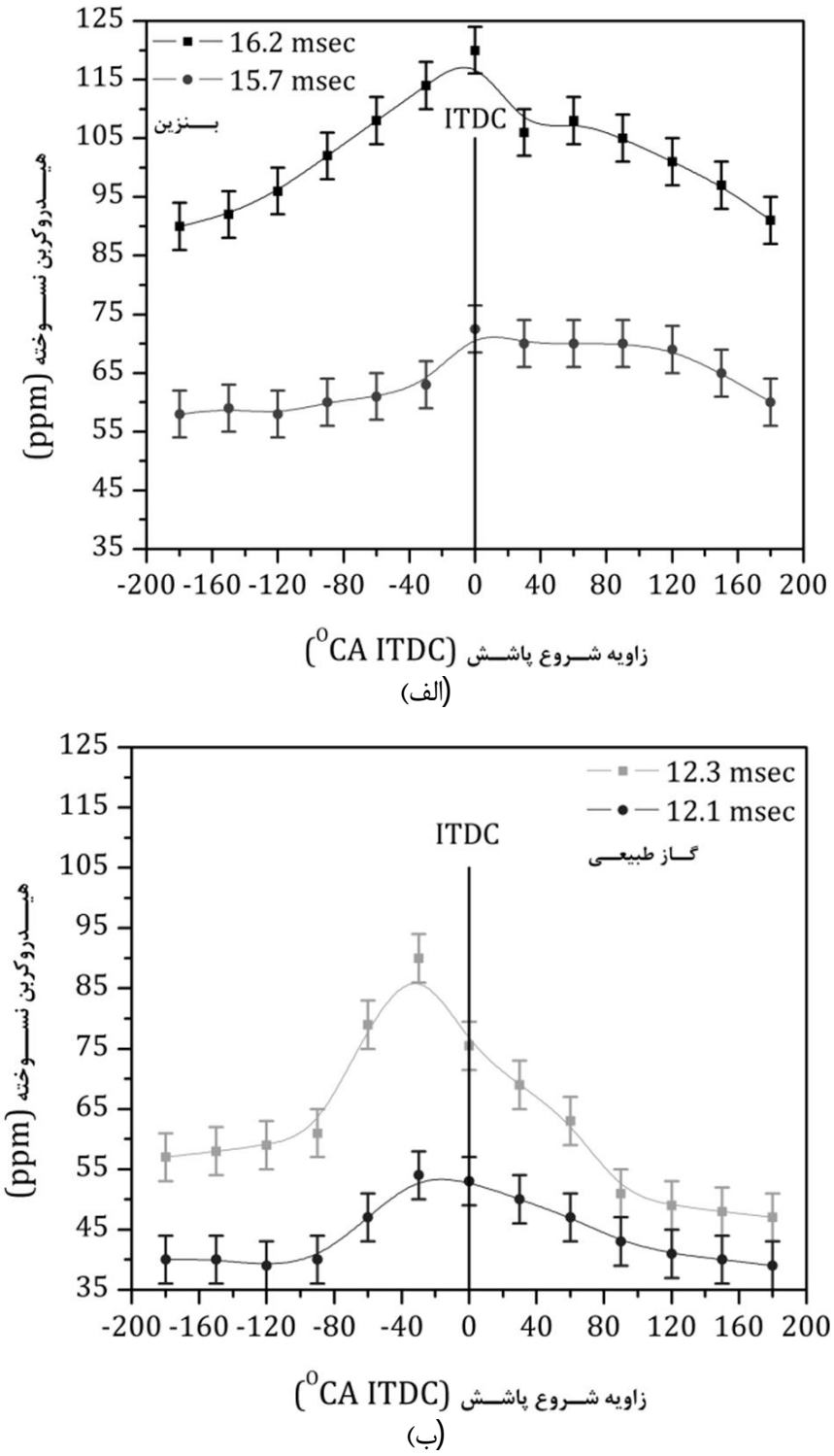
(ب)

شکل 3 تغییرات منواکسید کربن با زاویه شروع پاشش در دو طول پاشش برای حالت سوخت (الف) بنزین و (ب) گاز طبیعی

در سوخت بنزین (شکل 3الف) به ازای زاویه شروع پاشش در ITDC کمترین مقدار منواکسید کربن خروجی حاصل می‌شود. منواکسید کربن خروجی برای زوایای پاشش پیش از ITDC تقریبا ثابت و بدون تغییر است. در سوخت گاز طبیعی (شکل 3ب) به ازای شروع پاشش در 30°CA bITDC تا 60°CAaITDC کمترین مقدار منواکسید کربن خروجی حاصل می‌شود. افزایش ناگهانی و شدید منواکسید کربن خروجی و رفتار مشابه دو طول پاشش گاز طبیعی تاکید بر این دارد که میزان منواکسید کربن خروجی وابستگی جدی به زاویه شروع پاشش دارد و در شرایط موتور تعریف شده کمترین منواکسید کربن خروجی در زاویه شروع پاشش‌هایی حاصل می‌شود که درگستره فوق قرار گیرد.

با توجه به شکل 4 ملاحظه می‌شود، در هر دو سوخت موردمطالعه با غنی‌تر شدن مخلوط، میزان هیدروکربن نسوخته افزایش می‌یابد و این تأثیر در سوخت بنزین قابل توجه‌تر است. در حالت گازسوز کسر هیدروکربن نسوخته خروجی به ازای زاویه شروع پاشش 30°CA bITDC به حداکثر می‌رسد. در حالت بنزین‌سوز حداکثر کسر هیدروکربن نسوخته خروجی به ازای زاویه شروع پاشش در ITDC مشاهده می‌شود. همچنین کمترین کسر هیدروکربن نسوخته خروجی در هر دو سوخت مورد مطالعه به ازای زاویه شروع پاشش 180°CA bITDC و 180°CA aITDC مشاهده می‌شود.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]



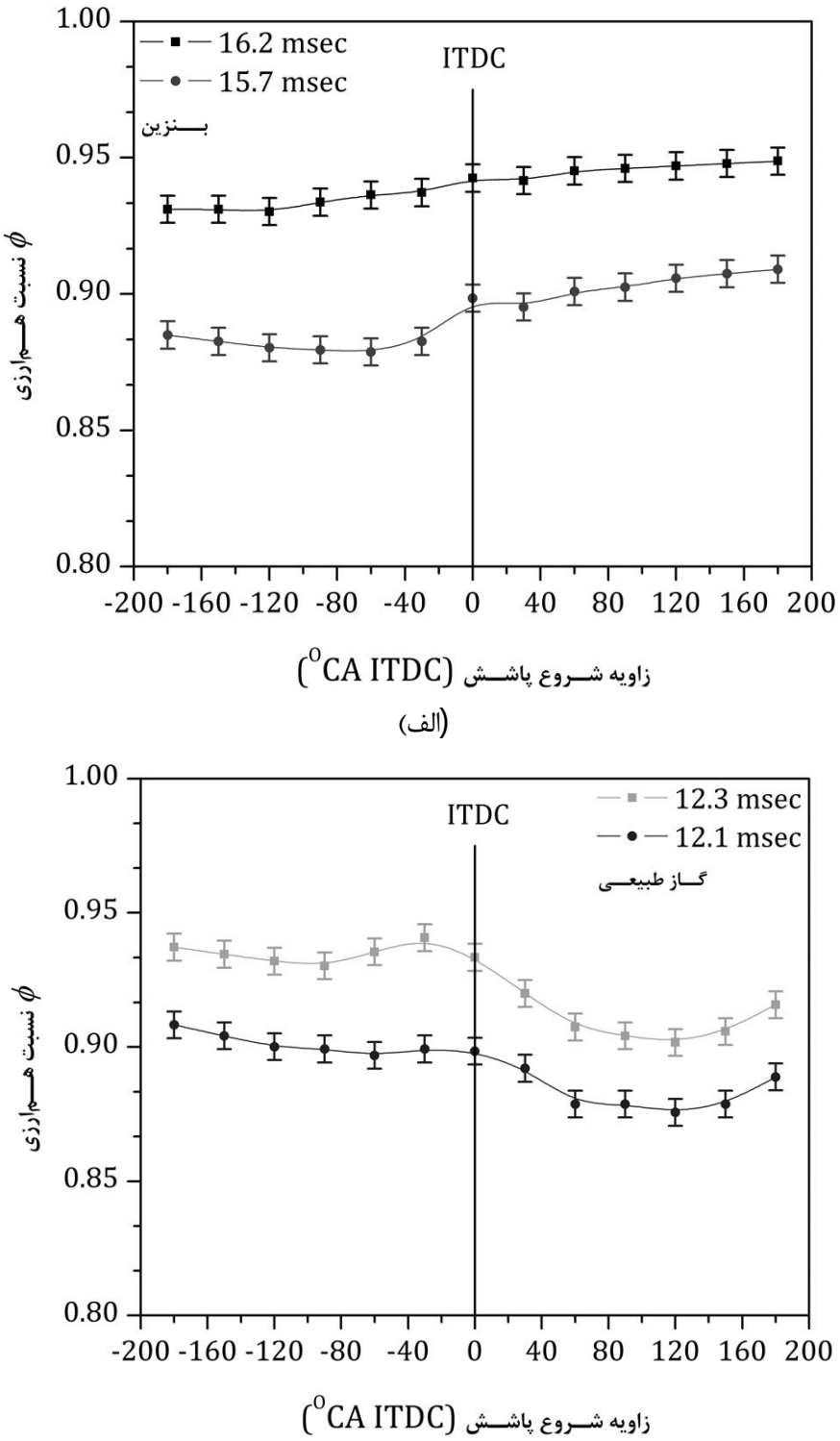
(الف)

(ب)

شکل 4 تغییرات هیدروکربن نسوخته با زاویه شروع پاشش در دو طول پاشش برای حالت سوخت (الف) بنزین و (ب) گاز طبیعی

کیفیت مخلوط ورودی در بخش اولیه مرحله مکش از لحاظ هیدروکربن نسوخته خروجی خیلی مهم است. وقتی مخلوط ورودی در این بخش از مکش غنی‌تر است (مثل زاویه شروع پاشش بنزین در ITDC و گاز در 30°CAbITDC) احتمال حضور این مخلوط نزدیک به پیستون و جوار شکاف بین سیلندر-پیستون زیاد است. طی مرحله تراکم چنین مخلوطی می‌تواند به شکاف مذکور رخنه کرده و تا موقعیت وقوع قله فشار در مرحله انبساط حبس شود. پس از وقوع قله فشار و تداوم حرکت انبساطی پیستون بازگشت گازهای نسوخته از روزنه‌ها به داخل سیلندر شروع می‌شود اما احتمال سوختن آن در بخش انتهایی مرحله انبساط ضعیف است لذا سبب افزایش میزان HC خروجی می‌شود [18]. در عین حال برای حالت تشریح شده نسبت هم‌ارزی مخلوطی که در داخل سیلندر می‌سوزد اندکی کمتر از مقدار متوسط آن می‌شود در نتیجه کسر CO خروجی بخاطر وجود اکسیژن بیشتر کاهش می‌یابد.

بر اساس شکل 5 با تغییر زاویه شروع پاشش از 180°CA bITDC تا 180°CA aITDC نسبت هم‌ارزی در حالت بنزین‌سوز تقریبا روند افزایشی دارد و در حالت گازسوز به‌طور نسبی کاهش می‌یابد. بر اساس شکل 5الف وقتی پاشش بنزین در 180 °CA bITDC شروع می‌شود کل سوخت سیکل در



(الف)

(ب)

شکل 5 تغییرات نسبت هم‌ارزی با زاویه شروع پاشش در دو طول پاشش برای حالت سوخت (الف) بنزین و (ب) گاز طبیعی

پشت دریچه ورودی در حالت انتظار به ورود قرار می‌گیرد و احتمال تبخیر همه آن (بالاخص به ازای طول پاشش بالا) به علت زمان ناکافی ضعیف بوده و تأثیر تبخیر سوخت روی بازده تنفسی تقلیل جزئی یافته، هوای بیشتری می‌تواند وارد سیلندر شود. لذا نسبت هم‌ارزی در مقایسه با حالت شروع پاشش در ITDC کمتر است.

با نزدیک شدن تدریجی زاویه شروع پاشش به موقعیت ITDC سهم مقدار در انتظار سوخت تقلیل یافته و سهم مقدار سوخت در حال پاشش هم‌جریان با هوا بیشتر می‌شود. در وضعیت هم‌جریانی سوخت با هوا به علت سرعت جریان هوا احتمال تبخیر سریع سوخت بیشتر است بالاخص وقتی که طول پاشش کمتر باشد. این حالت سبب می‌شود که با افزایش سهم تبخیر سوخت تاثیر منفی روی بازده تنفسی ملموس‌تر شود و با کاهش مقدار هوای ورودی نسبت هم‌ارزی بیشتر گردد.

در سوخت گازی شکل (شکل 5ب) فرآیند تبخیر سوخت و تأثیر آن روی بازده تنفسی قابل بحث نیست اما تأثیر مومنتم جریان سوخت در فرآیند ورودی می‌تواند تأثیرگذار باشد. پاشش کل سوخت قبل از بازشدن سوپاپ ورودی می‌تواند کل سوخت را در انتظار ورود قبل از بازشدن سوپاپ ورودی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]

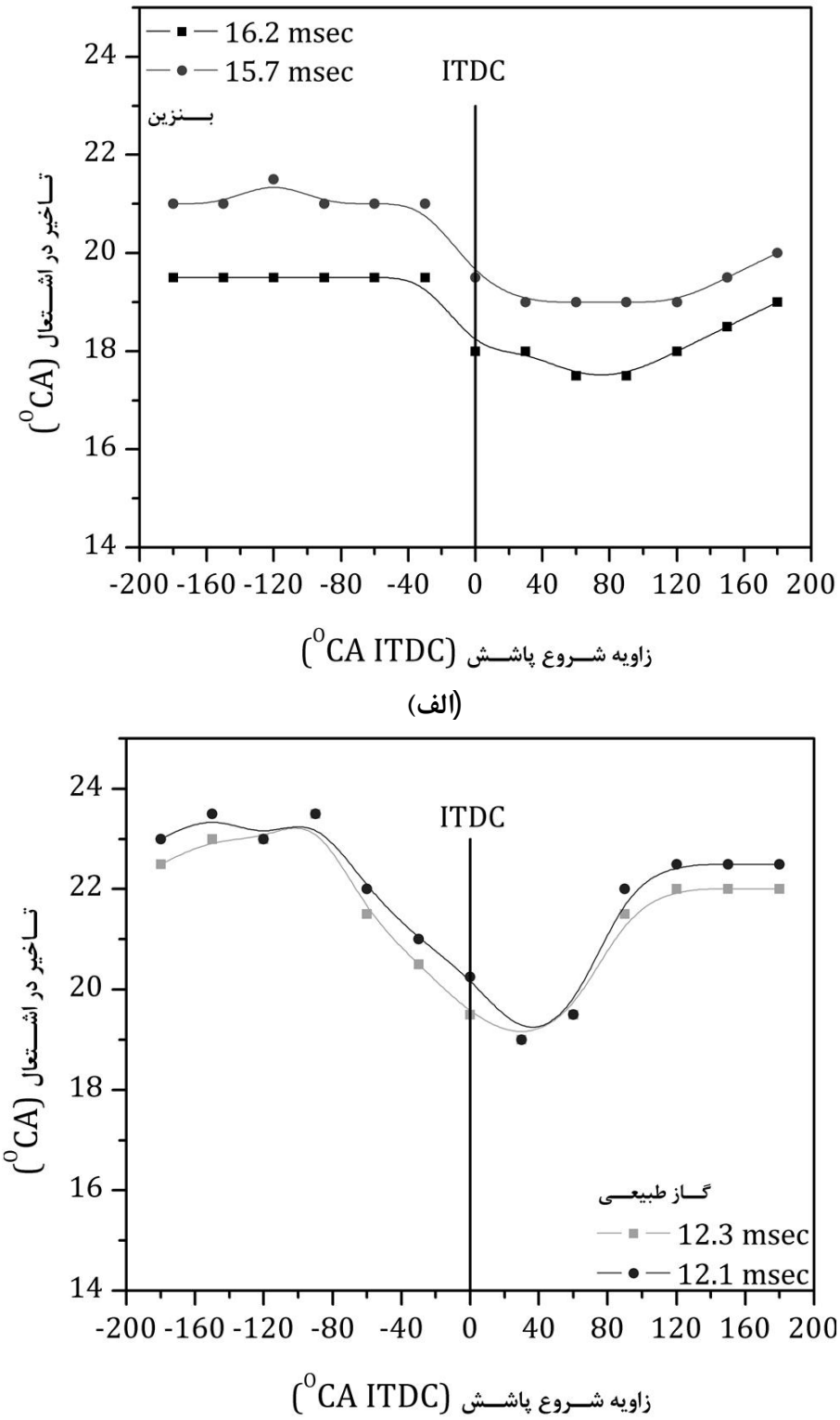
قرار دهد و تاثیر مثبت مومنتم گاز برای حمل بیشتر هوا به داخل سیلندر دچار اختلال شده و نسبت هم‌ارزی بالاتری ظاهر شود. با نزدیکتر شدن زمان پاشش سوخت به موقعیت ITDC، تغییرات اندکی در نسبت هم‌ارزی ملاحظه می‌شود. وقتی زمان پاشش سوخت بعد از ITDC صورت می‌گیرد ابتدا تأثیر مثبت مومنتم پاشش سوخت در حمل بیشتر هوا به داخل سیلندر سبب بروز حداقل نسبت هم‌ارزی در زاویه شروع پاشش در 120°CA aITDC~ (که سوپاپ ورودی کاملاً باز است) شده و پس از آن بخشی از طول پاشش در قسمت انتهایی مرحله مکش که در آن جابجایی پیستون کمتر و سوپاپ در حال برگشت به نشیمنگاه خود می‌باشد صورت می‌گیرد و تاثیر مثبت مومنتم گاز در حمل هوا رفته رفته کمتر شده نسبت هم‌ارزی بیشتر می‌شود.

شکل 2 تا 5 عملکرد خروجی موتور را در زوایای مختلف شروع پاشش نشان می‌دهد. به‌طورکلی سوخت ورودی به سیلندر جدای از نشتی به محفظه میل‌لنگ یا به‌طور کامل سوخته و به دی‌اکسید کربن و آب تبدیل می‌شود و یا کسری از آن به‌طور ناقص سوخته و منواکسید کربن و هیدروکربن نسوخته تولید می‌کند. توان اندیکه که در این آزمایش‌ها به‌نوعی معرف بازده حرارتی نیز هست، به نحوی سهم احتراق کامل از سوخت ورودی به سیلندر را نشان می‌دهد. از طرف دیگر با توجه به رابطه (1) که ارتباط مستقیم توان اندیکه را با فشار داخل سیلندر نشان می‌دهد و اینکه در آزمایش‌های انجام‌شده سرعت موتور ثابت است، توان اندیکه بالاتر، از فشار مؤثر متوسط اندیکه بالاتر حاصل می‌شود. افزایش فشار داخل سیلندر در کنار اثر مستقیم خود بر توان خروجی سبب چلاندن شارژ داخل سیلندر به مناطق کم‌فشار و سردتر درزهای اطراف پیستون می‌شود [18]. چلانده شدن شارژ بیشتر در قبال فشار بیشتر در کورس تراکم سبب آزاد شدن هیدروکربن نسوخته بیشتر در کورس تخلیه می‌شود. با این توصیف افزایش فشار داخلی سیلندر، میزان هیدروکربن نسوخته خروجی را افزایش می‌دهد. بر این اساس با توجه به شکل 2 و 4 بیشترین توان اندیکه در شرایطی که بیشترین حجم هیدروکربن نسوخته تولید می‌شود به دست می‌آید.

با توجه به شکل 6 تأخیر در اشتعال با غنی‌تر شدن مخلوط کاهش می‌یابد. اثر افزایش طول پاشش در کاهش تأخیر در اشتعال در سوخت بنزین نسبت به سوخت گاز طبیعی بیشتر است. به ازای زاویه آغاز پاشش مشابه، تأخیر در اشتعال حالت بنزین‌سوز نسبت به حالت گازسوز کمتر است. کمترین تأخیر در اشتعال در حالت بنزین‌سوز بین 60 و 90°CA aITDC مشاهده می‌شود، همچنین به ازای زوایای پاشش پیش از ITDC تغییری درتأخیر در اشتعال مشاهده نمی‌شود. در حالت گازسوز کمترین تأخیر در اشتعال به ازای پاشش در 30°CA aITDC مشاهده می‌شود. همچنین به ازای زاویه شروع پاشش درخارج از محدوده 30°CA bITDC تا 60°CAaITDC تغییری در تأخیر در اشتعال مشاهده نمی‌شود.

با توجه به شکل 7 طول احتراق سریع حالت بنزین‌سوز کوتاه‌تر از حالت گازسوز است. افزایش طول احتراق سریع به علت غنی‌تر شدن مخلوط در حالت بنزین‌سوز محسوس‌تر است. در حالت گازسوز با آغاز پاشش در یکی از زوایای 60°CA bITDC تا ITDC طول احتراق سریع پایین‌تر حاصل شده است. هرچند آغاز پاشش پیش از ITDC برای کاهش طول احتراق سریع در بنزین اثر دارد اما به‌طورکلی زاویه شروع پاشش در طول احتراق سریع برای سوخت بنزین تأثیر کمتری نسبت به سوخت گاز طبیعی نشان می‌دهد.

طول احتراق سریع بیش از هر عامل دیگری وابسته به‌سرعت شعله مخلوط داخل سیلندر و آشفتگی جریان داخل سیلندر است [19]. از عوامل مؤثر بر آشفتگی جریان داخل سیلندر شکل محفظه سیلندر، دریچه و راهگاه

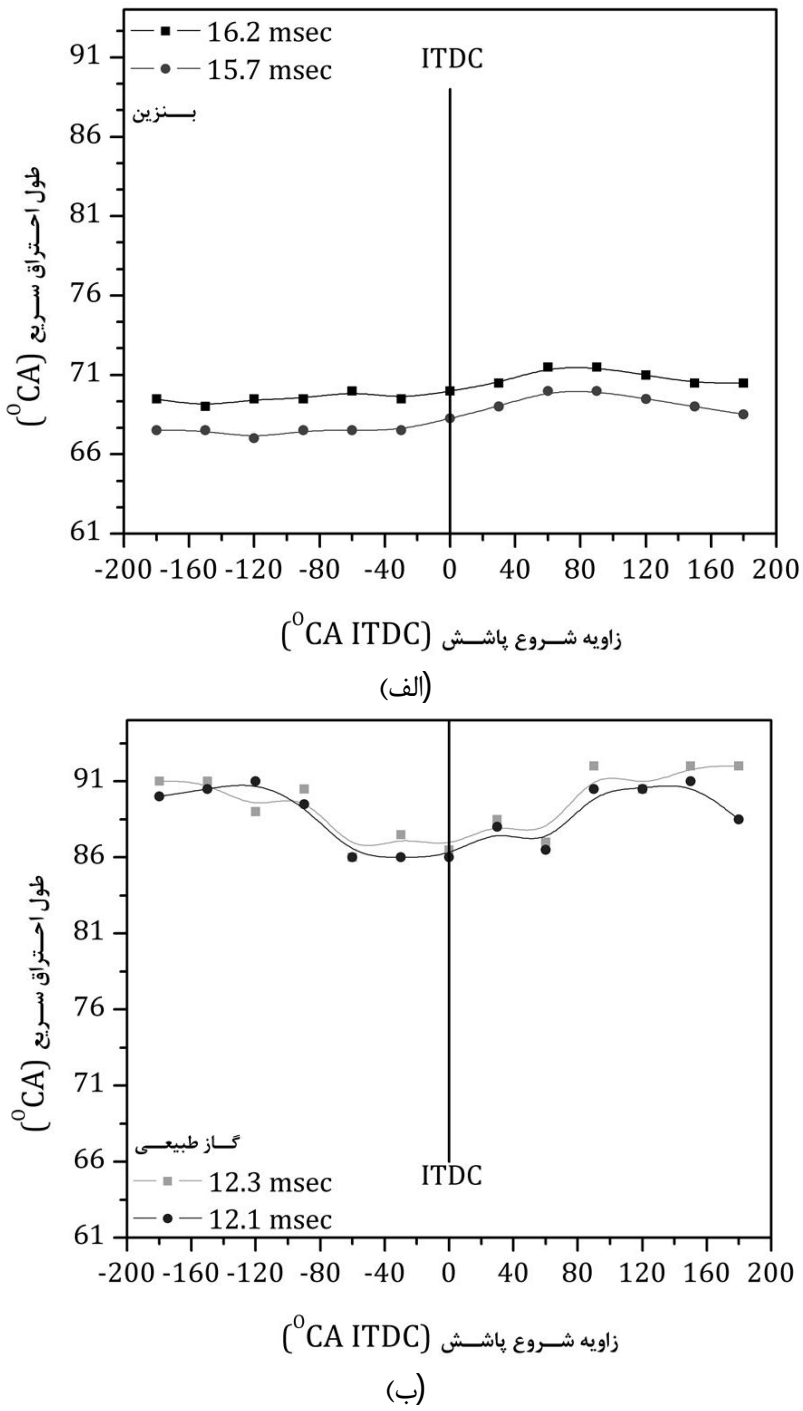


شکل 6تغییرات تأخیر در اشتعال با زاویه شروع پاشش در دو طول پاشش برای حالت سوخت (الف) بنزین و (ب) گاز طبیعی

ورودی است [20 ، 21]. تأخیر در اشتعال بیشتر از هر عامل دیگری به دما که متأثر از فشار محفظه است و همچنین کیفیت مخلوط در لحظه جرقه وابسته است و کمتر متأثر از شکل سیلندر و عوامل وابسته به آن می‌شود [22 ، 23].

ازجمله عوامل مؤثر بر سرعت شعله نوع سوخت و نسبت هم‌ارزی مخلوط می‌باشد [24]. بر این اساس در آزمایش‌های انجام شده با توجه به ثابت بودن راهگاه ورودی، هندسه محفظه سیلندر، زمان‌بندی دریچه‌های ورود و خروج، سرعت موتور و جرقه شمع، می‌توان گفت تأخیر در اشتعال فقط متأثر از نسبت هم‌ارزی مخلوط نزدیک شمع در لحظه جرقه بوده و طول احتراق سریع فقط به کیفیت و نسبت هم‌ارزی مخلوط در کل محفظه سیلندر وابسته است. با توجه به نتایج شکل 6 می‌توان گفت آغاز پاشش در شرایطی که تأخیر در اشتعال کمینه می‌شود باعث فراهم شدن بهترین نسبت هم‌ارزی در نزدیکی شمع در لحظه جرقه می‌شود. بر اساس این نتایج برای نیل به اختلاط بهتر سوخت و هوا و کاهش طول احتراق سریع بهتر است پاشش برای هر دو سوخت به نحوی صورت گیرد که سوخت در حال پاشش و هوای در حال جریان به‌طور توأم در کورس مکش وارد محفظه سیلندر شوند.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]



شکل 7 تغییرات طول احتراق سریع با زاویه شروع پاشش در دو طول پاشش برای حالت سوخت (الف) بنزین و (ب) گاز طبیعی

4- تحلیل خطای آزمایش‌ها

با توجه به اینکه گام زمانی تنظیم طول پاشش بنزین در طراحی سیستم کنترل 0/1 میلی ثانیه است و کیفیت مخلوط از طریق دستگاه آنالیزور گاز تعیین شد. امکان تغییر طول پاشش با گام کوچکتر از 0/1 مقدور نبود لذا با توجه به طول زمان پاشش، دقت تنظیم طول پاشش برای سوخت بنزین 0/6% و برای سوخت گاز 0/8% می‌باشد.

سیستم تبدیل داده‌های آنالوگ به دیجیتال استفاده شده بر مبنای 12bit عمل می‌کند. این وضعیت برای گسترهٔ کاری تعریف شدهٔ ترانسدیوسر فشار دینامیک (50-0 bar) دقت اندازه‌گیری ±0/006bar را نتیجه می‌دهد. با توجه به دقت 5 درجه‌ای شفت انکودر حداکثر انحراف مقادیر *mep*، ±0/024bar برآورد شد. همچنین دقت تنظیم سرعت نیز با توجه به مجموعه سیکل‌های آزمایش‌های مختلف حداکثر ±5rpm برآورد شده است. بر این اساس حداکثر خطای نسبی توان اندیکه $\pm 0/5\%$ برآورد گردید. میله خطای مربوط به توان اندیکه در نمودارهای مربوطه آورده شده است.

با توجه به کتابچه آنالیزور گاز خروجی به کار رفته و ثبت داده‌های انجام شده دقت اندازه‌گیری نسبت هم‌ارزی $\pm 0/005$، منواکسید کربن و هیدروکربن نسوخته به ترتیب، ±0/02%vol و ±4 ppm برآورد گردید. میله خطای مربوط به اندازه‌گیری‌های نسبت هم‌ارزی، منواکسید کربن و هیدروکربن نسوخته در نمودارهای مربوطه آمده است.

5- نتیجه‌گیری

در این مطالعه با انتخاب یک موتور تک سیلندر، اشتعال جرقه‌ای، پاشش راهگاهی با ثابت گرفتن طول پاشش، سرعت موتور و وضعیت دریچه گاز موقعیت شروع پاشش برای دو سوخت بنزین و گاز طبیعی از ابتدای کورس تخلیه تا انتهای کورس مکش با گام 30 درجه میل‌لنگ تغییر داده شد تا اثر زاویه شروع پاشش بر عملکرد موتور و آلاینده‌های خروجی مورد مطالعه قرار گیرد. بر اساس نتایج حاصله:

- با آغاز پاشش بنزین در ابتدای کورس مکش علاوه بر کسب بیشترین توان خروجی، کمترین مصرف سوخت ویژه یا بیشترین بازده حرارتی نیز حاصل شد. در این شرایط درصد حجمی منواکسید کربن در حداقل مقدار و کسر هیدروکربن نسوخته خروجی در بیشترین مقدار ظاهر شد.
- با در نظر گرفتن مشخصه‌های مختلف عملکرد موتور، از روی نتایج حاصله می‌توان مشاهده کرد که برای موتور مورد آزمایش در شرایط مشخص شده زاویه شروع پاشش بهینه برای بنزین 30°CA aITDC و برای گاز طبیعی 60°CA aITDC مناسب است.
- برای نیل به کمترین تأخیر در اشتعال، بهتر است زاویه شروع پاشش به نحوی تنظیم شود که بخش عمده پاشش در انتهای مرحله مکش به داخل سیلندر وارد شود. در این شرایط نسبت هم‌ارزی در سطوح بالای محفظه سیلندر غنی‌تر بوده و تأخیر در اشتعال در کمترین مقدار خود قرار می‌گیرد.
- طول احتراق سریع در سوخت بنزین وابستگی بیشتری به نسبت هم‌ارزی دارد تا زاویه شروع پاشش. اما زاویه آغاز پاشش پیش از شروع کورس مکش سبب کاهش طول احتراق سریع می‌شود. در حالت گازسوز طول احتراق سریع به زاویه شروع پاشش وابسته بوده و در شرایطی که بیشترین توان اندیکه تولید می‌شود طول احتراق سریع در کمترین مقدار خود قرار دارد.
- منواکسید کربن خروجی در حالت کمینه در حالت گازسوز کمتر از بنزین‌سوز است. همچنین هیدروکربن نسوخته در حالت بنزین‌سوز نسبت به حالت گازسوز در زاویه شروع پاششی که بالاترین توان اندیکه حاصل می‌شود، بیشتر است.
- توان اندیکه حالت بنزین‌سوز نسبت به گازسوز بیشتر است. همچنین کمترین تأخیر در اشتعال حالت بنزین‌سوز نسبت به حالت گازسوز کمتر است و طول احتراق سریع در حالت بنزین‌سوز به‌طور کلی کمتر از حالت گازسوز است.

6- فهرست علائم

aBDC	بعد از نقطه مرگ پایین
aITDC	بعد از نقطه مرگ بالای مکش
aTDC	بعد از نقطه مرگ بالا
bBDC	پیش از نقطه مرگ پایین
bITDC	پیش از نقطه مرگ بالای مکش
bTDC	پیش از نقطه مرگ بالا
°CA	درجه میل‌لنگ (deg)
CO	منواکسید کربن (%vol)
HC	هیدروکربن نسوخته (ppm)
HRR	آهنگ گرمای آزادشده $\left({}^{J}/_{{}^{\circ}CA}\right)$
$isfc$	مصرف سوخت ویژه اندیکه $\left({}^{gr}/_{kW\,hr}\right)$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]

ITDC	نقطه مرگ بالای مکش
OHV	سوپاپ روی سر سیلندر
P_i	توان اندیکه (kW)
p_j	فشار داخل سیلندر مرحلهj (Pa)
ppm	قسمت در میلیون
TDC	نقطه مرگ بالا
V_j	حجم داخل سیلندر مرحلهj (dm^3)
%vol	درصد حجمی

علائم یونانی

γ	نسبت گرماهای ویژه
ϕ	نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا

7-مراجع

[1]B. Erkus, A. Surmen, M. I.Karamangil, A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine, *Fuel*, Vol. 107, pp. 511–517, 2013.

[2] M. Nuti, A variable timing electronically controlled high pressure injection system for 2T S.I. engines, *SAE* Paper No. 900799, 1990.

[3] Z. Han, R. D. Reitz, J. Yang, R. W. Anderson, Effect of injection timing on air-fuel mixing in a direct injection spark ignition engine, *SAE* Paper No. 970625, 1997.

[4] I. Y. Ohm, K. S. Jeong, I. S. Jeung, Effects of injection timing on the lean misfire limit in an SI Engine, *SAE* Paper No. 970028, 1997.

[5] P. A. Williams, M. H. Davy, D. D. Brehob, Effect of injection timing on the exhaust emissions of a centrally-injected four-valve direct-injection spark-ignition engine, *SAE* Paper No. 982700, 1998.

[6] N. Suwanchotchoung, J. W. Williamson, The effect of fuel manifold injection and injection timing on performance and emissions for a spark ignition engine, *SAE* Paper No. 20034323, 2003.

[7] K. Zeng, Z. Huang, B. Liu, L. Liu, D. Jiang, Y. Ren, J. Wang, Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 26, pp. 806-813, 2006.

[8] F. Ommi, E. Movahednejad, K. Nekoufar, Study of fuel injection in a port injection engine with indirect injection with a special look at the impact on the performance of fuel injection timing and amount of pollutants, *The Journal of Engine Research,* Vol. 21, pp. 11-22, 2011. (In Persian)

[9] E. Abdi, M. Ghorbanzadeh, The effect of different fuels (gasoline & natural gas) on cyclic variations of a spark ignition engine running on lean mixture, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 13, No. 12, pp. 101-108, 2014. (In Persian)

[10]B. Yang, X. Wei, C. Xi, Y. Liu, K. Zeng , M. Lai Experimental study of the effects of natural gas injection timing on the combustion performance and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine, *EnergyConversion and Management* Vol. 87, pp. 297–304, 2014.

[11] T. Venugopal, A. Ramesh, Experimental studies on the effect of injection timing in a SI engine using dual injection of n-butanol and gasoline in the intake port, *Fuel,* Vol. 115, pp. 295-305, 2014.

[12] A. Du, Z. Zhu, C. Chu, M. Li, Effects of injector spray layout and injection strategy on gas mixture quality of gasoline direct injection engine, *SAE* Paper No. 2015-01-0747, 2015.

[13] E. Abdi Aghdam, M. Bashi, Experimental study of the effect of gasoline injection start position on cyclic variation of a single cylinder research SI engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 12, pp. 35-42, 2015. (In Persian)

[14] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals,* New York: McGraw-Hill, 1988.

[15] S. K. Kumar, R. T. K. Raj, Effect of fuel injection timing and elevated intake air temperature on the combustion and emission characteristics of dual fuel operation diesel engine, *Procedia Engineering,* Vol. 64, pp. 1191-1198, 2013.

[16] J. Hunicz, P. Kordos, An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine, *Experimental Thermal and Fluid Science,* Vol. 35, pp. 243-252, 2011.

[17] B. Deng, J. Fu, D. Zhang, J. Yang, R. Feng, J. Liu, K. Li, X. Liu, The heat release analysis of bio-butanol/gasoline blends on a high speed SI (spark ignition) engine, *Energy,* Vol. 60, pp. 230-241, 2013.

[18]M. Namazian, J.B. Heywood, Flow in the piston–cylinder–ring crevices of a spark-ignition engine: effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, *SAE* Paper No. 820088, 1982.

[19] A. Thomas, Flame development in spark-ignition engines, *Combustion and Flame,* Vol.50, pp. 305-322, 1983.

[20]R. C. Belaire, G. C. Davis, J. C. Kent, R. J. Tabaczynski, Combustion chamber effects on burn rates in a high swirl spark ignition engine, *SAE* Paper No. 830335, 1983.

[21] E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam, Effect of swirl on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine, *Energy Conversion and Management,* Vol. 76, pp. 463–471, 2013.

[22] K. Liu, A. A. Burluka, C. G. W. Sheppard, Turbulent flame and mass burning rate in a spark ignition engine, *Fuel,* Vol. 107, pp. 202–208, 2013.

[23]M. S. Shehata, Cylinder pressure, performance parameters, heat release, specific heats ratio and duration of combustion for spark ignition engine, *Energy,* Vol. 35, pp. 4710-4725, 2010.

[24] E. AbdiAghdam, R. Nikookar, M. Bashi, Effect of percent gasoline added to the CNG – gasoline – air mixture on laminar burning velocity, *in The 5th Iran Fuel and Combustion Conference,* Tehran, Iran, 2014. (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-26]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.8.17.7]