



دانشکده فنی مهندسی

گروه آموزش مهندسی مکانیک

پایان نامه برای دریافت درجهی کارشناسی ارشد
رشتهی مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی

بررسی تجربی مشخصه‌های عملکردی و آلاینده‌ی موتور تک سیلندر پژوهشی CT300 ترکیب سوز استوکیومتری با نسبت جرمی سوخت ۷۵٪ بنزین و ۲۵٪ گاز طبیعی

پژوهشگر:

ایوب قنبری

استاد راهنما:

دکتر ابراهیم عبدی اقدم

استاد مشاور:

مهندس مهرداد سراجی

بهمن ۱۳۹۷

عنوان و نام پدیدآور:	بررسی تجربی مشخصه‌های عملکردی و آلاینده‌گی موتور تک سیلندر پژوهشی CT300 ترکیب‌سوز استوکیومتری با نسبت جرمی سوخت ۷۵٪ بنزین و ۲۵٪ گاز طبیعی / ایوب قنبری
استادان راهنما:	دکتر ابراهیم عبدی اقدم
استادان مشاور:	مهندس مهرداد سرابی
تاریخ دفاع:	۱۳۹۷/۱۱/۰۲
تعداد صفحات:	۹۰ ص.
شماره پایان‌نامه:	گروه آموزشی مهندسی مکانیک / ۲۵۱۲۸۳۱
چکیده:	
<p>هدف: از عوامل مهم و مؤثر در کارکرد موتور، می‌توان به سیستم جرّقه و زمان‌بندی پاشش سوخت اشاره نمود. هر دو این عوامل تأثیر زیادی روی پارامترهای عملکردی موتور نظیر توان ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی، بازده حرارتی، فشار ماکزیمم سیلندر و میزان آلاینده‌های خروجی دارند. این پایان‌نامه با هدف بررسی تأثیر تغییر زمان آغاز پاشش سوخت‌ها در حالت ترکیب‌سوز بنزین و گاز طبیعی با درصد جرمی در حدود ۷۵٪ بنزین و ۲۵٪ درصد گاز طبیعی روی عملکرد موتور و آنالیز آن‌ها پرداخته است.</p> <p>روش‌شناسی پژوهش: در کار حاضر از موتور تک سیلندر پژوهشی همراه با متعلقات مربوطه برای استخراج نتایج تجربی به‌منظور بررسی تأثیر شروع پاشش سوخت و زمان‌بندی بهینه جرّقه روی عملکرد موتور پژوهشی CT300 در شرایط ترکیب معین دو سوخت بنزین و گاز طبیعی با درصد جرمی در حدود ۷۵٪ بنزین و ۲۵٪ درصد گاز طبیعی، نسبت هم‌ارزی استوکیومتری، نسبت تراکم در حدود ۱۰ و سرعت ۱۸۰۰ rpm استفاده شده است.</p> <p>یافته‌ها: یافته‌های تجربی در کار حاضر در سه بخش آنالیز کالیبراسیون انژکتورهای بنزین و گاز طبیعی، تعیین آوانس بهینه جرّقه و تأثیر تغییر زمان آغاز پاشش سوخت‌ها بر عملکرد موتور مورد تحلیل و ارزیابی قرار گرفته است.</p> <p>نتیجه‌گیری: نتایج کالیبراسیون انژکتورها نشان داد که حداکثر درصد انحراف نسبی مقدار جرم سوخت پاشیده شده بنزین نسبت به مقدار اتمسفری آن حدود ۱/۱٪ در طول پاشش‌های ۴۰ و ۱۲۰ واحد حاصل می‌شود در صورتی‌که این بررسی‌ها برای انژکتور گاز طبیعی تغییری را در مقدار جرم گاز پاشیده شده نشان نداد. نتایج نشان داد که با تثبیت طول پاشش سوخت‌ها و زوایای پاشش هر کدام از انژکتورها برای دو وضعیت خاص، با تغییر آوانس جرّقه، بیشترین مقدار گشتاور و imep در یک زاویه مشترک حاصل می‌شود. همچنین بررسی تأثیر زمان آغاز پاشش سوخت‌ها تحت آوانس جرّقه معین نشان داد که تأثیرپذیری مخلوط ورودی و مشخصه‌های عملکردی از تغییر زوایای پاشش بنزین بیشتر از گاز طبیعی بوده بطوری‌که در زوایای بعد از 540° CA aSTDC این تغییرات برای بنزین ملموس‌تر است.</p> <p>واژه‌های کلیدی: ترکیب‌سوز، زمان‌بندی پاشش سوخت، آوانس بهینه جرّقه، کالیبراسیون انژکتورها...</p>	

www.CarGeek.ir

امروزه موتورهای اشتعال جرقه‌ای (SI^۱) نقش غیرقابل انکاری در صنایع ایفا می‌کند که بارزترین نقش آن در صنعت حمل‌ونقل و وسایط نقلیه است. از سوی دیگر با پیشرفت تمدن بشری و توسعه فن‌آوری و همچنین افزایش روزافزون جمعیت، در حال حاضر دنیا با معضلی به نام آلودگی محیط‌زیست مواجه شده است بطوری‌که زندگی ساکنان کره زمین را تهدید می‌کند و به‌عنوان یک چالش جدی برای دولت‌مدان بسیاری از کشورهای دنیا مطرح است. در این میان نمی‌توان از نقش موتورهای اشتعال جرقه‌ای که سهم بسزایی در تولید آلاینده‌ها^۲ دارند غافل بود. در تحقیق و بررسی‌های مرسوم موتورهای اشتعال جرقه‌ای، هدف، بهبود مشخصه‌های سوختنظیر عدد اکتان و عدد ستان است تا مصرف سوخت موتور کاهش و به تبع آن آلودگی‌های خروجی ناخواسته تقلیل یابد.

یکی از روش‌های نوین در جهت کاهش آلاینده‌های موتورهای اشتعال جرقه‌ای تغییر سوخت مصرفی به سوخت‌های با آلاینده‌گی کمتر و یا استفاده از سوخت‌های ترکیبی است. در یک قرن گذشته پیشرفت‌های چشمگیری در موتورهای اشتعال جرقه‌ای صورت پذیرفته است، از جمله این‌ترقی‌ها برای موتورهای احتراق داخلی^۳، کنترل آلاینده‌های سیستم‌ها، ارتقاء طراحی موتور و بهبود خصوصیت‌های سوخت هستند (Hu, Huang, Liu, Zheng, & Gu, 2009).

بنزین^۴ را می‌توان یکی از اساسی‌ترین سوخت‌های مورد استعمال در موتورهای احتراق داخلی عنوان کرد که شامل ترکیبات است. چگالی انرژی نسبتاً بالا، بنزین، آنرا به عنوان سوخت بسیار مناسب در موتورهای درون‌سوز اشتعال جرقه‌ای تبدیل کرده است؛ اما مشخصه عدد اکتان^۵ آن، که بیانگر مقاومت در برابر خوداشتعالی است نسبت به سوخت‌های جایگزین که موتورهای اشتعال جرقه‌ای کاربرد دارند کمتر است، از این رو این مشخصه نسبتاً کم و بطور طبیعی راندمان انرژی را در موتورهای بنزینی نسبت به موتورهای یک سوخت‌ها یا عدد اکتان بالاتر مصرف می‌کنند محدود می‌نماید (Salimi, Shamekhi, & Pourkhesalian, 2009).

از دیگر سوخت‌های یک‌کودر کشور عزیزمان به دلیل وجود سرچشمه‌های فراوان آن به وفور کاربرد دارد، گاز طبیعی فشرده^۶ است. گاز طبیعی که به‌خاشا عظیم‌انمان^۸ است، تنها سوختی است که برای استفاده در بخش حمل‌و-نقل به عنوان سوخت خودرو، نیاز به هیچ‌فرآوری و پالایش ندارد و فقط نیاز به حذف سولفید هیدروژن^۹ و رطوبت‌گیری از گاز ترشرا دارد. گاز طبیعی مشخصه عدد اکتان بالا دارد که امکان افزایش نسبت تراکم و بالا رفتن بازده حرارتی موتورهای گازسوز به میزان ۱۰٪ نسبت به موتورهای بنزینی فراهم می‌کند. با این وجود کم‌اکان بازده موتورهای گازسوز ۱۵ تا ۲۰ درصد از موتورهای دیزل کمتر است (Jahirul et al., 2010).

موتور این توانایی را دارد که تحت شرایط زمان‌بندی بهینه جرقه، کمترین تغییرات سیکنی، حداکثر فشار سیلندر، حداکثر نرخ انتقال حرارت را تأزاد شده، بالاترین میزان بازده حرارتی و کمترین زمان تأخیر در احتراق را در مقایسه با زمان بندی احتراق غیر بهینه فراهم کند. بهینه‌کردن زمان بندی جرقه‌ها این قابلیت را دارد که مصرف سوخت و نیز هترمز را حدود ۱۰٪ در مقایسه با حالت غیر بهینه، کاهش دهد. بهترین حالت هماهنگی نتایج استخراجی بین بازده حرارتی و آلودگی‌ها یا خروجی در زمان بندی بهینه جرقه‌هاست (Li, Gong, Su, Dou, & Liu, 2010).

-
- 1-Spark Ignition
 - 2-Emissions
 - 3-Internal Combustion engine (IC)
 - 4-Gasoline
 - 5-Octane Number
 - 6-Compression Ratio (CR)
 - 7- Compressed natural gas (CNG)
 - 8-CH4
 - 9-H2S

در نسبت تراکم‌های بالا به دلیل کمتر شدن نسبت فضای مرده^{۱۰} به حجم جاروب^{۱۱} در مقایسه با نسبت تراکم‌های پایین‌تر، گازهای سوخته باقی مانده از سیکل‌های قبلی در داخل سیلندر تأثیر اندک دارد، لذا به منظور کاهش اثرات گازهای باقی مانده نسبت تراکم بالاتر توصیه می‌شود.

۲-۱- معرفی سوخت مصرفی

۱-۲-۱- سوخت بنزین

متداول‌ترین سوختی که در خودروها مورد استفاده قرار می‌گیرد، بنزین است. بنزین هم از طریق پالایش نفت خام در برج تقطیر و هم از روش کراکینگ و شکستن مولکول‌های هیدروکربن‌های بزرگتر به کوچکتر حاصل می‌شود. همچنین بنزین از مولکول‌های کوچکتر و مولشیمیایی متوسط تا سبک‌تر از دیکربهاکتان ($C_{7/916}H_{14/8029}$) است. بنزین از لحاظ ترکیب شیمیایی در اغلب کشورهای جهان مناطق مختلف از لحاظ عدد اکتان و سایر خواص متفاوت است اما عدد اکتان آن به طور معمول بین ارقام ۸۲ تا ۸۹ متغیر است. سوخت ۶۹٪ از ناوگان حمل‌ونقل جهان را بنزین تشکیل می‌دهد (فرهنگ، ۲۰۱۵). هنوز استفاده از سوخت-های جایگزین نظیر گاز طبیعی، هیدروژن، الکل، گازوئیل و ... چندان توسعه پیدا نکرده و تنها بهر خیکشورها، خودروها و تحقیقات آزمایشگاهی محدود شده است. سوخت بنزین بیشتر از هر عامل دیگری توسعه خود را در موتورهای تولید، توزیع و استفاده ایستگاه‌های پیش‌از یک قرن در جهان گسترش یافته است (Heywood, 1988). در کشورمان نیز بخش اعظم سوخت مصرفی خودروها بنزین است و در آزمایشات مربوط به این پدیده نام‌ها از سوخت بنزین و همچنین گاز طبیعی استفاده شده است.

چگالی انرژی نسبتاً بالا بنزین مزیت‌های این سوخت در موتورهای اشتعال جرقه‌ای به شمار می‌آید. همچنین فاکتور کاهش آلاینده‌های خروجی از موتور و انتشار تبخیری، عامل مهمی برای فرمول‌بندی مجدد بنزین شده است که به طور هم-زمان چندین ویژگی‌ها را تغییر داده و سوختی با مشخصه‌های بهتر در دسترس قرار می‌دهد. فرمول‌بندی مجدد، به طور معمول شامل افزودن مواد اکسیژن‌دار مانند "متیل ترشری بوتیل اتر"^{۱۲} به عنوان یک ترکیب آلی با فرمول شیمیایی $(CH_3)_3COCH_3$ به منظور کاهش آروماتیک‌ها و نیز کاهش دمای تبخیر می‌باشد. مخازن سوخت را می‌توان از جنس فلز یا پلاستیک ساخت، اما نوع مواد مورد استفاده باید با سوخت سازگار باشد زیرا بنزین بعضی فلزات و پلاستیک‌ها را حل کرده و یا موجب خوردگی^{۱۳} می‌شود مخصوصاً اگر آلکلینز به آن افزودن شده باشد.

۱-۲-۲- سوخت گاز طبیعی

این سوخت از اصلی‌ترین گزینه‌های جایگزین بنزین برای موتورهای احتراق داخلی می‌باشد. سوخت‌های جایگزین معمولاً در قیاس با سوخت‌های بنزین و دیزل پاک هستند؛ بنابراین کاربرد این سوخت‌ها سبب کاهش انتشارات گازهای خروجی مضر از موتور می‌گردد. از دیگر مشخصات گاز طبیعی، بالا بودن دمای احتراق آن است. همچنین به دلیل پایین بودن سرعت سوختن گاز طبیعی، موتورهایی که از این نوع سوخت استفاده می‌کنند، عموماً در نسبت هم‌ارزی^{۱۴} استوکیومتری و با بازده حرارتی نسبتاً پایین راه‌اندازی می‌شوند.

گاز طبیعی همان گازی است که در هنگام استخراج نفت از چاه خارج می‌گردد. محتوای اصلی این گاز که حدوداً ۸۵ تا ۹۵٪ آن را شامل می‌شود، گاز متان (CH_4)^{۱۵} می‌باشد. این گاز شامل درصد‌های جزئی از دیگر ترکیبات از

10-Clearance Volume
11-Swept Volume
12-Methyl Tertiary Butyl Ether (MTBE)
13-Corrosion
14-Equivalent Ratio
15-methane

قبیل ۱ تا ۲٪ پروپان، ۴٪ اتان و ۴٪ نیتروژن می‌باشد (Nord & Andersen, 2003). گاز متان گازی گلخانه‌ای، با پتانسیل گرم کردن زمین به میزان ۲۳ برابر دی‌اکسید کربن است (Hui, Chao, Kwong, Wan, & flame, 2008). در کشورمان خطوط انتقال وسیع گاز طبیعی و شبکه توزیع گسترده آن، در بخش مصارف صنعتی و سیستم‌های گرمایشی کاملاً مشهود است. همچنین گاز طبیعی سال‌ها است که به‌عنوان سوختدر موتورهای تجهیزات نیروگاهی نظیر کمپرسورها و ژنراتورها کاربرد فراوانی داشته به‌طوری‌که در سالیان اخیر ایده‌ی جایگزینی گاز طبیعی به‌عنوان سوخت اصلی خودروها مطرح و مورد استفاده قرار گرفته است. مطالعات زیادی نیز برای توسعه خودروهای دوگانه‌سوزی که بتوانند هم با گاز طبیعی و هم با بنزین یا دیزل کار کنند، در حال انجام است. یک ویژگی خودروهای دوگانه‌سوز^{۱۶} آن است که گستره عملکرد آن بیشتر از خودروهایی است که تنها با گاز طبیعی کار می‌کنند (Heywood, 1988). شرایط نگهداری گاز طبیعی بدین‌صورت است که در دمای اتاق معمولی به‌صورت فشرده و در دمای پایین‌تر از ۱۶- درجه سانتی‌گراد به‌صورت مایع نگهداری می‌شود و دارای عدد اکتان ۱۲۷ می‌باشد (Heywood, 1988)؛ بنابراین موتورهایی که با سوخت گاز طبیعی کار می‌کنند می‌توانند با نسبت تراکم‌های ۱۱:۱ و بالاتر کار کنند که این مقدار بیشتر از موتورهای بنزینی است. گاز طبیعی در مخزن ذخیره خودرو تا ۲ مگاپاسکال تحت فشار قرار می‌گیرد و بنابراین دارای ۱/۳ دانسیته انرژی حجمی بنزین است (فشار ذخیره‌سازی CNG نزدیک به ۲ برابر فشار ذخیره‌سازی پروپان است). همانند پروپان، گاز طبیعی نیز پس از گذر از رگلاتور فشار، به‌وسیله سوپاپ مخلوط‌کننده و دریچه پاشش با فشاری در حدود ۷۵kPa به داخل منیفولد ورودی پاشیده می‌شود و یا به‌صورت پاشش مستقیم وارد محفظه سیلندر می‌شود با استفاده از سیستم تزریق در چند راهه ورودی یا دریچه پاشش سوخت، راندمان تنفسی و توان به دلیل جایگزینی ۱٪ از هوای ورودی با گاز طبیعی کاهش پیدا می‌کند. گاز طبیعی برای شروع سرد موتور نیاز به مخلوط غنی ندارد و بنابراین در مرحله شروع میزان آلاینده‌ها HC و CO کاهش می‌یابد (Jahirul et al., 2010).

۱-۳- تأثیرات کارگیریک گاز طبیعی و براندان موتورهای اشتعال جرقه‌ای

تحلیل رفتار یک موتور اشتعال جرقه‌ای متأثر از پارامترهای مختلف، اولین مؤثرترین گام در طراحی مناسب و بهینه‌سازی عملکرد یک موتور می‌باشد. پارامترهای مؤثر بر گشتاور، توان و راندمان حجمی عبارت‌اند از: چگالی^{۱۷} یا دانسیته، ارزش حرارتی^{۱۸} گرمای احتراق، مقاومت در برابر کوبش^{۱۹} (نسبت تراکم)، نسبت سوخت به هوا در حالت استوکیومتری، سرعت شعله احتراق، مدت زمان انفوروش، سرعت تبخیر، شرایط عملکرد موتور (مدت زمان احتراق، نوع سیستم سوخت - رسانی، زمان جرقه‌رایی به دست آوردن بیشتر ینگشتاور، زمان پاشش سوخت و...)، دمای سوخت و فشار احتراق سیلندر، افزایش جرم مولکولی قبل و بعد از احتراق، ناخالصی سوخت. در جدول ۱-۱ گرمای احتراق گاز طبیعی و بنزین مقایسه شده است (نوری کزج و محسنیان راد، ۱۳۸۸). فاکتورهای مهم میکروویازدهم موتور تأثیر بسزایی دارند به‌طور کامل در زیر تشریح می‌گردند (نوری کزج و محسنیان راد ۱۳۸۸):

جدول ۱-۱- مقایسه ارزش حرارتی گاز طبیعی و بنزین

نسبت گاز به بنزین	بنزین	گاز	سوخت
-	۱۴/۷	۱۷/۲	شرایط مخصوص استوکیومتری
-	۱/۳۷	۱/۲۴	وزن مخلوط (gr/lit)

16-Dual fuel
17-Density
18-Heating Value
19-Knock

گرمایا زادشده از واحد وزن سوخت (Kcal/Kg)	۱۱۹۰۰	۱۰۵۰۰	%۱۳/۳
گرمایا زادشده از واحد وزن مخلوط (Kcal/Kg)	۶۵۴	۶۶۹	%-۲/۲
گرمایا زادشده از واحد حجم مخلوط (Kcal/lit)	۰/۸۱۱	۰/۹۱۷	%-۱۱/۶

۳-۱-۱- چگالی سوخت

چنانچه در جدول ۱-۱ مشخص است ارزش حرارتی تولیدشده در واحد وزن سوخت برای گاز طبیعی نسبت به بنزین بیشتر بوده اما با توجه به نسبت سوخت به هوا در حالت استوکیومتری (که برای گاز طبیعی حدود ۱۷٪ پایین تر از بنزین است) ارزش حرارتی مخلوط گاز طبیعی هوا، نسبت به ارزش حرارتی مخلوط بنزین هوا، پایین تر بوده که این کمتر بودن انرژی را از داده شده، باعث افت توان موتور می گردد.

۳-۱-۲- نسبت تراکم

نسبتی است که به مقدار حجم سیلندر در نقطه آغاز تراکم و نقطه پایان تراکم که همان نقطه آغاز آتش زایی است گفته می شود. برای نمونه موتوری که نسبت تراکم آن یازده به یک باشد حجم سیلندر در تراکم ترین حالت خود یک یازدهم حالتی است که سیلندر در بازترین حالت خود قرار دارد. این نسبت را به صورت ۱:۱۱ (یازده بر روی یک) نمایش می دهند.

زمانی که نسبت تراکم را از ۱۰ تا ۱۲ افزایش می یابد می توان به طور تقریبی حدود ۶ درصد بهبود در توان موتور حاصل نمود. عدد اکتان برای بنزین معمولی در حدود ۸۷ و برای گاز طبیعی بالاتر از ۱۲۰ می باشد که بالا بودن آن یک مزیت محسوب شده بوده و امکان افزایش نسبت تراکم را در موتور فراهم می سازد. در صورتی که پایین بودن این عدد به عنوان یک عامل بازدارنده در افزایش نسبت تراکم موتور مطرح بوده و باعث بروز پدیده احتراق مخرب می شود (Quinn & MacDonald, 1992).

برای موتورهای سوخت بنزین نسبت تراکم های پدید آمده ۸:۱ تا ۹/۵:۱ استفاده می گردد؛ این در حالی است که مورد گاز طبیعی به علت دارا بودن ویژگی مقاومت در برابر کوبش بالا، می تواند نسبت تراکم آن را تا محدوده ۱۵:۱ نیز افزایش دهد. بالا بودن نسبت تراکم می تواند افزایش بازده حرارتی و کاهش مصرف سوخت را در پی داشته باشد که حاصل آن افزایش بازده و توان خروجی موتور است، ولی به خاطر استفاده از گاز طبیعی در موتور پایه بنزینی، نسبت تراکم متناسب با موتور پایه بنزینی خواهد بود. از پدیده کوبش در حالت بنزین، نسبت تراکم متناسب با موتور پایه بنزینی خواهد بود. همچنین خود یک یازدهم یا کمتر از افت توان موتور در حالت گاز سوخته و عدم توانایی در استفاده از مزایای سوخت گاز طبیعی است. همچنین گاز طبیعی دارای انرژی و بازده بالاتر نسبت به بنزین است لذا مدت زمان تأخیر در آفریش^{۲۰} گاز طبیعی نسبت به بنزین بیشتر بود و این امر باعث افزایش مدت زمان احتراق و کاهش توان موتور می شود (انصاری کلاچاهی، ۲۰۱۴).

۳-۱-۳- سرعت تبخیر سوخت

با کاهش دمای مخلوط سوخت و هوا و افزایش چگالی مخلوط، سرعت تبخیر بنزین افت پیدا می کند که از موارد مؤثر بر اندامان حجمی باشد، این کاهش دما بر این نوع سوخت های مایع، متفاوت است. مقادیر انرژی صرف شده برایتبخیر بنزین، باعث کاهش دمای سوخت و دیو فشار جزئی هوا می شود. کاهش دما، قسمتی از اثر کاهش فشار جزئی هوا بر اندامان حجمی را جبران می کند و باعث افزایش اندامان حجمی می -

20-Ignition Delay (ID)

شود و لیبه علت غناز گاز سوخت گاز طبیعی، نه تنها راندمان حجمی به علت کاهش دما میخلوط ورودی افزایش نمی یابد، بلکه بخش بزرگی از حجم هوا و یورو دیا گاز طبیعی جایگزین شده و منتهی به کاهش راندمان حجمی می شود (انصاری کلاچاهی، ۲۰۱۴).

۳-۱-۴- فشار احتراق سیلندر

با توجه به رابطه محاسبه کار و پایین بودن فشار احتراق گاز طبیعی نسبت به بنزینکاهشتوان خروجی موتور دور از انتظار نیست. نکته دیگر در خصوص فشار احتراق این است که پهن مشخصه بادما سوخت نسبت به عکس دارد، به طوری که همماکزیمم فشار احتراق به ازای کمترین دما سوخت ورودی حاصل می شود (انصاری کلاچاهی، ۲۰۱۴).

۳-۱-۵- افزایش زاویه پیشروی جرقه

مشخصات سوخت مورد استفاده در موتور نیز یکی از عوامل مهم در تعیین زاویه جرقه زنی یا اصطلاحاً آوانس جرقه می باشد که این مسئله در زمان استفاده از دو سوخت بنزین و گاز کاملاً محسوس است. از آنجا که سرعت پیشروی شعله در مخلوط هوا و گاز کمتر از مخلوط هوا و بنزین است، لذا در موتور گازسوز نیاز به زمان بیشتری جهت ایجاد احتراق کامل می باشد. در موتورهایی که علاوه بر سوخت بنزین از سوخت گاز نیز استفاده می کنند، این مشکل با افزایش زاویه آوانس جرقه برطرف می شود. با این کار حداکثر فشار احتراق در نقطه مطلوب حاصل شده و علاوه بر عدم ایجاد افت توان، آلاینده های خروجی نیز کاهش می یابد. علاوه بر آن می توان با طراحی بهینه چند راهه ورودی، تغییر شکل سوپاپ های ورودی و محفظه احتراق و افزایش قدرت جرقه زنی، ضمن افزایش راندمان حجمی، احتراق گاز طبیعی را کامل تر نموده و حتی توان آن را نسبت به موتور پایه بنزینی ارتقاء داد؛ که این امر مستلزم تغییرات اساسی در اجزاء مکانیکی موتور و یا طراحی یک موتور صد درصد گازسوز خواهد بود.

۳-۱-۶- افزایش دمای گازهای خروجی

عدم وجود گرمای نهان تبخیر در گاز و در نتیجه عدم خنک کاری و جذب حرارت جهت فرآیند تبخیر، نظیر آنچه برای سوخت های مایع اتفاق می افتد باعث افزایش دمای اجزاء محفظه سیلندر می گردد (فیروزگان، ۱۳۹۴). نظر به عدم غنی سازی مخلوط در شرایط بار کامل برای سوخت های مایع مانند بنزین و با توجه به حدود اشتعال پذیری آن، برای کاهش دمای گازهای خروجی و کاهش آسیب وارده به اجزاء در دمای بالا بایستی از مخلوط غنی استفاده می شود. لیکن برای گاز طبیعی، غنی کردن گاز طبیعی در این محدوده باعث افت توان موتور شده و به دلیل عدم غنی سازی موتور در شرایط بار کامل (دریچه گاز کاملاً باز^{۲۱}) دمای گازهای خروجی بالاتر خواهد بود. منحنی گشتاور موتورهای بنزینی در حالت بار کامل در دورهای بالا (به خاطر کاهش دمای محفظه احتراق - به کارگیری مواد ارزان تر به لحاظ تحمل حرارتی) و در دورهای پایین (به جهت اجتناب از احتراق ضربه ای - چون تغذیه حداکثر بوده و زمان کافی برای بروز احتراق ضربه ای وجود دارد) پائین بوده و دریک محدوده متوسط از دور موتور حداکثر می شود.

طولانی بودن دوره احتراق گاز طبیعی به دلیل سرعت شعله پایین آن موجب کشیده شدن احتراق به سمت آگروز می شود. جهت کاهش تأثیر این مشخصه، می توان زاویه پیشروی جرقه را جلوتر انداخت. هرچه مخلوط سوخت و هوا در محفظه کامل تر بسوزد و یا راندمان احتراق افزایش یابد دمای محفظه احتراق بالا رفته اما دمای آگروز پایین می آید. در حالی که اگر مخلوط غنی^{۲۲} و حتی فقیر^{۲۳} باشد احتراق به مسیر آگروز کشیده شده و دمای آگروز بالاتر از دمای محفظه احتراق می شود و به کاتالیست آسیب جدی می رساند (فیروزگان، ۱۳۹۴).

21-Wide Open Throttle

22-Rich

23-Lean

۴-۱- مقایسه دو سوخت بنزین و گاز طبیعی

سوخت CNG نسبت به سایر سوخت‌های هیدروکربنی دارای پائین‌ترین نسبت کربن به هیدروژن (۱ اتم کربن در مقابل ۴ اتم هیدروژن) است. لذا سوختن آن کربن کمتری بر جای گذاشته و در خودروهای گازسوز به علت کاهش قابل ملاحظه این رسوبات (کربن) در منطقه احتراق، ورودی سوپاپ‌ها، سرپیستون‌ها و شیارهای رینگ‌ها، امکان گریباز کردن قطعات به مراتب کاهش یافته و همچنین به علت کاهش قابل ملاحظه رسوبات کربن و آلاینده‌های خروجی، روغن موتور و فیلتر آن نسبت به سوخت بنزین تمیزتر باقی مانده و زمان تعویض آنها و در نتیجه هزینه عملیاتی موتور گازسوز نیز کاهش مییابد که تمامی موارد ذکر شده نشان دهنده افزایش عمر مفید خودرو در هنگام استفاده از سوخت CNG نسبت به سوخت بنزین می‌باشد. برای به کارگیری گاز طبیعی به عنوان سوخت خودرو باید آن را در جایگاه‌های سوختگیری با فشار ۲۰۰ تا ۲۲۰ بار متراکم نموده که در چنین فشاری دانسیته انرژی حجمی گاز طبیعی سوم بنزین بوده و در نتیجه یک خودرو تجهیز شده به سوخت گاز طبیعی فشرده با حجم مخزن گاز معادل با حجم مخزن بنزین، سه برابر یک خودرو بنزینی برای همان مسافت نیاز به مراجعه به جایگاه سوختگیری دارد و می‌توان نتیجه گرفت که برد عملیاتی خودروها با سوخت بنزین به مراتب بیشتر از خودروی با سوخت گاز طبیعی فشرده شده می‌باشد. (Heywood, 1988).

۱-۵-۵- موتورهای گازسوز

موتورهای گازسوز به انواع زیر تقسیم بندی می‌شوند:

۱-۵-۱- موتورهای ۵۰ درصد گازسوز

طراحی اولیه این موتورها از ابتدا به منظور کار با سوخت گاز انجام گرفته و بر اساس آن ساخته شده‌اند. از آنجا که طراحی این موتورها بر پایه سوخت گاز بوده، تمامی مسائلی که سوخت گاز می‌تواند در پی داشته باشد در طراحی مدنظر قرار می‌گیرند؛ بنابراین این نوع موتورها از کیفیت و انبساط خوبی برخوردارند (انصاری کلاچاهی، ۲۰۱۴).

۱-۵-۲- موتورهای ۵۰ و ۲۵ سوخته

این موتورها با استفاده از کیت تبدیل، از حالت بنزین سوز به حالت گازسوز تبدیل شده‌اند. در واقع طراحی اولیه این موتورها بر مبنای سوخت بنزین بوده است. چون در این موتورها از دو نوع سوخت (عموماً بنزین و گاز طبیعی) استفاده می‌شود به این موتورها دو سوخته می‌گویند (انصاری کلاچاهی، ۲۰۱۴).

۱-۵-۳- موتورهای دو گانه سوز

این موتورها، موتورهای پیوسته که غالباً از تبدیل یک موتور دیزل به گازسوز به دست می‌آید. در این گونه موتورها، ابتدا سوخت گاز با نسبت ۹۰ تا ۹۵ از کل انرژی مورد نیاز در مصرف احتراق می‌شود. هنگامی که هوا و سوخت داخل محفظه احتراق تا حد مناسب فشرده و آماده احتراق شد، مقدار اندکی گاز و نیتروژن توسط انژکتور پاشیده می‌شود. این فرآیند باعث می‌شود تا احتراق آغاز شده و موتور شروع به فعالیت نماید. سوخت گاز و نیتروژن به جای شمع عمل می‌کند و لذا این سوخت پیلو تو یا سوخت آتش زنی می‌گویند. نظر به اینکه در این موتور - هافر ایند احتراق ابتدا به صورت اشتعال تراکم می‌سپاس احتراق شیب مخلوط پیش آمیخته می‌باشد، لذا دو نوع "اشتعال" و "سوخت" متفاوتی می‌دهد. به همین دلیل به این گونه موتورها، موتورهای دو گانه سوز می‌گویند (وطنیو حبیبی، ۱۳۸۸).

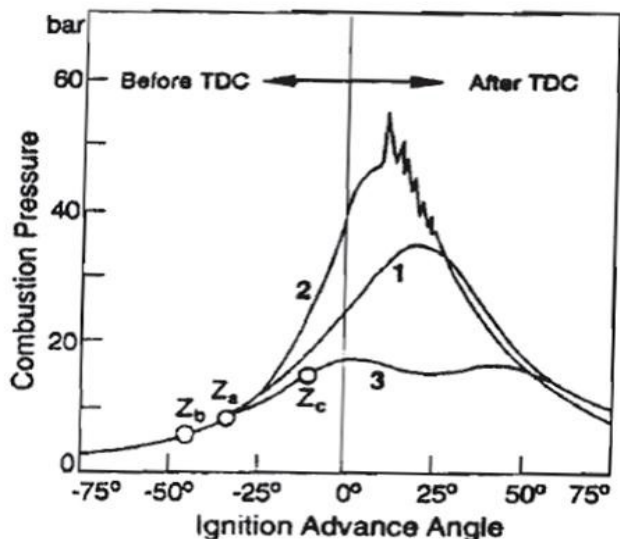
۶-۱- زمان بندی جرقه برای موتورهای اشتعال جرقه‌ای

در موتورهای اشتعال جرقه‌ای مخلوط آماده احتراق به واسطه جرقه ایجاد شده توسط یک مدار الکتریکی در دهانه یک شمع مشتعل می‌شود. برای تولید چنین جرقه‌ای، ولتاژی بین ۷۰۰۰ تا ۸۰۰۰ ولت لازم است. مقادیر ولتاژ واقعی بستگی به میزان گپ الکترودهای مرکزی و کناری شمع، ساختار و هندسه الکترودها، غنی یا ضعیف بودن مخلوط و دمای داخل سیلندر دارد. هرچه دهانه شمع بازتر باشد، ولتاژی که جهت ایجاد جرقه نیاز دارد بیشتر خواهد بود. به عنوان مثال امکان دارد برای 0.3 mm گپ الکترودها در فشار و دمای عادی ولتاژی در حدود 6000 V کفایت کند، در حالی که برای 0.8 mm گپ الکترودها ممکن است به ولتاژی بیش از دو برابر آن نیاز باشد. بالا بودن دمای سیلندر به فرآیند یونیزاسیون گازها کمک می‌کند که با این امر باعث می‌شود برای ایجاد جرقه به ولتاژ کمتری نیاز باشد ولی در عوض با افزایش فشار داخل سیلندر ولتاژ مورد نیاز برای جرقه نیز افزایش می‌یابد. بسته به نوع سوخت، نسبت تراکم و نوع سیستم جرقه‌زنی به طور معمول فاصله گپ الکترودها را کمتر از 0.6 mm و زیادتر از 0.9 mm در نظر نمی‌گیرند. یک سیستم جرقه‌زنی در صورتی کارکرد مناسب دارد که فاصله دهانه شمع به میزان مطلوبی تنظیم شده باشد. اگر خیلی کم باز باشد، جرقه کوتاه بوده و ممکن است به علت تجمع دوده اتصال کوتاه تشکیل شود.

۶-۲- زمان بندی جرقه و تأثیر آن در کارکرد مطلوب موتور

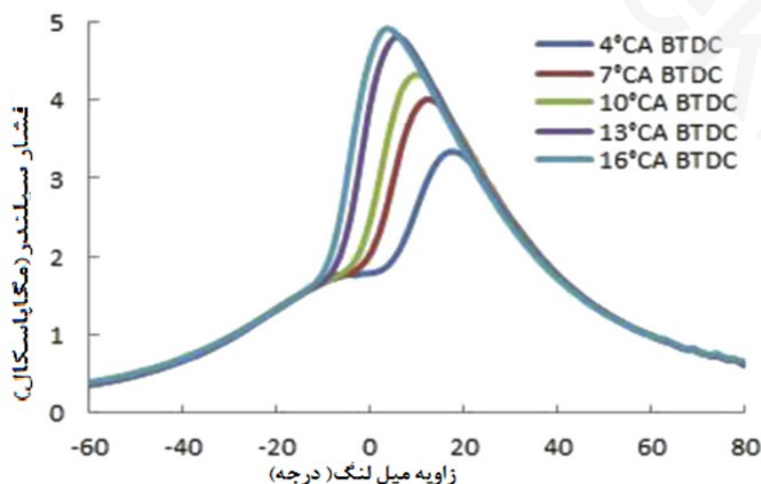
با توجه به اینکه مخلوط قابل احتراق در چند هزارم ثانیه می‌سوزد، خیلی مهم است که جرقه در جایی قبل از رسیدن پیستون به TDC تولید شود. بهترین زمان جرقه وقتی است که با کمترین مقدار ممکن سوخت تحت بار معینی، بهترین حالت اثربخشی موتور حاصل شود. آوانس جرقه^{۲۶} معمولاً برحسب درجه گردش میل‌لنگ بیان می‌شود. بهترین آوانس جرقه زمانی است که احتراق در آن شروع شده و زمانی که میل‌لنگ حدود ۱۰ تا ۱۲ درجه بعد از TDC پیستون گذشته باشد، خاتمه یافته باشد. جرقه خیلی زود هنگام باعث افت توان موتور می‌شود، زیرا فشار تولید شده با حرکت پیستون به سمت TDC مقابله می‌کند. نشانه‌های آوانس زود هنگام عبارتند از داغ کردن موتور، کوبش و دور آرام غیریکنواخت (Heywood, 1988).

زاویه بهینه آوانس از موتوری به موتور دیگر برحسب نوع محفظه احتراق، نسبت تراکم، کیفیت سوخت، جایگاه شمع‌ها، بار موتور و سرعت آن با هم متفاوت است. با افزایش سرعت موتور، چرخه‌ی کار خیلی زود کامل می‌شود و جرقه‌ی زودتری لازم می‌آید. تغییر بار موتور در سرعت احتراق اثر می‌گذارد و مستلزم آن است که جرقه آوانس یا ریتارد شود. وقتی از بار موتور کاسته می‌شود، راندمان حجمی افت پیدا کرده و سرعت احتراق نیز پایین می‌آید. در بار کامل، عکس قضیه فوق‌الذکر می‌افتد، یعنی سرعت احتراق بالا می‌رود. به طور خلاصه، آوانس جرقه بایستی برعکس بار موتور تغییر یابد. شکل ۱-۲ منحنی فشار احتراق برای زاویه‌های مختلف آوانس جرقه را نشان می‌دهد (فرزاد و رضائی فر، ۱۳۹۰).



شکل ۱-۱- منحنی فشار احتراق برای زاویه های مختلف آوانس جرقه: منحنی (۱) نقطه Z_a ، آوانس جرقه صحیح. منحنی (۲) نقطه Z_b ، آوانس بیش از حد جرقه. منحنی (۳) نقطه Z_c ، آوانس بسیار کم جرقه (منبع: بهمن پور و همکاران، ۱۳۸۱)

هنگامی که تنظیم جرقه به نحوی باشد که ماکزیمم فشار و دما در حدود ۵ تا ۱۰ درجه پس از TDC حاصل شود، توان بیشتری تولید می شود و دمای گازهای تولیدی بیشتر خواهد بود. این حداکثر دماهای بزرگتر چرخه، تلفات لحظه ای بیشتری ایجاد می نمایند، ولی این تلفات حرارتی در طول کوتاه تری از زمان رخ می دهند. اگر زمان بندی جرقه به صورت خیلی زودهنگام یا خیلی دیرهنگام باشد، بازده احتراق و متوسط دماهای چرخه کمتر خواهند بود. این دماهای کمتر، سبب کاهش حداکثر تلفات حرارتی می گردد. ولی این تلفات حرارتی، در طول زمان وسیع تری ادامه خواهد یافت و اتلاف انرژی کل، بزرگتر خواهد بود، از این رو توان خروجی بیشتری با زمان بندی بهینه جرقه حاصل می شود. زمان بندی اشتعال دیرهنگام، فرآیند احتراق را در داخل مرحله انبساط طولانی تر می کند که منجر به داغ تر شدن سوپاپها و افزایش دمای تجهیزات و مجاری گازهای خروجی می گردد. با آوانس نمودن جرقه یا ایجاد جرقه قبل از موعد، ماکزیمم فشار احتراق سیلندر افزایش می یابد و موقعیت فشار ماکزیمم به تدریج به سمت TDC میل می کند. در این حالت با افزایش فشار مقدار کار منفی برای متراکم کردن مخلوط بالای پیستون افزایش می یابد (ویبوشی، ۲۰۱۷).



شکل ۲-۱- تغییرات فشار سیلندر برای آوانس های مختلف جرقه (ویبوشی، ۲۰۱۷)

۸-۱- سیستم‌های سوخت‌رسانی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای

۱- سیستم کاربراتوری^{۲۷}

۲- سیستم انژکتوری^{۲۸}

۱-۸-۱- سیستم کاربراتوری

کاربراتور نام وسیله‌ای در اتومبیل است که وظیفه دارد سوخت مورد نیاز موتور در سیستم‌های کاربراتوری را در کلیه شرایط به نحوی آماده کند که موتور با بهترین شرایط ممکن کار کند. عامل اصلی کار کاربراتور ایجاد خلأ در روی مجرای خروج سوخت (ژیگلور) است. ایجاد خلأ براساس دو قانون مهم در مکانیک سیالات بنام‌های معادله پیوستگی و معادله برنولی بوجود می‌آید. این کار توسط قسمتی از کاربراتور به نام ونتوری^{۲۹} یا گلوگاه انجام می‌گیرد. با باز شدن صفحه گاز هوا توسط سیلندر موتور مکیده شده و به داخل کاربراتور جریان می‌یابد. در هنگام عبور از ونتوری به علت کاهش مقطع عبور سرعت هوا افزایش یافته و فشار محفظه ونتوری کاهش می‌یابد، و مکشی ایجاد می‌کند که به مراتب از سایر مقاطع کاربراتور بیشتر است. بنابراین چنانچه مجرای سوخت به این قسمت متصل شود، سوخت مکیده شده و پس از مخلوط شدن با هوا به داخل سیلندر وارد می‌شود. کاربراتورهای پیشرفته که مقدار مناسب جریان سوخت به داخل جریان هوا را در محدوده کامل عملکرد موتور اندازه‌گیری می‌کنند تجهیزات پیچیده و مدرن می‌باشند ولی امروزه به دلیل صرفه‌جویی در مصرف سوخت و قوانین مربوط به آلاینده‌ها از سیستم‌های انژکتوری استفاده می‌شود.

۱-۸-۲- سیستم انژکتوری

۱- پاشش چندنقطه‌ای درون راهگاه ورودی (MPFI^{۳۰})

اکثر خودروهای جدید از سیستم انژکتور چندنقطه‌ای استفاده می‌کنند که سیستم پاشش سوخت در مجرای ورودی سرسیلندر یا پشت سوپاپ‌های هوا نیز نامیده می‌شود و طرز کار آن بدین صورت است که هر یک از راهگاه‌های ورودی در منیفولد هوا به صورت مجزا یک انژکتور یا انژکتورهای مخصوص به خود را دارند و سوخت به شکل پودر شده یا اتمیزه توسط نازل‌های تحت فشار داخل هوای ورودی به منیفولد پاشیده می‌شود. در اثر حرکت عمودی پیستون روبه پایین داخل منیفولد هوا خلا ایجاد می‌شود که باعث می‌شود مخلوط سوخت و هوا ابتدا وارد مجرای ورودی سرسیلندر و سپس وارد محفظه احتراق شود. بعد از آن سوپاپ هوا محکم بسته می‌شود و احتراق مخلوط سوخت و هوا درون سیلندری که اکنون آب‌بندی شده است رخ می‌دهد.

۲- پاشش تک نقطه‌ای روی بدنه دریچه گاز

در این نوع سیستم پاشش سوخت، یک یا دو انژکتور کنترل شونده توسط سیستم الکترونیکی از بالای بدنه دریچه گاز به طور مستقیم سوخت را در داخل جریان هوا پاشش می‌کنند. این سیستم‌ها، نسبت به سیستم‌های پاشش چند نقطه‌ای اقتصادی‌تر هستند. در این نوع سیستم‌ها مشکلات مربوط به انتقال کندتر سوخت از بالادست دریچه گاز به سیلندرها نسبت به هوا وجود دارد.

۳- پاشش مستقیم به داخل محفظه احتراق (GDI^{۳۱})

در این روش برای اینکه حداقل تغییر در شرایط سوخت ورودی به سیلندر روی دهد انژکتورها سوخت مورد نیاز برای احتراق را به طور مستقیم درون محفظه سیلندر تزریق می‌کنند. تزریق مستقیم بنزین که در موتورهای مدرن دو

27-Carburator

28-Injector

29-Venturi

30-Multi Port Fuel Injection

31-Gasoline Direct Injection

زمانه^{۳۲} و چهارزمانه^{۳۳} بنزینی استفاده می‌شود نوع متفاوتی از تزریق سوخت می‌باشد که قبلاً در این موتورها استفاده می‌شد. با قراردادن انژکتور داخل سیلندر کامپیوتر خودرو می‌تواند مقدار سوختی که در مرحله مکش به داخل سیلندر تزریق می‌شود را با دقت بیشتری کنترل کند و مخلوط سوخت و هوا را بهینه‌تر کند تا احتراق پاک‌تر و کامل‌تری صورت گیرد، سوخت بسیار کمی هدر رود و قدرت افزایش یابد.

۹-۱- اثر دانسیته، فشار و دمای هوا روی توان موتور

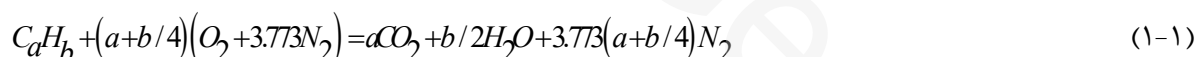
هوای سنگین (سردتر یا فشرده‌تر) اطراف موتور باعث شارژ بیشتر موتور می‌شود و جرم هوای وارد شده به موتور بیشتر شده و به تبع آن توان موتور افزایش می‌یابد. به‌طور کلی به ازای هر یکصد متر افزایش ارتفاع یک درصد (۱٪) از توان موتور کاسته می‌شود.

پیش‌گرمایش هوا تحت‌درجه حرارت‌های مختلف سبب کاهش چگالی هوای ورودی شده و از توان موتور می‌کاهد. هوای مرطوب نسبت به هوای خشک دارای اکسیژن کمتری می‌باشد لذا اکسیژن کمتر به معنی کاسته شدن راندمان احتراق بوده و در نهایت به کم شدن توان منجر می‌شود. هوای مرطوب داغ اثر فراوانی روی کاهش توان دارد.

۱۰-۱- بررسی پارامترهای عملکرد دیموتور

برای تحلیل و آنالیز دقیقین موضوع که عملکرد گاز طبیعی به عنوان یک سوخت مناسب در موتورهای مختلف به چه نحو است، ضروری است پارامترهای مختلفی که می‌تواند روی اثر بخشی موتور، مثلاً آلاینده‌ها یا خروجی‌ها تأثیر بگذارد به‌طور کامل تشریح شوند (Korakianitis, Namasivayam, & Crookes, 2011).

نکته نخست اینکه، بیشتر سوخت‌های هیدروکربنی^{۳۴} (ترکیبات مختلف از کربن و هیدروژن) در هوا طبق معادله استوکیومتری استاندارد می‌سوزند تا آب (H₂O) و دی‌اکسید کربن (CO₂) تولید کنند. با مدل کردن به صورت ۷۹٪ حجمی نیتروژن (N₂) و ۲۱٪ حجمی اکسیژن (O₂)، احتراق استوکیومتری از هر سوخت هیدروکربنی به وسیله فرمول زیر نشان داده می‌شود.



و جرم مولکولی عناصر کربن (C)، هیدروژن (H₂)، اکسیژن (O₂) و نیتروژن (N₂) به ترتیب برابر با ۱۲/۰۱ و ۲/۰۱۶ و ۳۱/۹۹۸ و ۲۸/۱۵۷ گرم بر مول در نظر گرفته می‌شود. (وزن مولکولی نیتروژن مقدار ۲۸/۰۱۲ g/mol در نظر گرفته می‌شود تا شامل تأثیرات گازهای دیگر در ترکیب هوا شود).

نسبت جرم سوخت به هوا از واکنش اکسیداسیون استوکیومتری طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$(F/A)_{st} = \frac{12.011 + 1.008}{34.559(4 + y)} \quad y = \frac{b}{a} \quad (2-1)$$

۱-۱۰-۱- نسبت هم‌ارزی (ϕ): نسبت سوخت به هوا یا واقعی به سوخت به هوا یا استوکیومتری نسبت هم‌ارزی (ϕ) و معکوس آن را λ ، تعریف نموده و به صورت زیر نمایش می‌دهند:

32-Two-Spark engine
33-Four-Spark engine
34-Hydrocarbon Fuels

$$\phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{ac}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{st}} = \frac{1}{\lambda} \quad (3-1)$$

در خودروهایی که از سیستم کاربراتوری استفاده می‌کنند برای عملکرد بهتر موتور در شرایط سرد و عدم امکان اختلاط عالی سوخت و هوا اغلب نسبت هم‌ارزی در شرایط غنی یا نزدیک به غنی تنظیم می‌گردد. در موتورهای امروزی باوجود انژکتورهای دقیق پاشش سوخت، امکان ایجاد شرایط عملکردی موتور در نسبت‌های هم‌ارزی رقیق و کمتر از شرایط استوکیومتری وجود داشته و در نتیجه با کاهش نسبت هم‌ارزی مقدار هوای در دسترس سوخت برای احتراق افزایش یافته و مقدار هیدروکربن نسوخته و منواکسید کربن خروجی به‌طور مستقیم تحت تأثیر قرار می‌گیرند. اثر جنبی این موضوع، کاهش دمای محفظه احتراق با رقیق شدن مخلوط است و تولید NO_x را نیز متأثر می‌کند (Heywood, 1988).

در مرحله احتراق واقعی موتور، گونه‌های اصلی در فشارها و دماهای بالاتر تجزیه می‌شوند، بنابراین احتراق مربوط به استوکیومتری نیست و گونه‌های جدید در محصولات تخریبی از احتراق شکل می‌گیرند. همانند اکسید نیتروژن (NO) و دی‌اکسید نیتروژن (NO_2)، (که عموماً به صورت NO_x نشان داده می‌شوند)، CO و CO_2 و به همان ترتیب هیدروکربن‌های نسوخته (HC) و O_2 زیادی در هر دو فرآیند احتراق با هوای اضافی و احتراق با سوخت اضافی تولید می‌شوند.

مشخصه‌های آلایندگی حاصل از ترکیبات سوخت موتور به صورت تجملاً تا آلایندگی ویژه هسنجیده می‌شوند که به صورت نرخ جریب انجرماز آلودگی تقسیم بر قدرتموتور تولید شده، با واحدهای $\left(\frac{\text{kg/s}}{\text{w}}\right)$ یا g/mj یا قسمت در هر میلیون (ppm) از محصولات خروجی موتور، نشان داده می‌شوند.

۱-۱۰-۲- نسبت تراکم موتور (C_R)

نسبت تراکم موتور (C_R) به صورت حداکثر حجم سیلندر (V_{max}) به حداقل حجم سیلندر (V_{min}) تعریف می‌شود:

$$C_R = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (4-1)$$

افزایش نسبت تراکم به‌طور مستقیم بر میزان آلاینده‌های خروجی از موتور تأثیرگذار نیست اما افزایش آن در بازده حرارتی کاملاً موثر بود و در نتیجه به ازای مقادیر معین سوخت، کار خروجی افزایش می‌یابد و مصرف سوخت ویژه را با کاهش مواجه می‌شود. همین مسئله بر میزان آلاینده‌های خروجی و گازهای گلخانه‌ای اثر مثبت گذاشته و سبب کاهش آن‌ها می‌گردد (Heywood, 1988).

۱-۱۰-۳-۱- بازده حجمی $(\eta_V)^{\circ}$

یکی از مهم‌ترین روش‌هایی که مقدار توان و کارایی یک موتور را تعیین می‌کند، به دست آوردن ماکزیمم مقدار هوای داخل سیلندر، در طی هر سیکل است. هوای بیشتر به این معنی است که امکان سوختن بیشتری از سوخت فراهم شده و انرژی بیشتری می‌تواند به توان خروجی تبدیل گردد. ورود حجم نسبتاً کوچکی از سوخت مایع به داخل سیلندر، بسیار آسان‌تر از ورود حجم نسبتاً بزرگ هوای گازی شکل مورد نیاز برای واکنش با سوخت می‌باشد. به‌صورت ایده آل، جرم هوا برابر با حاصل ضرب چگالی هوای اتمسفر و حجم جابجایی سیلندر می‌باشد که باید در هر سیکل، به سیلندر وارد شود. ولی به دلیل زمان کوتاه یک چرخه و موانع پیش روی جریان به‌واسطه وجود صافی هوا

مقدار کمتری از حالت ایده آل، هوا وارد سیلندر می شود. بازده حجمی از مشخصه های مختلف سوخت نظیر نحوه طراحی موتور و پارامترهای عملکردی قید شده به قرار زیر متأثر می شود:

- نسبت سوخت به هوا، نوع سوخت، کسری از سوخت که در سیستم مکش بخار می شود و گرمای تبخیر سوخت دور موتور
 - نسبت فشار منیفولد ورودی به خروجی
 - نسبت تراکم
 - دمای مخلوط ورودی که متأثر از شدت انتقال حرارت می باشد
 - طراحی راهگاه و منیفولد مکش و خروجی
 - سایز، شکل و زمان بندی باز و بسته شدن سوپاپ های مکش و تخلیه
- برخی از موارد ذکر شده شامل اثراتی هستند که از پدیده موج فشاری که وابسته به جریان غیردائمی بوده و در فرآیندهای تبادل گاز به وجود می آیند ناشی می شوند.

$$\eta_V = \frac{n_R \dot{Q}_{air}}{V_d N} \quad (5-1)$$

که \dot{Q}_{air} دبی هوا در ورودی موتور، V_d حجم جابجایی موتور، n_R تعداد مراحل قدرت در دوران کامل موتور و N سرعت موتور است (Heywood, 1988).

به منظور اعمال خطاهای دبی هوای ورودی و سرعت موتور و تأثیر این پارامترها روی بازده حجمی از روابط ۶ تا ۱۱ استفاده شده است تا میزان تأثیرات این خطاها روی بازده حجمی آشکار گردد.

$$\eta_V = f(\dot{Q}_{air}, N) = \frac{C \dot{Q}_{air}}{N} \quad (6-1)$$

$$C = \frac{n_R}{V_d} \quad (7-1)$$

$$d\eta_V = \frac{\partial f}{\partial \dot{Q}_{air}} d\dot{Q}_{air} + \frac{\partial f}{\partial N} dN \quad (8-1)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \dot{Q}_{air}} = \frac{C}{N}, \quad \frac{\partial f}{\partial N} = -\frac{C \dot{Q}_{air}}{N^2} \quad (9-1)$$

$$\Delta\eta_V = \frac{C}{N} \Delta\dot{Q}_{air} - \frac{C \dot{Q}_{air}}{N^2} \Delta N \quad (10-1)$$

$$\pm \Delta\eta_V = \pm \frac{C}{N} \left[\left| \Delta\dot{Q}_{air} \right| + \left| -\frac{\dot{Q}_{air}}{N} \Delta N \right| \right] \quad (11-1)$$

۱-۱۰-۴- بازده حرارتی^{۳۶}

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{E}_{in}} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_f LHV_f} \quad (12-1)$$

که LHV_f گرمای احتراق یا ارزش حرارتی پایین^{۳۷} سوخت است.

از تقسیم نرخ جریان جرمی سوخت بر توان خروجی مصرف سوخت ویژه حاصل می‌شود:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \quad (13-1)$$

۱-۱۰-۵- فشار متوسط احتراق

گشتاور یا تورک یک کمیت قابل اندازه‌گیری از قابلیت انجام کار توسط موتور است و مقدار آن بستگی به ابعاد موتور دارد. چون در طول مدت‌زمان فرآیند احتراق مقدار فشار داخل سیلندر به‌طور مداوم در حال تغییر است از این رو برای راحتی در محاسبات میانگین فشارها را در نظر می‌گیرند و به آن فشار متوسط احتراق گفته می‌شود. این کمیت سودمند که از تقسیم کار (W) بر حجم جابجا شده توسط سیلندر بر سیکل به دست می‌آید و واحد آن bar برای موتورهای خودروهای سواری، حداکثر ۱۰ bar و گاهی هم برای موتورهای پیشرفته‌تر که مجهز به توربوشارژ هستند به بیشتر از ۱۲ bar می‌رسد. برای موتورهای دیزلی مقادیر فشار متوسط احتراق بالاتر نیز خواهد بود. این کمیت نشان‌دهنده فشار متوسط و مؤثری است که به‌صورت ثابت به کف پیستون وارد شده و تولید توان می‌کند. اگر توان اندیکاتوری به حجم جابجایی موتور تقسیم شود حاصل ($imep^{38}$) خواهد بود و اگر توان ترمزی به حجم جابجایی تقسیم شود ($bmep^{39}$) حاصل خواهد شد (فیروزگان، ۱۳۹۴).

$$\dot{W}_i = \dot{W}_b + \dot{W}_f \quad (14-1)$$

$$bmep = \frac{\dot{W}_b}{k V_d N} = \rho_{a,in} \eta_v \eta_{th} \phi \left(\frac{F}{A} \right)_s LHV_f \quad (15-1)$$

$$imep = \frac{\dot{W}_i}{k V_d N} \quad (16-1)$$

۱-۱۰-۶- بازده مکانیکی

یک بخش از کار اندیکاتوری ناخالص بر سیکل یا توان صرف خارج کردن گازهای اگزوز و همچنین مکش مخلوط تازه به داخل سیلندر می‌شود و بخش دیگری نیز صرف غلبه بر اصطکاک پیستون‌ها، یاتاقان‌ها، راه‌اندازی متعلقات و تجهیزات جانبی و دیگر اجزاء مکانیکی موتور می‌شود. مجموع این دو بخش به‌صورت یک مجموعه درآمدی توان اصطکاکی، P_f نامیده می‌شود؛ بنابراین:

$$P_i = P_b + P_f \quad (17-1)$$

36-Thermal efficiency

37-Low Heating Value

38-Indicated Mean effective pressure (imep)

39-Brake mean effective pressure (bmep)

تعیین مقدار دقیق توان اصطکاکی کار بسیار دشواری است. یک روش معمول در موتورهای با دورهای بالا که در آزمایشگاه موجود نیز از این روش استفاده شده، راه‌اندازی موتور یا حرکت آن بدون احتراق با یک دینامومتر (موتورگردانی) و اندازه‌گیری توان مورد نیاز برای غلبه بر کلیه تلفات اصطکاکی به وسیله دینامومتر^۴ است. دور موتور، دمای روغن و آب، موقعیت دریچه گاز و شرایط محیطی به همان صورتی که در حالت احتراق عادی وجود دارند حفظ می‌شود. عامل اصلی عدم دقت بالا در این روش، نیروهای فشاری گاز روی پیستون و رینگ‌ها است که در تست موتورگردانی کمتر از حالت احتراق است و نیز دمای روغن در دیواره سیلندر در شرایط موتورگردانی کمتر است. نسبت توان مؤثر یا مفید (ترمزی) یک سیلندر به توان اندیکاتوری آن در طی یک سیکل احتراقی نشان‌دهنده بازده مکانیکی موتور می‌باشد که می‌توان با استفاده از فشار مؤثر متوسط نیز تعریف نمود.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_f}{P_i} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} = \frac{bmep}{imep} \quad (18-1)$$

از آنجایی که توان اصطکاکی شامل توان مورد نیاز برای پمپاژ سوخت و گاز به داخل و بیرون موتور است، بازده مکانیکی به موقعیت دریچه گاز به همان اندازه که به طراحی و دور موتور بستگی دارد، وابسته است. بازده مکانیکی به صورت درصد بیان می‌شود و هرچه مقدار آن بیشتر باشد نشان‌دهنده طراحی بهتر موتور است (Heywood, 1988).

۱۱-۱- گازهای گلخانه‌ای بر بوطیه خودرها با سوخت گاز طبیعی

دی‌اکسید کربن بزرگ‌ترین منبع آلودگی بر بوطیه بخش حمل و نقل است. این گاز محصول احتراق سوخت‌های کربن-دار مثل دیزل و بنزین (که هر دو نسبت به گاز طبیعی، کربن بیشتری دارند) می‌باشد. متان نیز گاز گلخانه-ایمهم‌ترین در تباط با صنعت حمل و نقل است زیرا این گاز در بسیاری از سوخت‌ها موجود است (به عنوان مهم‌ترین قسمت گاز طبیعی که تقریباً ۹۵٪ آن را با توجه به نوع مخلوط تشکیل می‌دهد). همچنین انتقال آن به جرمین می‌تواند از طریق شناختن زیربنایها و سیستم‌های انتقال سوخت نیز صورت گیرد. NO_۲ نیز گاز گلخانه‌ای است که به آلودگی حاصل از سیستم حمل و نقل مشهور است، ولی بخش کمتری از آلودگی را تشکیل می‌دهد (متصدیو دیوانی، ۱۳۸۱).

۱۲-۱- راهکارهای کمتر آلاینده‌ها

بهترین راه کنترل میزان آلودگی و نشر گازهای گلخانه‌ای پیشگیری از تولید آن است. لذا قبل از هر راه‌حلی می‌بایست بر روی منابع تولید تمرکز نمود. علاوه بر مسئله سوخت و کیفیت آن، توجه به طراحی دقیق و بهینه وسایط نقلیه از جمله مسائل پیش روی مهندسان مکانیک و محققان در زمینه‌ی موتور است. در بخش‌های زیر برخی از اقداماتی که به منظور کنترل آلاینده‌های خروجی از وسایط نقلیه می‌تواند انجام گیرد تشریح می‌شود.

۱۲-۱-۱- کاهش دمای محافظه احتراق

می‌توان با بازگردانی مقادیر جزئی از گازهای خروجی به مخلوط ورودی و کاهش دمای محافظه، مقدار تولید اکسیدهای نیتروژن که به دمای بالا برای تشکیل نیاز دارند را کاهش داد. با نزدیک شدن نسبت سوخت به هوای مخلوط به نسبت استوکیومتری دمای مخلوط بالا می‌رود و تحت شرایط احتراق پیش آمیخته‌ی آرام در حالت استوکیومتری به ماکزیمم مقدار خود می‌رسد. این روش با کاهش غلظت سوخت در مخلوط ورودی از افزایش دما در محافظه احتراق جلوگیری می‌کند (نعمت زاده، ۱۳۸۸).

به منظور جلوگیری از تشکیل اکسیدهای نیتروژن می‌توان با اضافه کردن مقدار جزئی آب به مخلوط ورودی مشابه حالت باز خورانی گازهای خروجی، دمای محفظه را کاهش داد.

۱-۱۲-۲- افزایش بازده حجمی

در صورت تزریق سوخت به راهگاه ورودی، قسمتی از فضای موردنیاز برای ورود هوا توسط سوخت پاشیده شده اشغال می‌گردد که همین مسئله روی بازده حجمی اثر منفی می‌گذارد و کاهش بازده حجمی مستقیماً روی توان خروجی موتور تأثیر می‌گذارد. کاهش بازده احتراق در شرایط کمبود هوای کافی برای احتراق کامل، به‌جای تبدیل سوخت به دی‌اکسید کربن سبب تبدیل آن به هیدروکربن نسوخته و منواکسید کربن می‌شود.

در خودروهای معمولی برای مکش بهتر موتور در دورهای بالا، سوپاپ ورودی پیش از کورس مکش باز می‌شود تا جریان سیال با سرعت‌های بالا، امکان تغذیه موتور در زمان کوتاه مربوطه را فراهم کند. این موضوع هنگامی که سرعت موتور پایین است سبب ورود گازهای سوخته به راهگاه ورودی و در نتیجه افت مقدار هوای تازه مکشی می‌شود. در نتیجه می‌توان گفت هم‌پوشانی سوپاپ‌ها در سرعت‌های بالا، مفید و در سرعت‌های پایین مضر است. سیستم زمان‌بندی متغیر سوپاپ‌ها این امکان را فراهم می‌کند تا در سرعت‌های پایین سوپاپ ورودی در ابتدای مکش باز و در سرعت‌های بالا با اندکی پیش‌رسی باز شود. همچنین بسته شدن سوپاپ خروجی اندکی بعد از مرحله تخلیه به رانش بهتر محصولات احتراق به خارج از محفظه کمک نموده و باعث کم شدن حجم مرده اشغال‌شده از محصولات احتراق می‌گردد. این موضوع در سرعت‌های بالا به علت سرعت گازهای خروجی و سوخت‌های ورودی مؤثر است، اما در سرعت‌های پایین سبب ورود محصولات احتراق به راهگاه ورودی می‌گردد.

زمان‌بندی متغیر سوپاپ‌های خروجی این امکان را ایجاد می‌کند که سوپاپ‌های خروجی در سرعت‌های پایین در انتهای مرحله تخلیه بسته شده و در سرعت‌های بالا با اندکی تأخیر بسته شوند. این امر افزایش بازده تنفسی و نسبت تراکم (کاهش حجم فضای مرده) را در پی داشته و سبب افزایش گشتاور خروجی و کاهش منواکسید کربن می‌شود. پرخورانی^{۴۱} یا سوپرشارژ کردن به وسیله ارسال هوای پرفشار و متراکم به درون محفظه‌ی سیلندرها جهت انجام یک احتراق کامل در موتور و در نتیجه افزایش بازدهی پیش‌رانه می‌باشد. سوپرشارژ انرژی مورد نیاز برای گردش پره‌های خود را از طریق موتور خودرو تامین می‌کند و به مجرد گاز خوردن موتور، وارد مدار شده و عملیات پمپاژ را آغاز می‌کند. با توجه به این که سیستم پرخوران هم‌زمان با روشن شدن موتور وارد چرخه می‌شود، بنابراین هیچ تأخیری در این سیستم وجود ندارد، اما از طرفی تولید سروصدای بیش از حد، گرفتن بخشی از توان پیش‌رانه و وابستگی آن به دور موتور از نقاط ضعف این سیستم به شمار می‌رود. انواع ارتقا یافته‌ای از سوپر شارژرها در سال‌های اخیر ساخته شده‌اند که نقایص کمتری داشته و عملکرد بهینه و پرقدرتی را ارائه می‌دهند (نعمت زاده، ۱۳۸۸).

۱-۱۲-۳- آوانس جرعه (SA)

با توجه به اینکه فرآیند احتراق به‌صورت لحظه‌ای صورت نمی‌گیرد لذا در عمل نمی‌توان انتظار داشت که احتراق در حجم ثابت در سیکل موتور انجام گیرد. برای دریافت بازده مطلوب لازم است جرعه شمع زودتر از نقطه مرگ بالا اتفاق بیافتد که به این عمل آوانس جرعه می‌گویند. کاهش آوانس یا جرعه بعد از نقطه مرگ بالا ممکن است موجب خاموشی شعله و عدم کارایی موتور شود و آوانس بیش از حد نیز ممکن است سبب کاهش بازده، وقوع کوبش و آسیب-دیدگی قطعات موتور شود. در این میان می‌توان موقعیتی را برای آوانس جرعه یافت که نتیجه آن به‌دست آوردن حداکثر گشتاور خروجی موتور باشد که به آوانس مربوطه، آوانس بهینه جرعه اطلاق می‌شود.

Title and Author:	Experimental study of a research single-cylinder dual fuel engine performance aspects and exhaust emissions in 75% gasoline and 25% natural gas fuel mass ratio / Ayoub Ghanbari Saghseloo
Supervisor:	E.Abdi Aghdam
Graduation date:	22th January 2019
Number of pages:	90

Abstract.

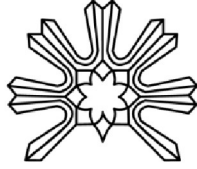
Research Aim:The most important and effective factors in engine operating are possible to refer to the spark system and the timing of fuel injection.Both of these factors have a great influence on the performance parameters of the engine such as braking power, brake specific fuel consumption, thermal efficiency, maximum cylinder pressure and exhaust emissions. This thesis is aimed at investigating the influence of starting fuel injection for state of combination, gasoline and natural gas, with a mass percentage about%75gasoline and % 25 natural gason engine performanceand analyses it.

Research method:In the present work, a single-cylinder research engine, with the suspensions was used to extract experimental results to investigating the influence of starting fuel injection and optimum spark advance on the performance of the CT300 research engine in the condition of a certaincombination of two fuel, gasoline and natural gas, with a mass percentage about%75gasoline and % 25 natural gas, the stoichiometer equivalence ratio, the compression ratio is about 10, and the speed of 1800 rpm.

Findings:In the present work, experimental findings is analyzed and evaluated in three parts; injectors calibration, determination of optimum spark advance and influence of changing the start time of injection fuels on engine performance

Conclusion:The injectors calibration results showed that the maximum percentage of relative deviation of the amount mass of fuel injected gasoline compared to its atmospheric value About 1.1% is achieved during inject of 40 and 120 units. While these analysis for CNG injector didn't show any changes in the amount of gas injection.The results showed that with the stabilization of the injection pulse duration and the angles of spraying for each of the injectors for two specific situations with changing the spark advance, Maximum torque and imep is achieved on a common angle.Also, Investigating the effect of the start of fuels injection on a certain spark advance was revealed that the influence of input mixture and functional characteristicswith the changing of gasoline spraying angles was higher than natural gas, so that in angles after 540° CA aSTDCthese changes are tricky for gasoline.

Keywords:Combining, fuel injection scheduling, optimum spark advance, calibration of injectors



University of Mohaghegh Ardabili
Faculty of Engineering
Department of Mechanic Engineering

Thesis submitted in partial fulfillment for the degree of
M.Sc.in Mechanic Engineering-Energy Conversion

Experimental study of a research single-cylinder dual fuel
engine performance aspects and exhaust emissions in %75
gasoline and %25natural gas fuel mass ratio

By:
Ayoub Ghanbari Saghseloo

Supervisor:
Ebrahim Abdi Aghdam (Ph.D)

Advisor:
Mehrdad Sarabi

January 2019