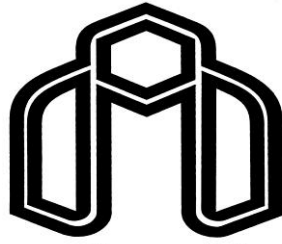


الله
الرحمن الرحيم



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مکانیک

گروه حرارت و سیالات

محاسبه اگزرژی سوخت بایودیزل در فرآیند احتراق موتور دیزل با استفاده از تحلیل

گرمای آزادشده

دانشجو:

سامان ضمیری فر

استاد راهنما:

دکتر علی عباس نژاد

استاد مشاور:

دکتر میثم بابایی

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد



با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای سامان ضمیری فر به شماره دانشجویی ۹۲۰۹۲۲۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش سیستم‌های انرژی تحت عنوان محاسبه انرژی سوخت بایودیزل در فرآیند احتراق موتور دیزل با استفاده از تحلیل گرمای آزاد شده که در تاریخ ۹۴/۱۱/۲۶ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

قبول (با درجه: بسیار امتیاز ۱۸/۵) دفاع مجدد مردود

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۱۹ - ۲۰)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور	دکتر مینم بابایی	استادیار	
۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	مهندس احمد مددی	مربی	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محمود چهارطاقی	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر محمد ضامن	استادیار	

رئیس دانشکده:



تقدیم بہ آمان کہ

عشق و محبت

سایہ پر مہر

و حمایت بی دریغشان

در این مسیر دشوار آرامش بخش وجودم بود

تقدیر و سپاس

ضمن سپاس و ستایش به درگاه ایزد منان که به این بنده حقیر توانایی داد که با استعانت از او بتوانم

این پژوهش را انجام دهم، بر خود لازم میدانم از دکلمی و تشویق اساتید و دوستان که در نگارش این

مجموعه مرایاری نمودند، قدردانی نمایم:

جناب آقای دکتر عباس نژاد، استاد راهنمای گرامی، که در طول نگارش این مجموعه بار اهنمایی های

عالمانه و بجایشان، مکان دار شایسته ای در هدایت این پایان نامه بوده اند.

جناب آقای دکتر بابایی، استاد مشاور، که با سه صدر مشاوره این تحقیق را پذیرفتند و در طول

نگارش این مجموعه، همواره از نظرات کارشناسانه ایشان بهره جستم.

تعهدنامه

اینجانب سامان ضمیری فر دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان‌نامه "محاسبه اگزرژی سوخت بایودیزل در فرآیند احتراق موتور دیزل با استفاده از تحلیل گرمای آزادشده" تحت راهنمایی دکتر علی عباس‌نژاد به‌عنوان استاد راهنمای اول و دکتر میثم بابایی به‌عنوان استاد مشاور متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرکی یا امتیازی در هیچ‌جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام "دانشگاه صنعتی شاهرود" و یا "Shahrood university of technology" به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افراد که در به‌دست آوردن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیر گذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است، ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است، اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاقی انسانی رعایت شده است.

تاریخ:

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق و نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحوی مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

افزایش تقاضای جهانی برای سوخت‌های فسیلی و محدودیت منابع این سوخت‌ها کشورها را مجبور کرده به دنبال سوخت‌هایی جایگزین باشند که بتوان آن‌ها را از منابع تجدید پذیر تولید نمود. این منابع باید به صورت منطقه‌ای در داخل هر کشور در دسترس باشند نظیر الکل‌ها، بایودیزل‌ها، روغن‌های گیاهی و بسیاری دیگر از سوخت‌ها. به جهت استفاده آسان و ایمن سوخت‌های زیستی مایع، این سوخت‌ها در میان بسیاری از انرژی‌های تجدید پذیر برای صنعت حمل‌ونقل مورد توجه قرار گرفته‌اند. اتانول نیز به خاطر آنکه منابع تولید آن اساساً زیستی است و اغلب از مواد اولیه زائد و یا ارزان و در فرآیندهای ساده تولید می‌شود در بسیاری از کشورها مورد توجه قرار گرفته است. در این مطالعه استفاده از ترکیبات اتانول با سوخت دیزل در موتور دیزل تزریق مستقیم مورد بررسی قرار گرفته است.

تحلیل نرخ گرمای آزاد شده و فشار داخل سیلندر دو روش عمومی برای بررسی احتراق در موتورهای احتراق تراکمی به شمار می‌رود. اما این دو روش از خروجی موتور و شرایط نهایی یک سوخت در احتراق برای رتبه‌بندی آن‌ها هیچ اطلاعات مفیدی را ارائه نمی‌کند. تحلیل بازده انرژی و انرژی موتور در طی احتراق یک سوخت می‌تواند در این راه بسیار مفید واقع شود.

در این تحقیق مطالعه‌ای روی داده‌هایی که در طی فرآیند احتراق در آزمایشگاه دانشگاه کوئینزلند استرالیا جمع‌آوری شده، جهت ارزیابی بازده انرژی و انرژی یک موتور دیزل انجام گرفته است. سوخت‌هایی که در آزمایش موتور مورد استفاده قرار گرفته‌اند شامل ترکیب ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول با سوخت دیزل و نیز سوخت دیزل خالص است. موتور با سرعت ۱۵۰۰ rpm و در چهار گشتاور مختلف مورد آزمایش قرار گرفته است. خروجی آزمایش داده‌های فشار و حجم داخل سیلندر در هر لحظه از چرخش یک دور از میل‌لنگ است. با استفاده از داده‌های فشار و حجم، نرخ خالص گرمای آزاد شده در هر لحظه از چرخش میل‌لنگ محاسبه شده است. سپس در طول واکنش مقادیر گرمای آزاد شده خالص جمع بسته شده تا کل گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق محاسبه شود. با

استفاده از این اطلاعات و دمای محفظه احتراق که محاسبه شده، بازده اگزرژی و انرژی محاسبه می‌شود.

با مقایسه بازده انرژی و اگزرژی در حالات مختلف می‌توان سوخت‌های مختلف را باهم مقایسه نمود. نتایج نشان می‌دهد که ترکیبات حاوی ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول دارای بیشترین بازده انرژی و اگزرژی هستند. اما دیزل خالص نسبت به ترکیبات با ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول دارای بازده بهتری می‌باشد. همچنین با ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول در مقادیر بالای گشتاور، کارایی موتور پائین می‌آید چرا که عملاً در فرآیند احتراق داخل موتور در این حالات کوبش ایجاد می‌شود.

کلمات کلیدی: اگزرژی، انرژی، بازده، گرمای آزادشده، سوخت حاوی اتانول، موتور دیزل تزریق

مستقیم، احتراق

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۱.....	فصل اول: کلیات و مفاهیم
۲.....	۱-۱ مقدمه
۴.....	۲-۱ سوخت‌های زیستی
۵.....	۳-۱ سوخت‌های زیستی مایع
۶.....	۱-۳-۱ سوخت‌های زیستی نسل اول
۷.....	۲-۳-۱ سوخت‌های زیستی نسل دوم
۸.....	۳-۳-۱ نسل سوم سوخت‌های زیستی
۹.....	۴-۱ سوخت‌های حاوی اتانول
۱۱.....	۵-۱ بکارگیری اتانول در موتورهای اشتعال تراکمی
۱۲.....	۱-۵-۱ استفاده از بخور اتانول
۱۲.....	۲-۵-۱ استفاده از سیستم دوگانه سوز
۱۳.....	۳-۵-۱ مخلوط کردن اتانول و دیزل
۱۴.....	۶-۱ تحلیل احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی
۱۵.....	۱-۶-۱ سیستم‌های تزریق سوخت مستقیم
۱۶.....	۲-۶-۱ سیستم‌های تزریق سوخت غیر مستقیم
۱۷.....	۳-۶-۱ تحلیل داده‌های فشار داخل سیلندر
۱۸.....	۴-۶-۱ سیکل دیزل
۱۹.....	۷-۱ تحلیل اگزوزی
۲۱.....	۱-۷-۱ تعادل شیمیایی

۲۲ ۲-۷-۱ حالت مرده
۲۳ ۸-۱ مروری بر پژوهش‌های گذشته
۲۸ ۹-۱ اهداف پژوهش
۲۹ فصل دوم: روابط حاکم
۳۰ ۱-۲ مقدمه
۳۰ ۲-۲ روابط بازده انرژی و انرژی و انرژی
۳۱ ۱-۲-۲ بازده حرارتی و تلفات
۳۵ ۲-۲-۲ محاسبه بازده انرژی با استفاده از دمای محفظه احتراق
۳۷ ۳-۲ محاسبه گرمای آزاد شده در سیلندر
۳۸ ۱-۳-۲ محاسبه نرخ گرمای خالص آزاد شده
۴۱ ۲-۳-۲ محاسبه گرمای ناخالص آزاد شده
۴۳ ۴-۲ محاسبه طول احتراق
۴۴ ۱-۴-۲ تأخیر در اشتعال و شروع احتراق
۴۷ ۲-۴-۲ تعیین پایان احتراق
۴۹ ۵-۲ محاسبه دمای داخل سیلندر
۵۳ فصل سوم: نتایج
۵۴ ۱-۳ تجهیزات و فرآیند انجام آزمایش
۵۶ ۲-۳ بررسی نتایج داده‌های فشار داخل سیلندر و نرخ گرمای آزاد شده
۶۴ ۳-۳ بررسی نتایج مقدار کل گرمای آزاد شده
۶۷ ۴-۳ بررسی نتایج کسر جرمی سوخته شده
۷۰ ۵-۳ بررسی نتایج دمای داخل سیلندر

۶-۳	نتایج بازده کلی موتور	۷۱
۱-۶-۳	نتایج انرژی و تخریب انرژی موتور	۷۲
۲-۶-۳	بازده انرژی و انرژی	۷۴
۷۷	فصل چهارم: نتیجه‌گیری	
۱-۴	مقدمه	۷۸
۲-۴	نتایج بازده	۷۸
۳-۴	نتایج فشار و گرمای آزاد شده	۸۰
۴-۴	پژوهش‌های پیشنهادی	۸۷
۸۳	مراجع	

فهرست اشکال

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱: دسته بندی سوخت‌های زیستی به سه نسل اول، دوم و سوم	۶
شکل ۲-۱: سیستم‌های تزریق مستقیم سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی	۱۶
شکل ۳-۱: سیستم‌های غیر مستقیم تزریق سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی	۱۷
شکل ۴-۱: نمودارهای P-V و T-S در سیکل دیزل موتور دیزل با توربو شارژ	۱۹
شکل ۱-۲: نمودار جریان انرژی در یک سیکل کامل دیزل با توربوشارژ	۳۲
شکل ۲-۲: نمودار بالانس انرژی در یک موتور احتراق داخلی	۳۴
شکل ۳-۲: شماتیک موتور دیزل	۳۶
شکل ۴-۲: نمودار درصد گرمای آزاد شده تجمعی برحسب زاویه میل لنگ	۴۱
شکل ۵-۲: تعیین نقطه شروع احتراق در نمودار گرمای آزاد شده	۴۶
شکل ۶-۲: نمودار کسر جرمی سوخته شده و نقاط شروع و پایان احتراق	۵۰
شکل ۱-۳: نمودار تغییرات حجم داخل سیلندر برحسب زاویه چرخش میل لنگ	۵۵
شکل ۲-۳: نمودار نرخ گرمای آزاد شده در گشتاور ۲۰۰ Nm	۵۸
شکل ۳-۳: نمودار فشار برای گشتاور ۲۰۰ Nm	۵۸
شکل ۴-۳: نمودار گرمای آزاد شده برای گشتاور ۴۰۰ Nm	۵۹
شکل ۵-۳: نمودار فشار برای گشتاور ۴۰۰ Nm	۶۰
شکل ۶-۳: نمودار گرمای آزاد شده در گشتاور ۶۰۰ Nm	۶۱
شکل ۷-۳: نمودار فشار داخل سیلندر برای گشتاور ۶۰۰ Nm	۶۱
شکل ۸-۳: نمودار گرمای آزاد شده در گشتاور ۸۰۰ Nm	۶۲
شکل ۹-۳: نمودار فشار در گشتاور ۸۰۰ Nm	۶۳
شکل ۱۰-۳: کل گرمای آزاد شده در مقادیر مختلف گشتاور و درصد اتانول	۶۴
شکل ۱۱-۳: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۲۰۰ Nm	۶۸
شکل ۱۲-۳: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۴۰۰ Nm	۶۸
شکل ۱۳-۳: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۶۰۰ Nm	۶۹
شکل ۱۴-۳: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۸۰۰ Nm	۶۹
شکل ۱۵-۳: نمودار دمای داخل سیلندر محاسبه شده برای گشتاورهای و مخلوط‌های مختلف سوخت	۷۰

- شکل ۳-۱۶: آگرژی موتور در برای سوخت‌های مختلف در گشتاورهای کاری مختلف ۷۲
- شکل ۳-۱۷: نتایج تخریب آگرژی موتور برای سوخت‌های مختلف و در گشتاورهای کاری مختلف ۷۳
- شکل ۳-۱۸: نتایج بازده انرژی در گشتاورهای مختلف و برای سوخت‌های مختلف ۷۵
- شکل ۳-۱۹: نتایج بازده آگرژی در گشتاورهای مختلف و برای سوخت‌های مختلف ۷۵
- شکل ۴-۱: نمودار درصد تخریب آگرژی از کل انرژی ورودی به موتور ۷۹

فهرست علائم و اختصارات

عنوان	علامت اختصاری	عنوان	علامت اختصاری
پاسکال	Pa	زاویه چرخش میل لنگ	CA
گرما	Q	ضریب گرمای ویژه در فشار ثابت	c_p
ثابت جهانی گازها	R	ضریب گرمای ویژه در حجم ثابت	c_v
نسبت سوخت به هوا تئوری	R_t	دیفرانسیل	d
دور بر دقیقه	rpm	اگرژی	E, e
آنتروپی	S	بازگشت ناپذیری	i
دمای محیط	T_0	تخریب اگرژی	I
دمای محفظه احتراق	T_H	ژول	J
انرژی داخلی	U	ارزش حرارتی دما پائین	LHV
نسبت ضرایب گرماهای ویژه در حالت فشار ثابت به حجم ثابت	γ	جرم	m
تغییرات	δ, Δ	جرم سوخت مشتعل شده در هر لحظه	M_f
بازده	η	جرم کل سوخت مشتعل شده	M_t
زاویه	θ	مترمکعب	m^3
درصد هوای اضافی	λ	کسر جرمی سوخته شده	MFB
		شاخص پلی تروپیک	n
		فشار	P

زیرنویس‌ها و بالانویس‌ها

عنوان	علامت اختصاری
شیمیایی	<i>ch</i>
مرتبط با آگرژی	<i>ex</i>
سوخت	<i>f</i>
مخلوط سوخت و هوا	<i>G</i>
تولید	<i>gen</i>
آزادشده	<i>hr</i>
ورود	<i>in</i>
خروج	<i>out</i>
سیستم	<i>s</i>
مرتبط با قانون اول	<i>th</i>

فصل اول

کلیات و مفاهیم

۱-۱ مقدمه

روند رو به رشد صنعتی شدن و مکانیزه شدن در جهان میزان تقاضا برای سوخت‌های فسیلی را افزایش داده است. در این میان سوخت‌های فسیلی ۸۰٪ از نیاز به انرژی اولیه در جهان را تشکیل می‌دهند که حدود ۵۸٪ آن به تنهایی مصرف بخش حمل‌ونقل می‌باشد [۱]. همچنین این مقدار از مصرف سوخت‌های فسیلی منجر به تولید حجم عظیمی از گازهای گلخانه‌ای شده است که اثرات مخربی همچون تغییر در الگوهای آب و هوایی، فرونشستن یخچال‌های طبیعی و افزایش سطح آب دریاها و... داشته است.

افزایش تقاضای انرژی باعث افزایش قیمت نفت خام خواهد شد و به‌طور مستقیم روی فعالیت‌های اقتصادی جهان اثرگذار است. روند رو به رشد در کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و در مقابل افزایش مصرف انرژی و تولید گازهای گلخانه‌ای منجر به حرکت به‌سوی منابع جایگزین تجدیدپذیر، پایدار، کارآمد و مقرون‌به‌صرفه و با انتشار کمتر آلودگی شده است.

در میان تمام منابع انرژی جایگزین، سوخت‌های زیستی^۱، هیدروژن و گازهای حاصل از سنتز مناسب‌ترین سوخت‌هایی هستند که در آینده به‌عنوان منابع پایدار انرژی مطرح خواهند شد. در میان آن‌ها سوخت‌های زیستی بهترین منبع انرژی جایگزین می‌باشند [۱]. اگرچه در این میان هیدروژن و گازهای سنتز ممکن است از نظر کنترل آلودگی نسبت به سوخت‌های زیستی عملکرد بهتری داشته باشند اما با در نظر گرفتن هزینه تولید، امکان استفاده در صنایعی همچون حمل‌ونقل و نیز امکان تولید آسان درمی‌یابیم که سوخت‌های زیستی به‌خصوص سوخت‌های زیستی مایع از آنجا که بهترین کاربرد را در صنعت حمل‌ونقل دارند، در این میان دارای بیشترین اهمیت می‌باشند.

با توجه به اهمیت صنعت حمل‌ونقل، کارخانه‌های تولیدکننده در سرتاسر جهان همواره به دنبال تولید موتورهایی با بازده حرارتی و قدرت بالاتر هستند و نیز برای برآورده ساختن اهداف قوانین محدودکننده تولید آلاینده‌ها تلاش می‌کنند. در طول سال‌های گذشته با استفاده از روش‌های مختلف

^۱ Biofuels

همواره بر روی موتورهای احتراق داخلی از جمله موتورهای دیزلی تحقیقات گسترده‌ای انجام شده که دستاوردهای قابل توجهی با استفاده از روش‌های مختلف نظیر کنترل تزریق سوخت، بازگردانی گازهای حاصل از احتراق و عملیات حرارتی روی گازهای احتراق به دست آمده است. از این گذشته محققان برای کاهش آلودگی و استفاده از سوخت‌های جایگزین مطالعات گسترده‌ای را روی گستره وسیعی از سوخت‌های جایگزین با دیزل انجام داده‌اند. عمده این تحقیقات روی سوخت‌های زیستی انجام گرفته چرا که این سوخت‌ها یک مزیت بسیار مهم دارند و آن‌هم تجدید پذیر بودن آن‌ها است. آن‌ها را می‌توان از طریق رشد گیاهان و یا پسماندهای گیاهی و حیوانی تولید نمود. دولت آمریکا تعهد داده است که در طی یک دوره ده‌ساله تولید و استفاده از انرژی‌های زیستی را به سه برابر افزایش دهد که این خود گواه بر اهمیت این سوخت‌ها می‌باشد [۲].

با توجه به جنبه‌های زیست‌محیطی، استفاده از آخرین فناوری‌های منطقی و کارآمد به صورت گزینه‌های کلیدی برای موفقیت در کاهش آلاینده‌ها مطابق با اهداف معاهده کیوتو^۱ شناخته شده است. اتحادیه اروپا هدف‌گذاری نموده است که تا پایان سال ۲۰۲۰ میلادی ۲۰٪ از سهم مصرف انرژی از منابع تجدید پذیر باشد و نیز تمام اعضای آن ملزم شده‌اند که تا سال ۲۰۲۰ میلادی حداقل ۱۰٪ از انرژی‌بخش حمل‌ونقل از سوخت‌های زیستی تشکیل گردد. علاوه بر این‌ها در قانون فعلی اتحادیه اروپا که ترکیب سوخت‌های زیستی را در سوخت‌های فسیلی به میزان ۵٪ محدود کرده است در حال بازنگری می‌باشد تا این محدودیت کمتر شود [۱].

بنابراین سوخت‌های زیستی که از محصولات کشاورزی به دست می‌آیند نه تنها میزان آلاینده‌گی را کاهش می‌دهند، بلکه میزان وابستگی به نفت خام را نیز کاهش می‌دهند [۳]. علاوه بر این صنایع محلی کشاورزی پشتیبانی می‌شود و درآمد این بخش افزایش یافته و گذشته از ایجاد یک اقتصاد پایدار امنیت انرژی برای بسیاری از کشورها تأمین می‌گردد. در میان تمام سوخت‌های زیستی مایع، الکل‌های زیستی به دلیل تولید ارزان‌تر و ساده‌تر نسبت به سایر سوخت‌های زیستی مورد توجه

^۱ Kyoto protocol

قرار گرفته‌اند. در پژوهش پیشرو بررسی بازده انرژی چند مخلوط مختلف متشکل از اتانول به‌عنوان بایودیزل و گازوئیل مورد محاسبه قرار گرفته است. آزمایشات بر روی یک موتور دیزل برای هر نمونه سوخت در گشتاورهای مختلف انجام شده است و پارامترهای عملکردی موتور در هر حالت در طی انجام آزمایش برداشت شده است. محاسبات با استفاده از این داده‌ها برای رسیدن به بهترین درصد اختلاط سوخت با بالاترین بازده انجام گرفته است.

۲-۱ سوخت‌های زیستی

سوخت‌های زیستی به سوخت‌های جامد، مایع و گازی اطلاق می‌شود که عمدتاً از زیست‌توده‌ها تولید می‌شوند. سوخت‌های متنوعی نظیر اتانول^۱، متانول^۲، بایودیزل^۳، هیدروژن^۴ و متان^۵ را می‌توان از زیست‌توده‌ها تولید کرد. سوخت‌های زیستی به‌عنوان یکی از راهبردی‌ترین منابع مهم سوخت پایدار شناخته شده و یک راه مهم برای محدود کردن انتشار گازهای گلخانه‌ای، بهبود کیفیت هوا و یافتن منابع جدید انرژی در نظر گرفته شده است. تجدید پذیری و طبیعت کربنی سوخت‌های زیستی برای پایداری اقتصادی و زیست‌محیطی بسیار مهم است. مردم همیشه برای زندگی و بخصوص گرمایش نیاز به سوخت دارند و چون تقاضا برای نفت در حال افزایش است، منابع نفتی موجود توانایی پاسخگویی به این میزان تقاضا را نخواهند داشت بنابراین تولید جهانی نفت از طریق کشف منابع جدید در سال‌های آینده به حداکثر میزان خود خواهد رسید. از این رو سوخت‌های زیستی به‌عنوان جایگزینی برای سوخت‌های فسیلی به‌عنوان منابع آتی انرژی که توانایی افزایش امنیت انرژی، کاهش آلودگی خوردوها و ایجاد درآمد پایدار برای بخش کشاورزی را بر عهده‌دارند به تصویر کشیده شده است.

^۱ Ethanol

^۲ Methanol

^۳ Biodiesel

^۴ Hydrogen

^۵ Methane

سوخت‌های زیستی به‌طور کلی به دودسته اولیه و ثانویه تقسیم‌بندی می‌شوند. سوخت‌های زیستی اولیه به شکل فرآوری نشده عمدتاً برای گرمایش یا پخت‌وپز و یا تولید برق می‌توانند مورد استفاده قرار بگیرند و مانند تراشه چوب، زغال و قرص‌های چوبی و... هستند. سوخت‌های زیستی ثانویه با فرآوری زیست‌توده‌ها تولید می‌شوند نظیر اتانول، بایودیزل تولیدشده از روغن‌های گیاهی و... که می‌توان آن‌ها را در خودروها و برخی فرآیندهای صنعتی به کار گرفت.

سوخت‌های زیستی را همچنین مطابق با منبعشان دسته‌بندی می‌نمایند. ممکن است از محصولات جنگلی، کشاورزی یا ضایعات مواد خوراکی مشتق شده باشند. همچنین آن‌ها را می‌توان از تولیدات و ضایعات صنایع مرتبط با کشاورزی یا صنایع مرتبط با تولید و ارائه خدمات مواد غذایی نظیر رستوران‌ها به دست آورد. سوخت‌های زیستی می‌توانند مانند چوب جامد، مانند بایودیزل و اتانول مایع و یا مانند گازهای حاصل از سنتز نظیر متان در حالت گازی باشند. از آنجا که سوخت زیستی مورد استفاده در این مطالعه اتانول است و همچنین کاربرد سوخت‌های مایع اهمیت زیادی در موتورهای احتراق داخلی که موضوع بحث این پژوهش می‌باشد دارد، در ادامه بحث به این دسته از سوخت‌های زیستی خواهیم پرداخت.

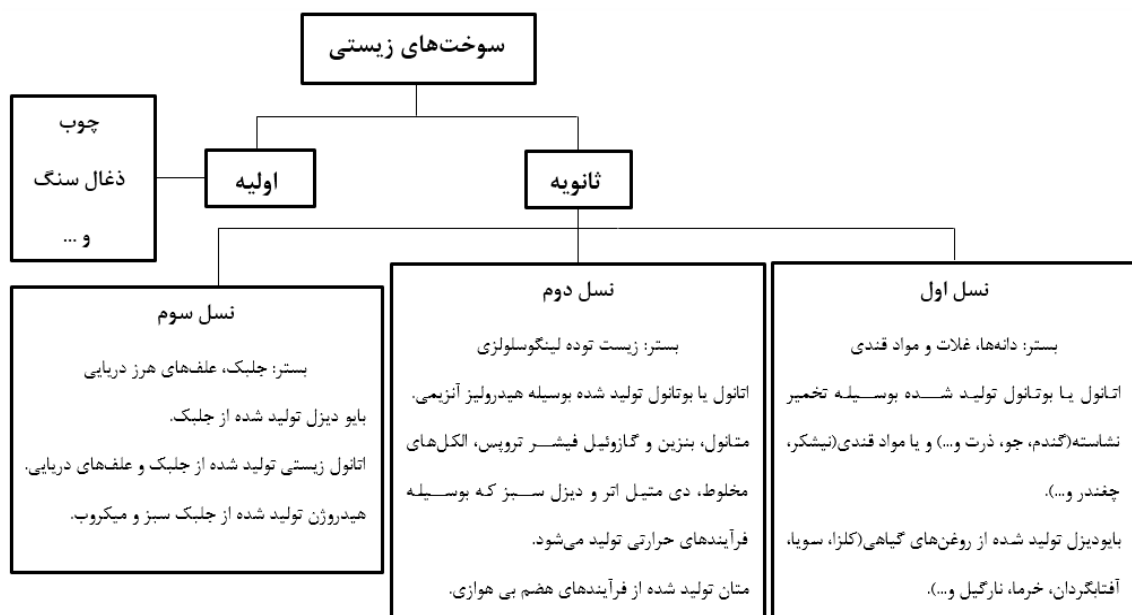
۱-۳ سوخت‌های زیستی مایع

این سوخت‌ها عمدتاً برای جایگزینی با سوخت‌های مایع متداول همچون دیزل و بنزین مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. علت آن نیز این است که در صنعت حمل‌ونقل سوخت‌های مایع دارای بیشترین کاربرد هستند و همان‌طور که قبلاً گفته شد این صنعت سهم زیادی از مصرف انرژی جهان را به خود اختصاص می‌دهد. جدیدترین دسته‌بندی این سوخت‌های زیستی شامل نسل اول، دوم و سوم است [۱]. تمایز اصلی بین این سه نسل از سوخت‌های زیستی عمدتاً در مواد اولیه‌ای است که در تولید آن‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد هرچند که در روش‌های تولید آن‌ها نیز به‌طور کلی باهم تفاوت‌هایی وجود دارد.

همان‌طور که در شکل ۱-۱ مشاهده می‌شود سوخت‌های زیستی مایع در نسل‌های مختلف از حیث مواد اولیه مورد استفاده در تولید و نیز روش‌های تولید دارای تفاوت‌های اساسی می‌باشند که در ادامه آن‌ها را مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

۱-۳-۱ سوخت‌های زیستی نسل اول

نسل اول سوخت‌های زیستی مایع نوعی از سوخت‌های مایع است که به‌طور کلی از قندها، غلات یا دانه‌های گیاهی تولید می‌شوند و مراحل فرآوری نسبتاً ساده‌ای جهت تولید سوخت نهایی دارند. شناخته‌شده‌ترین سوخت زیستی نوع اول اتانول ساخته‌شده از تخمیر قند استخراج‌شده از گیاهان زراعی و نشاسته موجود در ذرات و یا نشاسته سایر محصولات زراعی است. اتانول زیستی معمولاً جدای از مواد با پایه ارگانیک^۱، به‌وسیله تخمیر مواد قندی توسط آنزیم‌های تولیدشده مخمر تولید می‌گردد. این مخمرها قند شش کربنه (که عمدتاً گلوکوز است) را تبدیل به اتانول می‌کنند. چون نشاسته بسیار ساده‌تر از سلولز تبدیل به گلوکز می‌شود، ابتدا قند از مواد خام جداشده بعد از آن که عمل تخمیر انجام شد از مخمرها برای تبدیل گلوکز به اتانول استفاده می‌شود.



شکل ۱-۱: دسته بندی سوخت‌های زیستی به سه نسل اول، دوم و سوم [۱]

^۱ organic

تقطیر و رطوبت‌گیری آخرین مرحله است که پس از آن می‌توان اتانول به‌دست‌آمده را با سوخت‌های فسیلی ترکیب نمود یا مستقیماً استفاده کرد [۴]. در فرآیندهای رایج از بذرها و دانه‌های گیاهی جهت تولید اتانول استفاده می‌شود که این یعنی با کاشت مقدار کمی گیاه، می‌توان مقدار بسیار زیادی اتانول تولید نمود چراکه یک گیاه قادر است بدون زوال تا مدت‌ها بذر یا دانه تولید نماید. بایودیزلی که به‌صورت مستقیم از روغن‌های گیاهی یا گیاهان روغنی به‌وسیله فرآیندهای تبادل استری^۱ یا کاهش وزن مولکولی هیدروکربن‌ها (کراکینگ^۲) تولید می‌شود نیز نوع دیگری از سوخت‌های زیستی نسل اول بشمار می‌رود. تبادل استری می‌تواند با استفاده از مواد قلیایی، اسیدی یا کاتالیزورهای آنزیمی و اتانول یا متانول انجام شود که در این صورت محصول نهایی اسیدهای چرب یا بایودیزل خواهد بود. در فرآیند تولید بایودیزل بخش کوچکی از زیست‌توده مورد استفاده قرار می‌گیرد و بخش عمده آن به پسماند تبدیل می‌شود [۱].

البته در این موارد به دلیل این‌که ممکن است از آن بذر یا دانه یا مواد روغنی جهت مصارف خوراکی استفاده شود، برخی اعتراضات به این روش تولید سوخت وارد شده است که این مورد را می‌توان از نقایص این فرآیندها و یا به‌طور کلی به بخشی از تولیدات نسل اول دانست. همچنین ارتباط مواد اولیه تولید این نسل از سوخت‌های زیستی با مواد غذایی باعث شده که رقابتی بین بازار عرضه این سوخت‌ها و بازار مواد غذایی ایجاد شود که باعث بالا رفتن هزینه تولید این‌گونه سوخت‌ها می‌شود.

۱-۳-۲ سوخت‌های زیستی نسل دوم

نسل دوم سوخت‌های زیستی مایع به‌طور کلی با دو روش متفاوت یعنی فرآیندهای بیولوژیکی و ترموشیمیایی از زیست‌توده‌های لیگنوسلولزی^۳ که باقیمانده‌های غیرخوراکی محصولات غذایی و یا زیست‌توده‌های کل گیاه غیرخوراکی (یعنی گیاهانی که به‌منظور تولید انرژی کاشته می‌شوند) تولید می‌شوند [۱]. مزیت اصلی تولید سوخت‌های زیستی نسل دوم از مواد خام غیرخوراکی این است که

^۱ *Transesterification*

^۲ *Cracking*

^۳ *Lignocellulosic*

آن‌ها رقابت سوخت را در مقابل غذا که مرتبط با سوخت‌های نسل اول است محدود می‌کنند. مواد خام درگیر در فرآیند را می‌توان به‌طور خاص برای اهداف تولید انرژی پرورش داد که این امر ما را قادر می‌سازد در واحد مساحت سطح تولید بیشتری داشته باشیم و مقدار بیشتری از مواد گیاهی روی سطحی می‌تواند تبدیل و برای تولید سوخت زیستی مورد استفاده قرار بگیرد. بنابراین این روش می‌تواند در آینده بازده استفاده از زمین‌های کشاورزی را در مقایسه با سوخت‌های زیستی نسل اول بالا ببرد. اعتقاد بر این است که ویژگی‌های اساسی مواد خام، پتانسیل کم کردن هزینه‌ها و مزیت‌های زیست‌محیطی و انرژی قابل توجهی برای اکثر سوخت‌های نسل دوم دارد.

سوخت‌های زیستی نوع دوم را می‌توان از نظر فرآیند یا روش مورد استفاده برای تبدیل زیست‌توده به سوخت به دودسته بیوشیمیایی^۱ و یا ترموشیمیایی^۲ دسته‌بندی نمود. سوخت‌های زیستی نوع دوم نظیر اتانول و بوتانول از طریق فرآیندهای بیوشیمیایی تولید می‌شوند، در حالی که تمام سوخت‌های نسل دوم دیگر از طریق فرآیندهای ترموشیمیایی تولید می‌شوند. تبدیل ترموشیمیایی زیست‌توده فرآیندهایی را درگیر می‌نماید که نیازمند دما و فشارهای بسیار بالا است. مشخصه ضروری مورد نیاز که فرآیند ترموشیمیایی را از بیوشیمیایی جدا می‌نماید، انعطاف‌پذیری در مواد اولیه است که می‌تواند با فرآیند ترموشیمیایی تطبیق داده شود و در نتیجه در سوخت تولیدشده تنوع ایجاد شود. در این روش برای صرفه اقتصادی نیاز به تولید در مقیاس‌های بالا است و این نیازمند سرمایه‌گذاری اولیه بیشتر است اما محصول نهایی سوختی تصفیه‌شده است که می‌توان آن را به‌طور مستقیم در موتور احتراق داخلی به کار برد.

۱-۳-۳ نسل سوم سوخت‌های زیستی

منابع انرژی جایگزین که شبیه به سوخت‌های زیستی نسل اول و دوم می‌باشند و از محصولات زراعی زمینی نظیر نیشکر، چغندر قند، ذرت و کلزا تولید می‌شوند باعث تنش زیادی در بازارهای

^۱ *biochemical*

^۲ *thermochemical*

جهانی غذا، کمبود منابع آب و تسریع در نابودی جنگل‌ها می‌شوند. سوخت‌های زیستی نسل دوم که از محصولات کشاورزی لینگوسلولزی و پسماند جنگل‌ها و مواد اولیه غیرخوراکی تولید می‌شوند برخی از مشکلات نسل اول را برطرف کرده‌اند؛ با این حال در استفاده از زمین یک رقابت ایجاد می‌کنند. آخرین نسل از سوخت‌های زیستی که محققان در حال حاضر روی آن متمرکز شده‌اند تبدیل محصولات کشاورزی و روغن‌های گیاهی دورریز به موجودات زنده میکروسکوپی یا همان میکرو ارگانیسم‌ها^۱ است. بنابراین بر اساس دانش علمی و پیش‌بینی‌های فعلی، سوخت‌های زیستی نسل سوم که به صورت خاص از میکروب‌ها و ریز جلبک‌ها مشتق می‌شوند به عنوان یک منبع انرژی جایگزین مناسب در نظر گرفته می‌شود که عاری از مشکلات عمده سوخت‌های زیستی نسل‌های اول و دوم است.

پیشرفت‌های اخیر نشان داده که برخی از گونه‌های میکروبی مانند مخمرها، قارچ‌ها و جلبک‌ها می‌توانند به عنوان منابع بالقوه برای تولید بایودیزل استفاده شوند چرا که آن‌ها می‌توانند سنتز زیستی^۲ شوند و در زیست‌توده خود مقادیر زیادی از اسیدهای چرب را حفظ نمایند [۱]. از طریق فرآیندهای مختلف روی این مواد می‌توان سوخت‌های زیستی متنوعی تولید نمود. هرچند این روش‌ها از لحاظ تئوری ایده‌آل هستند اما هنوز فرآیندهایی بسیار پیچیده داشته و تا رسیدن به راه‌حلی پایدار برای تولید انبوه فاصله دارند.

۴-۱ سوخت‌های حاوی اتانول

اتانول از گذشته‌های دور به عنوان سوخت شناخته شده بوده است. در واقع زمانی که هنری فورد^۳ موتور مدل T خود را طراحی نمود، انتظار داشت که اتانول ساخته شده از مواد زیستی سوخت عمده اتومبیل‌ها باشد. با این حال بنزین به عنوان سوخت حمل‌ونقل غالب در اوایل قرن بیستم به دلیل

^۱ *Microorganism*

^۲ *Biosynthesise*

^۳ *Henry Ford*

سهولت در بهره‌برداری از موتورهای بنزینی و عرضه نفت ارزان از طریق میدان‌ها نفتی بزرگ ظهور کرد. اتانول برای اولین بار در ایالات متحده و در سال‌های ۱۹۳۰ به‌عنوان سوخت پیشنهاد شد، اما پس از سال ۱۹۷۰ به‌طور گسترده مورد استفاده قرار گرفت [۵].

از آنجا که اتانول را می‌توان از مواد اولیه مختلف و با روش‌های مختلف تولید نمود و جای گرفتن آن در هر سه نسل، این سوخت را می‌توان به‌عنوان یک سوختی زیستی جذاب برای صنعت حمل‌ونقل برشمرد. البته ارزان‌تر و ساده‌تر بودن تولید اتانول نسبت به تولید اسیدهای چرب نیز عاملی دیگر برای جذابیت این سوخت است. همچنین بسته به منطقه جغرافیایی، نوع محصولات کشاورزی و کاربرد سوخت می‌توان با روش‌های ساده مربوط به نسل‌های اول و دوم اتانول تولید کرد. اتانول را در هر سه روش می‌توان از پسماند تولید نمود. برای مثال می‌توان اتانول را از پسماند چغندر یا همان مولاس^۱ یا پسماند کارخانه‌های تولید قند از نیشکر و سایر فرآورده‌های کشاورزی نظیر جو و مواد زائد جنگل‌ها تولید کرد که این بخصوص برای کاربردهای ساده نظیر آبیاری مزارع کشاورزی یا تولید محدود برق برای مزارع بسیار مفید خواهد بود. بنابراین معمولاً در مناطقی که از لحاظ کشاورزی امکان تهیه مواد اولیه وجود داشته باشد اتانول را می‌توان با هزینه پائین تولید نمود.

اتانول یکی از سوخت‌هایی است که امکان استفاده از آن در موتورهای احتراق تراکمی نیز وجود دارد. از آنجایی که عدد اکتان اتانول بالا و عدد ستان آن پائین است این سوخت به‌طور عمده در موتورهای اشتعال جرقه‌ای کاربرد دارد. اما با ترکیب آن در سوخت دیزل نظیر گازوئیل و به‌عنوان یک سوخت مکمل می‌توان آن را در موتورهای اشتعال تراکمی مورد استفاده قرار داد. که این امر می‌تواند موجب کاهش آلودگی موتور نیز گردد. اتانول به‌عنوان سوخت عمدتاً در برزیل و به‌عنوان یک افزودنی برای بالا بردن عدد اکتان و بهبود احتراق در ایالات متحده آمریکا، کانادا و هند مورد استفاده قرار می‌گیرد. اما این که در موتورهای اشتعال تراکمی چگونه می‌توان از اتانول به‌عنوان یک افزودنی مفید استفاده کرد یک بحث مفصل است که در ادامه روش‌های استفاده از آن را به اختصار مرور خواهیم

^۱ molasses

کرد.

۵-۱ به کارگیری اتانول در موتورهای اشتعال تراکمی

تحقیقات اولیه برای استفاده از اتانول در موتور دیزل در دهه ۱۹۷۰ در آفریقای جنوبی آغاز و در دهه ۱۹۸۰ در آلمان و ایالات متحده آمریکا ادامه یافت. اغلب تحقیقات انجام گرفته در این دوره‌ها روی تجهیزات مرتبط با مزارع کشاورزی نظیر سیستم‌های پمپاژ آب و تولید برق مزارع انجام گرفته است [۲]. چند مسئله مهم برای استفاده از اتانول به همراه سوخت دیزل باید در نظر گرفته شود. در حالی که اتانول عاری از آب در بنزین به راحتی قابل حل است، برای حصول اطمینان از حل شدن آن در سوخت دیزل باید شرایط آن را تغییر داد. بخصوص در دماهای پائین قابلیت آمیخته شدن آن با سوخت دیزل بدون تغییر خواص آن محدود می‌گردد. این امر مشخص شده است که دمای تقطیر میانی، ترکیبات آروماتیک و موم موجود در سوخت دیزل تأثیر بسزایی روی محدودیت درآمیختن با اتانول دارد [۲].

همچنین اضافه کردن اتانول به سوخت دیزل می‌تواند خاصیت روغن کاری آن را کاهش دهد و به صورت بالقوه مشکل خوردگی را در پمپ‌های تزریق ایجاد نماید. همچنین اتانول دارای ویسکوزیته پائین تر و ارزش حرارتی پائین تری است اما با اعمال تغییراتی جزئی روی سیستم تحویل سوخت می‌توان به ماکزیمم قدرت مورد نیاز در موتور رسید.

در تمام برآوردها اتانول دارای عدد ستان بسیار پائینی است که سطح عدد ستان را در مخلوط دیزل و اتانول کاهش می‌دهد (هرچند که افزودن دیزل به اتانول برای بالا بردن عدد ستان انجام می‌گردد) و نیاز به افزودن موادی برای افزایش عدد ستان و بهبود تأخیر در اشتعال و بی‌نظمی در سیکل است. چرا که تأخیر زیاد در اشتعال باعث ایجاد ضربه در طی فرآیند احتراق می‌گردد. همچنین اتانول دمای اشتعال پائین تری نسبت به سوخت دیزل دارد و بنابراین نیاز به اقدامات امنیتی بیشتری جهت حمل و نقل و نگهداری آن وجود دارد. طی تحقیقات و آزمایش‌ها گذشته سه روش برای استفاده

از ترکیب دیزل و اتانول معرفی شده که در ادامه مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

۱-۵-۱ استفاده از بخور اتانول

در این روش گاز اتانول را به وسیله کاربراتور و یا انژکتور در مسیر هوای ورودی به سیلندر قرار می‌دهند. از آنجا که اشتعال پذیری اتانول بالاست باعث می‌شود که هنگام پاشش سوخت دیزل در سیلندر و پس از شروع اشتعال سوخت دیزل، احتراق مخلوط دو سوخت زودتر انجام شود و در نتیجه تأخیر در اشتعال موتور که یکی از پارامترهای اساسی بخصوص برای موتورهای اشتعال تراکمی است کاهش یابد. همچنین گرمای آزاد شده از سوختن اتانول باعث افزایش میزان گرمای احتراق شده و بنابراین نیاز به تزریق کمتری از سوخت دیزل وجود دارد. در این روش به دلیل زیاد شدن ضربه موتور در بارهای بالای موتور و خاموش شدن شعله و یا ناقص ماندن شعله در بارهای پائین میزان تزریق اتانول محدود می‌شود و نمی‌توان به میزان تزریق بالاتر آن دست یافت [۶].

۱-۵-۲ استفاده از سیستم دوگانه‌سوز

سیستم دوگانه‌سوز از دیرباز و در خلال جنگ جهانی و به دلیل نیاز مبرم تجهیزات جنگی به انرژی در نقاط مختلف ابداع گردید. اغلب این سیستم‌ها مربوط به استفاده از سیستم متشکل از یه سوخت مایع و یک سوخت گازی هستند. اما اخیراً روی سیستم‌های مربوط به دو سوخت مایع نیز تحقیقاتی انجام گرفته است. این سیستم‌ها به این صورت کار می‌کنند که باید موتور سازگار با هر دو نوع سوخت مایع که در این بحث اتانول و سوخت دیزل هستند باشد. هنگامی که یک سوخت به اتمام می‌رسد به صورت خودکار عملیات سوئیچ به روی منبع سوخت جدید انجام پذیرد. این بدان معناست که موتور قادر به کار کردن به صورت هم‌زمان با هر دو سوخت باشد. اما این روش دارای مشکلات اساسی می‌باشد که یکی از آن‌ها عدم انطباق سیستم تزریق با هر دو سوخت است. چرا که اتانول نیاز به سیستم تزریق سوخت فشار بالا دارد و در طرف مقابل دیزل نیاز به سیستم تزریق با فشار پائین‌تر است. حال آنکه هر سیستم تزریق با یک نوع و شکل از سرسیلندر موتور انطباق دارد. بنابراین عملاً

نمی‌توان بهره‌وری بالایی را در این روش انتظار داشت.

۱-۵-۳ مخلوط کردن اتانول و دیزل

کارآمدترین روش برای استفاده از سوخت اتانول و دیزل و بهره بردن از خواص هر دو نوع سوخت مخلوط کردن اتانول و دیزل است. در این روش عملاً هیچ تغییری در تجهیزات موتور اشتعال تراکمی موردنیاز نیست و این علت برتری این روش است. اما مشکل اساسی که باید آن را برطرف ساخت عدم حلالیت اتانول در دیزل است. در واقع تنها در بهترین حالت می‌توان دیزل و اتانول را باهم مخلوط نمود ولی عملاً هیچ اختلاطی رخ نمی‌دهد و دو مایع به صورت دو فاز جداگانه قرار می‌گیرند. برای حل این مشکل از مواد امولوسیون^۱ کننده استفاده می‌شود تا دو سوخت را در داخل هم به صورت یک مخلوط همگن نگاه‌دارند.

باید یادآور شویم که به هر دو امولوسیون اتانول بدون آب در سوخت دیزل (مخلوط شفاف) و میکروامولوسیون اتانول در دیزل (مخلوط نیمه شفاف) امولوسیون پایدار اطلاق می‌شود. اتانول بدون آب^۲ نیاز به عامل امولسیون کننده یا آنچه که فعال در سطح نامیده می‌شود (سورفاکتنت^۳) به شکل یک محلول شفاف در سوخت دیزل را ندارد اما این محلول تنها ۰.۵ درصد آب را می‌تواند تحمل نماید. در موارد عملی از اتانول با خلوص کمتر که از لحاظ تولید و یافتن اقتصادی‌تر است استفاده می‌گردد که به علت جذب آب که به دلیل خاصیت جذب رطوبت آن است، یک عامل امولسیون کننده در حالت ماکروامولوسیون مات نیاز است. با این حال این مخلوط نیز اگر در مدت زمان‌هایی بسیار طولانی راکد بماند می‌تواند به دو فاز جدا از هم تبدیل شود.

سوختی که در این پژوهش مورد استفاده قرار گرفته است مخلوطی از اتانول و سوخت دیزل است که با نسبت‌های صفر، ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درصد حجمی اتانول در داخل دیزل تهیه شده‌اند. هر سوخت به‌طور جداگانه در بارهای کاری مختلف موتور و دور موتور ۱۵۰۰rpm مورد آزمایش قرار

^۱ Emulsion

^۲ Anhydrous

^۳ Surfactant

گرفته و داده‌های به دست آمده از شرایط داخل سیلندر که بر واحد زاویه چرخش میل‌لنگ گزارش شده‌اند جهت محاسبه نرخ گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق و همچنین محاسبه بازده اگزرژی موتور مورد استفاده قرار گرفته‌اند.

۱-۶ تحلیل احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی

فرآیندهای اصلی یک احتراق اشتعال تراکمی را می‌توان به‌طور خلاصه در چند جمله زیر توصیف کرد. سوخت از طریق سیستم تزریق درست قبل از شروع احتراق و زمانی که سیلندر حاوی هوا به سمت انتهای کورس تراکم می‌رود در داخل سیلندر تزریق می‌شود. سوخت مایع با سرعت بالایی به‌صورت یک یا چند جت از طریق سوراخ‌های کوچک (اوریفیس)^۱ یا نازل‌های کوچک در نوک تزریق کننده در داخل سیلندر تزریق می‌شود. این سوخت در تزریق کننده به قطرات کوچک همانند پودر تبدیل شده^۲ و داخل تمام محفظه احتراق نفوذ می‌کند. سوخت با هوای پرفشار و داغ داخل سیلندر ترکیب شده و تبخیر می‌گردد. از آنجا که دما و فشار هوا بالای نقطه اشتعال سوخت است، احتراق خود به خودی بخش‌هایی از سوخت و هوای ترکیب شده، پس از یک مقدار تأخیر زمانی به میزان چند درجه از چرخش میل‌لنگ رخ می‌دهد.

با شروع احتراق فشار داخل سیلندر افزایش یافته و در نتیجه بخش‌های نسوخته مخلوط گاز و هوا در داخل سیلندر فشرده شده و با کامل شدن فرآیند احتراق به سرعت خواهند سوخت. این افزایش فشار همچنین زمان تبخیر سوخت مایع باقی‌مانده را کاهش می‌دهد. تزریق تا زمانی که میزان موردنظر از سوخت وارد سیلندر شود ادامه می‌یابد. پودر شدن، تبخیر، اختلاط سوخت و هوا و احتراق تا زمانی که اساساً تمام سوخت از تمام فرآیندها عبور کند ادامه می‌یابد. به‌علاوه، اختلاط هوای باقی‌مانده در سیلندر با گازهای در حال سوختن و گازهای سوخته شده در سرتاسر فرآیند احتراق ادامه می‌یابد.

^۱ Orifices

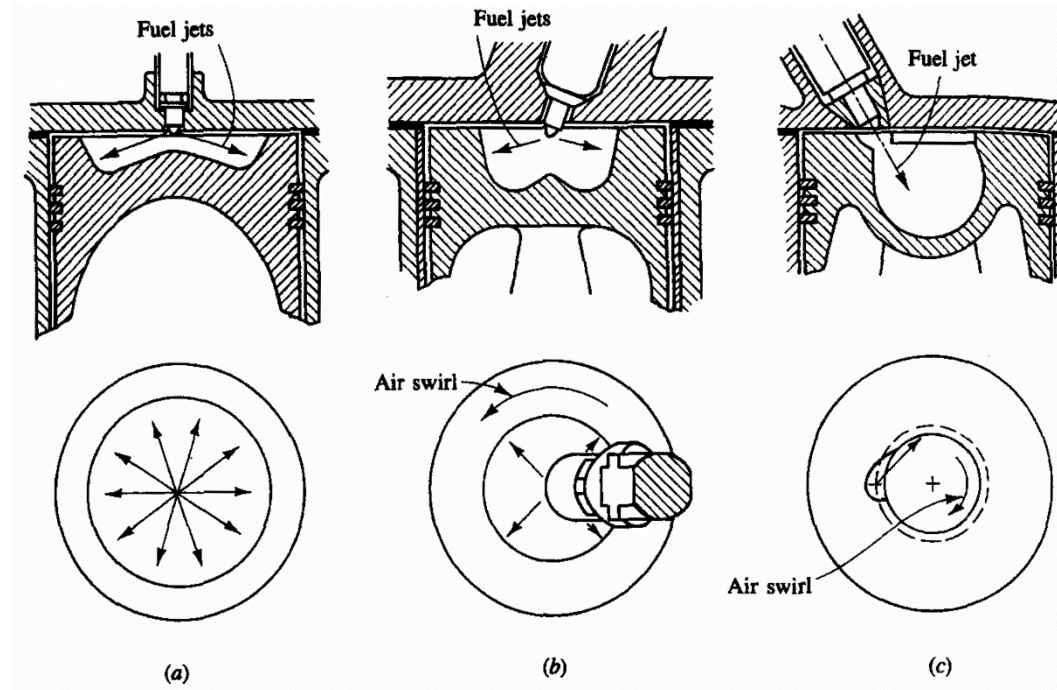
^۲ Atomization

با این مقدمه که گفته شد کاملاً واضح است که فرآیند احتراق اشتعال تراکمی به شدت پیچیده است. جزئیات فرآیند به مشخصات سوخت، طراحی محفظه احتراق، سیستم تزریق سوخت و شرایط کارکرد موتور وابسته است. بخصوص زمان و میزان پاشش سوخت یکی از پارامترهایی است که جدا از نوع موتور و شرایط کارکرد آن و با در نظر گرفتن نوع سوخت و میزان هوای ورودی به موتور می‌توان آن را به راحتی تغییر داد. این پارامتر روی میزان گرمای حاصله از فرآیند احتراق تأثیر مستقیم دارد بنابراین به طور مستقیم می‌تواند بر بازده موتور تأثیرگذار باشد. بنابراین سیستم‌های تزریق سوخت از اهمیت زیادی برخوردار می‌باشند. موتورهای دیزل بسته به محفظه احتراق خود به دو دسته کلی تزریق مستقیم و تزریق غیر مستقیم تقسیم می‌شوند.

۱-۶-۱ سیستم‌های تزریق سوخت مستقیم

در موتورهای با اندازه خیلی بزرگ که نرخ اختلاط سوخت و هوا باید دارای حداقل دقت مورد نیاز باشد، سیستم‌های تزریق مستقیم ساکن از نوعی که در شکل ۱-۲ و در قسمت a نشان داده شده است استفاده می‌شوند. انرژی و تکانه جت‌های سوخت تزریق شده برای دستیابی به توزیع مناسب سوخت و میزان اختلاط مورد نیاز با هوا باید کافی باشد. همچنین سازمان‌دهی حرکت اضافی هوا مورد نیاز نیست. شکل محفظه احتراق معمولاً به شکل یک کاسه کم عمق در تاج پیستون است و یک تزریق کننده چند سوراخ معمولی استفاده می‌گردد.

با کاهش اندازه موتور حرکت چرخشی هوا برای رسیدن به اختلاط سریع‌تر سوخت و هوا مورد نیاز است. چرخش هوا با طراحی مناسب درگاه ورودی آن ایجاد می‌گردد. نرخ چرخش اگر محفظه هوای ورودی را از محور پیستون به سمت قسمت‌های کاسه‌ای هدایت نماید، با شکل محفظه احتراق که در تاج پیستون قرار دارد بالا می‌رود. قسمت b از شکل ۱-۲ یک سیستم تزریق مستقیم با سیستم چرخشی را نشان می‌دهد که در آن به وسیله یک نازل مرکزی چند سوراخ تزریق صورت می‌گیرد. قسمت c یک سیستم تزریق مستقیم با پاشش سوخت تک سوراخ را نشان می‌دهد که در آن اغلب



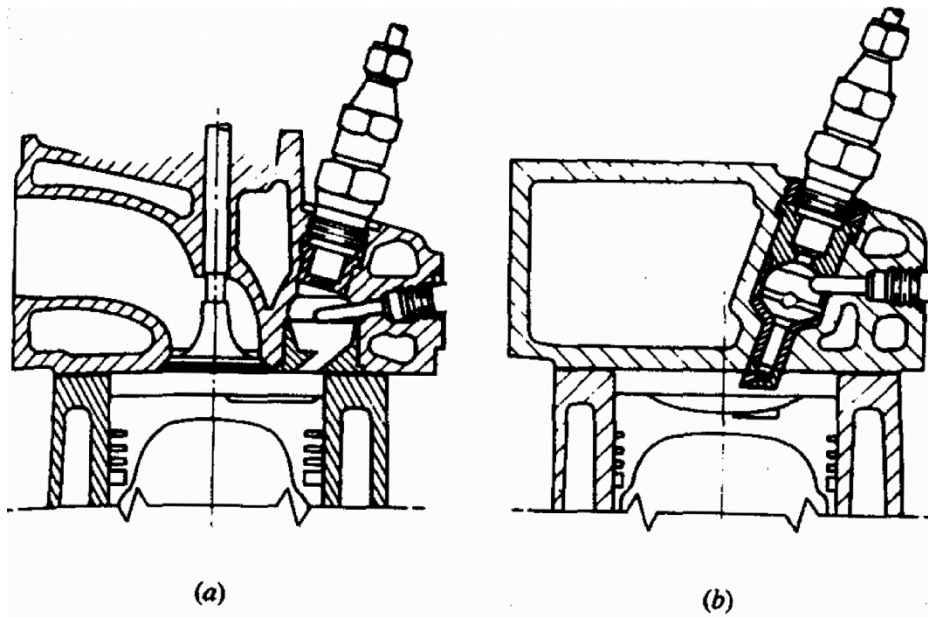
شکل ۱-۲: سیستم‌های تزریق مستقیم سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی [۷]

سوخت پاشیده شده بر دیوار کاسه پیستون می‌ریزد و شکل دایره‌وار آن باعث چرخش سوخت می‌گردد [۷].

۱-۶-۲ سیستم‌های تزریق سوخت غیر مستقیم

با وجود داشتن ورودی‌هایی که در هوا چرخش ایجاد می‌کنند و با وجود تقویت این چرخش بر روی تاج پیستون، میزان نرخ اختلاط سوخت با هوای کافی در موتورهای کوچک سرعت بالا نظیر آنچه در خودروهای سواری وجود دارد، به دست نمی‌آید. بجای آن از سیستم‌های غیر مستقیم تزریق سوخت که عملاً محفظه احتراق را به دو بخش تقسیم می‌کنند استفاده می‌شود. در این سیستم‌ها حرکت شدید مورد نیاز برای اختلاط سوخت در طول تزریق در کورس تراکم ایجاد می‌گردد. دو کلاس از سیستم‌های تزریق غیر مستقیم را می‌توان تعریف نمود: سیستم‌های با محفظه چرخشی و سیستم‌های با محفظه اولیه، این دو سیستم به ترتیب در قسمت‌های a و b در شکل ۱-۳ نشان داده شده‌اند.

در طول تراکم هوا از محفظه اصلی بالای پیستون از طریق نازل یا سوراخ به سمت محفظه مکمل



شکل ۳-۱: سیستم‌های غیر مستقیم تزریق سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی [۷]

رانده می‌شود. بنابراین با حرکت پیستون به سمت انتهای کورس تراکم یک جریان شدید در محفظه کمکی ایجاد می‌گردد. در سیستم‌های چرخشی محفظه گذرگاه و محفظه احتراق به شکلی قرار دارند که جریان در داخل محفظه کمکی به سرعت شروع به چرخش می‌کند. سوخت معمولاً در محفظه کمکی تحت یک سیستم تزریق فشار پائین که اصولاً یک سیستم تزریق مستقیم به شمار می‌رود پاشیده می‌شود. احتراق در محفظه کمکی شروع می‌گردد و با افزایش فشار ناشی از این احتراق سیال به داخل محفظه اصلی فرستاده می‌شود و در آنجا جت صادر شده از نازل وارد شده و با هوای محفظه اصلی ترکیب می‌شود [۷].

۳-۶-۱ تحلیل داده‌های فشار داخل سیلندر

داده‌های فشار داخل سیلندر در مقابل زاویه چرخش میل‌لنگ در طول کورس انبساط و تراکم در سیکل عملکرد موتور می‌تواند برای رسیدن به اطلاعات کمی که در شناخت فرآیند احتراق کاربرد بسیاری دارد کمک شایانی باشد. پارامترهای مناسب برای تحلیل که می‌تواند نرخ انرژی آزاد شده از سوخت که اغلب گرمای آزاد شده نامیده می‌شود یا نرخ سوختن در فرآیند احتراق موتور دیزل باشد را می‌توان با بازنویسی قانون اول ترمودینامیک و به کمک داده‌های فشار داخل سیلندر به راحتی محاسبه

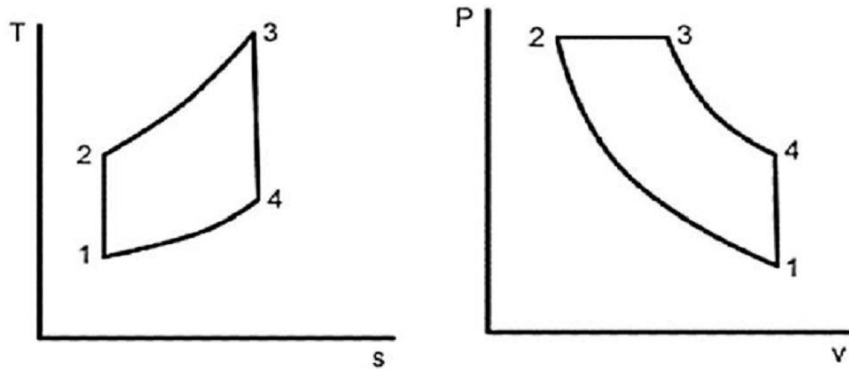
نمود. این داده‌ها خروجی آزمایش روی موتور می‌باشند که با استفاده از حس‌گرهای پیزوالکتریک و در گام‌های بسیار کوچکی از گردش میل‌لنگ خوانده می‌شوند. برای مثال در اکثر آزمایشگاه‌ها ابزار اندازه‌گیری در هر 0.045 درجه چرخش میل‌لنگ یک‌بار میزان فشار را می‌خواند. البته به خاطر شرایط کارکرد متنوع موتور نظیر دور موتور و نیز کار خروجی آن این داده‌ها دارای نوسان بسیار زیادی می‌باشند که باید این میزان نوسان به وسیله ابزار خاصی از داده‌ها گرفته شود.

از تحلیل نمودارهای فشار، گرمای آزاد شده و حجم داخل سیلندر که در مقابل زاویه چرخش میل‌لنگ ترسیم می‌شوند می‌توان اطلاعات بسیار مفیدی در مورد تک‌تک مراحل پیشرفت احتراق شامل شروع و پایان احتراق به دست آورد. و به‌طور کلی با تحلیل این نمودارها می‌توان کل اتفاقاتی که در فرآیند احتراق رخ می‌دهد را تفسیر نمود. در این پژوهش نیز بارها از این تحلیل‌ها برای محاسبه گرمای آزاد شده در کل فرآیند احتراق، از روی نمودار نرخ گرمای آزاد شده بهره‌برداری شده است.

۱-۶-۴ سیکل دیزل

فرآیندهای احتراق در طی یک سیکل ایده‌آل دیزل در یک موتور اشتعال تراکمی شامل دو فرآیند آیزنتروپیک، یک فرآیند هم‌حجم و یک فرآیند هم‌فشار هستند. البته معمولاً برای سهولت در انجام محاسبات دو فرآیند انبساط و تراکم در داخل سیلندر آیزنتروپیک در نظر گرفته می‌شود. نمودارهای $P-V$ و $T-S$ برای چرخه کامل یک موتور دیزل توربوشارژ در شکل ۱-۴ نشان داده شده‌اند.

شکل ۱-۴ نشان دهنده یک سیکل دیزل ایده‌آل ساده است. این بدان معناست که فرآیندهای مرتبط با توربو شارژ و یا سوپر شارژ از این سیکل کنار گذاشته شده‌اند. برای مثال تمامی موتورهای ممکن است توربو شارژ نداشته باشند و ممکن است برخی از موتورهای سوپر شارژ استفاده نمایند که تغییرات جزئی را به این نمودارها تحمیل می‌نمایند. البته موضوع بحث در این قسمت تنها



شکل ۱-۴: نمودارهای $T-s$ و $P-v$ در سیکل دیزل موتور دیزل با توربو شارژ [۱۸]

شناخت سیکل دیزل است که این دو نمودار به طور کلی شناخت خوبی از فرآیندهای انجام شده در سیکل دیزل به ما می‌دهند.

در حرکت از نقاط ۱ به ۲ تراکم آیزنتروپیک انجام می‌شود که در طی آن هوای داخل سیلندر متراکم شده و دمای آن بالا می‌رود. در نقطه ۲ سوخت اتمیزه شده به داخل سیلندر تزریق می‌شود و احتراق طی یک فرآیند فشار ثابت انجام می‌شود تا به نقطه ۳ با بیشترین دما برسیم. در این نقطه دوباره طی یک فرآیند آیزنتروپیک کار انجام شده و حجم سیلندر به بیشترین مقدار خود در نقطه ۴ می‌رسد. سپس در فرآیند ۴ به ۱ محصولات احتراق از سیلندر خارج می‌گردد که به صورت تقریبی یک فرآیند حجم ثابت در نظر گرفته شده است.

نقاط مرگ بالا و پائین در این نمودارها کاملاً مشخص است. نقطه شماره ۱ که دارای بیشترین حجم است محل مرگ پائین (پائین‌ترین محل قرارگیری پیستون در داخل سیلندر) و نقطه شماره ۲ که دارای کمترین حجم است محل مرگ بالا (بالا‌ترین محل قرارگیری پیستون در داخل سیلندر) را نشان می‌دهند.

۷-۱ تحلیل اگزرژی

مدلسازی موتورهای احتراق داخلی به مدت طولانی به عنوان یک ابزار مؤثر برای مطالعه عملکرد موتور و کمک به ارزیابی و تحولات جدید ایجاد شده است. مدل‌های ترمودینامیکی از سیکل موتور واقعی به عنوان ابزار مؤثری به تجزیه و تحلیل کامل عملکرد موتور و حساسیت آن به پارامترهای

عملکردی مختلف کمک نموده است. از سویی دیگر مدت زیادی است که محققان متوجه شده‌اند که تحلیل سنتی قانون اول، که برای مدلسازی فرآیندهای موتور لازم است، اغلب در پیش‌بینی درست مهندسان از عملکرد موتور شکست می‌خورد. به‌منظور تجزیه و تحلیل عملکرد موتور که ناکارآمدی‌های مربوط به فرآیندهای مختلف را می‌پوشاند، تحلیل قانون دوم ترمودینامیک باید به کار برده شود. برای تحلیل قانون دوم، مفهوم کلیدی دسترس‌پذیری یا همان اگزرژی است. محتوای اگزرژی یک ماده پتانسیل آن را برای انجام کار مفید نشان می‌دهد. برخلاف انرژی، اگزرژی می‌تواند نابود گردد که نتیجه پدیده‌هایی نظیر احتراق، اصطکاک، اختلاط و انبساط ناگهانی است [۸].

تخریب اگزرژی که اغلب بازگشت‌ناپذیری نامیده می‌شود منبعی برای اختلال در به‌کارگیری سوخت برای تولید کار مکانیکی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای یا اشتعال تراکمی است. کاهش بازگشت‌ناپذیری می‌تواند منجر به عملکرد بهتر موتور از طریق به‌کارگیری کارآمد سوخت شود. برای کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها ابتدا نیاز به اندازه‌گیری آن‌ها است. برای محاسبه تخریب اگزرژی نیاز به قانون دوم یا همان تحلیل اگزرژی داریم. اهداف کاربرد تحلیل قانون دوم برای موتورهای احتراق داخلی عبارت‌اند از:

- بحث پیرامون سنجش فرآیندها و ابزار مختلف و محاسبه توانایی هرکدام از آن‌ها برای تولید کار.
- شناسایی آن دسته از فرآیندهایی که در آن‌ها تخریب یا تلفات اگزرژی اتفاق می‌افتد و تعیین منبع این تخریب‌ها.
- اندازه‌گیری تلفات و تخریب اگزرژی‌های مختلف.
- تحلیل تأثیر طراحی‌های مختلف و پارامترهای ترمودینامیکی روی تخریب یا تلفات اگزرژی.
- پیشنهاد دادن روش‌ها و اقداماتی برای به حداقل رساندن تخریب و تلفات اگزرژی برای

بالا بردن بازده کلی سیکل.

- تعریف بازده به طوری که کاربردهای مختلف را بتوان مورد مطالعه قرار داد و مقایسه نمود.

مورد آخر مهم ترین هدفی است که در مطالعه پیش رو به آن پرداخته شده است. اما دو تعریف مهم را قبل از ورود به جزئیات محاسبه بازده اگزورژی موتورهای احتراق داخلی باید مورد بررسی قرار داد. این دو تعریف شامل تعادل شیمیایی و حالت مرده است که در تحلیل اگزورژی بارها از آنها نام برده خواهد شد.

۱-۷-۱ تعادل شیمیایی

تعادل شیمیایی تنها زمانی به دست می آید که هیچ یک از اجزای محیط کار با محیط اطرافشان نتوانند برهم کنش داشته باشند. در موتورهای احتراق داخلی، این امر زمانی میسر می شود که تمام اجزای محیط کار نظیر سوخت، منواکسید کربن و هیدروژن اکسید شده باشند یا مثل OH و NO کاهش یافته باشند آن هم در یک مسیر بازگشت پذیر و هنگامی که سیستم به حالت مرده می رسد [۸]، تنها اجزایی از سیستم که به صورت شیمیایی نمی توانند با اتمسفر واکنش نشان دهند و در نتیجه اجزای مخلوط را در حالت مرده تشکیل می دهند O_2 ، N_2 ، CO_2 و H_2O می باشند.

علاوه بر کاری که با توجه به واکنش های بازگشت پذیر می تواند حاصل شود، برخی از محققان تعریف های عمومی بیشتری را از اگزورژی شیمیایی پیشنهاد می دهند، که می تواند ظرفیت تولید کار را به خاطر اختلاف بین فشارهای جزئی اجزای سیستم و فشارهای جزئی اجزای اتمسفر شامل شود. این کار را می توان با استفاده از جعبه تعادل ونت هوف^۱ استخراج نمود [۹] ولی این روش تنها برای محاسبه اگزورژی سوخت های در حالت گازی مورد استفاده می باشد. البته برای سوخت های مایع نظیر دیزل و بایودیزل که فرمول شیمیایی آن مشخص می باشد، چندین فرمول تجربی به وسیله محققان برای

^۱ Van't Hoff's equilibrium box

محاسبه اگزورژی شیمیایی سوخت ارائه شده است که مستقیماً به مولاریته عناصر مختلف سوخت مورد استفاده ارتباط دارد. به همین دلیل برای سوخت‌هایی که از ترکیب دو ماده مختلف ساخته شده‌اند و نمی‌توان به درستی آن‌ها را یک ترکیب ثابت فرض نمود این معادله ممکن است دچار خطا شود. بنابراین در این پژوهش سعی بر آن شده تا با بازبینی در معادلات اگزورژی و استفاده از روش‌های دیگر نظیر محاسبه مستقیم گرمای آزادشده داخل سیلندر، از این پارامتر چشم‌پوشی نموده و به‌نوعی هر آنچه در مسیر محاسبات به فرمول شیمیایی سوخت و نوشتن معادله واکنش نیاز دارد حذف شود.

۱-۷-۲ حالت مرده

انتخاب یک حالت مرده مرجع زمانی که با محاسبات اگزورژی مواجه می‌شویم از اهمیت بسیار زیادی برخوردار است. چرا که این حالت نوع تعادلی را که با محیط برقرار خواهد شد مشخص می‌نماید و در نتیجه مقادیر اگزورژی را می‌توان محاسبه نمود. حالت مرده محدود شده^۱ یکی از شرایطی است که همواره در محاسبات مورد توجه قرار دارد. اصولاً یک سیستم زمانی در حالت مرده محدود شده قرار دارد که پتانسیل انجام هیچ کاری به خاطر اختلاف فشار و دمای سیستم با محیط اطرافش وجود نداشته باشد. این حالت مرجع محدود شده است که زمان محاسبه اگزورژی ترمودینامیکی باید ایجاد گردد. این مقدار اگزورژی یعنی محاسبه کار زمانی که سیستم از یک حالت مشخص به این حالت مرجع محدود شده برسد. برخی محققان این حالت را در حوزه کاربرد قانون دوم برای موتورهای احتراق داخلی داشتن ترکیب شیمیایی تعریف می‌کنند که در آن هیچ پتانسیلی برای انجام کار به دلیل عدم وجود اختلاف در ترکیب شیمیایی سیستم با محیط اطراف وجود ندارد و اما برخی دیگر حالت مرده محدود شده را در داشتن تعادل شیمیایی اجزای داده شده در دما و فشار T_0 و P_0 تعریف می‌نمایند که این بدان معناست که هیچ پتانسیل انجام کاری به دلیل تعادل شیمیایی با اجزای محیط وجود ندارد (تعادلی که به دلیل برابر شدن فشارهای جزئی اجزای سیستم با فشارهای جزئی اجزای محیط ایجاد شده است).

^۱ restricted

۸-۱ مروری بر پژوهش‌های گذشته

در گذشته مطالعات متعددی بر روی موتور دیزل با سوخت جایگزین صورت گرفته است. این مطالعات به چند دسته مختلف که شامل مطالعه بر روی پارامترهای عملکردی موتور نظیر داده‌های فشار، گرمای آزادشده در طول احتراق، تأخیر در اشتعال، آغاز و پایان و طول احتراق و محاسبه بازده موتور هستند تقسیم می‌شوند. البته مطالعات دیگری نیز رو پارامترهای دیگر نظیر انتقال حرارت، تأثیر اکسیژن هوا در احتراق، کوبش و سایر پارامترها نیز انجام گرفته است اما مطالعه روی موارد ذکر شده به‌نوعی به هم مرتبط می‌باشند که در این بخش نیز به برخی از آن‌ها اشاره خواهد شد.

عموماً اکثر مطالعات در حوزه احتراق روی داده‌های فشار داخل سیلندر متمرکز هستند چرا که سایر پارامترها را می‌توان با دانستن فشار و حجم داخل سیلندر محاسبه نمود که البته حجم به‌راحتی از روی کورس سیلندر قابل محاسبه است و تنها فشار است که در نتیجه استخراج نتایج تست آزمایشگاهی موتور از داخل سیلندر به دست آید.

بودیسکو^۱ و براون [۱۰] متغیرهای مختلف داخل سیلندری اعم از پیک فشار، زمان پیک فشار، بیشترین سرعت افزایش پیک فشار و تأخیر در اشتعال را برای پنج حالت مختلف تغذیه موتور که سوخت شامل دیزل و بخور اتانول در درصدهای صفر، ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول در یک موتور توربوشارژ دیزل محاسبه نموده‌اند. در این پژوهش موتور در شرایط ۱۲۰۰ دور بر دقیقه و در سه حالت تمام، یک سوم و یک دوم بار مورد آزمایش قرار گرفته است. آن‌ها در این مطالعه داده‌های داخل سیلندر را با استفاده از روش‌های آماری و رسم نمودار هیستوگرام مورد تحلیل قرار داده‌اند. آنها به این نتیجه رسیدند که با افزایش میزان اتانول در سوخت، تغییرات داخل سیکلی موتور که شامل پارامترهای توضیح داده شده بود کاهش یافته است. این بدان معناست که کارکرد موتور با این سوخت‌ها کمترین میزان رزونانس را به همراه دارد.

بودیسکو و همکاران [۱۱] زمان جرقه‌زنی را با محاسبه تأخیر در اشتعال (از زمان پاشش سوخت تا

^۱ T. Bodisco

زمان شروع احتراق) در یک موتور دیزل شش سیلندر با سوخت دیزل و شرایط کارکرد ۲۰۰۰rpm و حالات با بار متغییر محاسبه نموده‌اند. آن‌ها با استفاده از داده‌های فشار به دست آمده از آزمایش، نرخ خالص گرمای آزادشده را محاسبه و با تحلیل این اطلاعات با روش آماری موسوم به قانون بیز زمان شروع احتراق را محاسبه نموده‌اند. استفاده از تحلیل آماری روی داده‌های آزمایش یک روش جایگزین بجای متوسط گیری از داده‌هایی است که طی مراحل مختلف محاسبه می‌شوند. تحلیل آماری بیزین^۱ با استفاده از یک تخمین اولیه روشی است که در این مطالعه برای مشخص نمودن میزان پراکندگی داده‌ها استفاده شده است. روش استفاده شده برای محاسبه تأخیر در اشتعال سوخت دقت محاسبات را در محدوده مطلوب نگاه می‌دارد. این در حالی است که این روش نسبت به سایر روش‌ها نظیر عکسبرداری از داخل سیلندر هم ارزانتر بوده و هم پیچیدگی بسیار کمتری دارد. نتایج نشان داده است که در بارهای بالا تأخیر در اشتعال کمتری نسبت به بارهای پائین مشاهده شده است.

راکوپولوس^۲ و همکارانش [۲] با استفاده از داده‌های فشار داخل سیلندر، نرخ گرمای آزادشده در هر زاویه از چرخش میل‌لنگ را محاسبه نموده‌اند. در این آزمایش سوخت‌های مورد استفاده شامل دیزل و نسبت‌های حجمی مختلفی از اتانول است و در سرعت ۲۰۰۰rpm روی موتور دیزل تست شده‌اند. با مقایسه نمودارهای فشار و مشتقات اول و دوم آن میزان تأخیر در اشتعال و در نتیجه طول احتراق را محاسبه کرده‌اند. همچنین با استفاده از بازنویسی قانون اول ترمودینامیک و داده‌های فشار میزان خالص گرمای آزادشده را برای هر سوخت محاسبه و باهم مقایسه نموده‌اند.

مطالعات راکوپولوس در این زمینه بسیار ارزشمند می‌باشد چرا که ابتدا با استفاده از روش‌های بکار گرفته شده می‌آموزیم که چگونه می‌توان داده‌های به دست آمده از آزمایش سوخت نظیر فشار را مورد استفاده قرار داده و در درجه دوم چگونه می‌توان آنها را در راه رسیدن به تحلیل درستی از مراحل مختلف و به‌طور کلی آنچه در موتور اتفاق می‌افتد تحلیل نمود. برای مثال با استفاده از نمودار

^۱ bayesian

^۲ C. D. A. Rakopoulos

نرخ خالص گرمای آزادشده که در برابر درجه چرخش میل لنگ رسم شده است، می‌توان تمامی مراحل احتراق و نیز اتفاقاتی که در طول آن در داخل سیلندر می‌افتد را تحلیل نمائیم. در نتیجه همین تحلیل‌ها می‌تواند شروع و پایان احتراق و در نتیجه طول احتراق را تعیین کند که یکی از مهمترین پارامترها در محاسبه میزان کل گرمای احتراق در پژوهش پیشرو می‌باشد. این روش از محاسبه برای جمع بستن میزان گرمای آزادشده و محاسبه کل گرمای حاصل از احتراق روشی نسبتاً دقیق و مناسب است که در این مطالعه از آن بهره برده شده است.

گاموس^۱ [۱۲] به مطالعه ویژگی‌های احتراق نظیر نرخ گرمای آزادشده، نرخ افزایش فشار، زمان احتراق، تأخیر در اشتعال و کارایی موتور دیزل با توجه به سوخت‌های مختلف تست شده در آن پرداخته است. سوخت بایودیزل به دست آمده از روغن هسته فندق است که در مقادیر مختلف با دیزل مخلوط شده است. هدف از پژوهش محاسبه ویژگی‌های احتراق با سوخت جایگزین و مقایسه آن با سوخت دیزل بوده است. نتایج بدست آمده نشان داده است که احتراق مخلوط‌های حاوی بایودیزل تأخیر اشتعال کمتری را دارند در نتیجه احتراق سریعتری را از آن‌ها انتظار داریم.

برانت^۲ و همکاران [۱۴ و ۱۵] در دو مطالعه جداگانه به مقایسه دو روش مختلف برای محاسبه گرمای آزادشده تحت عنوان گرمای خالص آزادشده و گرمای ناخالص آزادشده پرداخته‌اند. پایه محاسبه در هر دو روش استفاده از داده‌های فشار می‌باشد اما در محاسبه گرمای خالص از قانون اول و فرض گاز ایده آل و مقدار نسبت گرماهای ویژه یا همان γ استفاده شده است ولی در محاسبه گرمای ناخالص با فرض این که فرآیند احتراق مجموعه‌ای از فرآیندهای پلی‌تروپیک است و با ثابت فرض نمودن ضریب پلی‌تروپیک محاسبات انجام شده است. البته تفاوت در این روش‌ها در میزان انتقال حرارت به دیواره سیلندر است که در گرمای خالص این میزان صفر در نظر گرفته شده است. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که تنها در دوبازه کوچک در فرآیندهای انبساط و تراکم می‌توان شاخص پلی

^۱ M. Gumus

^۲ M. F. J. Brunt

تروپیک را محاسبه نمود و در خارج از آن بازه‌ها باید یک ضریب تصحیح را برای شاخص پلی تروپیک در نظر گرفت.

این دو مطالعه نیز در درک چگونگی محاسبه میزان گرمای آزادشده از داده‌های فشار از ارزشمندترین مطالعات انجام گرفته است. چرا که به بررسی پارامترهای حساس در هر دو روش پرداخته است و این در مطالعات بسیار مهم است چرا که در خیلی از محاسبات باید بدانیم میزان حساسیت محاسبات در مقدار گرمای به دست آمده به کدام پارامتر وابستگی بیشتری دارد. همچنین روش محاسبه میزان گرمای ناخالص تنها توسط برانت ارائه شده است که این روش دارای کاربرد بسیار زیادی بخصوص در مطالعه پیشرو بوده است.

اسماعیل^۱ و مهتا^[۱۵] بر اساس واکنش احتراق و قانون اول و دوم ترمودینامیک ۱۵ نوع سوخت مختلف را که در ۵ گروه دسته‌بندی شده از لحاظ میزان تخریب اگزوزی و بازده اگزوزی باهم مقایسه نموده و تأثیر پارامترهای مختلف مثل جرم ملکولی سوخت، دما و فشار واکنش‌دهنده‌ها، نسبت هم‌ارزی و... را روی این مقادیر بررسی نموده‌اند. در این مطالعه مشاهده شده است که با افزایش میزان اکسیژن در مولکول‌های سوخت میزان بازگشت ناپذیری افزایش یافته است.

جنا^۲ و میرسا^[۳] یک موتور احتراق تراکمی تک سیلندر را با دو نوع بایودیزل و یک نوع دیزل تحت شرایط آزمایشگاهی تست نموده و نتایج به دست آمده را جهت محاسبه بازده اگزوزی و بازگشت‌ناپذیری‌های سیکل بکار گرفته‌اند. داده‌های آزمایش شامل نوع و میزان گازهای خروجی و دماهایی است که می‌توان با استفاده از آن‌ها میزان انتقال حرارت از هر بخش از موتور را محاسبه نمود. حال با داشتن معادله احتراق و نوشتن بالانس اگزوزی می‌توان میزان بازگشت‌ناپذیری و بازده اگزوزی را محاسبه نموده‌اند. نتایج نشان داده است که از آنجا که سوخت دیزل خالص دارای ارزش حرارتی بالاتری است سوخت با کیفیت بالاتری نسبت به بایودیزل است. اما تولید بازگشت ناپذیری و

^۱ S. Ismail

^۲ J. Jena

در نتیجه تخریب اگزرژی بالاتری نسبت به سوخت بایودیزل دارد. در نتیجه سوخت بایودیزل نسبت به سوخت دیزل دارای بازده اگزرژی بالاتری می‌باشد.

ارتونک تات^۱ [۱۶] اثر عدد ستان را روی بازده اگزرژی و انرژی موتور دیزل که با سوخت بایودیزل به دست آمده از دانه سویا مورد آزمایش قرار گرفته بررسی نموده است. در این روش برای محاسبه بازده اگزرژی از معادله بالانس انرژی و اگزرژی استفاده شده است. همچنین با داشتن دما در نقاط مختلف ورودی و خروجی موتور نظیر آب خنک کننده تخریب اگزرژی در این فرآیندها لحاظ گردیده است. برای محاسبه اگزرژی شیمیایی سوخت به‌عنوان اگزرژی ورودی به موتور از فرمول تجربی که به‌وسیله کوتاس^۲ [۹] ارائه شده است استفاده نموده است.

آزوما^۳ و همکاران [۱۷] روشی جدید را برای محاسبه بازده اگزرژی بکار گرفته‌اند. آن‌ها با بازنویسی و ساده نمودن معادلات قانون دوم ترمودینامیک به این نتیجه رسیدند که به‌طور کلی با داشتن نسبت دماهای داخل و خارج سیلندر و نیز محاسبه مقدار گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق می‌توان اگزرژی ورودی به موتور را محاسبه نمود. آنها برای محاسبه گرمای آزاد حاصل از احتراق به سراغ ارزش حرارتی دما پائین سوخت رفتند و نیز برای محاسبه دمای داخل سیلندر با فرض آیزنتروپیک بودن فرآیند خارج شدن دود از سیلندر و استفاده از نسبت‌های حجمی سیلندر به محاسبه دما در انتهای فرآیند انبساط پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با افزایش میزان بایودیزل در سوخت بازده‌های بالاتری برای موتور به دست می‌آید اما برای مقایسه عملکرد دو سوخت مختلف به بررسی آلاینده‌های تولیدی در فرآیند احتراق آن‌ها نیاز است.

فرض آیزنتروپیک بودن انبساط و استفاده از نسبت گرماهای ویژه در معادلات آن عملاً فرض چندان دقیق و درستی نمی‌تواند باشد. چرا که این فرآیند عملاً یک فرآیند پلی تروپیک است. بنابراین اگر بتوان روشی را برای محاسبه دقیق‌تر دمای داخل سیلندر به دست آورد می‌توان از این روش

^۱ M. Ertunc Tat

^۲ T. J. Kotas

^۳ Y. Azoumah

به‌عنوان روشی دقیق در محاسبه اگزرژی استفاده نمود. همچنین برای محاسبه گرمای احتراق می‌توان بجای استفاده از ارزش حرارتی پائین سوخت از جمع بستن روی نمودارهای گرمای آزاده در طول دوره شروع تا پایان احتراق استفاده کرد.

۹-۱ اهداف پژوهش

همان‌طور که مشاهده شد در محاسبه اگزرژی نیاز به دانستن اگزرژی شیمیایی سوخت است. محاسبه اگزرژی شیمیایی سوخت نیازمند محاسبه میزان ارزش حرارتی سوخت در فرآیند احتراق است که این پارامتر نیازمند حل واکنش احتراق و دانستن ضرایب استوکیومتری آن است. با نوشتن معادله واکنش، اختلاف بین آنتالپی‌های تشکیل فرآورده‌ها و واکنش‌دهنده‌ها را می‌توان برابر با ارزش حرارتی سوخت قرار داد. حال سؤال اساسی که مطرح می‌گردد این است که در سوخت‌هایی که از ترکیب دو سوخت تشکیل شده‌اند و عملاً نمی‌توان فرمول شیمیایی دقیقی برای آن تعیین کرد، چگونه باید این معادله واکنش احتراق را نوشت. همچنین حتی با دانستن فرمول سوخت نوشتن معادله واکنش احتراق و محاسبه ضرایب استوکیومتری هر یک از فرآورده‌ها نیاز به دانستن نوع و میزان فرآورده‌های احتراق است. اما به دلیل آنکه عملاً تنها مقدار محدودی از فرآورده‌ها را می‌توان تعیین نمود، این معادله مقدار دقیقی را برای ارزش حرارتی پائین سوخت را ارائه نمی‌دهد.

از این جهت نیاز است که به دنبال روش‌های دیگری باشیم تا با محاسبه میزان کل گرمای آزادشده در طول احتراق به محاسبه بازده انرژی و اگزرژی پرداخت. این روش‌ها که در بخش آینده مورد بررسی قرار خواهند گرفت عمدتاً بر پایه همان روشی است که آزوما [۱۷] از آن در محاسبه بازده استفاده نمود با این تفاوت که در محاسبه دمای داخل سیلندر و همچنین میزان گرمای آزادشده در فرآیند احتراق از روش‌های جایگزین استفاده می‌شود تا علاوه بر بالا بردن دقت محاسبات خلأ ناشی از نبود فرمول شیمیایی سوخت و معادله واکنش که منجر به ناتوانی در محاسبه مستقیم اگزرژی شیمیایی سوخت می‌شود نیز از میان برداشته شود.

فصل دوم

روابط حاکم

۱-۲ مقدمه

در این فصل هدف بیان روابط حاکم بر محاسبه انحرژی در سیکل دیزل است. در همین راستا ابتدا معادلات بالانس انحرژی و قانون دوم را در مورد محاسبه بازده انحرژی و انرژی در سیکل دیزل مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس به محاسبه سایر پارامترها که در راه محاسبه بازده انحرژی مورد نیاز است پرداخته خواهد شد. در تحلیل انحرژی میزان گرمای تولید شده در واکنش یکی از مجهولات در روابط انحرژی است که خود این پارامتر برای محاسبه نیاز به دانستن طول احتراق یعنی زمان آغاز و پایان احتراق است. بنابراین باید روش‌هایی را برای محاسبه آغاز و پایان احتراق مورد بررسی قرار می‌گیرد که این نیز خود یکی از قسمت‌های این فصل را شامل می‌شود. در نهایت آخرین پارامتر مورد نیاز برای محاسبه انحرژی دمای داخل سیلندر است که در آخرین قسمت تحلیل خواهد شد. آخرین نکته قابل ذکر این است که داده‌های به دست آمده که در این بخش بر اساس آن روابط انحرژی را استخراج می‌شود شامل فشار و حجم سیلندر در هر زاویه از چرخش سیلندر است. این داده‌ها برای چهار نوع سوخت که شامل مخلوطی از سوخت دیزل و اتانول که در آن‌ها میزان اتانول صفر، ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درصد می‌باشد استخراج شده است. همچنین موتور در شرایط ۱۵۰۰ دور بر دقیقه و بارهای کاری مختلف از ۲۰۰ تا ۸۰۰ نیوتن در متر مورد آزمایش قرار گرفته است.

۲-۲ روابط بازده انرژی و انحرژی

حال روابط انحرژی را که به محاسبه بازده انحرژی و انرژی منتهی می‌شود مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این میان از روش‌های مختلف می‌توان استفاده نمود. تمام این روش‌ها بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک ایجاد شده‌اند بنابراین پایه همه آن‌ها یکسان است اما با تغییراتی در روابط می‌توان مجهولات را تغییر داد. برای روشن تر شدن این مطلب ابتدا به سراغ محاسبات انحرژی شیمیایی سوخت و مفهوم آن می‌رویم. سپس روابط محاسبه بازده موتور را مورد بررسی قرار می‌دهیم تا روابطی که با داده‌های ما از آزمایش‌ها همخوانی داشته و تمامی مجهولات را از روند محاسبات

حذف نماید حاصل شوند.

۱-۲-۲ بازده حرارتی و تلفات

همان طور که در مورد اگزرژی شیمیایی سوخت بحث شد، رابطه بین اگزرژی شیمیایی سوخت و میزان ارزش حرارتی سوخت که در طول واکنش احتراق محاسبه می‌شود و میزان تغییر در آنتروپی سیستم در طول احتراق به صورت زیر است [۱۸]:

$$e_f^{ch} = LHV + T_0 S_{gen} = LHV + \delta i_{fo} \quad (1-2)$$

عبارت $T_0 S_{gen}$ ترم مرتبط با بازگشت‌ناپذیری‌های ناشی از تغییر آنتروپی در طول فرآیند احتراق است که باعث می‌شود مقداری از اگزرژی تخریب شود [۱۹]. در واقع این ترم نشان دهنده آن قسمت از انرژی سوخت است که عملاً در حین احتراق از دست رفته و نمی‌توان آن را به کار تبدیل کرد. در سمت راست رابطه نیز ترم δi_{fo} دقیقاً نشان دهنده همین تلفات اگزرژی است. حال اگر دو طرف رابطه بالا در جرم سوخت ضرب شود ترم اگزرژی سوخت به دست خواهد آمد:

$$e_f^{ch} = LHV + T_0 S_{gen} = LHV + \delta i_{fo} \quad (2-2)$$

با استفاده از معادلات مربوط به درصد هوای اضافی و نسبت سوخت به هوای تئوری خواهیم داشت:

$$m_f = \frac{m_G}{\lambda \cdot R_t} \quad (3-2)$$

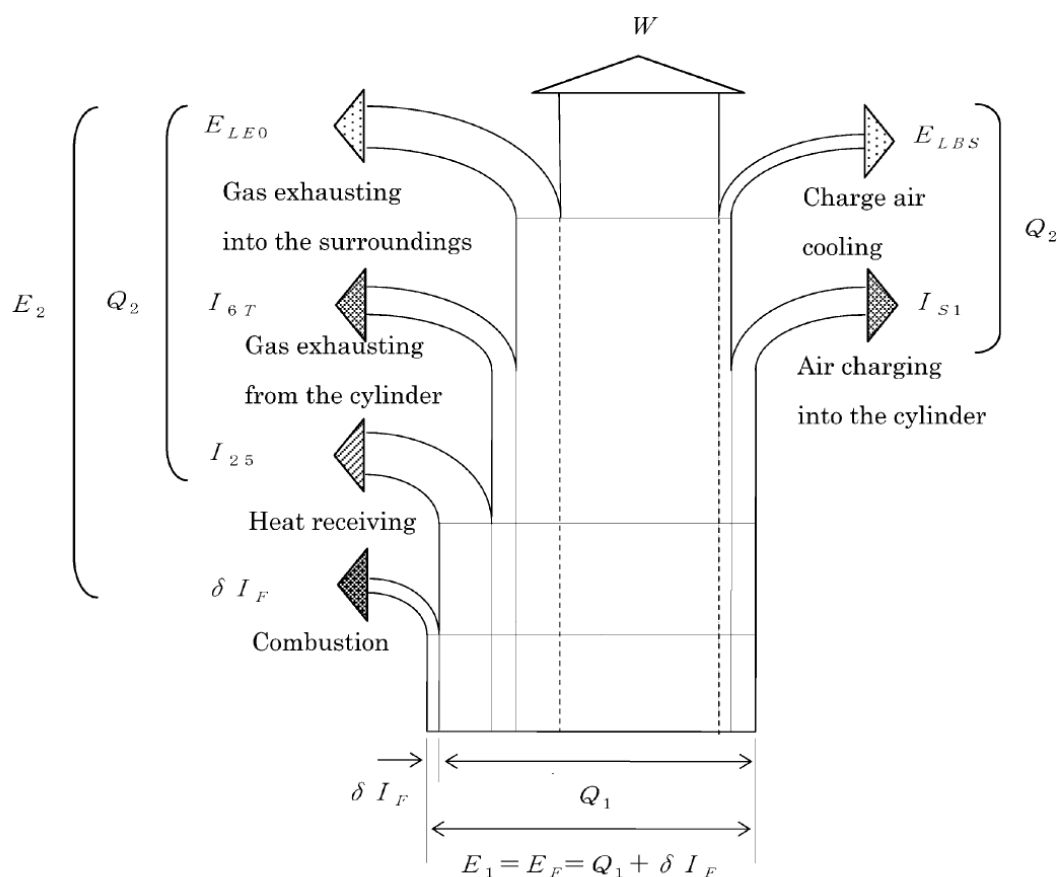
که در آن m_f جرم سوخت، m_G جرم مخلوط سوخت و هوا، R_{th} نسبت سوخت به هوای تئوری و λ درصد هوای اضافی است. حال با جایگذاری در معادله (۲-۲) رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$E_f = LHV \cdot \frac{m_G}{\lambda \cdot R_t} + \delta i_{fo} \frac{m_G}{\lambda \cdot R_t} \quad (4-2)$$

با کمی دقت در معادله (۴-۲) می‌توانیم دریابیم که کل اگزرژی سوخت در فرآیند احتراق به دو

بخش که یکی در دسترس است و دیگری نشان دهنده اتلاف انرژی است تقسیم می‌شود. در معادلات بالا مقدار $LHV \cdot m_f$ را می‌توان به اندازه کل انرژی در دسترس نامید که توسط واکنش احتراق در داخل سیلندر فراهم می‌شود، که در رابطه (۵-۲) نشان داده شده است:

$$E_f = Q_1 + \delta I_f \quad (5-2)$$



شکل ۱-۲: نمودار جریان انرژی در یک سیکل کامل دیزل با توربوشارژ [۱۸]

در واقع معادله بالا نشان می‌دهد که کل انرژی ورودی سوخت به موتور به گرمای آزاد شده در سیلندر و تخریب انرژی ناشی از فرآیند احتراق تقسیم می‌گردد. حال با بررسی جریان انرژی که در شکل ۱-۲ آمده است می‌توان به بررسی معادلات بازده انرژی و انرژی پرداخت.

شکل ۱-۲ نشان دهنده نمودار جریان انرژی در یک سیکل کامل دیزل است که در فصل قبل به همراه نمودارهای $T-S$ و $P-V$ مربوط به آن معرفی گردید. در این نمودار در فرآیند رفتن از حالت i تا حالت j ، مقدار تخریب انرژی با I_{ij} و میزان تلفات انرژی یعنی آن میزان که

نتوانسته‌ایم از انرژی تولیدی در سیستم بهره ببریم با E_{ij} نام‌گذاری شده است. همچنین مجموع تلفات انرژی با E_2 ، مجموع تلفات حرارتی با Q_2 ، میزان کار انجام شده توسط موتور دیزل با W و میزان انرژی وارد شده که همان انرژی سوخت است با E_1 نشان داده شده است. حال با توجه به تعریف بازده انرژی و بازده انرژی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{E_2}{E_1} \quad (6-2)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (7-2)$$

همان‌طور که در نمودار جریان انرژی نیز مشاهده می‌شود مقادیر تلفات حرارتی و تلفات

انرژی به صورت روابط زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_2 = \sum (I_{ij} + E_{Lij}) \quad (8-2)$$

$$E_2 = \sum (I_{ij} + E_{Lij}) + \delta I_f \quad (9-2)$$

حال روابط (۸-۲) و (۹-۲) در معادلات بازده انرژی قرار داده می‌شود:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum (I_{ij} + E_{Lij}) + \delta I_f}{E_1} = \frac{Q_1 - \sum (I_{ij} + E_{Lij})}{E_1} \quad (10-2)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\sum (I_{ij} + E_{Lij})}{Q_1} = \frac{Q_1 - \sum (I_{ij} + E_{Lij})}{Q_1} \quad (11-2)$$

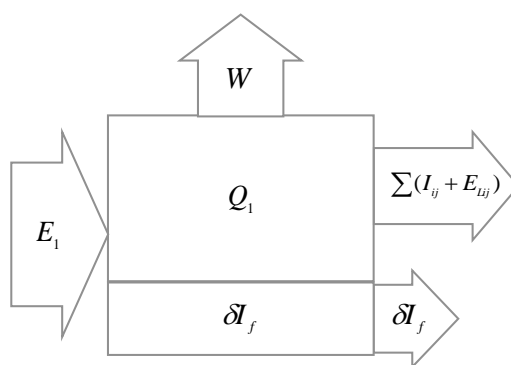
معادلات (۱۰-۲) و (۱۱-۲) فرم کاملی از روابط انرژی است. حال در این معادلات باید بررسی

شود تا مشخص گردد که کدام ترم از آن‌ها قابل محاسبه و کدام ترم غیر قابل محاسبه است. هدف از

این مطالعه به‌طور کلی محاسبه میزان کل گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق به‌وسیله داده‌های فشار

است. بنابراین کاملاً مشخص است که میزان Q_1 را می‌توان محاسبه نمود اما هنوز میزان

بازگشت‌ناپذیری‌ها یعنی تلفات و تخریب انرژی در فرآیندهای بالای یک مانع بزرگ برای رسیدن به



شکل ۲-۲: نمودار بالانس انرژی در یک موتور احتراق داخلی

بازده موتور است. اگر کل نمودار جریان انرژی را به صورت شکل ۲-۲ خلاصه نماییم می توان به راحتی معلومات و مجهولات را مورد بررسی قرار داد.

با توجه به شکل ۲-۲ ملاحظه می شود که مقادیر گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق و کار به دست آمده از موتور به وسیله نتایج آزمایش به دست می آید. از طرفی محاسبه میزان تخریب و تلفات انرژی نیز نیازمند آزمایش های دقیق و داشتن میزان دمای دقیق در هر نقطه از سیکل دیزل است که عملاً ایجاد این شرایط بسیار دشوار است و حتی در صورت داشتن تجهیزات آزمایشگاهی لازم رسیدن به نتایج دقیق در این زمینه امری دشوار می باشد.

محاسبه بازگشت ناپذیری های حاصل از احتراق نیز که به طور کل امکان پذیر نیست. بنابراین محاسبه میزان انرژی ورودی به موتور عملاً در این روش امکان پذیر نیست. بنابراین در ادامه روشی دیگر برای محاسبه انرژی مورد بررسی قرار می گیرد که البته روش قبلی ذکر شده پایه و اساس آن را تشکیل می دهد.

قبل از آنکه روش دیگر مورد بررسی قرار گیرد باید شکل اصلی رابطه انرژی به دست آید. با نوشتن معادلات تعادل که در شکل ۲-۲ مشخص شده این رابطه به دست می آید:

$$E_f = Q_1 + \delta I_f = W + \sum (I_{ij} + E_{Lij}) + \delta I_f \quad (12-2)$$

با ساده سازی این رابطه مقدار انرژی حاصل می گردد:

$$Q_1 = W + \sum (I_{ij} + E_{Lij}) \quad (13-2)$$

حال با جایگذاری رابطه (۲-۱۳) در روابط (۲-۱۰) و (۲-۱۱)، روابط اصلی برای محاسبه انرژی حاصل خواهند شد که به شکل زیر هستند:

$$\eta_{ex} = \frac{W}{E_1} \quad (۲-۱۴)$$

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} \quad (۲-۱۵)$$

از آنجا که میزان کار در آزمایش سوخت مشخص است اگر میزان کل انرژی ورودی به موتور را قابل محاسبه باشد، کار تمام است اما از آنجا که تنها میزان گرمای آزاد شده قابل محاسبه است به دنبال روش جدیدی خواهیم رفت که در قسمت بعد مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲-۲-۲ محاسبه بازده انرژی با استفاده از دمای محفظه احتراق

مطابق با روابط آنتروپی و با استفاده از نامساوی کلازیوس وقتی طی یک فرآیند از یک حالت به حالت دیگر مسیری طی می‌شود که در آن انتقال حرارت از یک یا چند منبع و یا به یک یا چند منبع با دماهای مشخص رخ می‌دهد، می‌توان رابطه زیر را تعریف نمود [۱۹]:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{gen} \quad (۲-۱۶)$$

مقدار S_{gen} در این رابطه تولید آنتروپی بر اثر بازگشت‌ناپذیری‌هایی است که در سیستم روی می‌دهند. حال اگر مجموعه موتور دیزل به صورت یک سیستم که با دو منبع در حال تبادل گرما است و کار تولید می‌نماید مطابق با شکل ۲-۳ فرض شود و بسط رابطه (۲-۱۶) نوشته شود رابطه زیر به دست خواهد آمد:

$$\frac{Q_{in}}{T_H} - \frac{Q_{out}}{T_0} + S_{gen} = 0 \quad (۲-۱۷)$$

در واقع رابطه (۲-۱۷) یک موازنه آنتروپی برای سیکل دیزل است و چون در یک چرخه آنتروپی ابتدا و انتهای آن باهم برابر است اختلاف میان آنتروپی ابتدایی و انتهایی صفر شده است.

حال باید قانون اول ترمودینامیک را نوشته و مقادیر آن در معادله آنتروپی جایگذاری شود. مطابق با شکل ۳-۲ قانون اول برابر خواهد شد با:

$$Q_{in} = W + Q_{out} \quad (18-2)$$

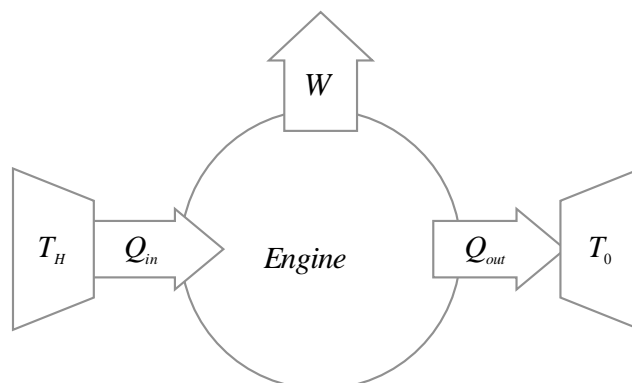
حال اگر مقدار Q_{out} از رابطه (۱۸-۲) در رابطه (۱۷-۲) جایگذاری شود، رابطه زیر حاصل خواهد شد:

$$\frac{Q_{in}}{T_H} - \frac{Q_{in}}{T_0} + \frac{W}{T_0} + S_{gen} = 0 \quad (19-2)$$

اگر معادله بالا در T_0 ضرب شده و مرتب‌سازی انجام گردد، رابطه مهم زیر به دست می‌آید:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)Q_{in} = W + T_0 S_{gen} \quad (20-2)$$

در این رابطه مقدار $T_0 S_{gen}$ بیانگر کل بازگشت‌ناپذیری‌هایی است که در داخل سیلندر رخ داده است. همان‌طور که در معادله (۱۲-۲) نیز نشان داده شده بود میزان کار انجام شده به علاوه کل بازگشت‌ناپذیری‌ها با کل انرژی ورودی به موتور برابر است. این یعنی آنکه انرژی ورودی به موتور برابر با سمت راست معادله (۲۰-۲) می‌باشد. بنابراین با دانستن میزان گرمای آزاد شده در موتور یعنی Q_{in} که برابر با همان Q_1 در قسمت قبل بود و نیز دانستن دمای داخل سیلندر T_H می‌توان به راحتی انرژی ورودی به موتور یعنی E_f یا همان E_1 را محاسبه نمود. با محاسبه E_1 و Q_1 و با استفاده از



شکل ۳-۲: شماتیک موتور دیزل

معادلات (۲-۱۴) و (۲-۱۵) می‌توان بازده انرژی و انرژی موتور را محاسبه نمود. در این میان باید خاطرنشان کرد که میزان T_0 همان دمای محیط است که محصولات حاصل از احتراق در آن تخلیه می‌شوند.

۳-۲ محاسبه گرمای آزادشده در سیلندر

تحلیل ترمودینامیکی داده‌های اندازه‌گیری شده فشار داخل سیلندر یک ابزار قدرتمند است که برای تعیین کمی پارامترهای احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرد. دو روش اصلی اغلب برای این منظور مورد استفاده قرار می‌گیرند که یکی «تحلیل سرعت سوختن^۱» و دیگری «تحلیل گرمای آزادشده» است. تحلیل سرعت سوختن اغلب برای تعیین زاویه میزان سوختن سوخت در موتورهای بنزینی و برای به دست آوردن مقدار کسر جرمی سوخته شده در این موتورها استفاده می‌شود. تحلیل گرمای آزادشده اغلب برای مطالعه احتراق در موتورهای دیزل و محاسبه انرژی آزادشده استفاده شده که بر مبنای ژول یا ژول بر درجه چرخش میل‌لنگ ارائه می‌شود. نرخ گرمای آزادشده پارامتر بسیار مهمی است چرا که تأثیر بسزایی روی نویز^۲ احتراق، نرخ افزایش فشار و انتشار اکسیدهای نیتروژن^۳ دارد.

گرمای آزادشده تجمعی در طول احتراق در این روش از انتگرال‌گیری از نرخ گرمای آزادشده در بازه شروع و پایان احتراق می‌تواند حاصل می‌شود. دقت در محاسبه گرمای آزادشده در این روش‌ها به دقت در اندازه‌گیری فشار داخل سیلندر بستگی دارد. مدل‌های ساده تک منطقه‌ای معمولاً نسبت به مدل‌های چند بعدی ترمودینامیکی اولویت دارند. چرا که پیچیدگی کمتری دارند، از لحاظ عددی کارایی بالاتری دارند و معمولاً نتایج مشابهی را تولید می‌کنند. مدل‌های تک‌بعدی شامل تغییرات مکانی نمی‌شوند و از این جهت ترکیب و دمای کل مخلوط سوخت و هوا در آن‌ها یکنواخت فرض می‌شود. ترم‌های کار، تغییرات انرژی شیمیایی (گرمای آزادشده) و تغییر در انرژی داخلی محسوس

^۱ Burn rate

^۲ Noise

^۳ NO_x

همیشه شامل آن می‌شود ولی ترم‌های اضافه نیز ممکن است برای تغییرات انتقال حرارت از مخلوط سوخت و هوا به دیواره و شاید تأثیرات حجم شکاف‌های سیلندر استفاده شود [۲۰].

دو روش اساسی نیز برای محاسبه گرمای آزاد شده وجود دارد. در یک روش انتقال حرارت به دیواره سیلندر برای ساده‌سازی اغلب در نظر گرفته نمی‌شود و در این حالت گرمای محاسبه شده را گرمای خالص آزاد شده می‌نامند. زمانی که این اثر انتقال حرارت در نظر گرفته شود، انرژی گرمایی آزاد شده که محاسبه می‌گردد، گرمای آزاد شده ناخالص اطلاق می‌شود. اغلب گرمای خالص آزاد شده به میزان ۱۵ درصد کمتر از گرمای ناخالص محاسبه شده است [۱۳]. در ادامه به تفصیل روابط مربوط به محاسبه هر کدام از این روش‌ها مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۲-۳-۱ محاسبه نرخ گرمای خالص آزاد شده

در این روش با استفاده از شکل دیفرانسیلی قانون اول و در بازه‌ای که سوپاپ ورودی سیلندر بسته شده تا زمانی که سوپاپ خروجی سیلندر باز می‌شود، میزان گرمای آزاد شده محاسبه می‌شود. اگر قانون اول ترمودینامیک به شکل دیفرانسیلی نوشته شود:

$$dQ_{hr} = dW + dU_s + dQ_w \quad (21-2)$$

در رابطه (۲۱-۲) dQ_w نشان دهنده انتقال حرارت به دیواره، dU_s انرژی داخلی مخلوط سوخت و هوا، dW مقدار کار موتور و dQ_{hr} گرمای آزاد شده توسط موتور است. در این روش مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر در هنگام احتراق با کمی ساده‌سازی گاز ایده‌آل فرض می‌شود. بنابراین رابطه گاز ایده‌آل را برای آن نوشته می‌شود:

$$PV = mRT \quad (22-2)$$

فرض گاز ایده‌آل از آنجا که دما در فرآیند احتراق بسیار بالاست به طور تقریبی می‌تواند درست باشد. البته میزان γ در فرآیند احتراق در موتورهای احتراق داخلی به صورت دقیق مورد محاسبه قرار نگرفته است اما مقدار آن بین ۱.۳ و ۱.۳۵ متغیر در نظر گرفته شده است و در این معادلات به طور

معمول از مقدار متوسط آن در همین بازه استفاده می‌شود [۷].

اگر از دو طرف معادله (۲۲-۲) دیفرانسیل‌گیری شود، شکل جدید آن به صورت زیر خواهد شد:

$$d(PV) = (mR)dT \quad (23-2)$$

ترم‌های کار و انرژی داخلی را می‌توان با استفاده از معادلات زیر محاسبه نمود:

$$dW = PdV \quad (24-2)$$

$$dU_s = mc_v dT \quad (25-2)$$

همچنین برای گاز ایده آل اگر گرماهای ویژه در طول فرآیند ثابت فرض شود روابط زیر صادق

است:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (26-2)$$

$$R = c_p - c_v \quad (27-2)$$

با جایگذاری دو معادله (۲۶-۲) و (۲۷-۲) رابطه (۲۸-۲) حاصل می‌گردد:

$$\frac{R}{c_v} = \gamma - 1 \quad (28-2)$$

با جایگذاری معادلات (۲۳-۲)، (۲۴-۲) و (۲۵-۲) در (۲۱-۲) رابطه قانون اول به شکل زیر درخواهد

آمد:

$$dQ_{hr} = PdV + \frac{d(PV)}{R} c_v + dQ_w \quad (29-2)$$

اگر دیفرانسیل $d(PV)$ را باز نموده و معادله (۲۸-۲) در رابطه گرمای آزادشده قرار داده شود،

شکل نهایی این رابطه به صورت زیر به دست می‌آید [۱۳]:

$$dQ_{hr} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} PdV + \frac{1}{\gamma - 1} VdP + dQ_w \quad (30-2)$$

در معادله (۳۰-۲) مقدار dQ_w بیانگر انتقال حرارت به دیواره سیلندر است. یعنی در واقع آنچه در

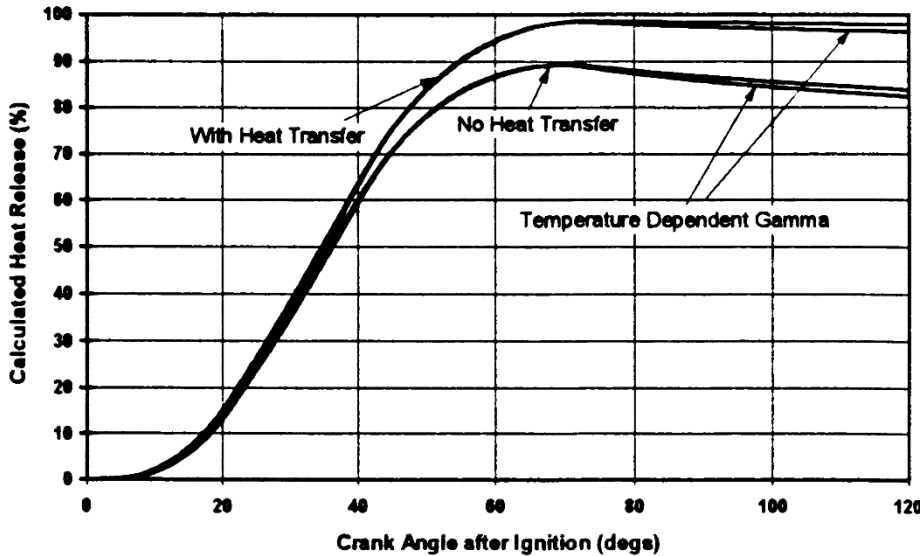
این معادله به دست می‌آید مقدار $dQ_{hr} - dQ_w$ است. این بدان معناست که در رابطه بالا مقدار محاسبه شده، نرخ خالص گرمای آزاد شده توسط سوخت است و مقدار انتقال حرارت به دیواره از گرمای آزاد شده برداشته شده است.

داده‌هایی که از آزمایش استخراج می‌شود شامل فشار و حجم داخل سیلندر است که در هر 0.045 درجه چرخش سیلندر یک‌بار خوانده می‌شود. بنابراین می‌توان گفت که در هر بازه که شامل 0.045 درجه از چرخش سیلندر است یک دیفرانسیل از فشار و حجم در دسترس قرار دارد. در واقع داده‌های فشار و حجم داخل سیلندر به ترتیب برحسب Pa/CA و m^3/CA استخراج شده است. بنابراین آنچه به وسیله رابطه بالا برای خالص گرمای آزاد شده محاسبه می‌شود بر حسب J/CA خواهد بود. به همین خاطر به این میزان نرخ گرمای خالص آزاد شده نیز اطلاق می‌شود.

در موتورهای دیزل برای محاسبه نرخ خالص گرمای آزاد شده میزان γ در بازه $1/3$ تا $1/35$ تغییر می‌کند و اغلب در این بازه یک مقدار ثابت برای آن انتخاب می‌شود. انتظار می‌رود که γ در انتهای کورس تراکم و قبل از شروع احتراق مقادیری نزدیک به $1/35$ داشته باشد که تقریباً متناسب با هواست و برای گازهای حاصل از احتراق در تمام نسبت‌های هم ارزی برای همان احتراق مقادیر $1/26$ تا $1/3$ را داشته باشد. تا به حال هنوز مقادیر مناسب برای γ در طول احتراق که بتواند مقادیر دقیق گرمای آزاد شده را ارائه دهد تعریف نشده است [۷].

البته کاملاً اثبات شده است که میزان ثابت γ اختلاف چندان زیادی را در محاسبات ایجاد نمی‌کند. در شکل ۲-۴ کسر میزان گرمای آزاد شده تجمعی یعنی نسبت گرمای آزاد شده در سیلندر نسبت به کل گرمای آزاد شده گزارش شده است. این نمودار که توسط برانت^۱ [۱۴] گزارش شده مشخص می‌کند که گرمای آزاد شده محاسبه شده در حالت $\gamma = 1.28$ و در حالت γ متغییر با دما اختلاف چندان ناچیزی باهم ندارند. در کارهای جدیدی که انجام گرفته نیز میزان دقیقی برای این پارامتر محاسبه نشده است.

^۱ F. J. Brunt



شکل ۲-۴: نمودار درصد گرمای آزاد شده تجمعی برحسب زاویه میل‌لنگ [۱۴]

۲-۳-۲ محاسبه گرمای ناخالص آزادشده

برای در نظر گرفتن مقدار گرمای انتقال یافته به دیواره سیلندر در محاسبه گرمای آزادشده که گرمای ناخالص آزادشده نام می‌گیرد، رابطه قانون اول ترمودینامیک را به شکل اصلاح شده می‌توان بکار برد. محاسبات در این روش کمی پیچیده‌تر خواهد بود اما با روش قبل چندان تفاوتی ندارد. تنها تفاوت آن در این است که از شاخص پلی‌تروپیک برای گنجاندن اثر انتقال حرارت به دیواره در مقدار گرمای آزادشده استفاده می‌شود.

فرض اولیه این مدل این است که با تقسیم فرآیند احتراق به تعدادی فرآیند حجم ثابت که در آن فشار با حرکت سیلندر تغییر می‌کند ایده آل سازی شود. همچنین انتقال حرارت به دیواره به وسیله یک سری از فرآیندهای پلی‌تروپیک مدل می‌شود. افزایش فشار بین دو زاویه در سیکل دیزل و در طول احتراق به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۳]:

$$\Delta P_2 = [P_2 - P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n] \quad (۳۱-۲)$$

در رابطه (۳۱-۲) n شاخص پلی‌تروپیک در طی فرآیند تغییر فشار و حجم از حالت ۱ به حالت ۲

است که با استفاده از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (32-2)$$

در رابطه (۳۱-۲) افزایش فشار ناشی از احتراق را با فرض آنکه فرآیند تراکم در سیلندر به وسیله یک فرآیند پلی تروپیک با شاخص n مدل شود محاسبه می‌گردد. حال اگر کل مخلوط گاز در حال احتراق در داخل سیلندر و هنگامی که سوپاپ‌های ورودی و خروجی در حین احتراق بسته است را گاز ایده آل فرض کنیم می‌توان دمای آن را به صورت زیر محاسبه نمود:

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot V_2}{mR} \quad (33-2)$$

با فرض آنکه کل فرآیند آزاد شدن گرما در سیلندر با تعداد زیادی از معادلات هم‌حجم جایگزین شود، در هر حالت مقدار گرمای آزاد شده را می‌توان به صورت زیر محاسبه نمود:

$$\Delta Q_{hr} = m\Delta U = mC_v\Delta T_2 \quad (34-2)$$

اکنون با جایگذاری رابطه دما از رابطه (۳۳-۲) در معادله مربوط به گرمای آزاد شده یعنی رابطه (۳۴-۲)، معادله نهایی جهت محاسبه گرمای ناخالص آزاد شده به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\Delta Q_{hr} = \frac{V_2}{\gamma - 1} [P_2 - P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n] \quad (35-2)$$

معادله (۳۵-۲) مقدار گرمای آزاد شده در یک فاصله مشخص از زاویه چرخش را محاسبه می‌نماید. حال اگر مجموع تمام این مقادیر در طول احتراق محاسبه شود، می‌توان مقدار گرمای ناخالص آزاد شده در طول احتراق را محاسبه نمود. نکته قابل توجه این است که اگر بجای ضریب پلی تروپیک از نسبت گرماهای ویژه (γ) استفاده شود و در صورتی که بازه مورد استفاده برای محاسبات کوچک باشد، نتایج به دست آمده با نتایج حاصل از روش اول (نرخ خالص گرمای آزاد شده) با دقت بالایی یکسان خواهد بود.

البته باید توجه نمود که ضریب پلی تروپیک را تنها در بازه‌های کوچک و در کورس تراکم کمی

قبل از نقطه مرگ بالا) و در کورس انبساط (بعد از نقطه مرگ بالا) می‌توان با دقت بالا محاسبه کرد و در کل این دو ناحیه از آن‌ها استفاده نمود [۱۳]. در واقع زمانی فرآیند را می‌توان پلی تروپیک دانست که میزان افزایش یا کاهش فشار نسبتاً بالا باشد. ولی در حین شروع احتراق که عموماً پیستون به نقطه مرگ بالا^۱ نزدیک است از آنجا که پیستون ساکن است نمی‌توان ضریب پلی تروپیک دقیقی را محاسبه نمود.

۴-۲ محاسبه طول احتراق

در قسمت محاسبه گرمای آزاد شده مشاهده شد که دانستن طول دوره احتراق بسیار مهم می‌باشد. چرا که هدف آن است که میزان نرخ گرمای آزاد شده خالص که در قسمت قبل بر مبنای ژول بر زاویه چرخش سیلندر محاسبه شد، در طول بازه‌ای که احتراق رخ می‌دهد جمع بسته تا کل گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق به دست آید. بنابراین باید بدانیم که دقیقاً در چه زمانی احتراق آغاز شده و در چه زمانی احتراق پایان می‌یابد. همان‌طور که در فصل اول نیز گفتیم نمی‌توان نقطه شروع احتراق در موتورهای دیزل را به راحتی تعیین کرد. چرا که جرعه‌زنی در این موتورها به وسیله شمع انجام نمی‌شود. فرآیند اشتعال در موتورهای اشتعال تراکمی همان‌طور که قبلاً نیز به آن پرداختیم با پاشش سوخت در داخل گاز متراکم و داغ شروع می‌شود. در مرحله بعد ذرات ریز سوخت پاشیده شده به سرعت تبخیر می‌شوند. در این زمان است که بسته به این که در کدام منطقه شرایط بهتری برای احتراق فراهم آمده سوخت به صورت پراکنده شروع به سوختن نموده و پس از آن در مرحله نهایی این شعله‌های کوچک به همه مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر انتشار یافته و احتراق به‌طور کامل آغاز می‌شود. پایان احتراق نیز قبل از رسیدن پیستون به نقطه مرگ پائین رخ می‌دهد. در منابع مختلف روش‌های مختلفی برای پیدا کردن نقاط شروع و پایان احتراق آمده است. در پژوهش پیشرو این روش‌ها بررسی شده و بر اساس دقتی که مورد نیاز است یکی از آن‌ها جهت محاسبه آغاز و پایان

^۱ Top dead center

احتراق مورد استفاده قرار خواهد گرفت. عمده این روش‌ها به استفاده از نمودارهای نرخ خالص گرمای آزادشده و فشار داخل سیلندر می‌پردازد. علت این امر آن است که با مطالعه هم‌زمان نرخ گرمای آزادشده و فشار در هر لحظه از احتراق می‌توان به راحتی فازهای مختلف احتراق را بررسی نمود و از طرفی رسیدن به این نمودارها نسبت به سایر روش‌ها ساده‌تر می‌باشد.

۲-۴-۱ تأخیر در اشتعال و شروع احتراق

زمانی که سیستم تزریق شروع به پاشش سوخت در سیلندر می‌نماید را می‌توان با تغییر در ساختار تزریق کننده تغییر داد. بنابراین با اتصال آن به یک سیستم الکترونیکی ساده می‌توان لحظه‌ای که فرمان پاشش سوخت صادر می‌شود را به صورت یک سیگنال دریافت نمود. بنابراین ما به راحتی می‌توانیم تعیین کنیم که در چه لحظه‌ای سوخت به داخل سیلندر تزریق شده است. اما سیستم تزریق یک سیستم مکانیکی است که اجزای مختلف آن ممکن است دارای تأخیر زمانی باشند. از این جهت نمی‌توان انتظار داشت که در لحظه فرمان بلافاصله سوخت در سیلندر تزریق گردد. همچنین همان‌طور که قبلاً نیز بیان شد حتی با شروع تزریق سوخت در سیلندر بلافاصله اشتعال در محفظه احتراق رخ نمی‌دهد.

فاصله زمانی بین شروع تزریق و شروع احتراق را تأخیر در اشتعال^۱ می‌نامند. هرچه تأخیر در اشتعال کمتر باشد، احتراق زودتر آغاز شده و بنابراین مدت زمانی که در آن مقادیر گرمای آزادشده جمع بسته می‌شود بیشتر خواهد بود. بنابراین با تأخیر کمتر، میزان گرمای آزادشده بیشتری در احتراق حاصل می‌گردد [۲۱]. همچنین تأخیر کمتر نشان دهنده سرعت در سوختن سوخت در داخل سیلندر است. البته همیشه نمی‌توان تأخیر در اشتعال را مفید دانست چرا که در برخی موارد گزارش شده است که بایودیزل‌ها نسبت به سوخت دیزل دارای تأخیر کمتری هستند اما میزان NO_x تولید شده در آن‌ها بیشتر است. این افزایش در تولید اکسیدهای نیتروژن می‌تواند به واسطه سوختن سریع‌تر

^۱ Ignition delay

بایودیزل و افزایش در دمای شعله آن‌ها باشد [۲۲].

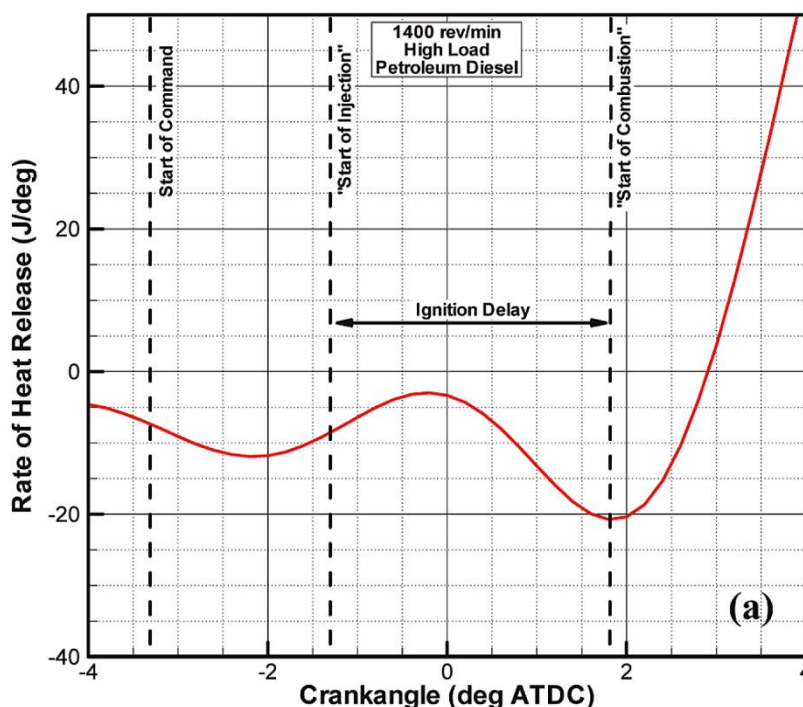
شروع احتراق به وسیله محققین مختلف به صورت‌های مختلفی تعریف شده است. برای مثال در برخی مطالعات نقطه‌ای تعریف شده که نرخ گرمای خالص آزاد شده به بیشترین مقدار رشد خود می‌رسد یعنی دارای بیشترین شیب مثبت می‌باشد [۱۱]. ولی در مطالعه دیگر نقطه‌ای که نمودار نرخ گرمای خالص آزاد شده به یک مقدار مثبت رسیده، آغاز احتراق بیان می‌شود [۲۳].

روش‌های دیگری نیز برای تعیین شروع احتراق در منابع ذکر گردیده است. برای مثال روش‌های زیر برای محاسبه نقطه شروع احتراق بیان شده است [۲۴]:

- محل ۵۰٪ از افزایش فشار با توجه به احتراق پیش آمیخته.
- برون‌یابی بیشترین شیب افزایش فشار با توجه به احتراق از هنگام عبور از نقطه صفر فشار
- محل اولین پیک مشتق دوم ترسیم شده
- محل ۱۰٪ از حداکثر گرمای آزاد شده در سوختن مخلوط پیش آمیخته

روش‌هایی که نیاز به مشتق‌گیری داشتند به علت نویز موجود به اندازه کافی بهینه نبودند. و سایر روش‌ها نیز اغلب دارای کمی خطا در محاسبات هستند. همچنین این روش‌ها دارای پیچیدگی می‌باشند و اغلب به دنبال پیدا کردن تأخیر در اشتعال به میزان بسیار ناچیز می‌گردند. اما در محاسبه نرخ گرمای آزاد شده نیاز به دقت بالا برای محاسبه شروع احتراق نمی‌باشد. چرا که تأثیر گذاری زیادی روی این پارامتر ندارد. محاسبه تأخیر در اشتعال دقیق اغلب برای جلوگیری از ایجاد کوبش در هنگام احتراق است. همچنین ما در داده‌های آزمایش اطلاعاتی از داده‌های تزریق در موتور نداریم. بنابراین به دنبال روشی هستیم که با داده‌های موجود بتوانیم منطقه حدودی شروع احتراق را پیدا کنیم.

بهترین راه برای پیدا کردن تأخیر در اشتعال و شروع احتراق استفاده از نمودارهای فشار و نرخ گرمای آزاد شده است. همان‌طور که گفته شد، پس از تزریق سوخت در سیلندر ذرات ریز سوخت مایع



شکل ۲-۵: تعیین نقطه شروع احتراق در نمودار گرمای آزاد شده [۲۱]

شروع به تبخیر شدن می‌کنند. این عمل تبخیر نیاز به گرما دارد که مستقیماً از هوای داخل سیلندر گرفته می‌شود. بنابراین قبل از شروع احتراق باید به دنبال کاهش در گرمای آزاد شده سیلندر بود. یعنی ناحیه‌ای در نمودار گرمای آزاد شده که دارای شیب منفی می‌باشد.

از طرفی پس از شروع احتراق به سرعت انرژی آزاد می‌شود. پس این ناحیه در نمودار گرمای آزاد شده باید پس از شروع احتراق با شیب مثبت زیادی ادامه یابد. واضح است که دونا حیه با شیب منفی و مثبت که پی‌درپی هم در نمودار گرمای آزاد شده می‌آیند تشکیل یک مقدار مینیمم را می‌دهند.

بنابراین همان‌طور که در شکل ۲-۵ نشان داده شده است زاویه‌ای که دارای کمترین مقدار گرمای آزاد شده قبل از مثبت شدن نمودار و بعد از تزریق سوخت است به‌عنوان شروع احتراق در نظر گرفته می‌شود. باید توجه شود که پس از این نقطه مینیمم، افزایش قابل ملاحظه‌ای در گرمای آزاد شده مشاهده می‌شود که نشان از شروع احتراق دارد.

۲-۴-۲ تعیین پایان احتراق

در بحث تعیین زاویه پایان احتراق روش‌های متعددی ذکر نشده است. علت آن است که در پایان احتراق مخلوط داخل سیلندر تماماً از فرآورده‌های احتراق تشکیل شده است و عموماً رفتار پیچیده‌ای از خود نشان نمی‌دهند. برای محاسبه پایان احتراق میزان جرم سوخته شده در طی فرآیند مورد بررسی قرار می‌گیرد. یعنی روش‌هایی که به وسیله آن می‌توان میزان جرم کربن سوخت سوخته شده را در هر لحظه محاسبه نمود. در بسیاری از منابع زاویه‌ای از چرخش میل‌لنگ که در آن ۹۰٪ از سوخت در داخل سیلندر سوخته شده است را نقطه پایان احتراق معرفی نموده‌اند. این میزان را می‌توان در زاویه‌ای که کسر جرمی سوخته شده^۱ به میزان ۰/۹ می‌رسد جستجو کرد. بنابراین با استخراج نمودار کسر جرمی سوخته شده می‌توان زمانی که میزان آن به ۰/۹ می‌رسد را یافت و همان نقطه را به عنوان پایان احتراق مشخص نمود.

برای یافتن کسر جرمی سوخته شده یکی از روابطی که برای موتورهای بنزینی ارائه شده است به صورت زیر می‌باشد [۲۵]:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{(\theta - \theta_0)}{\Delta\theta_b} \right)^{m+1} \right] \quad (۳۶-۲)$$

در معادله (۳۶-۲) x_b کسر جرمی سوخته شده، θ زاویه چرخش میل‌لنگ، θ_0 زاویه شروع احتراق و مقادیر a و m ثابت‌هایی می‌باشند که برای هر موتور باید تعریف شوند. مشخص است که استفاده از این رابطه دشواری‌های زیادی را ایجاد می‌نماید که دانستن میزان دقیق همین ثابت‌ها یک مشکل اساسی برای آن است.

روش دیگری نیز بر اساس تحلیل داده‌های فشار در داخل سیلندر ارائه شده که شامل پیچیدگی‌های خاص خود می‌باشد [۲۶]. بنابراین استفاده از این دو روش پیچیدگی‌هایی را بر سر راه محاسبه کسر جرمی سوخته شده قرار می‌دهد که ما هدف حذف آن‌ها از محاسبات است.

^۱ Mass fraction burned

روشی که برای محاسبه کسر جرمی سوخته شده در این مطالعه مورد استفاده قرار می‌گیرد بر پایه استفاده از همان نرخ گرمای آزاد شده است. اگر یک نقطه فرضی در هنگامی که فشار و میزان گرمای آزاد شده پس از اتمام فرآیند احتراق افت می‌نماید به‌عنوان نقطه انتهای احتراق تعیین شود، می‌توان کل گرمای آزاد شده را تا آن نقطه محاسبه کرد. حال اگر مجموع گرمای آزاد شده تا هر زاویه را محاسبه و بر کل گرمای آزاد شده که محاسبه شده است تقسیم نماییم کسر جرمی سوخته شده محاسبه خواهد شد.

برای اثبات این روش کسر جرمی سوخته شده را به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$MFB = \frac{M_f}{M_t} \quad (37-2)$$

منظور از M_f جرم سوختی که تا هر لحظه از واکنش احتراق سوخته شده است می‌باشد. و منظور از M_t مجموع کل جرم سوخت داخل سیلندر است. این پرواضح است که (37-2) تعریف کسر جرمی سوخته شده است. حال میزان کل جرم سوخت داخل سیلندر را به‌صورت زیر تعریف می‌کنیم:

$$M_t = \frac{Q_{ch}}{LHV} \quad (38-2)$$

رابطه (38-2) بیان کننده نسبت انرژی شیمیایی آزاد شده به ارزش حرارتی دما پائین سوخت است. حال با جایگذاری رابطه (38-2) در رابطه (37-2)، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$MFB = \frac{M_f \cdot LHV}{Q_{ch}} \quad (39-2)$$

ترم $M_f \cdot LHV$ نشان دهنده میزان گرمای آزاد شده در هر زمان از طول دوره احتراق است. حال رابطه‌ای برای میزان Q_{ch} به‌صورت زیر می‌نویسیم:

$$Q_{ch} = \int_{CA} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d(CA)} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d(CA)} \right) d(CA) \quad (40-2)$$

در رابطه (۴۰-۲)، CA ^۱ بیان کننده زاویه چرخش میل لنگ است. مشاهده می‌نماییم که این همان روشی است که برای محاسبه گرمای آزاد شده خالص داخل سیلندر مورد استفاده قرار گرفته بود. این یعنی آن که میزان کسر جرمی سوخته شده در فرآیند احتراق برابر با نسبت میزان گرمای آزاد شده در هر زاویه به میزان کل گرمای آزاد شده است. بنابراین رابطه کسر جرمی سوخته شده به صورت زیر خواهد بود [۲۷]:

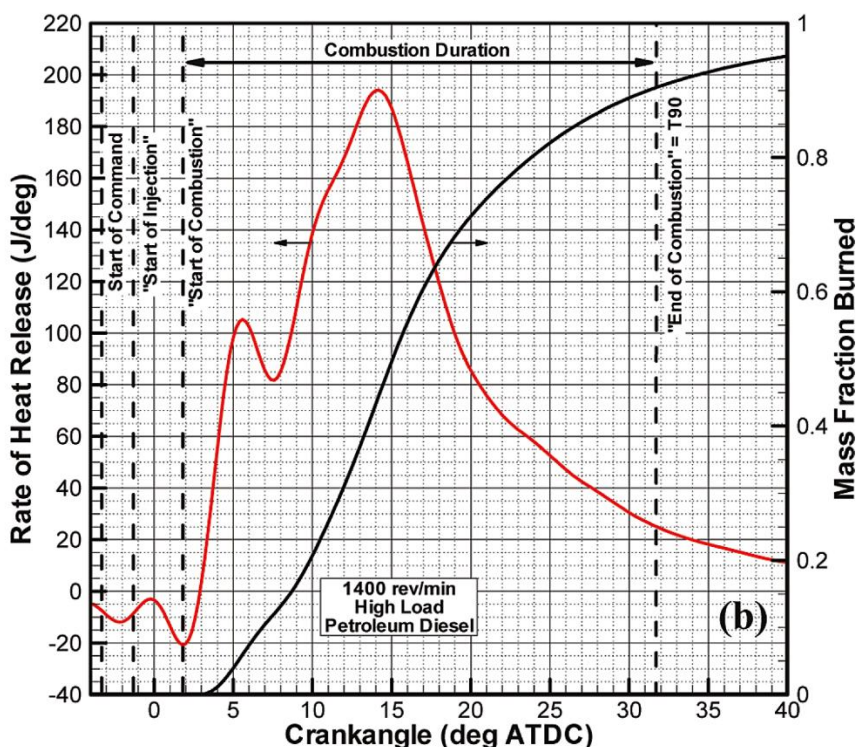
$$MFB = \frac{Q_{ch}(CA)}{Q_{ch}} \quad (41-2)$$

باید توجه نماییم که میزان محاسبه شده کسر جرمی در صورتی که زاویه فرضی انتهای احتراق درست انتخاب نشود مقداری بیش از یک خواهد شد که این نشان دهنده اشتباه بودن در فرض اولیه مسئله است علت این امر نیز آن است که پس از پایان واکنش میزان گرمای آزاد شده به سمت مقادیر منفی خواهد رفت. در شکل ۶-۲ نمودار کسر جرمی سوخته شده در احتراق به همراه نمودار گرمای آزاد شده و نقاط شروع و پایان احتراق مشاهده می‌شود.

۵-۲ محاسبه دمای داخل سیلندر

برای محاسبه دمای داخل سیلندر روش‌های مختلفی وجود دارد اما این روش‌ها نیاز به داشتن اطلاعات مختلفی است. عمده این روش‌ها به محاسبه دما از طریق محاسبه دمای آدیاباتیک شعله، محاسبه دمای داخل سیلندر با استفاده از خواندن دما سطح سیلندر، استفاده از دمای گازهای احتراق در خروجی از سیلندر موتور پرداخته‌اند. با محاسبه دمای آدیاباتیک شعله خطای زیادی وارد محاسبات می‌شود چرا که عملاً دو اشکال اساسی در محاسبه دمای آدیاباتیک شعله وجود دارد؛ استفاده از معادله واکنش احتراق [۲۸] و دیگری در نظر نگرفتن شرایط احتراق در موتور برای مثال

^۱ Crank angle



شکل ۲-۶: نمودار کسر جرمی سوخته شده و نقاط شروع و پایان احتراق [۲۱]

سیکل خنک کننده که باعث افت دمای داخل سیلندر می‌گردد [۲۹].

هر دو مورد این روش‌ها دارای خطا می‌باشند چرا که برای نوشتن معادله احتراق دقیق نیاز به دانستن اطلاعات دقیقی از فرآورده‌های احتراق است که این امر عملاً در بسیاری از موارد امکان‌پذیر نیست. همچنین در این مطالعه همواره تلاش شده است که معادله احتراق به دلیل مشخص نبودن فرمول دقیقی از سوخت از روند محاسبات حذف شود. اشکال اساسی دیگر محاسبه دمای آدیاباتیک در فضایی غیر از سیلندر موتور است که این به‌وضوح یک خطا در محاسبات است چرا که عملاً هنگام احتراق سوخت در موتور مکانیزم‌های خنک کننده بکار گرفته می‌شود تا از بالا رفتن بیش از اندازه دما در سیلندر جلوگیری شود.

بنابراین دمای آدیاباتیک شعله اندازه‌گیری شده نمی‌تواند عملاً نشان دهنده دمای داخل سیلندر باشد. در روش دیگر با استفاده از خواندن دمای سطح سیلندر و محاسبه یک ضریب انتقال حرارت بین جداره و مخلوط گاز و هوای داخل سیلندر و داشتن میزان گرمای آزاد شده، دمای مخلوط گاز و هوای داخل سیلندر در هر لحظه از احتراق محاسبه می‌شود [۳۰]. اما این روش نیاز به معلوماتی

همچون دمای سطح سیلندر و نیز پارمترهای متعددی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی بین دیواره و مخلوط سوخت و هوا دارد که آن‌ها نیز مجهول است.

اگر فرآیند خروج گازهای حاصل از احتراق از سیلندر به صورت آیزنتروپیک فرض شود، می‌توان با نوشتن نسبت تراکم سیلندر برای این فرآیند یعنی حجم انتهایی واکنش به حجم در ابتدای واکنش دمای حالت ابتدایی یعنی مخلوط سوخت و هوا را محاسبه نمود [۱۷]. در این روش نیز نیاز به دانستن اطلاعات گازهای خروجی از سیلندر است ضمن آنکه فرض آیزنتروپیک بودن فرآیند تخلیه گازهای حاصل از احتراق یک فرآیند بشدت پلی تروپیک است و این که این فرآیند آیزنتروپیک فرض شود خطای زیادی را وارد محاسبات دما می‌نماید.

اما باید به دنبال روشی بود تا بتوان شرایط بسیار غیر قابل کنترل داخل سیلندر را به دمای مخلوط سوخت به هوا مرتبط کرد. از آنجا که می‌دانیم شرایط داخل سیلندر در هنگام احتراق به شدت روی داده‌های فشار تأثیرگذار است اگر بتوانیم در محاسبه دما از داده‌های فشار کمک بگیریم این امر تحقق یافته است.

به جز داده‌های فشار و حجم، گرمای آزادشده یکی دیگر از اطلاعات در دسترس است. در بخش‌های ۲-۳-۲ و ۱-۳-۲ نحوه محاسبه گرمای آزادشده خالص مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که در این بخش‌ها نشان داده شد اختلاف میزان گرمای آزادشده خالص و ناخالص برابر با میزان گرمای منتقل شده به بلوک سیلندر موتور است. این یعنی گرمای ناخالص به اندازه گرمای انتقال یافته به سیلندر از میزان گرمای خالص محاسبه شده بیشتر است. این میزان افزایش با به‌کارگیری شاخص پلی تروپیک در رابطه (۳۵-۲) حاصل شده است. حال اگر شاخص پلی تروپیک در رابطه (۳۵-۲) با مقدار نسبت گرماهای ویژه (γ) جایگزین شود در صورتی که بازه انتگرال‌گیری برای محاسبه گرما کوچک باشد، مقادیر به دست آمده برای گرمای آزادشده ناخالص به مقدار گرمای آزادشده خالص در همان بازه انتگرال‌گیری بسیار نزدیک خواهد بود [۱۳]. رابطه زیر نشان دهنده این تساوی است.

$$\int_1^2 Q_{hr} = \frac{V_2}{\gamma - 1} [P_2 - P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma] \quad (42-2)$$

با استفاده از داده‌های فشار و حجم و قرار دادن آن‌ها در رابطه (۳۰-۲) می‌توان در هر بازه دلخواه میزان گرمای خالص آزاد شده را محاسبه نمود. همچنین در ابتدا و انتهای این بازه مقادیر فشار و حجم کاملاً مشخص است. بنابراین در رابطه (۴۲-۲) تنها پارامتر مجهول مقدار نسبت گرمای آزاد شده یعنی γ است. با دانستن گاما می‌توان از معادلات تجربی که برای گاما و برحسب دما داده شده است استفاده نمود. مشهورترین این معادلات رابطه درجه دوم دما با γ است که در منابع متعددی برای محاسبه مقدار γ برحسب دما گزارش شده است [۷]. این رابطه به صورت زیر ارائه شده است:

$$\gamma = 1.35 - 6 \times 10^{-5} T + 1 \times 10^{-8} T^2 \quad (43-2)$$

با حل رابطه (۴۲-۲) در یک بازه کوچک می‌توان به راحتی مقادیر γ را محاسبه نموده و با قرار دادن آن در رابطه (۴۳-۲) و حل این معادله به مقادیر دما رسید. البته برای کاربردهای مختلف روابط تجربی دیگری ارائه شده است نظیر یک رابطه درجه سوم که برای موتورهای اشتعال تراکمی با مخلوط سوخت و هوای همگن (HCCI) ارائه شده است [۳۱].

باید توجه نمود که میزان حساسیت گرمای آزاد شده خالص به مقادیر γ چندان زیاد نبوده اما میزان حساسیت دما به مقادیر γ بسیار زیاد است. بنابراین باید بازه انتگرال‌گیری را با دقت بسیار بالایی انتخاب نمود. با بررسی‌های بسیار زیادی که روی این روش از محاسبه دما انجام گرفت این نتیجه حاصل شد که تنها بازه کوچکی که از نقطه مرگ بالا شروع و تا زمانی که بیشترین نرخ تولید انرژی حاصل شود، یعنی نقطه ماکزیمم گرمای آزاد شده ادامه می‌یابد می‌تواند به نتایج صحیح برای مقادیر γ و دما منتج شود. چگونگی محاسبات و بررسی نتایج به دست آمده در فصول آیند مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت.

فصل سوم

نتایج

۳-۱ تجهیزات و فرآیند انجام آزمایش

آزمایشات روی یک موتور دیزل ۶ سیلندر توربو شارژ خطی کامنز^۱ در مرکز تحقیقات موتورهای با سوخت‌های زیستی دانشگاه صنعتی کوئزلند^۲ انجام شده است. ظرفیت موتور ۵.۹ لیتر، قطر سیلندر ۱۰۲ میلی‌متر و کورس آن ۱۲۰ میلی‌متر است. نسبت تراکم موتور ۱۷.۳:۱ و بیشترین قدرت آن ۱۶۲Kw در سرعت ۲۰۰۰rpm و بیشترین گشتاور آن ۸۲۰Nm در ۱۵۰۰rpm است. هر سیلندر دارای دو سوپاپ ورودی و دو سوپاپ خروجی است. از سیلندر ۲ تا ۵ مسیر ورودی هر سیلندر با سیلندر مجاورش تقسیم می‌گردد. در حالی که سیلندرهایی ۱ و ۶ هرکدام دارای مسیر تغذیه جداگانه هستند که به‌طور مستقیم از مانیفولد ورودی تغذیه می‌شوند. علت این امر آن است که در مجاورت این دو سیلندر تنها یک سیلندر برای تقسیم سوخت ورودی قرار دارد و عملاً امکان این امر وجود ندارد.

برای ایجاد گشتاور بر سر راه موتور یک دینامومتر^۳ هیدرولیک^۴ که به‌صورت الکترونیکی کنترل می‌شود به آن متصل شده است. بار دینامومتر با افزایش سرعت جریان آب در داخل حوضچه آن افزایش می‌یابد. فشار داخل سیلندر موتور به‌وسیله یک مبدل پیزوالکتریک^۵ از نوع کستلر^۶ با یک مبدل آنالوگ به دیجیتال که به کامپیوتر متصل شده است برای یک سیلندر خوانده می‌شود. داده‌ها در یک سرعت نمونه ۲۰۰ کیلوهرتز برای چهار دقیقه در هر بار جمع‌آوری می‌شود.

داده‌های جمع‌آوری شده فشار داخل سیلندر که به‌صورت میان‌گذر فیلتر شده، زمان تزریق سوخت و اطلاعات درجه زاویه چرخش میل‌لنگ است. تنظیمات فیلتر میان‌گذر برای ضبط تشدید احتراق است تا اثرات فرکانس‌های ضربه و نویز سیگنال تزریق به حداقل برسد. زمان تزریق سوخت

^۱ Cummins

^۲ Queensland University of Technology

^۳ Dynamometer

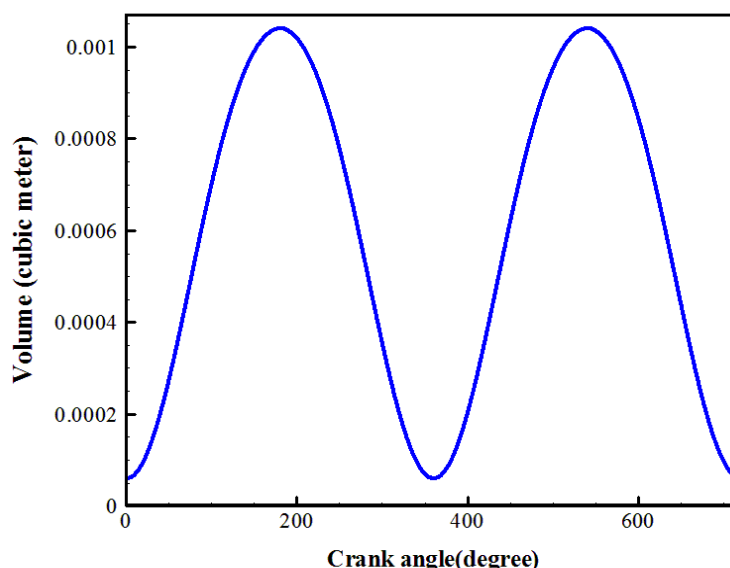
^۴ Hydraulic

^۵ piezoelectric

^۶ Kistler

به وسیله سیستم مدیریتی موتور (EMS^۱) کنترل می‌شود و با این شرایط ما قادر به آن نخواهیم بود که نحوه تزریق سوخت را برای آزمایش هر نوع از سوخت کنترل نمائیم. این بدان معناست که برای هر نوع از سوخت نمی‌توان زمان تزریق را طوری کنترل نمود که شروع احتراق در زمان مناسبی صورت پذیرد.

اطلاعات زاویه چرخش میل‌لنگ به وسیله یک مجموعه رمزگذار زاویه میل‌لنگ کستلر جمع‌آوری می‌شود که در هر ۰/۰۴۵ از چرخش زاویه‌ای میل‌لنگ عمل می‌نماید. این یعنی در هر ۰/۰۴۵ زاویه چرخش میل‌لنگ یک بار اطلاعات فشار برداشت می‌گردد. با این حساب پس از هر دور چرخش میل‌لنگ به صورت تقریبی ۱۶۰۰۰ زاویه مختلف که در آن فشار اندازه‌گیری شده است در دسترس است. حال اگر در یک محدوده زمانی این اطلاعات جمع‌آوری شود، تعداد زیادی از فشارها برای هر یک از این ۱۶۰۰۰ زاویه ثبت شده است. حال با میانگین‌گیری در این نقاط یک دسته ۱۶۰۰۰ عددی از داده‌های فشار حاصل می‌گردد که می‌توان از آن‌ها برای تحلیل و محاسبه سایر پارامترها استفاده نمود. از آنجا که کورس و قطر سیلندر کاملاً مشخص است می‌توان رابطه‌ای بین حجم زاویه چرخش



شکل ۳-۱: نمودار تغییرات حجم داخل سیلندر برحسب زاویه چرخش میل‌لنگ

^۱ Engine Management System

در طی احتراق پیدا نمود. بنابراین با خطای بسیار کمی قادر به محاسبه حجم در هر یک از ۱۶۰۰۰ نقطه در چرخش میل لنگ خواهیم بود. شکل ۳-۱ حجم را در طی یک دور از چرخش میل لنگ برای موتور مورد آزمایش نشان می‌دهد.

آزمایشات بروی تمامی نمونه‌های سوخت در سرعت ثابت ۱۵۰۰rpm و در چهار گشتاور مختلف ۲۰۰Nm، ۴۰۰Nm، ۶۰۰Nm و ۸۰۰Nm انجام گرفته است. از آنجا که سرعت چرخش میل لنگ در ۱۵۰۰rpm ثابت است، نمودار تغییرات حجم در کلیه حالات آزمایش برای کلیه سوخت‌ها یکسان است.

همچنین آزمایش برای سوخت‌های با درصد‌های جرمی متفاوت اتانول انجام گرفته است که شامل ترکیب صفر، ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول با سوخت دیزل است. در گراف‌ها و نمودارهای رسم شده همواره از نماد Ex-Dy برای نشان دادن نوع سوخت استفاده می‌شود که در آن x نشان دهنده درصد اتانول و y نشان دهنده درصد دیزل خواهد بود. آزمایش ابتدا بر روی یک نمونه سوخت انجام شده و داده‌ها جمع‌آوری می‌گردد سپس سوخت مورد استفاده در موتور تعویض شده و پس از مدت زمانی مشخص (برای آنکه سوخت قبلی که در مجاری سوخت رسانی باقی‌مانده کاملاً در سیلندر سوخته و سوخت جدید جایگزین گردد)، داده‌های مربوط به سوخت جدید ثبت می‌گردد. در ادامه این فصل نتایج این آزمایش و پارامترهایی که با استفاده از آن‌ها محاسبه گردیده مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.

۳-۲ بررسی نتایج داده‌های فشار داخل سیلندر و نرخ گرمای آزادشده

داده‌های فشار به دست آمده برای سوخت‌های مختلف مستقیماً از نتایج آزمایش سوخت استخراج شده است. با استفاده از این داده‌ها نرخ خالص گرمای آزادشده داخل سیلندر محاسبه شده است. از آنجا که گرمای آزادشده خالص مستقیماً به فشار و حجم داخل سیلندر وابسته است، بنابراین می‌تواند نشان دهنده شرایط احتراق باشد. حال با مقایسه این دو نمودار می‌توان در هر لحظه احتراق را تفسیر

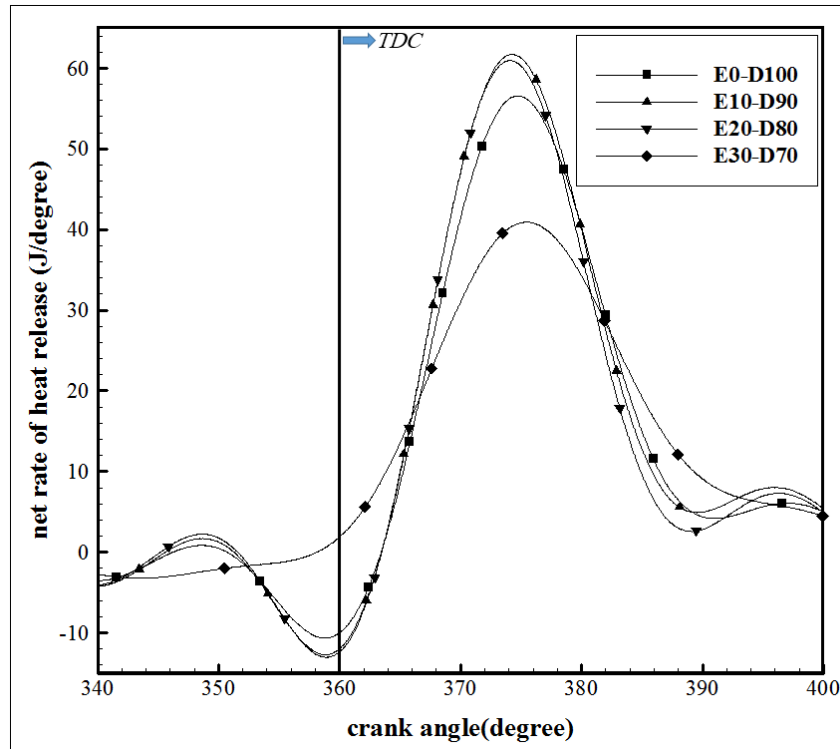
نمود.

لحظه شروع احتراق در هر نمونه سوخت از اهمیت بالایی برخوردار است. برای آنکه یک موتور کارکرد خوبی داشته باشد احتراق باید کمی قبل از نقطه مرگ بالا شروع شود و تا زمانی که پیستون شروع به پائین آمدن می‌نماید کامل شود. کامل شدن احتراق با افزایش فشار در داخل سیلندر همراه می‌شود. با تفسیر نمودار گرمای آزاد شده می‌توان کامل شدن احتراق رو مورد بررسی قرار داد. همچنین با توجه به نمودار فشار، می‌توان زمان افزایش فشار را بررسی کرد. بررسی آغاز احتراق در موتور مورد آزمایش بدلیل آن که در این مورد پاشش سوخت برخلاف موتورهای قدیمی در نقاط نزدیک به نقطه مرگ بالا انجام می‌شود، از اهمیت خاصی برخوردار است. در تمامی نمودارها در این قسمت نقطه مرگ بالا به اختصار با عبارت TDC^۱ و یک خط در زاویه ۳۶۰ درجه از چرخش سیلندر مشخص شده است.

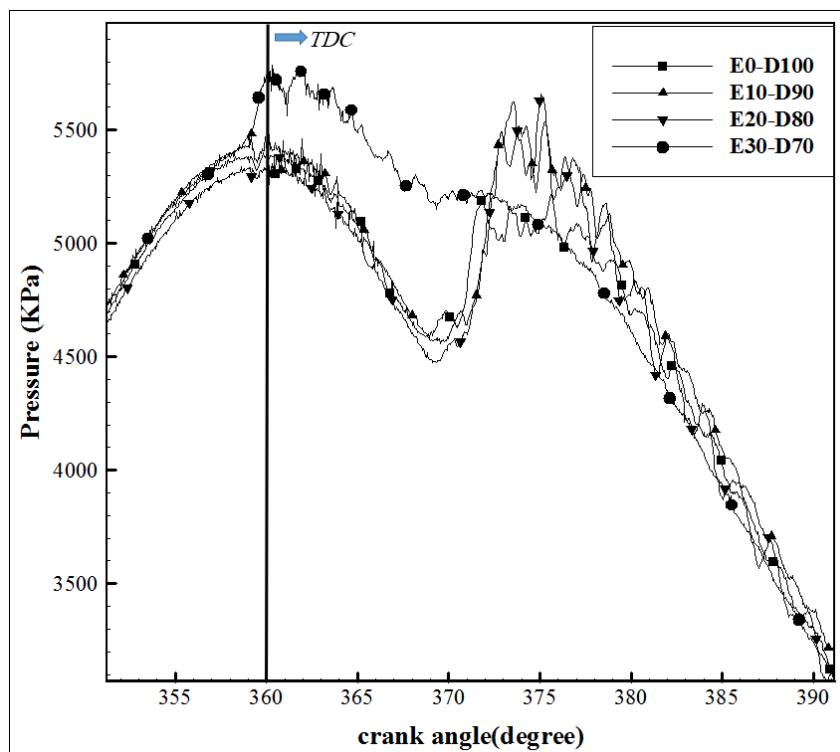
در گشتاور ۲۰۰ Nm با بررسی نمودار گرمای آزاد شده همانطور که در شکل ۳-۲ مشخص است بجز سوخت با ۳۰ درصد اتانول، در تمامی موارد دیگر احتراق در فاصله کمی قبل از نقطه مرگ بالا رخ داده است. همچنین در این نمونه‌های سوخت، احتراق پس از نقطه مرگ بالا کامل شده و بیشترین مقادیر گرمای آزاد شده مشاهده می‌شود. در شکل ۳-۳ نمودار فشار نیز برای این گشتاور آمده است. ملاحظه می‌شود که همزمان با رسیدن به بیشترین مقادیر فشار سیلندر به نقطه مرگ بالا رسیده است که این همانطور که قبلاً بیان شد شرایطی مطلوب برای موتور است.

اما در سوخت با ۳۰ درصد اتانول احتراق با فاصله زیاد قبل از نقطه مرگ بالا آغاز شده است. همچنین میزان گرمای آزاد شده دارای شیب کمتری نسبت به سایر مقادیر است. این یعنی احتراق کند پیش رفته است و میزان گرمای آزاد شده دارای بیشینه کمتری نسبت به سایر نمونه‌های سوخت است. در نمودار فشار نیز مشاهده می‌شود که پس از نقطه مرگ بالا، فشار برخلاف سایر نمونه‌های سوخت افت می‌کند. این امر می‌تواند نشان دهنده کاهش بیشینه گرمای آزاد شده در این نقاط باشد.

^۱ Top Dead Center



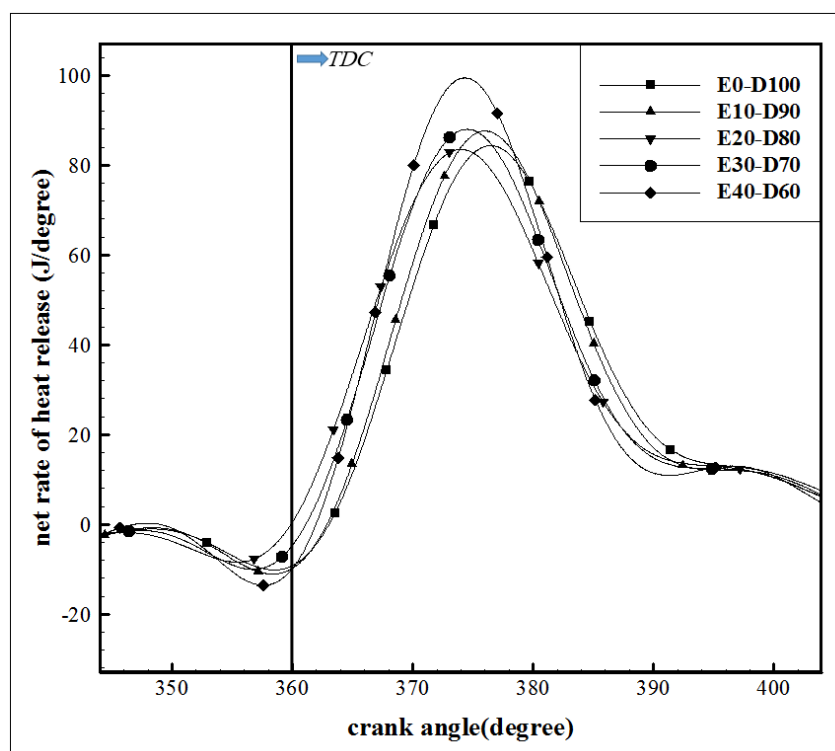
شکل ۲-۳: نمودار نرخ گرمای آزاد شده در گشتاور ۲۰۰ Nm



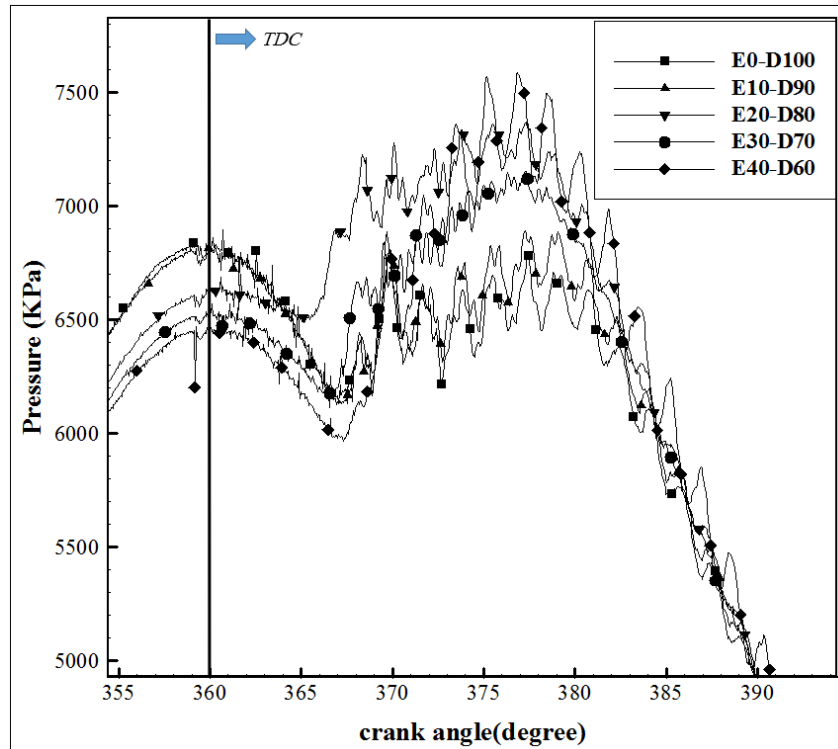
شکل ۳-۳: نمودار فشار برای گشتاور ۲۰۰ Nm

شایان ذکر است که آزمایشات برای سوخت با ۴۰ درصد اتانول در گشتاور ۲۰۰Nm انجام نشده است. این موضوع مستقیماً مرتبط با عملکرد بد موتور در این گشتاور و با سوخت‌های با درصد بالای اتانول است. همانطور که در ۳۰ درصد اتانول نیز مشاهده شد احتراق به هیچ عنوان دارای شرایط مساعد نمی‌باشد.

برای گشتاور ۴۰۰Nm نمودارهای گرمای آزاد شده و فشار داخل سیلندر در شکل ۳-۴ و شکل ۳-۵ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود، احتراق برای تمامی نمونه‌های سوخت به طور همسان با فاصله کمی قبل از نقطه مرگ بالا آغاز شده و پس از آن به نقطه بیشینه می‌رسد. این نشان دهنده یک احتراق کامل است چرا که دقیقاً در کورس انبساط که از موتور کار گرفته می‌شود، بیشترین مقادیر گرمای آزاد شده حاصل می‌شود. نمودار فشار نیز این مساله را تأیید می‌نماید چرا که بیشینه فشار در کورس انبساط ایجاد می‌شود. برخلاف گشتاور ۲۰۰Nm، فشار کاملاً پس از نقطه مرگ بالا به مقدار بیشینه رسیده است بنابراین احتراق کاملی را مشاهده می‌نماییم.



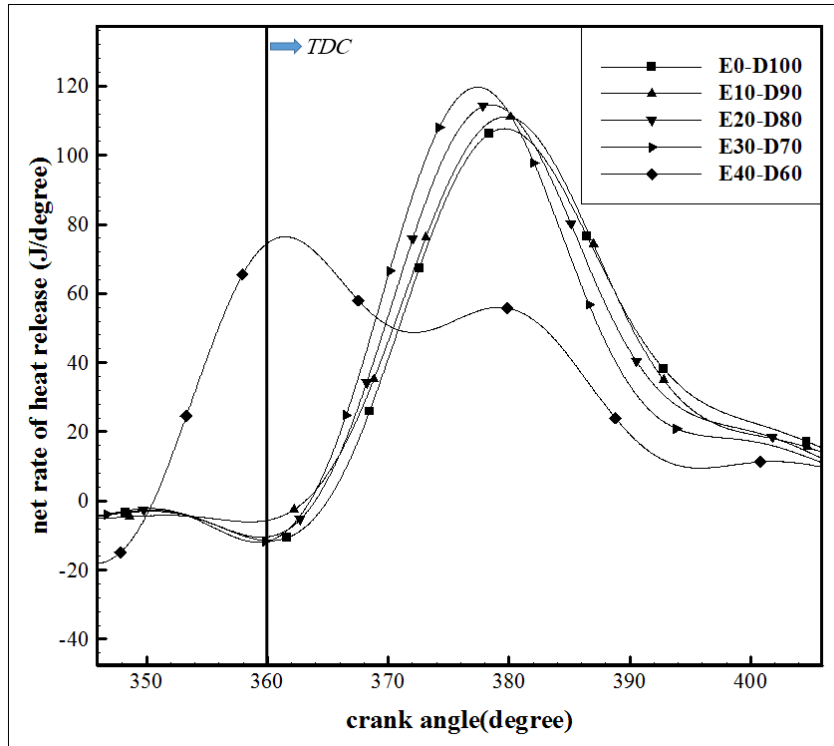
شکل ۳-۴: نمودار گرمای آزاد شده برای گشتاور ۴۰۰Nm



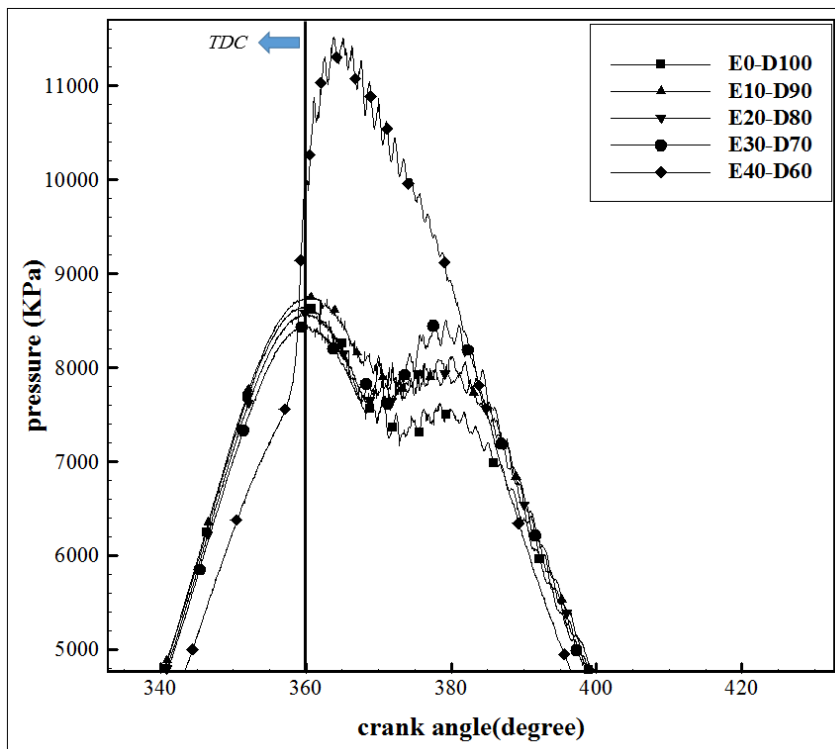
شکل ۳-۵: نمودار فشار برای گشتاور ۴۰۰ Nm

اما نکته مهم این است که همواره عملکرد مطلوب در گشتاورهای بالا مورد نیاز می‌باشد بنابراین باید احتراق در گشتاورهای ۶۰۰ Nm و ۸۰۰ Nm بررسی شود.

در گشتاور ۶۰۰ Nm همانطور که در شکل ۳-۶ و شکل ۳-۷ مشخص است، نمودارهای فشار و گرمای آزاد شده تا ۳۰ درصد اتانول رفتار مشابهی با حالت گشتاور ۴۰۰ Nm دارد. اما در سوخت با ۴۰ درصد اتانول، احتراق به سرعت و با فاصله زیاد قبل از نقطه مرگ بالا آغاز شده و در نزدیکی نقطه مرگ بالا به بیشینه خود می‌رسد. همچنین پس از این نقطه بیشینه، میزان گرمای آزاد شده کاهش یافته و با افزایش مجدد آن یک نقطه بیشینه دیگر نیز ایجاد می‌نماید. این احتراق نیز به دلیل افزایش سریع فشار و نزدیک شدن نقطه بیشینه آن به نقطه مرگ بالا منجر به تولید ضربه باشد. در نمودار فشار نیز این کاملاً واضح است که فشار در نزدیکی نقطه مرگ بالا به شدت افزایش یافته است همچنین در این محدوده دارای نوسان شدیدی نیز می‌باشد که در بررسی نمودار گشتاور ۸۰۰ Nm مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت.



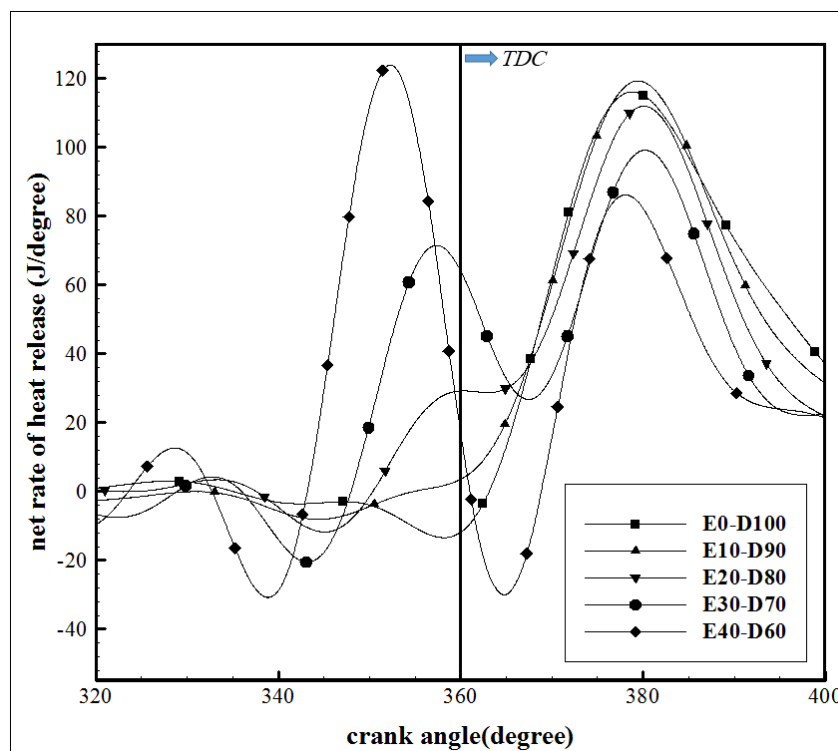
شکل ۳-۶: نمودار گرمای آزاد شده در گشتاور ۶۰۰ Nm



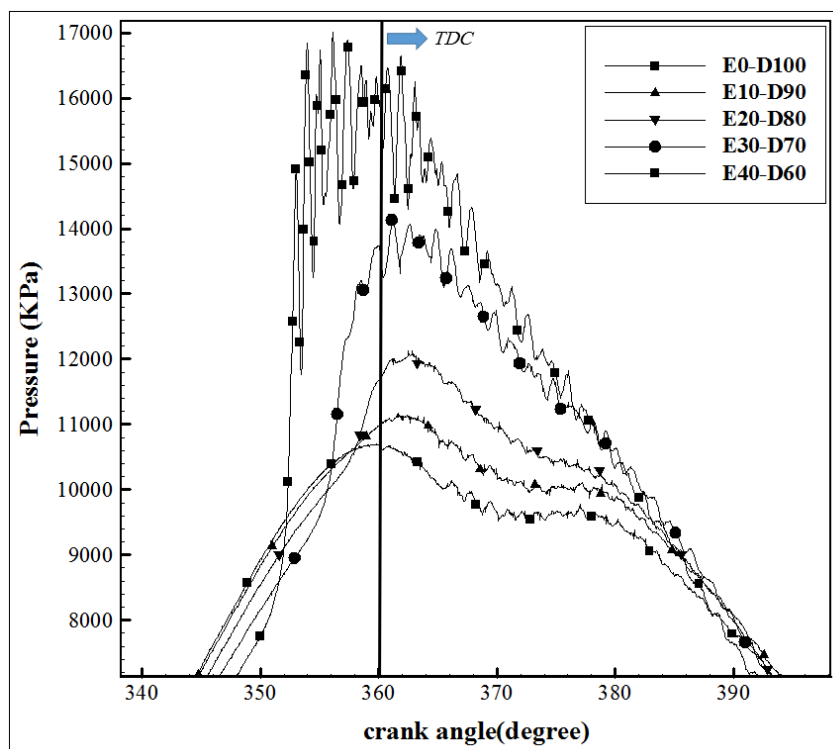
شکل ۳-۷: نمودار فشار داخل سیلندر برای گشتاور ۶۰۰ Nm

برای گشتاور 800 Nm همانطور که در شکل ۳-۸ و شکل ۳-۹ مشاهده می‌شود، در سوخت‌های با ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول احتراق به شدت سریع آغاز و قبل از نقطه مرگ بالا احتراق کامل شده و به بیشینه گرمای آزاد شده می‌رسد. در این حالت پیستون قبل از آنکه به نقطه مرگ بالا برسد احتراق کامل شده و فشار داخل سیلندر بالا می‌رود. این امر باعث آن می‌شود که فشار بالایی در سیلندر ایجاد شود که نیرویی در خلاف جهت حرکت پیستون و رو به پائین به آن وارد می‌کند. از آنجا که پیستون در حال حرکت به سمت بالای سیلندر است، دو نیرو در خلاف جهت هم به پیستون وارد شده که باعث ایجاد ضربه در موتور می‌شوند. بنابراین در این گشتاور این دو سوخت را از محاسبات حذف می‌کنیم. همچنین سوخت حاوی ۳۰ درصد اتانول در گشتاور 600 Nm را نیز به همین دلیل از محاسبات حذف می‌کنیم.

بنابراین به طور کلی می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش گشتاور کارایی سوخت‌های حاوی مقادیر بالاتر اتانول پائین می‌آید اما باید از لحاظ بازده نیز این سوخت‌ها مورد بررسی قرار گیرند.



شکل ۳-۸: نمودار گرمای آزاد شده در گشتاور 800 Nm



شکل ۳-۹: نمودار فشار در گشتاور 800 Nm

بنابراین به طور کلی می توان نتیجه گرفت که با افزایش درصد اتانول و گشتاور کاری موتور همواره احتراق از نقطه مرگ بالا فاصله گرفته و زودتر آغاز می گردد. در سایر موارد شروع احتراق بین 0.5 تا 5 درجه قبل از مرگ بالا رخ داده است که در آن ها نیز با افزایش گشتاور کاری و درصد اختلاط اتانول این فاصله همواره بیشتر شده است.

اما این که احتراق سریع تر آغاز گردد می تواند باعث افزایش طول مدت آن شده و در نتیجه بازه انتگرال گیری از مقادیر نرخ گرمای آزاد شده را افزایش داده و منجر به افزایش گرمای حاصله از احتراق شود. هر چند عوامل دیگری همچون مقادیر ماکزیمم و مینیمم گرمای آزاد شده و نیز نقطه پایان احتراق هم می توانند بسیار مؤثر باشند. البته باید توجه کنیم که شروع شدن زودتر واکنش و گرمای تولیدی بالاتر صرفاً نمی تواند بیانگر یک احتراق عالی باشد چرا که باید برای بررسی یک احتراق مناسب پارامترهایی نظیر تشدید، نویز و ضربه در موتور را نیز بررسی نمود که همگی آن ها وابسته به فشار داخل سیلندر و شروع احتراق هستند.

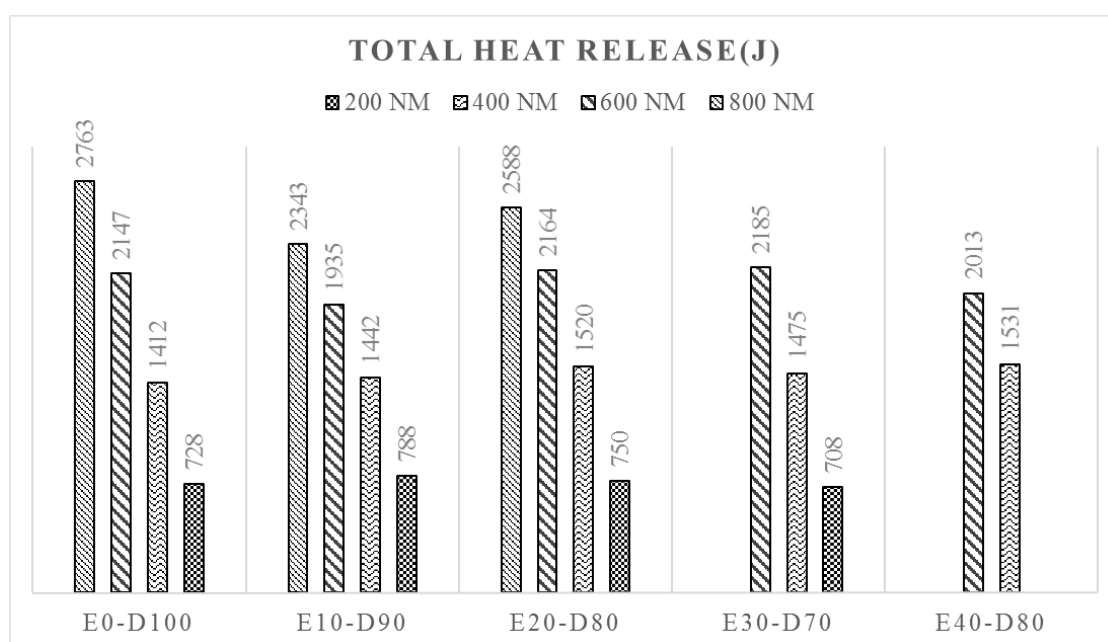
اما از آنجا که هدف از این مطالعه بررسی بازه نهایی موتور است، بررسی این پارامترها از حوصله

این بحث خارج است. حال میزان کل گرمای تجمعی آزاد شده را مورد بررسی قرار می‌دهیم چرا که این مقدار پارامترهای مختلف نمودار نرخ گرمای آزاد شده نظیر زمان شروع و پایان احتراق (طول احتراق) و میزان ماکزیمم و مینیمم گرمای آزاد شده خالص را در برمی‌گیرد و می‌توان تمام آن‌ها را در یک مقدار مشاهده نمود.

۳-۳ بررسی نتایج مقدار کل گرمای آزاد شده

مقدار کل گرمای آزاد شده با استفاده از یک کد برنامه نویسی در نرم افزار متلب^۱ محاسبه شده است. شیوه محاسبه آن‌ها بدین صورت است که ابتدا با استفاده از داده‌های فشار و حجم و با استفاده از رابطه (۲-۳۰) مقدار نرخ گرمای آزاد شده خالص محاسبه می‌گردد. پس از آن با استفاده از همین مقادیر نقاط شروع و پایان واکنش احتراق به دست می‌آید. با دانستن این دو نقطه از شروع تا پایان واکنش روی مقادیر گرمای آزاد شده که محاسبه شده است انتگرال‌گیری کرده تا مقدار کل گرمای آزاد شده حاصل شود. نتایج حاصل از آن در شکل ۳-۱۰ نشان داده شده است.

همان‌طور که ملاحظه می‌شود همواره با افزایش میزان گشتاور خروجی موتور گرمای آزاد شده



شکل ۳-۱۰: کل گرمای آزاد شده در مقادیر مختلف گشتاور و درصد اتانول

^۱ Matlab software

افزایش یافته است. در بار 800Nm بیشترین گرما برای دیزل به دست آمده است اما با افزایش میزان اتانول به صورت یکنواخت روند افزایشی مشاهده می‌شود چرا که در همین گشتاور مقدار گرمای سوخت با ۲۰ درصد اتانول از سوخت با ۱۰ درصد اتانول بیشتر است. در گشتاور 600Nm نیز همین روند مشاهده می‌شود به جز آنکه در مقدار ۴۰ درصد اتانول کاهش میزان گرمای آزادشده مشاهده می‌گردد. در گشتاورهای 200Nm و 400Nm به‌طور تقریبی هیچ تغییری در میزان گرمای آزادشده مشاهده نمی‌شود.

برای بررسی آنکه علت این افزایش و کاهش مقادیر گرمای آزادشده بهتر است دوباره منحنی‌های گرمای آزادشده مورد بررسی قرار گیرد. با توجه به شکل ۳-۲ مشاهده می‌شود که در گشتاور 200Nm احتراق ترکیب سوخت حاوی ۴۰٪ اتانول به‌طور نسبی سریع‌تر از سایر سوخت‌ها آغاز شده است. اما همان‌طور که ملاحظه می‌گردد احتراق این سوخت در مقابل سایر ترکیبات اتانول به‌کندی پیش می‌رود و نیز میزان بیشینه نرخ خالص گرمای آزادشده آن نیز بسیار پایین‌تر از سایر ترکیبات اتانول است بنابراین همان‌طور که انتظار می‌رود میزان کل گرمای آزادشده در اثر احتراق سوخت با ۴۰٪ اتانول کمتر از سایر ترکیبات است. البته نکته قابل تأمل آن است که احتراق کند و طولانی دیزل باعث شده تا تفاوت چندان زیادی در میزان گرمای کل آزادشده میان این ترکیب سوخت و سایر ترکیبات حاوی اتانول نباشد.

در شکل ۳-۴ مقادیر نرخ خالص گرمای آزادشده در گشتاور 400Nm ارائه شده است. ملاحظه می‌شود که تفاوت چندانانی در شروع واکنش و نیز در شیب نمودار ملاحظه نمی‌شود. بنابراین همان‌طور که انتظار می‌رود مقادیر کل گرمای آزادشده نیز به یکدیگر بسیار نزدیک است. تنها شروع دیر هنگام واکنش در ترکیب ۳۰٪ اتانول است که موجب شده مقدار کل گرمای آزادشده در آن نسبت به ترکیب ۲۰٪ اتانول کمی کاهش داشته باشد.

اما با افزایش میزان گشتاور به 600Nm و 800Nm رفتار نمودار نرخ گرمای آزادشده به‌کلی تغییر می‌کند که این امر در شکل ۳-۶ و شکل ۳-۸ نشان داده شده است. در گشتاور 600Nm و سوخت با

۴۰٪ اتانول، احتراق به سرعت آغاز شده و به کندی پیش می‌رود و نیز میزان بیشینه گرمای آزاد شده آن هم کمتر از سایر ترکیبات سوخت است. به همین علت میزان کل گرمای آزاد شده در آن نسبت به ترکیب ۳۰٪ اتانول کاهش شدیدی را نشان می‌دهد. در گشتاور 800 Nm نیز احتراق دو ترکیب سوخت ۳۰٪ و ۴۰٪ اتانول به سرعت آغاز گردیده است اما با این تفاوت که شیب منحنی در این دو مورد کم نیست این بدان معناست که احتراق به سرعت پیش می‌رود همچنین نرخ خالص گرمای آزاد شده پس از مدتی شیب منفی می‌گیرد و دوباره با شیب مثبت افزایش می‌یابد. این پدیده ممکن است به دلیل احتراق جدا از هم دو سوخت در گشتاور بالای 800 Nm رخ داده باشد.

از آنجا که اتانول دارای عدد ستان^۱ پائین و عدد اکتان بالاتری^۲ نسبت به دیزل است انتظار می‌رود که تأخیر در اشتعال بیشتری نسبت به دیزل داشته باشد [۳۲]. این بدان معناست که احتراق دیزل باید سریع‌تر انجام شود و بنابراین فاصله آن از نقطه مرگ بالا به سمت راست نمودار زاویه چرخش میل‌لنگ بیشتر از سوخت حاوی اتانول باشد. اما آنچه در منحنی‌های نرخ گرمای آزاد شده مشاهده می‌شود نشان می‌دهد که نه تنها احتراق با سوخت دیزل سریع‌تر انجام نشده، بلکه هرچه درصد اختلاط اتانول بالا رفته تأخیر در اشتعال کمتر شده است. البته به دلیل گرانی پائین‌تر اتانول فرآیند پورد شدن و اختلاط این سوخت با هوا بهتر صورت گرفته و بنابراین با بالا رفتن درصد اتانول نرخ افزایش گرمای آزاد شده بیشتر می‌شود [۳۳]. البته هر چه گشتاور کاری موتور کمتر باشد احتراق تقریباً برای تمام نمونه‌ها هم‌زمان آغاز و هم‌زمان پایان می‌یابد که این نکته در شکل ۳-۲ و شکل ۳-۴ به وضوح قابل مشاهده است.

اما همان‌طور مشاهده شد بررسی پارامترهای فشار، نرخ گرمای آزاد شده و حتی کل گرمای آزاد شده نمی‌تواند ما را در یافتن سوختی با بهترین شرایط یاری نماید. برای رسیدن به این هدف باید به بررسی بازده سوخت بپردازیم. در ادامه به بررسی نتایج کسر جرمی محاسبه شده، دمای مخلوط

^۱ Cetane number

^۲ Octane number

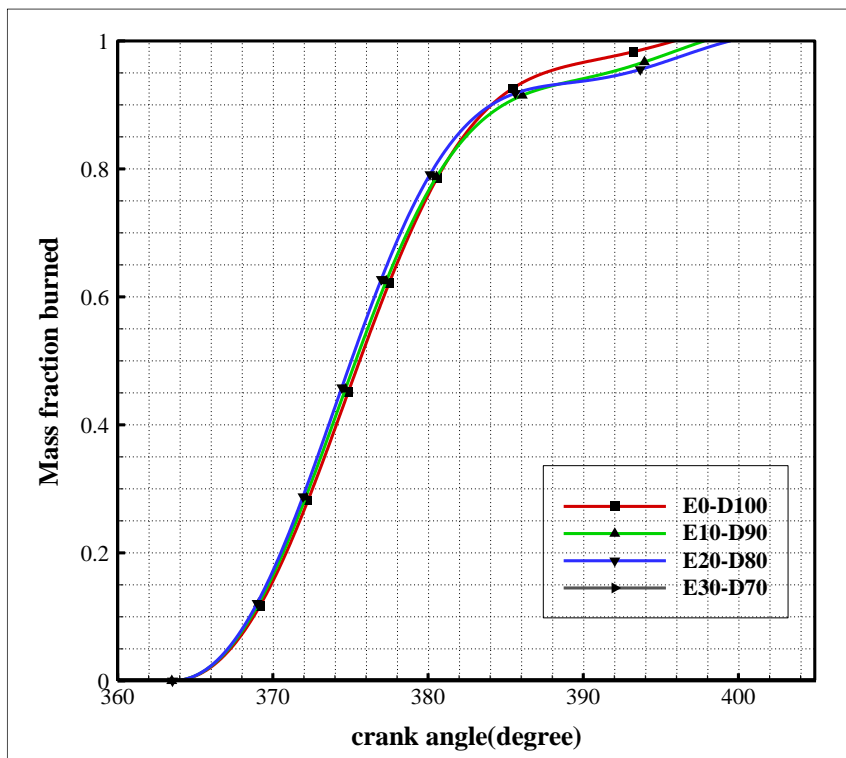
سوخت و هوا و بازده انرژی و انرژی سوخت خواهیم پرداخت.

۳-۴ بررسی نتایج کسر جرمی سوخته شده

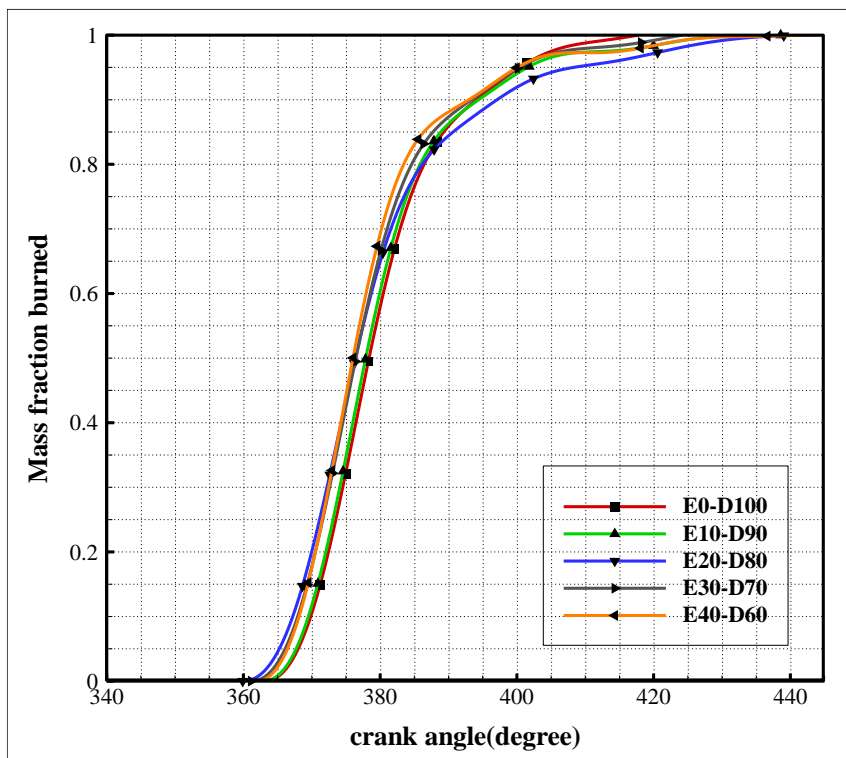
کسر جرمی سوخته شده^۱ مخلوط سوخت و هوا پارامتری است که با استفاده از نتایج گرمای خالص آزاد شده محاسبه شده است. این پارمتر علاوه بر تخمین زمان اتمام واکنش سرعت انجام آن را نیز مشخص می‌نماید. در این بخش نتایج به دست آمده برای کسر جرمی سوخته شده بررسی می‌گردد. همان‌طور که از شکل ۳-۱۱ تا شکل ۳-۱۴ مشخص است با افزایش گشتاور اختلاف بین مقادیر کسر جرمی سوخته شده بیشتر می‌گردد. در گشتاورهای ۲۰۰Nm و ۴۰۰Nm تقریباً تمام سوخت‌ها رفتاری مشابه هم دارند. این در حالی است که در گشتاور ۶۰۰Nm و ۸۰۰Nm با افزایش میزان اتانول سرعت احتراق بالا رفته و در زوایای کمتری احتراق کامل می‌شود.

این خود نشان دهنده آن است که گشتاور و مقادیر اتانول بالاتر روی پارامترهای احتراق تأثیر گذار است. البته علت آن است که نرخ افزایش فشار با بالا رفتن درصد اتانول افزایش یافته و همچنین با بالا رفتن گشتاور میزان فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد. همچنین احتراق بسیار سریع و کاهش بیش از حد تأخیر در اشتعال در این نمونه‌های سوخت که منجر به نرخ افزایش فشار بالا و ایجاد فشارهای بالاتر می‌شود تولید ضربه‌های شدیدی در موتور می‌کند که به راحتی نیز قابل شنیدن است [۱۰]. به همین علت است که در گشتاورهای بالا عملاً آزمایش برای مقادیر بالای اتانول انجام نگرفته است. چرا که انتظار می‌رود موتور در شرایط سرعت و گشتاور بالا کار نماید که در این موارد با تولید ضربه و سر و صدای شدید همراه بوده و علاوه بر وارد نمودن آسیب شدید به موتور در دراز مدت می‌تواند منجر به کاهش بازده موتور نیز شود.

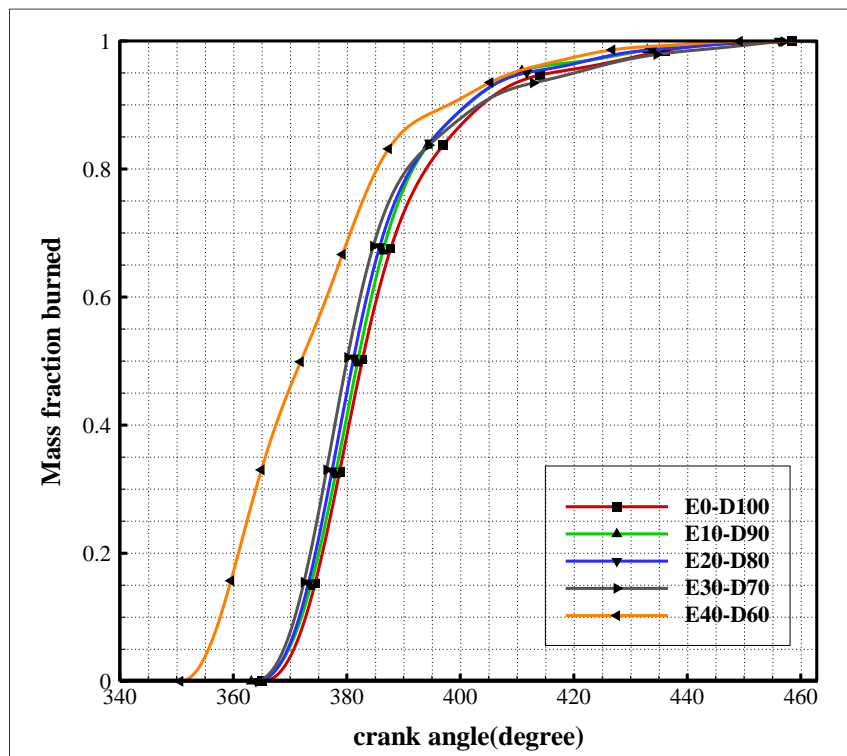
^۱ Mass fraction burned



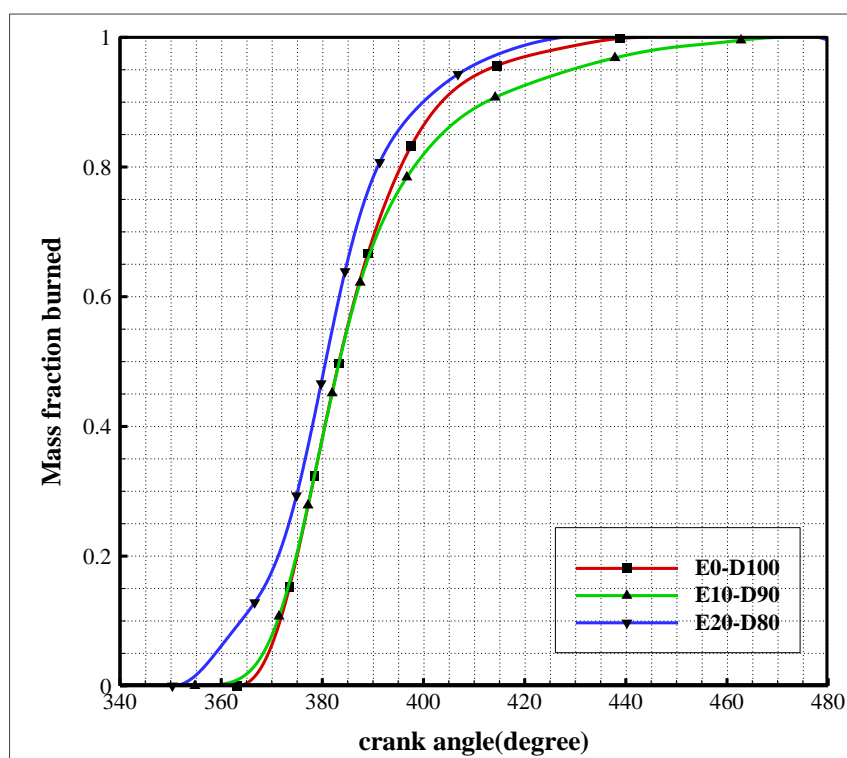
شکل ۳-۱۱: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۲۰۰Nm



شکل ۳-۱۲: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۴۰۰Nm



شکل ۳-۱۳: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۶۰۰ Nm

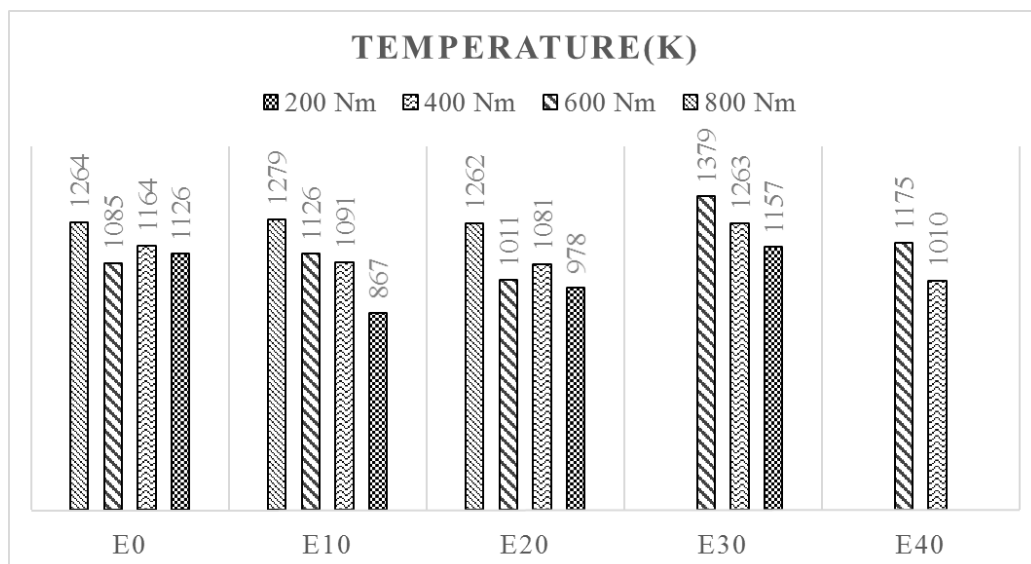


شکل ۳-۱۴: کسر جرمی سوخته شده در گشتاور ۸۰۰ Nm

۳-۵ بررسی نتایج دمای داخل سیلندر

دمای داخل سیلندر با حل معادله گرمای ناخالص آزاد شده برای رسیدن به γ و حل معادله آن بر حسب دما به دست آمده است. از آنجا که در رابطه گرمای خالص آزاد شده γ ضریب است، با تغییر در میزان γ اختلاف قابل ملاحظه‌ای در مقادیر گرمای خالص آزاد شده ایجاد نمی‌شود. اما رابطه γ و دمای داخل سیلندر یک رابطه غیرخطی است که به شدت به مقادیر γ وابسته است. این بدان معناست که تغییرات جزئی گاما باعث ایجاد اختلاف زیادی در دما می‌شود. بنابراین این مسئله که انتگرال‌گیری از گرمای آزاد شده جهت محاسبه γ (مطابق با بخش ۲-۵) باید در یک بازه دقیق صورت پذیرد یک امر اجتناب‌ناپذیر است.

از آنجا که در سیکل تراکم و انبساط یک فرآیند به شدت پلی‌تروپیک^۱ اتفاق می‌افتد، نمی‌توان در این قسمت از واکنش احتراق از γ استفاده نمود. چرا که استفاده از γ عملاً به معنای آیزنتروپیک در نظر گرفتن فرآیند مورد بحث است.



شکل ۳-۱۵: نمودار دمای داخل سیلندر محاسبه شده برای گشتاورهای و مخلوط‌های مختلف سوخت

اما در جایی که پیستون تقریباً ثابت است مقادیر به دست آمده برای گاما به مقادیری صحیح

^۱ Polytropic

همگرا می‌شود. این مقادیر باید در بازه تغییرات گاما که قبلاً برای محاسبه گرمای خالص آزادشده از آن بهره بردیم قرار بگیرد. بنابراین با بررسی‌های بسیار زیادی که انجام شد، بازه کوچکی که از نقطه مرگ بالا شروع شده و تا نقطه ماکزیمم گرمای خالص آزادشده ادامه می‌یابد مورد استفاده قرار گرفته است. البته از آنجا که داده‌های فشار دارای تغییرات شدید در انتهای بازه است، یک میانگین وزنی در بازه بسیار کوچکی برای یافتن فشار در انتهای بازه مورد استفاده قرار گرفته است.

همان‌طور که از شکل ۳-۱۵ بر می‌آید به طور کلی با افزایش گشتاور خروجی موتور مقادیر دما افزایش یافته است. به جز در گشتاور 600 Nm که برای صفر و ۲۰ درصد اتانول این افزایش مشاهده نمی‌شود. علت آن ممکن است تغییرات داخل سیکلی زیاد و شرایط بسیار متغییر احتراق در موتور باشد که منجر به جابجایی پیک فشار در نقطه اوج احتراق گردیده است. در واقع باید به این نکته اذعان داشت که بین داده‌های فشاری که در سیکل‌های مختلف برداشت شده است میانگین‌گیری شده انجام شده است که این عملاً خطا وارد آزمایش می‌کند. چرا که عملاً بین داده‌ها در سیکل‌های مختلف بخصوص با زیاد شدن مقدار اتانول اختلاف وجود دارد و میانگین‌گیری عملاً منجر به داده‌های بدون خطا نمی‌شود. بلکه در جایی که اختلاف بین داده‌ها زیاد است عملاً میانگین آن داده‌ها مشخص کننده شرایط کلی آن‌ها نیست [۱۰].

۳-۶ نتایج بازه کلی موتور

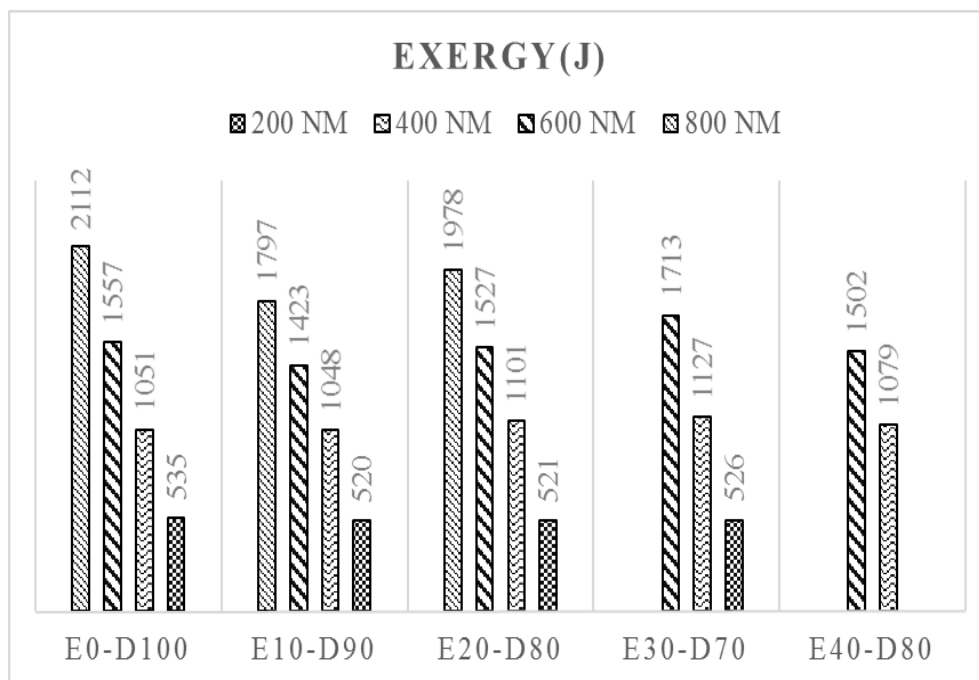
حال با توجه به اطلاعات کل گرمای آزادشده و دمای محفظه احتراق که محاسبه شده است، محاسبه بازه انرژی^۱ و انرژی^۲ موتور انجام گرفته است. در ادامه نتایج بازه انرژی و انرژی مورد بررسی قرار می‌گیرد. البته نتایج مقدار انرژی و تخریب انرژی در فرآیند احتراق نیز محاسبه شده است که در بخش‌های آینده آن‌ها نیز مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

^۱ Energy

^۲ Exergy

۳-۶-۱ نتایج آگرژی و تخریب آگرژی^۱ موتور

همان‌طور که در شکل ۳-۱۶ ملاحظه می‌شود آگرژی در تمام نمونه‌های سوخت با بالا رفتن گشتاور خروجی افزایش یافته است که این در راستای افزایش انرژی آزادشده در همین روند کاملاً واضح و روشن است. همچنین ملاحظه می‌شود که در گشتاورهای پائین ۲۰۰ Nm و ۴۰۰ Nm آگرژی همانند کل گرمای آزادشده بین سوخت‌های با ترکیبات مختلف اختلاف چندانی را نشان نمی‌دهد. اما در گشتاور ۶۰۰ Nm مقادیر آگرژی با افزایش اتانول افزایش می‌یابد هرچند بیشترین آگرژی متعلق به سوخت دیزل است. اما در همین گشتاور و درصد اتانول ۴۰، کاهش مقدار آگرژی نسبت ۳۰ درصد اتانول مشاهده می‌شود. که همان‌طور قبلاً نیز بیان شد به دلیل احتراق نامناسب این سوخت و



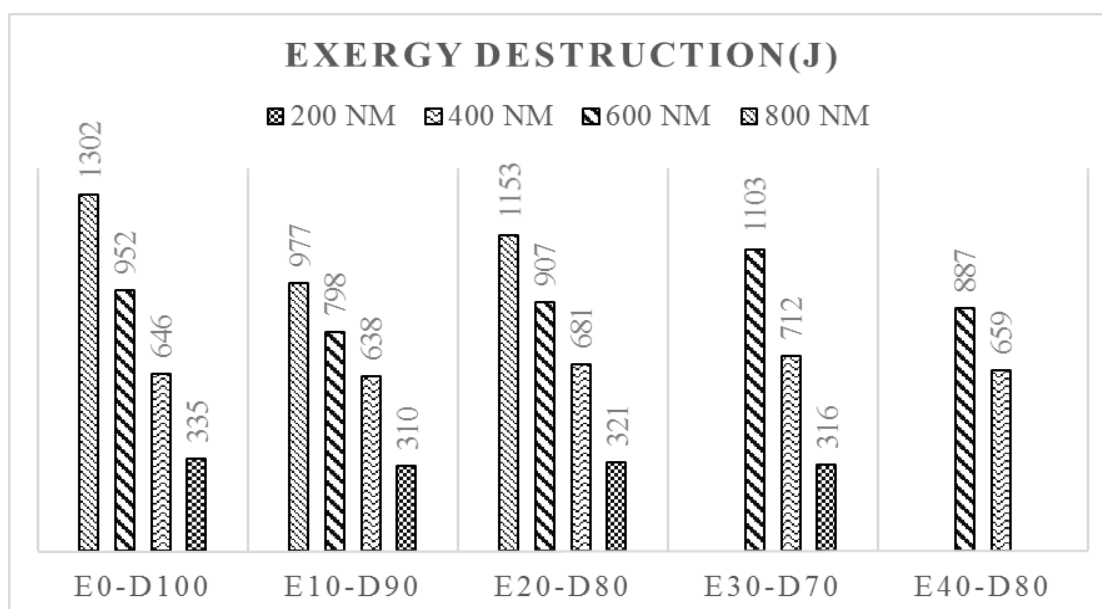
شکل ۳-۱۶: آگرژی موتور در برای سوخت‌های مختلف در گشتاورهای کاری مختلف

گرمای پائین آزادشده در آن است.

بنابراین نتایج تخریب آگرژی موتور به شدت وابسته به مقدار گرمای آزادشده در فرآیند احتراق است. هرچند به دمای احتراق نیز وابسته است. اما می‌توان نتیجه‌گیری نمود که این وابستگی کمتر

^۱ Exergy Destruction

است. نتایج تخریب اگزرژی سوخت در فرآیند احتراق برای گشتاورها و سوخت‌های مختلف در شکل ۱۷-۳ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، برای هر نمونه سوخت با افزایش گشتاور موتور تخریب اگزرژی افزایش یافته است. این می‌تواند به دلیل احتراق در دمای بالاتر باشد که تولید بازگشت‌ناپذیری بیشتری می‌نماید. در گشتاورهای ۶۰۰ Nm و ۸۰۰ Nm احتراق سوخت دیزل خالص بیشترین تخریب اگزرژی را به همراه دارد. همچنین در گشتاور ۸۰۰ Nm با افزایش میزان اتانول از ۱۰ به ۲۰ درصد تخریب اگزرژی افزایش داشته است. در گشتاور ۶۰۰ Nm نیز همین رفتار به چشم می‌خورد با این تفاوت که افزایش میزان اتانول از ۳۰ به ۴۰ درصد منجر به کاهش بازگشت‌ناپذیری شده است.



شکل ۱۷-۳: نتایج تخریب اگزرژی موتور برای سوخت‌های مختلف و در گشتاورهای کاری مختلف

در گشتاورهای پائین تغییر زیادی در تخریب اگزرژی با افزایش درصد اتانول مشاهده نمی‌شود. اما کاملاً روشن است که کمترین تخریب اگزرژی در ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول مشاهده می‌شود. علت مشاهده چنین رفتاری آن است که عملاً در گشتاورهای پائین دمای داخل سیلندر که تنها پارامتر مؤثر روی بازگشت‌ناپذیری است، چندان بالا نیست. البته این کاهش دما نیز مستقیماً به کاهش فشار داخل سیلندر در گشتاورهای پائین باز می‌گردد.

۳-۶-۲ بازده انرژی و آگزرژی

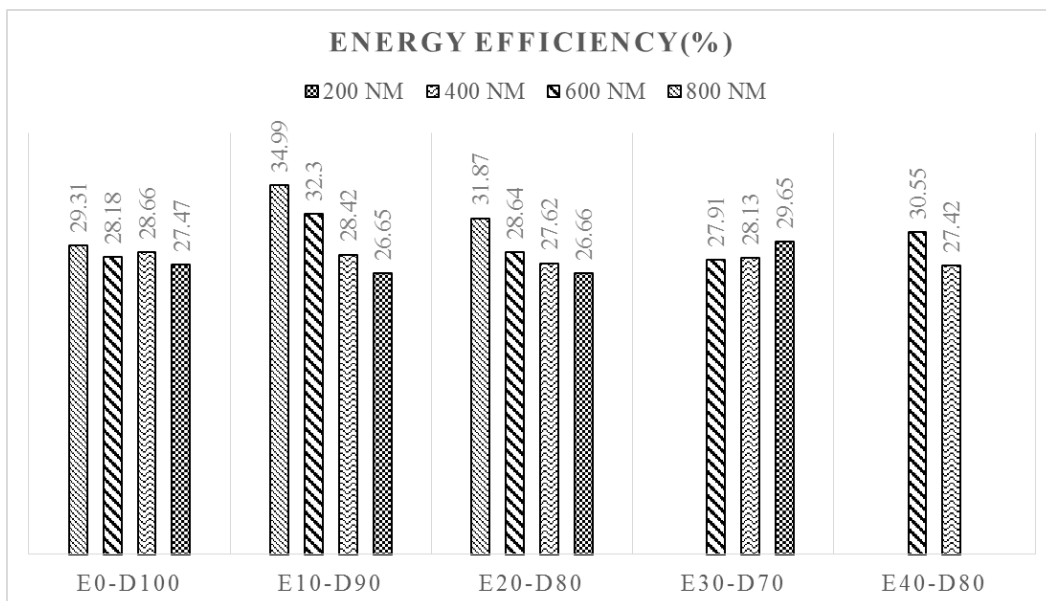
نتایج بازده انرژی و آگزرژی برای تمامی گشتاورها و سوخت‌ها در این بخش مورد بررسی قرار می‌گیرد. هدف یافتن بهترین درصد ترکیب اتانول برای استفاده در موتور اشتعال تراکمی مورد بحث است. نتایج بازده انرژی که در شکل ۳-۱۸ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در درصدهای ۱۰، ۲۰ و ۴۰ درصد با افزایش گشتاور، بازده انرژی افزایش می‌یابد که در این موارد این افزایش با نتایج گرمای آزادشده همخوانی دارد. کمترین بازده انرژی برای سوخت دیزل خالص به دست آمده است. همچنین بیشترین بازده انرژی برای سوخت با ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول به دست آمده است. در ۳۰ درصد اتانول با افزایش گشتاور بازده کمی کاهش یافته است. البته در گشتاورهای پائین میزان اختلاف بین بازده انرژی چندان زیاد نیست.

با توجه به شکل ۳-۱۹ بیشترین نتایج بازده آگزرژی برای سوخت با ۱۰ درصد اتانول و گشتاورهای بالا ثبت شده است. پس از آن سوخت با ۲۰ درصد اتانول دارای بیشترین بازده آگزرژی می‌باشد. سوخت دیزل نیز دارای بازده پائین‌تری نسبت به ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول است اما نسبت به ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول بازده بالاتری دارد. با توجه به نتایج کل گرمای آزادشده این بازده پائین سوخت دیزل بسیار جالب توجه است؛ چرا که سوخت دیزل دارای بیشترین گرمای آزادشده اما تخریب آگزرژی زیاد به خاطر دمای بالای احتراق مانع از عملکرد خوب این سوخت شده است.

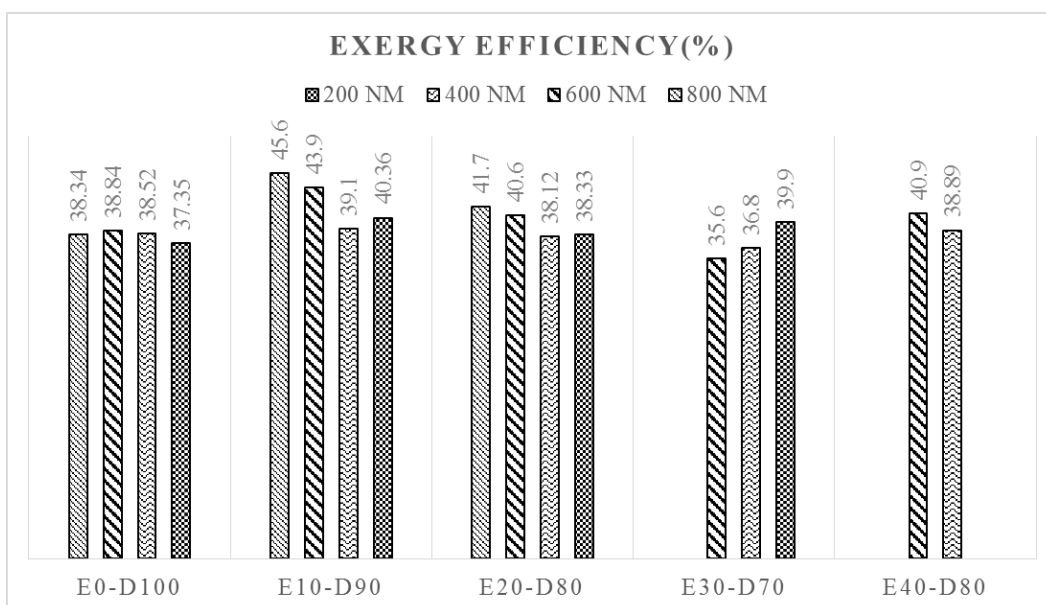
در مورد سوخت با ۱۰ درصد اتانول و گشتاور 400 Nm ، برخلاف بازده انرژی که نسبت به گشتاور پائین‌تر افزایش نشان می‌داد، بازده آگزرژی آن کاهش نشان می‌دهد و این به دلیل تخریب آگزرژی زیاد در این مورد است. این بازده آگزرژی پائین نیز به دلیل فشار بالای ایجاد شده در سیلندر و در نتیجه دمای بالای مخلوط سوخت و هوا می‌باشد.

در سوخت با ۳۰ درصد اتانول با افزایش گشتاور کاری موتور همواره بازده آگزرژی کاهش می‌یابد که این مسئله می‌تواند یک عامل منفی برای سوخت باشد. چرا که اصولاً کارکرد موتور در گشتاورهای بالاتر مطلوب‌تر است. علت این کاهش نیز افت عملکرد موتور به خاطر آغاز بسیار سریع احتراق و در

نتیجه افت فشار و دمای پائین تر داخل سیلندر می باشد.



شکل ۳-۱۸: نتایج بازده انرژی در گشتاورهای مختلف و برای سوخت‌های مختلف



شکل ۳-۱۹: نتایج بازده انرژی در گشتاورهای مختلف و برای سوخت‌های مختلف

فصل چهارم

نتیجه گیری

۱-۴ مقدمه

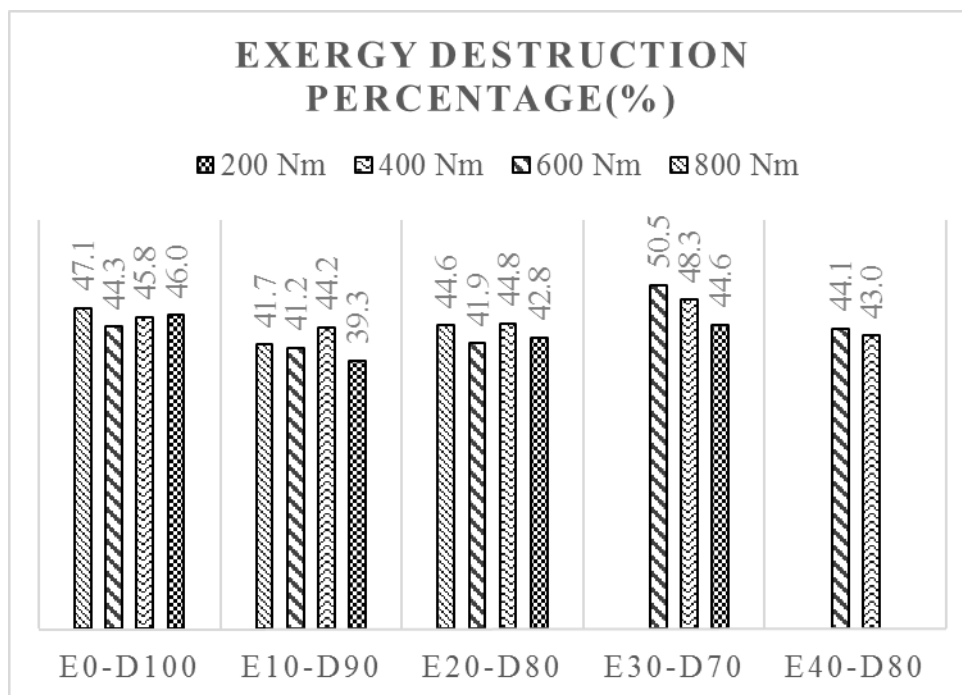
در این فصل هدف جمع‌بندی کلی در مورد نتایج به دست آمده است. از آنجا که هدف محاسبه بازده در فرآیند احتراق یک موتور اشتعال تراکمی بوده است، بررسی نتایج سایر پارامترها از حوصله این بخش خارج خواهد بود. اما در برخی شرایط نتایج فشار و گرمای آزادشده از نظر بررسی رفتار احتراق موتور مهم خواهد بود که مورد بررسی قرار می‌گیرد. با این وجود بحث روی نتایج فشار و گرمای آزادشده در راستای تحلیل نتایج بازده موتور انجام می‌گیرد.

در اینجا هدف یافتن سوخت با بهترین بازده در موتور خواهد بود اما در این میان باید توجه نمود که احتراق سوخت در داخل سیلندر شرایط مناسبی داشته باشد. این یعنی ایجاد ضربه در موتور که خود عامل تولید سر و صدای زیاد و خرابی قطعات موتور می‌شود به حداقل برسد. این وقایع از روی منحنی‌های فشار و گرمای آزادشده برای بررسی احتراق مورد تحلیل قرار می‌گیرد.

۲-۴ نتایج بازده

با بررسی نتایج بازده انرژی و انرژی کاملاً روشن است که سوخت‌های با ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول دارای بالاترین بازده هستند. نکته قابل ملاحظه آن است که همواره بازده در این دو مورد سوخت از سوخت دیزل خالص بالاتر است. این یعنی قطعاً این دو سوخت از لحاظ بازده عملکرد بهتری نسبت به سوخت دیزل خالص دارند اما از لحاظ عملکرد سوخت در موتور و داشتن یک احتراق عالی نمی‌توان به راحتی بیان نمود که این دو نمونه سوخت عملکرد بهتری نسبت به سوخت دیزل دارند. بنابراین باید علاوه بر بازده روی سایر پارامترهای احتراق نظیر تولید سر و صدا و ضربه نیز بررسی صورت پذیرد. در این مطالعه نیز در برخی موارد تحلیل‌های ساده‌ای روی اینگونه پارامترها انجام گرفته که در ادامه بررسی می‌گردند.

در شکل ۱-۴ درصد تخریب انرژی از کل انرژی ورودی به موتور در هر مورد سوخت و برای گشتاورهای مختلف آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، سوخت‌های با ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول



شکل ۴-۱: نمودار درصد تخریب انرژی از کل انرژی ورودی به موتور

کمترین درصد تخریب انرژی را در میان سایر نمونه‌های سوخت دارند. این یعنی عامل اساسی در بالاتر بودن بازده انرژی این دو نمونه از سوخت تخریب انرژی بوده است. این نکته خود نشان دهنده آن است که برخلاف آنچه در ابتدا در مورد کارایی بهتر سوخت تصور می‌شد، میزان گرمای آزاد شده به وسیله سوخت در فرآیند احتراق اهمیت کمتری در تعیین کارایی سوخت دارد چرا که سوخت دیزل بر خلاف ترکیبات سوخت با ۱۰ و ۲۰ درصد اتانول گرمای بیشتری آزاد نموده است (شکل ۳-۱۰) اما بازده انرژی کمتری نسبت به آن‌ها دارد. علت این بازده انرژی پایین‌تر هیچ عاملی نمی‌تواند باشد به جز بازگشت‌ناپذیری در طول فرآیند احتراق که منجر به تخریب انرژی در آن شده است. با توجه به شکل ۳-۱۵ می‌توان دریافت که عمدتاً علت این بازگشت‌ناپذیری بیشتر، دمای بالاتر ایجاد شده در داخل سیلندر می‌باشد.

در ترکیبات ۳۰ و ۴۰ درصد اتانول نیز تخریب انرژی زیاد که در گشتاورهای بالا به نزدیک ۵۰ درصد کل انرژی ورودی به موتور می‌رسد یک عامل تعیین کننده در بازده پایین سوخت می‌باشد. البته در این دو مورد همان‌طور که شکل ۳-۱۰ نشان می‌دهد به‌طور کلی گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق نیز مقادیر کمتری نسبت به سایر نمونه‌های سوخت داشته است. بنابراین انتظار آن هم

نمی‌رفت که در این دو نمونه سوخت بازده اگزرژی بالایی را مشاهده نماییم.

اگر نتایج بازده اگزرژی و انرژی با یکدیگر مقایسه شوند مشاهده می‌شود که در مقایسه دو سوخت دیزل و ترکیب ۳۰ درصد اتانول نتایج بازده انرژی برای سوخت با ۳۰ درصد اتانول مقادیر بهتری را نشان می‌دهد. حال آنکه پس از تأثیر دادن مقدار تخریب اگزرژی در فرآیند احتراق مشاهده می‌شود که تخریب اگزرژی بالاتر، باعث شده است که نتایج برای بازده سوخت دیزل این سوخت را نسبت به سوخت با ۳۰ درصد اتانول تأیید نماید. این امر به خوبی اهمیت تحلیل اگزرژی را نشان می‌دهد چرا که در مواردی که میزان گرمای آزاد شده برای سوخت‌های مختلف تقریباً یکسان باشد این تخریب اگزرژی در فرآیند است که به یک عامل تعیین کننده در مقایسه دو نمونه سوخت تبدیل می‌گردد.

۴-۳ نتایج فشار و گرمای آزاد شده

به‌طور کلی منحنی‌های فشار و گرمای آزاد شده جهت بررسی احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرند. با تفسیر آن‌ها می‌توان شروع و پایان احتراق را مورد بررسی قرار داد. همچنین نوسان در طول احتراق را نیز می‌توان مشاهده نمود. عموماً آزمایشات احتراق جهت استخراج این دو منحنی روی موتورهای دیزل قدیمی انجام می‌شود که زمان پاشش سوخت بین ۱۵ تا ۳۰ درجه چرخش میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا است. اما در مطالعه انجام شده آزمایشات روی موتور دیزل پیشرفته‌ای انجام شده که سوخت در آن در نزدیکی نقطه مرگ بالا به داخل سیلندر تزریق می‌شود. این امر باعث شده که شروع احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیک شود که خود عاملی برای کارکرد بهتر موتور، فشارهای بالاتر و کاهش ضربه و سر و صدای موتور است.

باید توجه شود که اگر سوخت آن‌قدر دیر مشتعل شود که عملاً احتراق بعد از نقطه مرگ بالا شروع شود نیز یک عامل منفی در احتراق ایجاد می‌شود که کوبش نام دارد. البته در تمامی موارد آزمایشات انجام شده، سوخت قبل از نقطه مرگ بالا شروع به احتراق نموده است. احتراق بسیار سریع

نیز می‌تواند باعث ایجاد سر و صدای زیاد در طول آن و ایجاد ضربه شود که آسیب‌های جدی به موتور وارد می‌نماید.

۴-۴ پژوهش‌های پیشنهادی

در زمینه مطالعه انجام شده می‌توان پژوهش‌هایی دیگر را نیز انجام داد. بسط نتایج در حالات مختلف یکی از اهداف این بخش می‌باشد تا حالات مختلف در کارکرد موتور شبیه سازی شود. هدف بخش دیگر از پژوهش‌های پیشنهادی رسیدن به نتایجی با دقت بالاتر است. پژوهش‌هایی که در این بخش پیشنهاد داده می‌شود عبارت است از:

۱. انجام همین روند برای رسیدن به بازده انرژی و آگزرژی و محاسبه میزان بازگشت‌ناپذیری در سرعت‌های مختلف کارکرد موتور. سرعت متغییر روی دمای داخل سیلندر و از آنجا روی میزان γ تأثیر گذار است [۱۴]. بنابراین می‌تواند روی نتایج گرمای آزادشده و دمای داخل سیلندر تأثیر گذار باشد. به همین علت بررسی نتایج در سرعت‌های مختلف موتور می‌تواند بسیار کاربردی باشد چرا که عملاً یک موتور دیزل در سرعت‌های مختلف کار می‌کند.
۲. استفاده از روش‌های مختلف برای محاسبه دقیق‌تر دمای محفظه احتراق می‌تواند در دقت شرایط تأثیر گذار باشد. یکی از روش‌های محاسبه دقیق‌تر دما، اندازه‌گیری دمای سطح خارجی سیلندر و استفاده از یک ضریب انتقال حرارت تجربی و میزان گرمای آزادشده ناخالص برای محاسبه دمای داخل سیلندر می‌باشد. همچنین می‌توان با اندازه گرفتن دمای ورود و خروج آب‌خنک کننده و محاسبه مقدار گرمای آزادشده از طریق آن، به مقادیر دقیق‌تری برای گرمای آزادشده ناخالص رسید.
۳. تغییرات داخل سیلندری پارامتر فشار در سیکل‌های مختلف می‌تواند بسیار زیاد باشد. از آنجا که در طی یک آزمایش به دفعات زیاد مقادیر فشار خوانده می‌شود، در مطالعه

صورت گرفته یک میانگین از این داده‌ها برای نشان دادن فشار در هر لحظه گرفته شده است. اما میانگین این داده‌ها نمی‌تواند عملاً نشان دهنده حالت واقعی فشار در هر نقطه باشد. بنابراین تحلیل آماری داده‌های فشار یک روش سودمند برای بررسی دقیق تر فشار داخل سیلندر و سایر پارامترهای وابسته به آن است.

۴. بررسی اثر شروع و انتهای احتراق و سرعت سوختن سوخت داخل سیلندر می‌تواند به شناخت شکل احتراق با سوخت‌های مختلف و اثر آن بر روی بازده مفید باشد. همچنین بررسی اثر زمان تزریق سوخت روی بازده موتور نیز بسیار مفید است چرا که زمان تزریق سوخت یک پارامتر قابل کنترل می‌باشد.

۵. بررسی اثر بازده و دمای داخل سیلندر به صورت هم‌زمان روی میزان اکسیدهای نیتروژن تولید شده در موتور اشتعال تراکمی بسیار مفید است. این اکسیدها تأثیر زیادی روی آلودگی تولید شده موتور دارد. در مطالعات زیادی اثر دما روی میزان این گازها مورد بررسی قرار گرفته است [۳۴]. اما اثر بازده و سایر پارامترها به صورت هم‌زمان مورد بررسی قرار نگرفته است.

۶. در برخی مطالعات مقادیری از گاز خروجی موتور به داخل سیلندر بازگردانده شده است تا دمای مخلوط سوخت و هوای داخل سیلندر در محدوده دلخواهی باشد که کمترین میزان اکسیدهای نیتروژن تولید شود. می‌توان اثر بازگردانی گازهای حاصل از احتراق را هم‌زمان بر روی بازده موتور نیز مورد بررسی قرار داد.

مراجع

-
- [1] P. S. Nigam and A. Singh, "Production of liquid biofuels from renewable resources," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 37, no. 1, pp. 52–68, 2011.
- [2] C. D. Rakopoulos, K. A. Antonopoulos, and D. C. Rakopoulos, "Experimental heat release analysis and emissions of a HSDI diesel engine fueled with ethanol – diesel fuel blends," *Energy*, vol. 32, pp. 1791–1808, 2007.
- [3] J. Jena and R. D. Misra, "Effect of fuel oxygen on the energetic and exergetic efficiency of a compression ignition engine fuelled separately with palm and karanja biodiesels," *Energy*, vol. 68, no. 2, pp. 411–419, 2014.
- [4] I. E. Agency, "Biofuels for transport: an international perspective," 2004.
- [5] A. garwal, A. Kumar, "Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 33, pp. 233–271, 2007.
- [6] B. Likos, T. Callahan, and C. Moses, "Performance and emissions of ethanol and ethanol-diesel blends in direct-injected and pre-chamber diesel engines," *SAE technical paper*, no. 821039. 1982.
- [7] J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", *New York: Mcgraw-hill*; 1988 Apr.
- [8] C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, no. 1, pp. 2–47, 2006.
- [9] T. J. Kotas, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis". *Elsevier*, 1995.
- [10] T. Bodisco and R. J. Brown, "Inter-cycle variability of in-cylinder pressure parameters in an ethanol fumigated common rail diesel engine," *Energy*, vol. 52, pp. 55–65, 2013.
- [11] T. Bodisco, S. L. Choy, R. J. Brown, and M. M. Carlo, "A Bayesian approach to the determination of ignition delay," *Applied Therm. Eng.*, vol. 60, no. 1–2, pp. 79–87, 2013.
- [12] M. Gumus, "A comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine," *Fuel*, vol. 89, no. 10, pp. 2802–2814, 2010.
- [13] M. F. J. Brunt, "Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines,"

- SAE technical paper*. No. 1999-01-0187, 1999.
- [14] M. F. J. Brunt, H. Rai, and A. L. Emtage, "The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data," *Proc. 1998 SAE Int. Congr. Expo. February 23, 1998 - February 26, 1998*, vol. 1315, no. 724, pp. 101–112, 1998.
- [15] S. Ismail and P. S. Mehta, "Evaluation of the effects of fuel and combustion-related processes on exergetic efficiency," *Fuel*, vol. 90, no. 5, pp. 1818–1825, 2011.
- [16] M. E. Tat, "Cetane number effect on the energetic and exergetic efficiency of a diesel engine fuelled with biodiesel," *Fuel Process. Technol.*, vol. 92, no. 7, pp. 1311–1321, 2011.
- [17] Y. Azoumah, J. Blin, and T. Daho, "Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using biofuels," *Renew. Energy*, vol. 34, no. 6, pp. 1494–1500, 2009.
- [18] S. Yoshida and H. Yamamoto, "Exergy analysis of a diesel engine cycle and its performance improvement," *Int. J. Exergy*, Jun. 2005.
- [19] G. J. Van Wylen and R. E. Sonntag, *Fundamentals of classical thermodynamics*. Wiley, 1986.
- [20] R. Rezaei, P. Eckert, J. Seebode, K. Behnk, and I. A. V Gmbh, "Zero-Dimensional Modeling of Combustion and Heat Release Rate in DI Diesel Engines," *SAE International Journal of Engines*, no. 3, pp. 874-885, 2012.
- [21] J. A. Bittle, B. M. Knight, and T. J. Jacobs, "Interesting Behavior of Biodiesel Ignition Delay and Combustion Duration," *Energy & fuels*, vol. 2, no. 2009, pp. 4166–4177, 2010.
- [22] C. J. Mueller, A. L. Boehman, and G. C. Martin, "An Experimental Investigation of the Origin of Increased NO_x Emissions When Fueling a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine with Soy Biodiesel," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 2, no. 1, pp. 789–816, Jun. 2009.
- [23] D. B. Lata and A. Misra, "Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3746–3756, Mar. 2011.
- [24] D. A. Rothamer and L. Murphy, "Systematic study of ignition delay for jet fuels and diesel fuel in a heavy-duty diesel engine," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 34, no. 2, pp. 3021–3029, Jan. 2013.

- [25] P. Taylor, K. M. I. N. Chun, and J. B. Heywood, "Estimating Heat-Release and Mass-of-Mixture Burned from Spark-Ignition Engine Pressure Data," *combustion Sci. and tech*, vol. 54, pp. 133-143, 1987
- [26] M. Mittal, G. Zhu, and H. Schock, "Fast mass-fraction-burned calculation using the net pressure method for real-time applications," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 223, no. 3, pp. 389–394, 2009.
- [27] S. Szwaja and K. Grab-Rogalinski, "Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 34, no. 10, pp. 4413–4421, 2009.
- [28] S. K. Jha, S. Fernando, and S. D. F. To, "Flame temperature analysis of biodiesel blends and components," *Fuel*, vol. 87, no. x, pp. 1982–1988, 2008.
- [29] P.-A. Glaude, R. Fournet, R. Bounaceur, and M. Molière, "Adiabatic flame temperature from biofuels and fossil fuels and derived effect on NOx emissions," *Fuel Process. Technol.*, vol. 91, no. 2, pp. 229–235, 2010.
- [30] S. Kook Bae, C., Miles, P. C., Choi, D., and Pickett, L. M., "The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions," *SAE Trans.*, vol. 114, no. 4, pp. 1575–1595, 2005.
- [31] J. Chang, O. Güralp, Z. Filipi, D. Assanis, T. Kuo, P. Najt, and R. Rask, "New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux," *SAE Tech. Pap.*, pp. SAE 2004-01-2996, 2004.
- [32] D. C. Rakopoulos, C. D. Rakopoulos, R. G. Papagiannakis, and D. C. Kyritsis, "Combustion heat release analysis of ethanol or n -butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine," *Fuel*, vol. 90, no. 5, pp. 1855–1867, 2011.
- [33] D. B. Hulwan and S. V Joshi, "Performance , emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel – ethanol – biodiesel blends of high ethanol content American Standards for Testing Materials," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 5042–5055, 2011.
- [34] K. Akihama, Y. Takatori, K. Inagaki, and A. M. Dean, "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature," *SAE technical paper*, no. 2001-01-0655, 2001.

Abstract

The increasing global demand for fossil fuel and limited resource of these fuels have made countries to look for alternative fuels which can be produced from renewable resources. These resources must be locally available within the countries such as alcohol, biodiesel, vegetable oils and etc. Ethanol is also an attractive fuel because it is a renewable bio-based resource and produced from easy and cheap materials. In this study utilization of ethanol blends with diesel fuel in direct injection (DI) diesel engine are discussed.

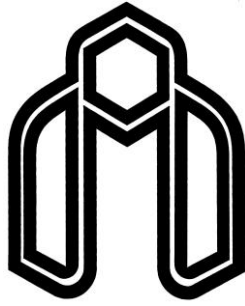
Analysis of acquired data from in-cylinder pressure and heat release data are two general methods for investigating combustion in DI diesel engine. However, this method does not provide any useful information about engine output and fuel performance. In this research an experimental study is conducted to evaluate energetic and exergetic efficiency of a DI diesel engine.

The engine is fueled by blend of ethanol with conventional diesel fuel, with 0-40% ethanol (by volume), respectively. The test is conducted using each of the above fuel blends, with the engine working at a speed of 1500rpm and at four different loads.

Calculating the efficiency requires to calculate the total released heat in combustion process. The purpose of this study is to calculate the total released heat by integrating the net rate of heat release over combustion process period. This method is more accurate than previous methods that used combustion reaction equations to calculate total released heat. Net rate of heat release is calculated from in cylinder pressure and volume data which are obtained from experimental data. The start and end point of combustion are obtained from net rate of heat release and mass fraction burned data.

The difference between performance and efficiency of diesel engine compared to the baseline situation, i.e., when working with neat diesel fuel, is reported. The results show that the exergy and energy efficiency for 10&20% ethanol blends are in the highest level. But neat diesel fuel has better result in compare to 30&40% ethanol blends. Also performance of engine with 0-20% ethanol blends is better than 30&40% ethanol blends in combustion because of less noise and knock. On the other hand, in 30&40% ethanol blends, combustion start very soon and resonance is very high.

Keywords: Exergy, Energy, Efficiency, Heat release, Exergy destruction, Ethanol blend, DI Diesel engine, combustion.



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

**Evaluation of biodiesel exergy in diesel engine combustion
process with heat release analysis**

Saman Zamiri far

Supervisor:

Ali Abass Nezhad

Adviser:

Meysam Babaei

Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the
Requirements for the Degree of Master of Science (M.Sc.)

Winter 2015