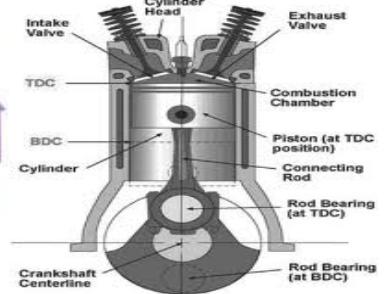
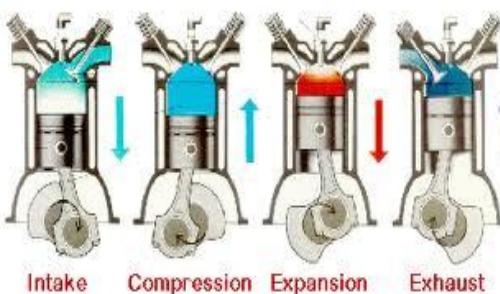


بسمه تعالی

اصول طراحی موتورهای پیستونی

Principles of Reciprocating Engines Design

استاد : مهندس امیر مهدوی



مراجع درسی اصول طراحی موتورهای پیستونی:

۱- مبانی مهندسی موتورهای احتراق داخلی ، تالیف ویلارد پاک رابک ، مترجم : دکتر سپهر صنایع
-Engineering Fundamentals of the internal combustion Engine Willard w. pulkrabek

۲- طراحی موتورهای احتراق داخلی (پیستونی) ، نویسنده : مهندس هادی نوری ، انتشارات میر

۳- موتورهای پیستونی و جت ، نویسنده : محمد تقی حسین نوری

Motor Vehicle Engine . V. Arkhangeley -4

۵- موتورهای احتراق داخلی دکتر وهاب پیروز پناه

۶- طراحی موتورهای احتراق داخلی نادر گلستانی

مоторهای احتراق داخلی taylor

موتورهای احتراق داخلی هادی نادری

طراحی موتورهای احتراق داخلی دکتر صمدی اخلاقی

بارم بندی نمرات درس:

شرح	نمره	توضیحات
project	4	<ul style="list-style-type: none"> ■ معرفی یک نوع موتور پیستونی ■ تشریح کامل قطعات موتور (با تصاویر) ■ ویژگی های کارکرد موتور (راندکان ، مصرف سوخت ، سیکل کارکرد) ■ مزایا و معایب احتمالی موتور و مقایسه آن با سایر موتورهای همتراز ■ کارخانه ، سال ساخت و تعداد ساخت
Mid term	4	در صورت برگزاری امتحان میان ترم
final	12	امتحان پایان ترم
No absent	1	در صورت عدم غیبت در طول ترم
Total	21	نمره کل

سرفصلهای تدریس:

الف) مقدمه

ب) چرخه های تولید قدرت

ج) سوخت ها

د) اصطلاحات و محاسبات موتور

پ) ساختمان قطعات اصلی موتور

(۱) مقدمه

اولین اختراع موتور: ۱۶۹۸ میلادی و یک موتور پیستون بخاری بود

تعریف موتور: وسیله‌ای که انرژی شیمیایی موجود در سوخت‌های فسیلی را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌نماید.

طبقه‌بندی موتورهای احتراق داخلی:

از لحاظ طرز استفاده:

(۱) ایستگاهی مثل نیروگاه برق

(۲) حمل و نقل مثل خودرو

از لحاظ انتقال حرارت:

(۱) احتراق داخلی

✓ پیستونی - دیزلی

✓ دورانی - پیستونی و توربین گاز

(۲) احتراق خارجی مثل پیستون بخار

از لحاظ چرخه کاری:

(۱) دو زمانه

(۲) چهار زمانه - دیزل - بنزین - گاز

(۳) فرآیند بدون وقفه - توربین گازی

از لحاظ ساختمانی:

(۱) پیستونی یک ردیفه - سه ردیفه - ستاره ای

(۲) پیستونی دورانی و انکل

(۳) توربین گازی یک مرحله ای یا دو مرحله ای

از لحظ خنک کاری

(۱) با آب

(۲) با هوا

از لحظ سوخت

(۱) سبک (بنزین)

(۲) سنگین (گازوئیل)

(۳) گاز (CNG)

از لحظ چرخه تولید قدرت

(۱) اتو

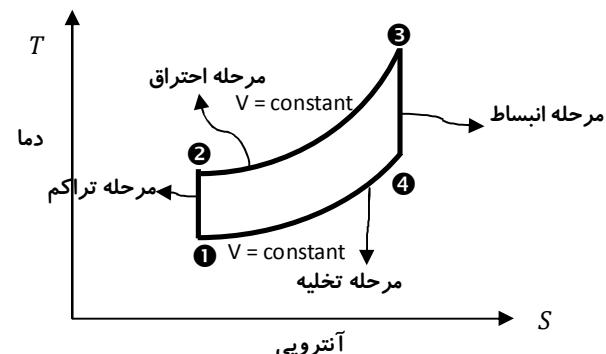
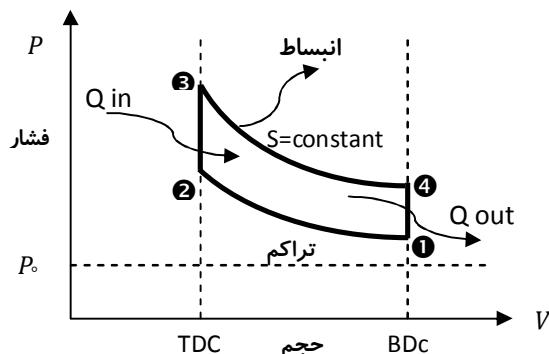
(۲) دیزل

(۳) دوگانه

۲) چرخه های تولید قدرت

چرخه اتو (ایده ال) :

این چرخه موتور بنزینی را تخمین می زند ، این چرخه در نمودارها P-V و T-S نشان داده شده اند .



$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$r_v = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3}$$

اگر نسبت تراکم یکی باشد راندمان چرخه اتو بزرگتر از دیزل است ، اما نسبت تراکم دیزل چون بیشتر است در نتیجه راندمان دیzel بزرگتر از اتو است .

تحول ۱-۲ : تراکم ایزوترپیک هوا (حرکت پیستون) از نقطه مرگ پایین BDC تا نقطه مرگ بالا TDC انجام می شود.

تحول ۲-۳ : سپس در حجم ثابت در حالی که پیستون موقتاً در نقطه مرگ بالا است حرارت دریافت می شود . (این تحول منطبق است با شعله ورشدن مخلوط هوا و سوخت بوسیله جرقه و سوختن کامل مخلوط در موتور واقعی)

تحول 3-4 : یک انیساط ایزوتروپیک است .

تحول 4-1 : پس داده شدن حرارت از هوا در حالی که پیستون در نقطه مرگ پایین ساکن است .

بازده حرارتی این چرخه : با فرض گرمای ویره ثابت به روش زیر محاسبه می شود :

$$\eta_{th} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

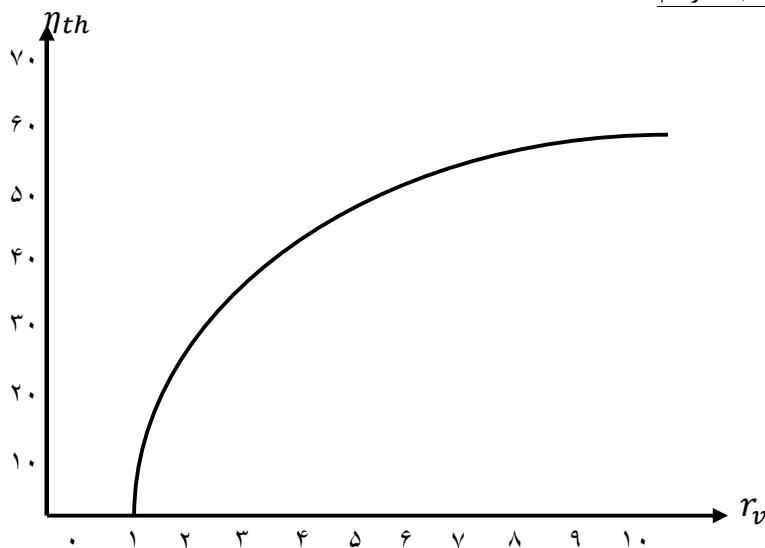
$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = (r_v)^{k-1} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}}$$

$$r_v = \frac{v_1}{v_2} = \text{نسبت تراکم} = \frac{v_4}{v_3}$$

نکته : بازده سیکل اتو فقط تابعی از نسبت تراکم است و بازده با زیاد شدن نسبت تراکم زیاد می شود .

بازده حرارتی چرخه اتو بصورت تابعی از نسبت تراکم



سعی در بدست آوردن بازده حرارتی هرچه بیشتر ، باعث ازدیاد نسبت تراکم شده است . به علت زیاد شدن نسبت تراکم در موتورهای واقعی ، احتمال خودسوزی سوخت به وجود می آید . سوختن بسیار سریع سوخت و پیدایش موج قوی فشار در سیلندر موتور ، به اصطلاح زدن موتور (spark knock) از خصوصیات انفجار است .

بنابراین احتراز از انفجار باعث محدود شدن حداکثر نسبت تراکم می شود.

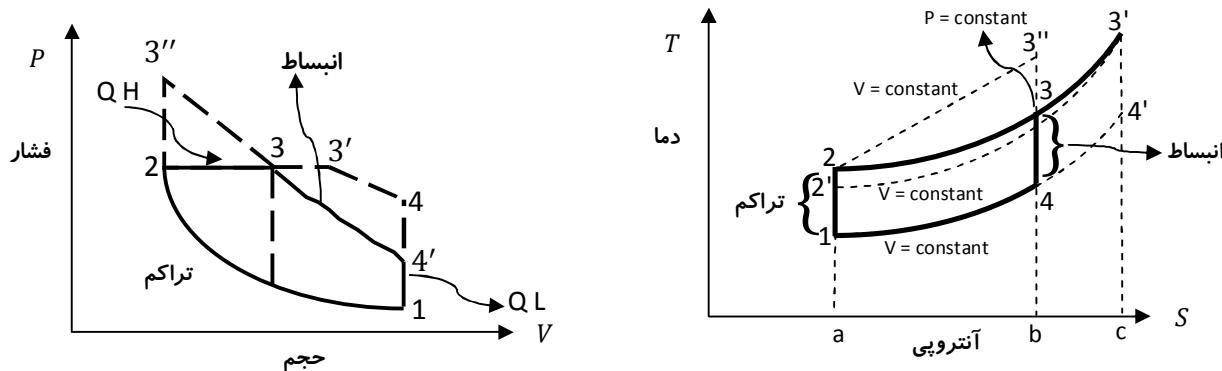
طی سالها ، تولید سوخت هایی با ویژگی های ضد زدن (anti knock characteristics) باعث پیشرفت در نسبت تراکم شده است.

چرخه دیزل (ایده آل):

چرخه دیزل چرخه خیالی موتور دیزل است که موتور احتراق تراکمی (compression ignition engine) نیز خوانده می شود.

در این چرخه حرارت در فشار ثابت به سیال عامل منتقل می شود. این تحول منطبق بر تزریق (injection) و سوختن سوخت در موتور واقعی است. چون طی دریافت حرارت در چرخه هوایی گاز منبسط می شود. شدت انتقال حرارت باید به مقداری باشد که فشار ثابت بماند. هنگامی که به حالت ۳ برسیم ، دریافت حرارت متوقف شده و گاز یک انبساط آیزونتروپیک (Isentropic expansion) مطابق تحول ۴-۳ را می پیماید تا پیستون به نقطه مرگ پایین برسد . مانند چرخه اتو ، پس دادن حرارت در حجم ثابت در نقطه مرگ پایین جانشین تحول های خروج و ورود موتور واقعی می شود . بازده چرخه از رابطه زیر بدست می آید .

$$\eta_{th} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mC_V(T_4 - T_1)}{mC_P(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{k T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$



نکته: در چرخه دیزل نسبت تراکم آیزونتروپیک (Isentropic compression ratio) بزرگتر از نسبت

انبساط آیزونتروپیک است .

برای حالت معین قبل از تراکم و نسبت تراکم معین (یعنی حالت ۱-۲ معین) بازده چرخه با زیاد شدن حداکثر

درجه حرارت کم می شود . این موضوع در نمودار T-S دیده می شود . زیرا خطوط فشار ثابت و حجم ثابت

همگرا هستند و از دیاد درجه حرارت از ۳ تا 3° نیاز به دریافت مقدار زیادی حرارت (مساحت $3-3'-C-B-3$) دارد . ولی کار به مقدار کمی ($3-3'-4'-4-3$) زیاد می شود .

مقایسه چرخه اتو با چرخه دیزل :

چرخه اتو $1-4-3''-2-1$ و چرخه دیزل $1-2-3-4-1$ که در شروع مرحله تراکم در یک حالت هستند و دارای یک مقدار جابجایی پیستون و یک نسبت تراکم اند را در نظر بگیرید.

از نمودار T-S واضح است که چرخه اتو دارای بازده بیشتری هست ولی عمدۀ عمل در چرخه دیزل می تواند با نسبت تراکمی بیشتر از نسبت تراکم موتور بنزینی کار کند . زیرا در موتور بنزینی مخلوطی از هوا و سوخت متراکم می شوند و چنانچه نسبت تراکم زیاد شود ، انفجار (خودسوزی) مساله مهمی خواهد شد . این مسئله در موتور دیزل وجود ندارد زیرا طی مرحله تراکم فقط هوا متراکم می شود . تولید سوخت هایی با اکتان بالا امکان استفاده از نسبت های تراکم بیشتری را در موتورهای بنزینی بوجود آورده است.

مقایسه ای را بین چرخه اتوی $1-4-3'-2-1$ و چرخه دیزل $1-2-3-4-1$ انجام دهیم . بیشینه فشار و بیشینه درجه حرارت در هر دو چرخه یکی هستند و این می رساند که چرخه دارای نسبت تراکم کمتری از چرخه دیزل است . در نمودار T-S می بینیم که در چنین موردی چرخه دیزل دارای بازده بیشتر(\times) نیست.

(\times) به خاصیتی از سوخت که احتمال وقوع خود اشتعالی را در سوخت توصیف می کند . عدد اکтан یا فقط اکтан می گویند . طبق قرارداد به ایزواکтан که مدل (۴-۲-۲-تری میتل پنتان) که بهترین سوخت است به آن از لحاظ اکтан 100 می دهیم و به هپتان نرمال که بدترین سوخت است و تمایل به خود اشتعالی در آن زیاد است عدد صفر داده می شود .

به زبان ساده تر هرچه عدد اکтан یک سوخت بیشتر باشد آن سوخت در مقابل پدیده احتراق مخرب مقاوم تر است .

اختلاف بین چرخه عملی و چرخه ترمودینامیکی :

ردیف	سیکل ترمودینامیکی	سیکل واقعی
۱	سیال عامل گاز ایده آل (رقیق ، تراکم ناپذیر و بدون اصطکاک)	گاز واقعی
۲	سیال در همه چرخه ها یکی است	سیال عامل و گازهای ورودی با خروجی در چرخه با چرخه دیگر متفاوت است
۳	ظرفیت حرارتی C و K وابسته به دما نیست	وابسته است
۴	فرآیند تراکم و انبساط پل تروپیک است $\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^n$ $(PV^n = \text{ ثابت}) \quad \frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}}$ $= \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{n-1}$	فرآیند تراکم و انبساط آدیبااتیک (بی در رو ، انتقال حرارت صفر و $Q=0$) است
۵	انتقال حرارت تحت شرایط معین : P و V ثابت	P و V متغیر است
۶	ترکیب و مقدار سیال عامل وابسته به چرخه نیست	وابسته است
۷	انتقال حرارت از منبع گرم به منبع سرد انتقال می یابد (اصطکاک نیست ، هدر رفتن گرما نیست ، تفکیک و تجزیه در کار نیست)	احتراق ، اصطکاک و تجزیه هست
۸	فرآیند و چرخه بازگشت پذیر است	فرآیند و چرخه بازگشت پذیر نیست

مثال : بازده یک سیکل موتور احتراق داخلی بنزینی چهار زمانه بستگی به یکی از نسبت های زیر دارد :

(مهندسی شیمی ۸۷)

۱) حاصلضرب حجم در فشار گاز قبل از عمل احتراق

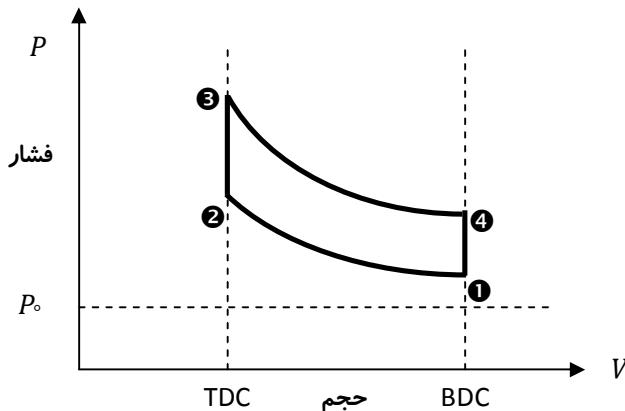
۲) حجم گاز قبل و بعد از عمل تراکم

۳) دمای گاز قبل و بعد از احتراق

۴) فشار گاز قبل و بعد از احتراق

$$\eta = 1 - (r_v)^{n-1}$$

جواب : گزینه ۲



در موتور دیزل می توان از نسبت تراکم بالاتری استفاده کرد . زیرا (مهندسی مکانیک ۸۴)

۱) انفجار خود به خودی به اندازه بنزینی مساله نیست.

۲) استحکام بدنه موتور بیشتر است .

۳) دمای اشتعال گازویل پایین تر از بنزین است.

۴) راندمان موتور دیزل بیشتر از بنزین است.

جواب : گزینه ۱

فاکتورهای عملی موثر در تلفات مکانیکی :

۱) تعداد رینگ های سیلندر و تکنولوژی ساخت آنها

۲) انحراف از عمود بودن محور میل لنگ و محور سیلندر

۳) مواد و اجزایی که به هم سائیده می شوند .

۴) صیقلی بودن و پرداخت اجزای در تماس

۵) کیفیت روغن (ویسکوزیته)

۶) رژیم گرمایی (دمای روغن)

۷) عمر کاری (قابلیت اعتماد)

۸) سرعت دورانی میل لنگ

۳) سوخت

انتظارات و ویژگی های سوخت موتور :

- (۱) قابلیت انتقال (تلمبه شدن) خوب در هر دمایی را داشته باشد
- (۲) قابلیت تبخیر خوب (ویژگی موتورهای بنزینی)
- (۳) خوب پودر شدن (ویژگی موتورهای دیزل)
- (۴) سریع و قابل اعتماد بودن (راه اندازی در هر دمایی)
- (۵) احتراق بدون تشکیل سوخته و کک
- (۶) عدم بروز خوردگی و فرسایش قطعات
- (۷) احتراق کامل و بموقع و سمی بودن پایین گازهای خروجی

احتراق عادی هیدرو کربن (سوخت) در موتورهای بنزینی :

- (۱) تبخیر سوخت و اختلاط با اکسیژن
- (۲) گرم شدن مخلوط گاز
- (۳) انتشار و گسترش جبهه آتش

خود اشتعالی سوخت ها : اگر در دمای مخلوط هوا و سوخت به اندازه کافی افزایش یابد بدون نیاز به شمع یا مشتعل کننده خارجی دیگر مخلوط به خودی خود مشتعل خواهد شد ، دمایی که در بالاتر از آن این پدیده رخ می دهد دمای خود اشتعالی (Self Ignition Temperature) نامیده می شود .

نسبت تراکم در موتورهای بنزینی اشتعال جرقه ای برای جلوگیری از خود اشتعالی به حدود ۱۱:۱ محدود می گردد.

عوارض خود اشتعالی : (ضربه یا کوبش)

- (۱) ناآرام کار کردن موتور
- (۲) داغ کردن موتور
- (۳) زیاد شدن مصرف سوخت
- (۴) وارد آمدن فشارهای ناگهانی بر قطعات از قبیل ، شاتون ، یاتاقانها ، شمع ها ، پیستون و میل لنگ

۵) سوختن یا کج و دفرمه شدن سوپاپ ها

۶) کاهش کلی توان موتور

عدد اکتان و کوبش موتور:

جدول زیر چهار دسته بنزین را برای نسبت های تراکم مختلف نشان می دهد.

نسبت تراکم موتور	درجہ اکтан	نوع سوخت
۷.۵ : ۱	۹۰	بد
۸.۲ : ۱	۹۴	متوسط
۹ : ۱	۹۷	خوب
۱ : ۹.۱ و بالاتر	۱۰۰	اعلاع

$$\frac{V_{TDC}}{V_{BDC}} = \text{نسبت تراکم}$$

طبق قرارداد به ایزواکتان که مدل (۴-۲-۲-تری میتل پنتان) که بهترین سوخت است به آن از لحاظ اکтан ۱۰۰ می دهیم و به هپتان نرمال که بدترین سوخت است و تمایل به خود اشتعالی در آن زیاد است عدد صفر داده می شود.

برای رفع مشکل کوبش به دو طریق برخورد شده است :

۱) گزینش مناسب هیدروکربن هایی که بعنوان سوخت مصرف می شوند.

۲) افزایش درجه اکтан بنزین به روش شیمیایی

سوخت دیزل :

هرچه عملیات تصفیه سوخت بیشتر باشد جرم مولکولی سوخت و لزجت (ویسکوزیته) کمتر شده و در نتیجه هزینه و قیمت آن بیشتر می شود .

سوخت دیزل سبک دارای جرم مولکولی ۱۷۰ و سوخت دیزل سنگین دارای جرم مولکولی ۲۰۰ است .

عدد ستان :

در مورد اشتعال تراکمی ، خود اشتعالی مخلوط هوا و سوخت یک ضرورت است . سوخت مناسبي باید انتخاب شود که در زمان دقیق مناسب در چرخه موتور ، به خودی خود مشتعل شود . بنابراین اطلاع از زمان تاخیر در اشتعال سوخت و کنترل آن ضروری است . خاصیتی که این ویژگی سوخت را بصورت کمیت بیان می کند عدد ستان نامیده می شود . هرچه عدد ستان بزرگتر باشد (Ignition Delay) یا تاخیر سوخت ما کوتاهتر می شود و سوخت سریعتر در محفظه احتراق دچار خود اشتعالی خواهد شد . عدد ستان کم به معنی آن است که ID سوخت طولانی است .

یک سوخت مرجع که n -ستان (هگزادکان) $C_{16}H_{34}$ است، عدد ستان ۱۰۰ و به سوخت مرجع دیگر یعنی هپتامتیل نونان (HMN) عدد ستان ۱۵ داده می‌شود. سپس عدد ستان (CN) دیگر سوخت‌ها با مقایسه ID سوخت با ID مخلوطی از این دو سوخت مرجع با رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\text{عدد ستان سوخت CN} = (\text{درصد } n\text{-ستان}) + (15\% \text{HMN})$$

سوخت‌های جایگزین:

۱) الکل

۲) هیدروژن

۳) متان

۴) گاز طبیعی

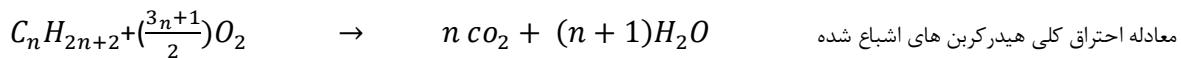
۵) گاز مایع نفت LPG

۶) پروپان

۷) ...

واکنش و اکسیداسیون سوخت:

ترکیب سریع سوخت با اکسیژن را که تولید حرارت کند، احتراق می‌نامند. اکثر موتورهای احتراق داخلی، انرژی خود را از احتراق یک سوخت هیدروکربنی با هوا که انرژی شیمیایی سوخت را به انرژی داخلی گازهای داخل موتور تبدیل می‌کند را بدست می‌آورند.



نسبت هم ارزی \emptyset :

برای احتراق واقعی در یک موتور نسبت هم ارزی \emptyset ، بصورت زیر تعریف می‌شود.

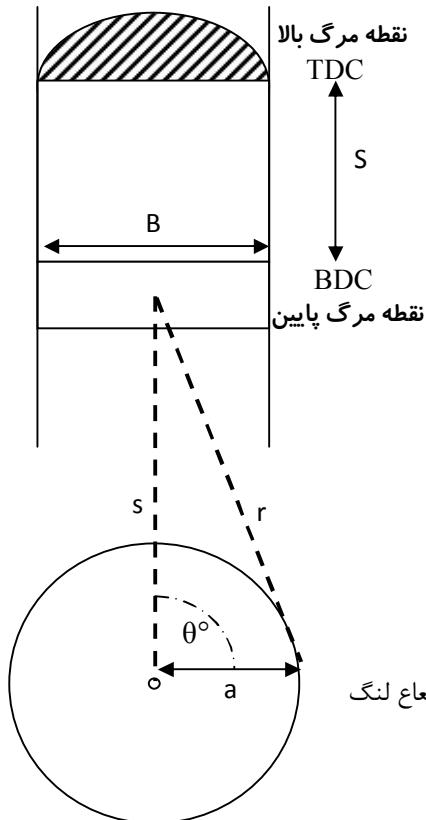
\emptyset : نسبت سوخت به هوا در شرایط استویکیومتریک / نسبت سوخت به هوا در حالت واقعی (عملی)

بیشینه مقدار انرژی شیمیایی که می‌تواند بصورت حرارت از سوخت آزاد شود هنگامی است که با مقدار استویکیومتریک اکسیژن (Stoichiometric Amount Oxygen) واکنش دهد، بسوزد. مقدار اکسیژن استویکیومتریک که گاهی اکسیژن تئوری نامیده می‌شود برای تبدیل تمام کربن موجود در سوخت به CO_2 و تمام هیدروژن موجود در سوخت به H_2O بدون آنکه اکسیژن باقی بماند کافی است. با این تعریف اگر:

$1 < \emptyset$: کارکرد موتور با مخلوط فقیر (ضعیف) است و اکسیژن در گازهای خروجی وجود دارد.

$\emptyset > 1$: کارکرد موتور با مخلوط غنی است و CO و سوخت در گازهای خروجی وجود دارد.

$\emptyset = 1$: کارکرد موتور با مخلوط استویکیومتریک بیشینه انرژی سوخت آزاد می شود.



۴) پارامترها و اصطلاحات موتور :

TDC : نقطه مرگ بالا

BDC : نقطه مرگ پایین

S : فاصله جابجایی

S : موقعیت پیستون (متغیر)

r : طول شاتون (ثابت)

a : شعاع لنگ (ثابت)

B : قطر پیستون

برای موتور با قطر داخلی B (قطر پیستون) با خروج از مرکز لنگ (Crank off Set) شعاع لنگ

یا فاصله دورترین نقطه لنگ از محور دوران (a) نام دارد.

فاصله جابجایی (Stroke length) کورس S که با سرعت دورانی N می چرخد.

داریم و میتوانیم بگوییم :

$$S = 2a \quad \text{فاصله جابجایی}$$

$$\bar{U}_P = 2SN \quad \text{سرعت متوسط پیستون} \quad N = \frac{RPM}{60} \quad \text{تعداد دور میل لنگ در ثانیه}$$

N (تعداد دوران) عموما RPM (دور بر دقیقه) ، \bar{U}_P بر حسب m/sec همچنین a و S بر حسب m یا cm داده می شود.

متوسط سرعت پیستون معمولا در محدوده 5 m/s تا 15 m/s است برای سواری و دیزل بزرگ 5 m/s است.

محدوده سرعت پیستون :

- با توجه به مقاومت مواد تشکیل دهنده اجزای موتور باید قابل تحمل باشند . برای هر دوران موتور ، هر پیستون دو بار از حالت توقف تا حداکثر سرعت شتاب می گیرد ، سپس از حداکثر سرعت به توقف باز می گردد . سرعت دورانی موتور برابر $3000 \text{ RPM} = 50 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ یعنی در هر ثانیه ۵۰ متر طی می کند و هر متر را در ۰.۲ ثانیه طی می کند.

- جریان یافتن گاز به داخل و به خارج از سیلندر است . سرعت پیستون نرخ جریان لحظه ای هوا و سوخت به داخل سیلندر را در مرحله ورودی و نرخ جریان خروج از سیلندر را در مرحله خروجی تعیین می کند . سرعت های بزرگتر پیستون برای عبور نرخ های بزرگتر جریان نیازمند سوپاپ های بزرگترند .

اندازه موتور :

اندازه موتور و سرعت کارکرد با یکدیگر رابطه عکس دارند ، یعنی اگر قطر سیلندر 0.5m باشد سرعت کارکرد 200 RPM تا 400 RPM می باشد و اگر قطر 1cm باشد 1200 RPM می باشد . RPM خودروهای سواری 500 RPM تا 5000 RPM می باشد.

قطر داخلی سیلندر موتورها در محدوده 0.5cm تا 0.5m ، نسبت قطر داخلی سیلندر به فاصله جابجایی $\frac{B}{S}$ برای موتورهای کوچک در محدوده 0.8 تا 1.2 است.

وقتی $B=S$ باشد به این دسته موتور مربعی می گویند (Square Engine)

اگر $S < B$ باشد به این دسته موتورها زیر مربعی می گویند (Under Square Engine)

اگر $S > B$ باشد به این دسته موتورها فوق مربعی می گویند (Over Square Engine)

که موتورهای بزرگ اغلب زیر مربعی هستند $S=4B$

فاصله S (موقعیت پیستون) مابین محور میل لنگ و محور پین پیستون (Wrist Pin) بر حسب θ ، زاویه لنگ با رابطه زیر ارائه می شود:

$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad \text{طول دسته پیستون (شاتون)} = r \quad \text{شعاع لنگ} = a$$

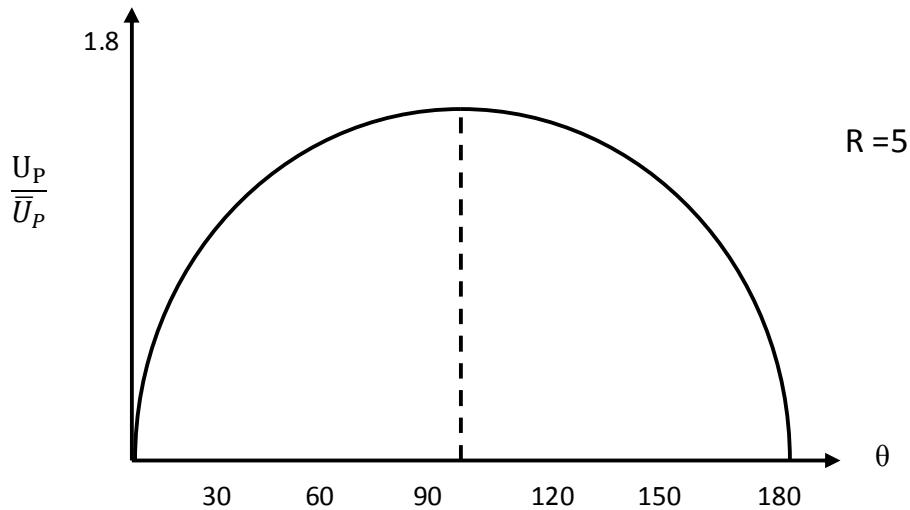
θ زاویه لنگ است که از خط مرکز میل لنگ اندازه گیری می شوند. هنگامی که پیستون در TDC قرار دارد برابر صفر است

$$\bar{U}_P = 2SN$$

نسبت به زمان مشتق می گیریم $U_P = \frac{ds}{dt}$ سرعت لحظه ای

$$\frac{U_P}{\bar{U}_P} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right]$$

$$R = \frac{r}{a}$$

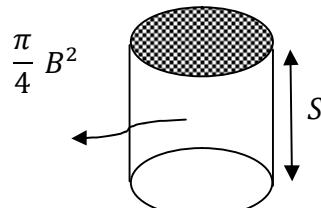


معمولا R برای موتورهای کوچک بین ۳ تا ۴ است و R برای موتورهای بزرگ بین ۵ تا ۱۰ است.

جابجایی (Displacement Volume) یا حجم جابجایی (Displacement) حجم جابجا شده توسط پیستون، حجم مفید:

$$V_d = V_{BDC} - V_{TDC}$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 \cdot S \quad \text{تعداد سیلندر} \quad N_C = V_d = N_C \frac{\pi}{4} B^2 \cdot S$$



یادآوری: وقتی حجم موتور داده می شود با استفاده از تقسیم بر تعداد سیلندر شود تا حجم یک سیلندر بدست آید

برای سواری ها حجم جابجایی ۲ تا ۳ لیتر است و معمولا V_d بر حسب لیتر داده می شود.

$$1 \text{ liter} = 10^{-3} m^3 = 10^3 cm^3 = 61 in^3$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 \cdot S$$

برای یک حجم جابجایی مشخص:

اگر $B < S$ (بصورت زیر مربعی) :

مزایا : هرچه S بزرگتر باشد B کوچکتر می شود ، که این امر موجب کوچکتر شدن مساحت سطح مقطع احتذاق و در نتیجه کمتر شدن اتلاف حرارت و کاهش اتلاف بازده حرارتی را در محفظه احتراق افزایش می دهد.

معایب S بلندر باعث سرعت بزرگتر پیستون ($\bar{U}_P = 2SN$) و تلفات اصطکاکی بیشتری می شود که توان خروجی قابل حصول از میل لنگ را کاهش می دهد.

هرچه S کوچکتر باشد:

مزایا : اگر S کوچکتر باشد ، قطر B افزایش می یابد و موتور فوق مربعی می شود . این امر تلفات اصطکاک را کاهش می دهد ولی تلفات انتقال حرارت بیشتر می شود. اکثر موتورهای سواری جدید نزدیک شرایط مربعی هستند.

این موضوع توسط شرایط طراحی و سیاست گذاری فنی سازنده تعیین می گردد.

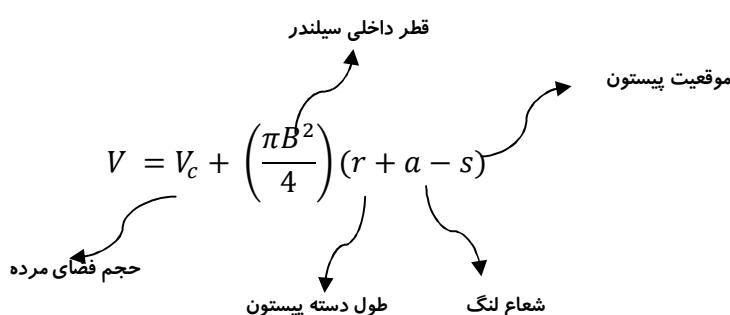
حداقل حجم سیلندر هنگامی اتفاق می افتد که پیستون در TDC است . این حجم ، حجم فضای مرده (V_c) یا v_c نامیده می شود .

$$V_c = V_{TDC}$$

$$V_{BDC} = V_d + V_{TDC}$$

$$\text{نسبت تراکم} \quad r_c = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} = \frac{V_c + V_d}{V_c}$$

حجم سیلندر V در هر زاویه لنگ برابر است :



با تقسیم طرفین رابطه فوق بر v_c و با استفاده از تعریف $\frac{r}{a} = R$ و جایگزین کردن r ، a ، s می توان این رابطه را به شکل زیر نوشت:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right]$$

مساحت سطح مقطع سیلندر و مساحت سطح سر پیستون (سرتخت) عبارت است از:

$$A_P = \frac{\pi}{4} B^2$$

مساحت سطح محفظه احتراق برابر است با :

$$A = A_{ch} + A_P + \pi B(r + a - s)$$

که در اینجا A_{ch} مساحت سطح سرسیلندر است که کمی بزرگتر از A_P می باشد .

اگر از تعاریف r, s, a, R استفاده شود معادله بصورت زیر بدست می آید:

$$A = A_{ch} + A_P + \frac{\pi B S}{2} \left[R + 1 - \csc \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right]$$

مسئله نمونه : یک خودروی سواری دارای موتور ۷۶ سه لیتری با اشتعال جرقه ای است (اتو) که با چرخه چهار زمانه در ۳۶۰۰ RPM کار می کند . نسبت تراکم موتور $r_v = 9.5$ ، طول دسته پیستون ها $r = 16.6 \text{ cm}$ و موتور مربعی است ($B=S$) ، در این سرعت ، سرعت احتراق 20° (درجه) بعد از TDC خاتمه می یابد . محاسبه کنید :

۱) قطر داخلی سیلندر (B) و طول فاصله جابجایی:

$$V_d = \frac{V_{total}}{6} = \frac{\frac{3}{6}}{6} = 0.5 \text{ litr} = 0.0005 \text{ m}^3$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 S \rightarrow B = S \quad V_d = \frac{\pi}{4} B^3 \rightarrow 0.0005 \text{ m}^3 = \frac{\pi}{4} B^3, \quad B = S = 0.086 \text{ m}$$

۲) متوسط سرعت پیستون (\bar{U}_P)

$$\bar{U}_P = 2 S N = 2 * 0.0860 * \frac{3600}{60} = 10.32 \text{ m/s} \quad N = \frac{RPM}{60}$$

۳) حجم فضای مرده یک سیلندر (v_c)

$$r_c = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} = \frac{V_c + Vd}{V_c} \rightarrow 9.5 = \frac{V_c + 0.0005 \text{ m}^3}{V_c} \quad V_c = 0.000059 \text{ m}^3 = 59 \text{ cm}^3$$

۴) سرعت پیستون در انتهای احتراق (U_P) لحظه ای

$$\frac{U_P}{\bar{U}_P} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right]$$

$$a = \frac{S}{2} = \frac{0.086}{2} = 0.043 \text{ m} \quad R = \frac{r}{a} = \frac{16.6 \text{ cm}}{0.043 \text{ m}} = \frac{16.6 * 10^{-2} \text{ m}}{0.043 \text{ m}} = 3.86$$

$$\frac{U_p}{10.32} = \frac{\pi}{2} \sin 20 \left[1 + \left(\frac{\cos 20}{\sqrt{3.86^2 - \sin 20^2}} \right) \right] = 0.668 \text{ m/s} , U_p = 0.668 * 10.32 = 6.89 \text{ m/s}$$

۵) مسافتی که پیستون در پایان احتراق از نقطه TDC طی کرده است

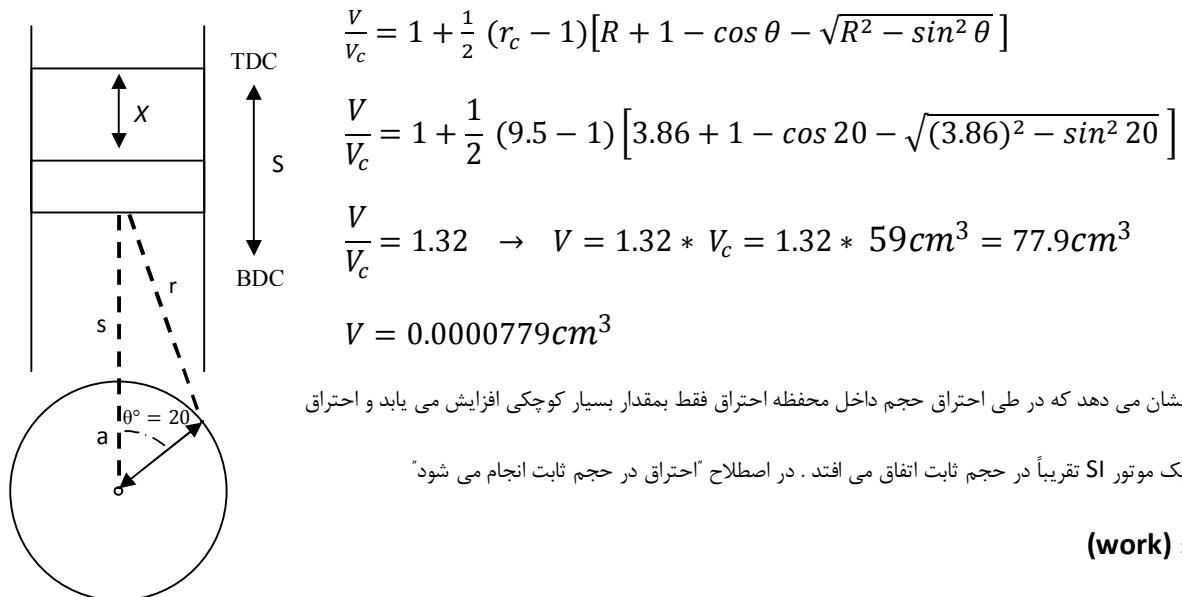
$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad r = \text{طول دسته پیستون (شاتون)} \quad a = \text{شعاع لنگ}$$

$$s = 0.043 \text{ m} \cos 20 + \sqrt{(16.6 * 10^{-2})^2 - (0.043)^2 \sin 20^2} = 0.206 \text{ m}$$

$$X = r + a - s = 16.6 * 10^{-2} \text{ m} + 0.043 \text{ m} - 0.206 \text{ m} = 0.003 \text{ m}$$

۶) حجم داخل محفظه احتراق در پایان احتراق (V)

نکته: در حالت صفر درجه $s = a + r$ می باشد ولی ما برای ۲۰ درجه را می خواهیم



این نشان می دهد که در طی احتراق حجم داخل محفظه احتراق فقط بمقدار بسیار کوچکی افزایش می یابد و احتراق

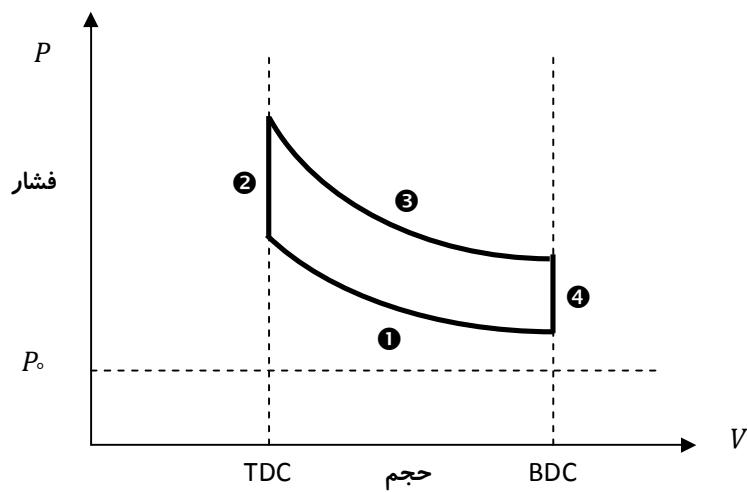
در یک موتور SI تقریباً در حجم ثابت اتفاق می افتد. در اصطلاح "احتراق در حجم ثابت انجام می شود"

کار: (work)

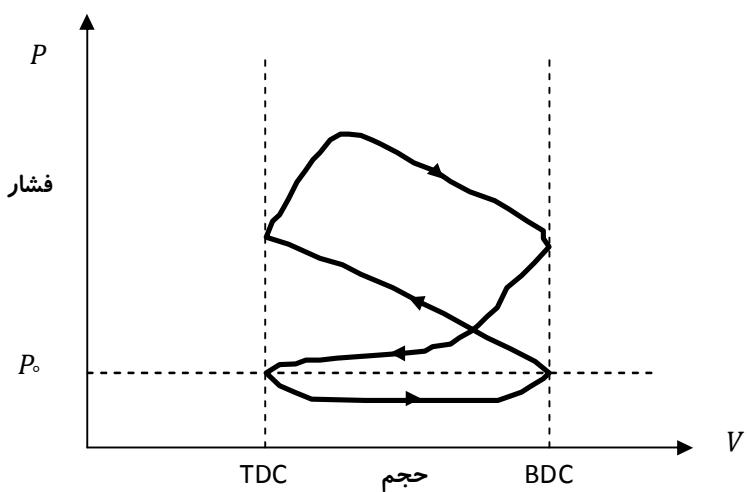
$$\int F \cdot dx = \int P \cdot A_P \cdot dx$$

$$w = \frac{W}{m} \quad \text{کار ویژه} \quad , \quad v = \frac{V}{m} \quad \text{حجم ویژه}$$

سیکل ایده ال (اتو) :



سیکل واقعی (ترمودینامیکی) :



(Indicator Diagram) دیاگرام اندیکاتوری :

فشار سیلندر را بصورت تابعی از حجم محفظه احتراق در طی چرخه چهارزمانه که ۲ دور موتور یا 720 درجه زاویه لنگ می باشد، ترسیم می کند. این دیاگرام بر روی اسیلوسکوپ با استفاده از تبدیل کننده فشار به جریان الکتریکی (Pressure Transducer)

که در داخل محفظه احتراق نصب شده است و یک حسگر الکترونیکی موقعیت سنج (Electronic Position Sensor) که بر روی پیستون یا میل لنگ قرار گرفته است ایجاد می شود.

(Indicatory Work) :

اگر P نمایانگر فشار داخل محفظه احتراق سیلندر باشد معادله $W = \int P \cdot dV$ و مساحت های نشان داده شده در شکل کار محفظه احتراق را نشان می دهد.

(Brake Work) :

کار واقعی قابل دسترس در میل لنگ کار ترمی نامیده می شود و هر دو w_b و w_i بر حسب $\frac{kg}{kj}$ می باشد.

(Work Fraction) :

$$w_i = w_b + w_f \quad \rightarrow \quad w_b = w_i - w_f$$

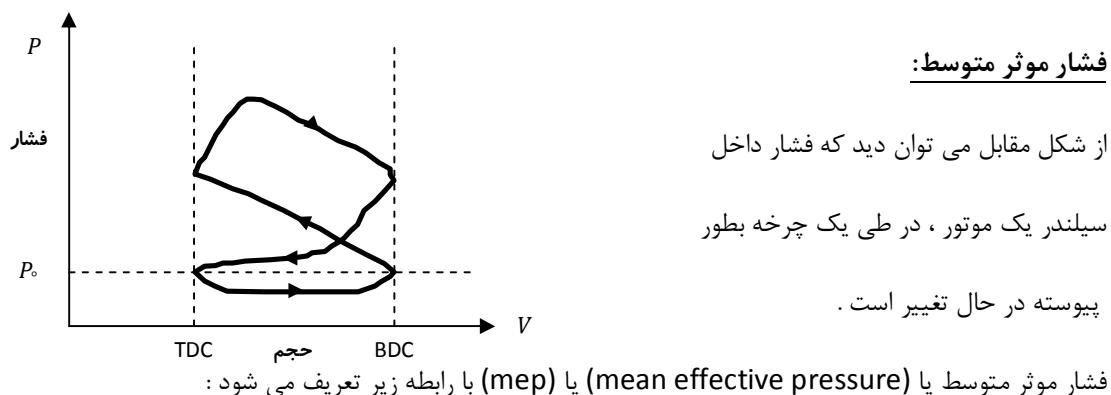
w_i : کار اندیکاتوری w_f : کار اصطکاکی w_b : کار ترمی

نسبت کار ترمی در میل لنگ (w_b) به کار اندیکاتوری (w_i) در محفظه احتراق بعنوان بازده مکانیکی

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} \quad (\text{Mechanical efficiency})$$

نکته : بازده مکانیکی در سرعت های زیاد برای موتورهای خودرو سواری جدید در هنگام کار با دریچه کاملاً باز

. (هنگامی که پدال گاز تا انتهای فشرده شده است) از مرتبه ۹۵٪ تا ۷۵٪ است.



$$W = P * (\Delta V) = (mep) * (\Delta V) \rightarrow mep = \frac{W}{\Delta V} = \frac{W}{V_{BDC} - V_{TDC}} = \frac{W}{V_d}$$

فشار موثر متوسط پارامتر خوبی برای مقایسه طراحی و یا گشتاور و توان خروجی موتورهای زیرا مستقل از اندازه و یا سرعت دورانی موتور است . اگر گشتاور، برای مقایسه ۲ موتور استفاده شود موتور بزرگ تر همیشه بهتر بنظر می رسد.

اگر توان بعنوان معیار مقایسه استفاده گردد ، سرعت دورانی موتور اهمیت می یابد .

$$\frac{W_b}{\Delta V} = bmeP \quad \text{فشار موثر متوسط ترمی : brake mean effective pressure}$$

$$\frac{W_i}{\Delta V} = imep \quad \text{فشار موثر متوسط اندیکاتوری : indicated mean effective pressure}$$

$$\frac{W_f}{\Delta V} = fmeP \quad \text{فشار موثر متوسط اصطکاکی : friction mean effective pressure}$$

حداکثر مقادیر معمول $bmeP$ برای موتورهای SI یا تنفس طبیعی در محدوده 850 kPa تا 1050 kPa است ، برای موتورهای CI (دیزل ، اشتعال تراکمی) در محدوده 700 kPa تا 900 kPa است ، برای موتورهای توربوشارژ در محدوده 1000 kPa تا 1200 kPa است .

(power ، torque ، گشتاور)

گشتاور نشان خوبی از توانایی موتور برای انجام کار است . گشتاور بصورت نیرویی که در فاصله ای عمل نموده و ایجاد ممان می کند تعریف می گردد که دارای واحد N-m است . گشتاور با رابطه زیر به کار مربوط می شود .

$$2\pi\tau = W_b = \frac{bmeP * V_d}{n} \quad \text{کارترمی یک دور موتور} \quad n=1 \quad \text{دو زمانه} \quad n=2 \quad \text{چهار زمانه}$$

در این معادلات از W_b و $bmeP$ استفاده شده ، چون گشتاور از خروجی میل لنگ اندازه گیری می شود بسیاری از موتورهای سواری دارای حداکثر گشتاور محدوده 200 N-m در سرعت های موتور معمولاً در محدوده 400 RPM تا 600 RPM می باشد .

سرعت در نقطه حداکثر گشتاور (Maximum Brake Torque) سرعت دورانی حداکثر گشتاور ترمی یا (MBT) گفته می شود .

توان :

توان بصورت نرخ کار موتور تعریف می شود . اگر n تعداد دور موتور در هر چرخه و N سرعت دورانی موتور باشد . سپس :

$$\dot{W} = \frac{WN}{n} \quad \text{یا} \quad \dot{W} = 2\pi N\tau$$

$$\dot{W} = \left(\frac{1}{2n}\right) (mep) A_p \bar{U}_p \quad \text{مساحت سر پیستون تمام پیستون ها} : A_p$$

نکته :

$$\dot{W} = \left(\frac{1}{2}\right) (mep) A_P \bar{U}_P$$

در موتورهای ۲ زمانه $n=1$ در نتیجه

$$\dot{W} = \left(\frac{1}{4}\right) (mep) A_P \bar{U}_P$$

در موتورهای ۴ زمانه $n=2$ در نتیجه

توان ترمزی :

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_i} \xrightarrow{\text{میتوانیم}} \frac{W_b}{W_i} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i}$$

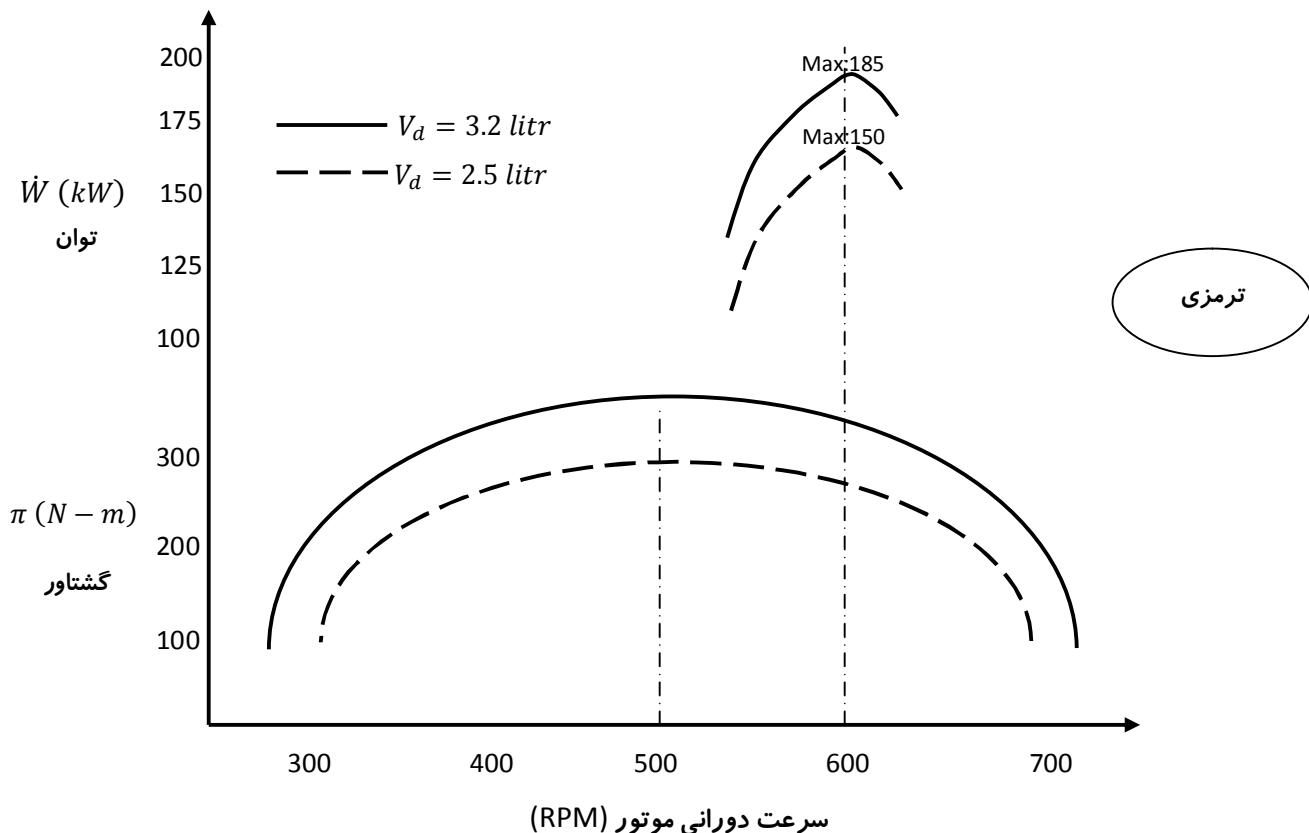
$$\dot{W}_b = \text{توان ترمزی}, \quad \dot{W}_i = \text{توان اندیکاتوری}, \quad \dot{W}_f = \text{توان اصطحکاکی}$$

$$\dot{W}_b = \eta_m * \dot{W}_i, \quad \dot{W}_b = \dot{W}_i + \dot{W}_f$$

توان معمولاً بر حسب kW اندازه گیری می شود ولی استفاده از اسب بخار هم رایج است.

$$1 \text{ hp} = 0.74 \text{ Kw} \approx 0.7 \text{ kW}, \quad 1 \text{ Kw} = 1.34 \text{ hp} \approx 1.3 \text{ hp}$$

نکته : موتورهای خودروهای سواری جدید اکثراً در محدوده 40 تا 220Kw هستند یا 50 تا 300 hp می باشند.



توان اندیکاتوری (\dot{W}_i) با سرعت افزایش می یابد در حالیکه توان ترمزی (\dot{W}_b) تا مقداری حداقل افزایش یافته و سپس کاهش می یابد . $\dot{W}_i = \dot{W}_b + \dot{W}_f$ این بدان دلیل است که توان اصطکاکی با افزایش سرعت دورانی موتور افزایش می یابد تا آنکه در سرعت های بیشتر ، بر افزایش توان ترمزی غالب می شود $\dot{W}_b = \dot{W}_i + \dot{W}_f$

هم گشتاور و هم توان توابعی از سرعت دورانی موتور هستند ، در سرعت کم و گشتاور با افزایش سرعت موتور افزایش می یابد ، با افزایش سرعت موتور گشتاور به حداقل مقدار خود می رسد (Maximum Brake Torque) ، MBT و سپس مطابق شکل بالا کاهش می یابد ، گشتاور به این دلیل کاهش می یابد که موتور قادر نیست در سرعت های بیشتر هوای مورد نیاز را بطور کامل فرو برد یا (Ingest) کند .

توان اندیکاتوری با سرعت دورانی افزایش می یابد در حالیکه توان ترمزی تا مقداری حداقل افزایش می یابد و سپس در سرعت های بزرگتر کاهش می یابد . این بدان دلیل است که تلفات اصطکاکی با سرعت دورانی افزایش می یابند و در سرعت های بسیار زیاد عامل غالب می باشند.

برای بسیاری از موتورهای خودروهای سواری حداقل توان ترمزی در محدوده 6000 تا 7000 RPM رخ می دهد که حدود 1.5 برابر سرعت گشتاور ماکریم است .

توان بزرگتر می تواند با افزایش پارامترهای نظیر حجم جابجایی ، mep و یا سرعت دورانی حاصل گردد. حجم جابجایی بیشتر هم وزن موتور را افزایش می دهد و هم فضای بیشتری را اشغال می کند.

هر دو این موارد با طراحی مطلوب موتور در تضاد هستند به همین دلیل اکثر موتورهای جدید کوچکتر هستند ولی در سرعت های بیشتری کار می کنند و اغلب برای افزایش mep از سوپر شارژ و یا توربو شارژ استفاده می کنیم.

فرمول های مختلف توان :

$$SP \text{ (Specific Power)} = \frac{\dot{W}_b}{A_P} \quad \text{توان ویژه}$$

$$OPD \text{ (Output Per Displacement)} = \frac{\dot{W}_b}{V_d} \quad \text{خروجی به ازاء حجم جابجایی}$$

$$SV \text{ (Specific Volume)} = \frac{V_d}{\dot{W}_b} \quad \text{حجم ویژه}$$

$$SP \text{ (Specific Power)} = \frac{\text{وزن}}{\dot{W}_b} \quad \text{وزن ویژه}$$

$$\dot{W}_b = V_d \cdot A_P \cdot \text{حرجم جابجایی} \quad , \quad \text{مساحت سر پیستون تمامی پیستون ها} = A_P \quad , \quad \text{توان ترمزی} = V_d$$

مسئله نمونه :

موتور مسئله قبلی به یک گشتاور و توان سنج متصل شده است . مقدار گشتاور خروجی ترمزی خوانده شده آن در 3600 RPM مقدار 205 N·m می باشد . در این سرعت دورانی هوا در 85kPa و 60° درجه سانتی گراد وارد سیلندرها می شود و بازده مکانیکی موتور 85% می باشد . محاسبه کنید :

۱) توان ترمزی

$$\dot{w}_b = 2\pi N\tau \rightarrow \dot{w}_b = 2\pi * \frac{3660}{60} * 205 = 77300(\frac{N - m}{s})$$

$$\dot{w}_b = 77.3 kW \quad \dot{w}_b = 77.3 * 1.3 = 104hp$$

۲) توان اندیکاتوری

$$\dot{w}_i = \frac{\dot{w}_b}{m} = \frac{77.3}{0.85} = 90.9 kW \quad \dot{w}_i = 90.9 * 1.3 = 122hp$$

۳) فشار موثر متوسط ترمزی

$$2\pi\tau = \frac{(bmep)V_d}{n} \rightarrow n = 2 \quad \text{چون موtor ۴ زمانه است پس:}$$

$$bmep = \frac{2(2\pi\tau)}{V_d} = \frac{4\pi * 205(N.m)}{(0.003 \frac{m^3}{s})} = 859000 \frac{N}{m^2} = 859 kPa$$

در مسئله قبل بدست آوردید : نکته $0.000 * 6 = 0.003$

۴) فشار موثر متوسط اندیکاتوری

$$\eta_m = \frac{bmep}{imep} \rightarrow imep = \frac{bmep}{\eta_m} = \frac{859}{0.85} = 1010 kPa$$

۵) فشار موثر متوسط اصطکاکی

$$fmeep = imep - bmep = 1010 - 859 = 151 kPa$$

۶) توان تلف شده بواسطه اصطکاک

$$\dot{w}_f = ? \quad Ap = \frac{\pi}{4} B^2 = \frac{\pi}{4} * (0.086m)^2 = 0.00581 m^2 \quad \text{برای یک سیلندر}$$

$$\dot{W}_f = \left(\frac{1}{2n}\right) (f_{mep}) A_p \bar{U} P = \frac{1}{4} * (101 \text{ kPa}) * (0.00581 \text{ m}^2) * (10.32) * 3$$

$$\dot{W}_f = 13.6 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_f = 13.6 \text{ kW} * 1.3 = 18 \text{ hp}$$

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_b = 90.9 - 77.3 = 13.6 \text{ kW} = 13.6 * 1.3 = 18 \text{ hp}$$

۷) کار ترمزی به ازاء واحد جرم گاز داخل سیلندر

نکته: برای یک سیلندر را محاسبه می کنیم، پس:

$$w_b = \frac{W_b}{m} = \frac{?}{?} \rightarrow W_b = (b_{mep}) * V_d = 859 \text{ kPa} * 0.0005 \text{ m}^3 = 0.43 \text{ kJ}$$

با فرض آنکه گازهای وارد شده به سیلندر در BDC هوا هستند پس:

$$m_{air} = \frac{P V_{BDC}}{R T} = \frac{85 \text{ kPa} * (0.0005 \text{ m}^3 + 0.000059 \text{ m}^3)}{\left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (273 + 60)} = 0.00050 \text{ kg}$$

0.287: ثابت هوا

$$T: (273 + 60) = 333$$

$$w_b = \frac{W_b}{m} \rightarrow w_b = \frac{0.43 \text{ kJ}}{0.00050 \text{ kg}} = 860 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

۸) توان ویژه موتوری

$$BSP = \frac{\dot{W}_b}{A_p} = \frac{77.3}{\frac{\pi}{4} (0.086 \text{ m})^2 (6)} = 2220 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

۹) توان خروجی به ازاء واحد حجم جابجاگی

$$BOPD = \frac{\dot{W}_b}{V_d} = \frac{77.3 \text{ kW}}{3 \text{ liter}} = 25.8 \frac{\text{kW}}{\text{L}}$$

۱۰) حجم ویژه موتور

$$BSV = \frac{V_d}{\dot{W}_b} = \frac{1}{BOPD} = \frac{1}{25.8} = 0.0388 \frac{\text{L}}{\text{kW}}$$

نسبت هوا به سوخت و نسبت سوخت به هوا:

یا AF (Air Fuel Ratio) نسبت هوا به سوخت و FA (Fuel Air Ratio) نسبت سوخت به هوا، پارامترهایی هستند که برای توصیف نسبت مخلوط سوخت و هوا استفاده می شوند:

$$AF = \frac{ma}{mf} = \frac{m^o a}{m^o f}$$

$$FA = \frac{mf}{ma} = \frac{m^o f}{m^o a}$$

ایده آل یا استویکیومتریک : برای بسیاری از سوخت های هیدروکربنی نوع بنزینی ، بسیار نزدیک به ۱۵:۱ می باشد و احتراق مخلوط این سوخت ها و هوا با AF در محدوده ۶ تا ۱۹ ممکن است .

AF کمتر از ۶ برای انجام احتراق بسیار غنی (rich) و AF بزرگتر از ۱۹ بسیار فقیر (lean) است .
موتور های AF معمولاً دارای (Compression Ignition) CI هست .

نسبت هم ارزی \emptyset : بصورت نسبت واقعی سوخت به هوا به نسبت ایده آل یا استویکیومتریک

$$AF = \frac{1}{FA} \quad \emptyset = \frac{FA(act)}{FA(stoich)} = \frac{AF(stoich)}{Af(act)} \quad \text{سوخت به هوا :}$$

Specific Fuel Consumption : (sfc) مصرف سوخت ویژه

$$SFC = \frac{m^o f}{w^o} \quad \text{توان موتور :} \quad m^o f \quad \text{نرخ جرمی سوخت ورودی به موتور :}$$

Brake Specific Fuel Consumption (bsfc) توان ترمزی : مصرف سوخت ویژه موتوری

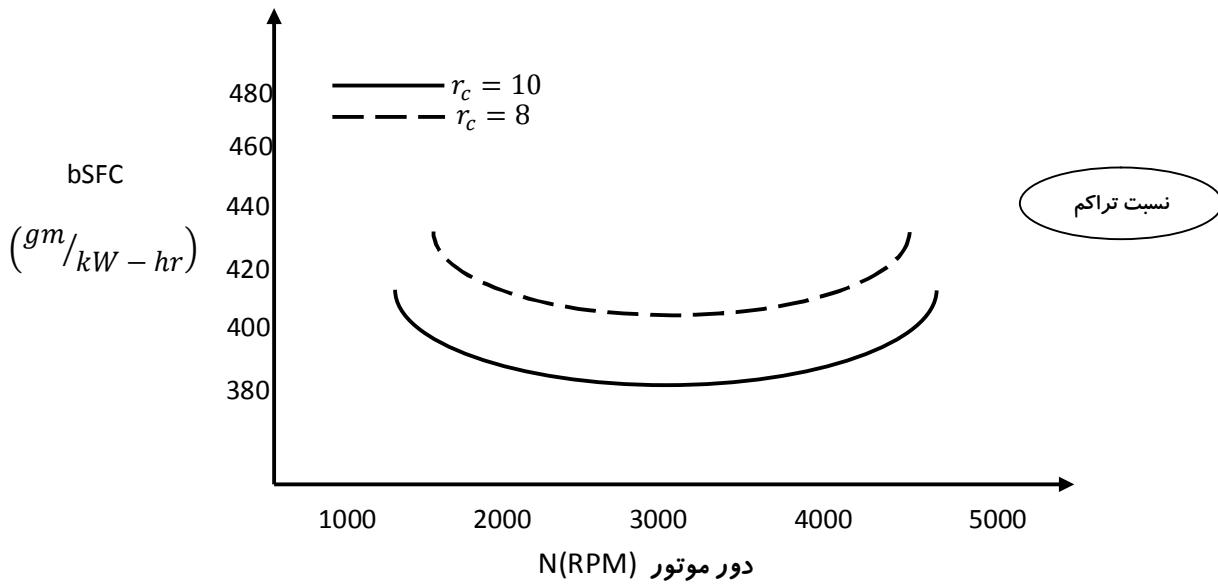
$$bSFC = \frac{m^o f}{w^o b}$$

Indicated Specific Fuel Consumption (isfc) توان اندیکاتوری : مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری

$$iSFC = \frac{m^o f}{w^o i}$$

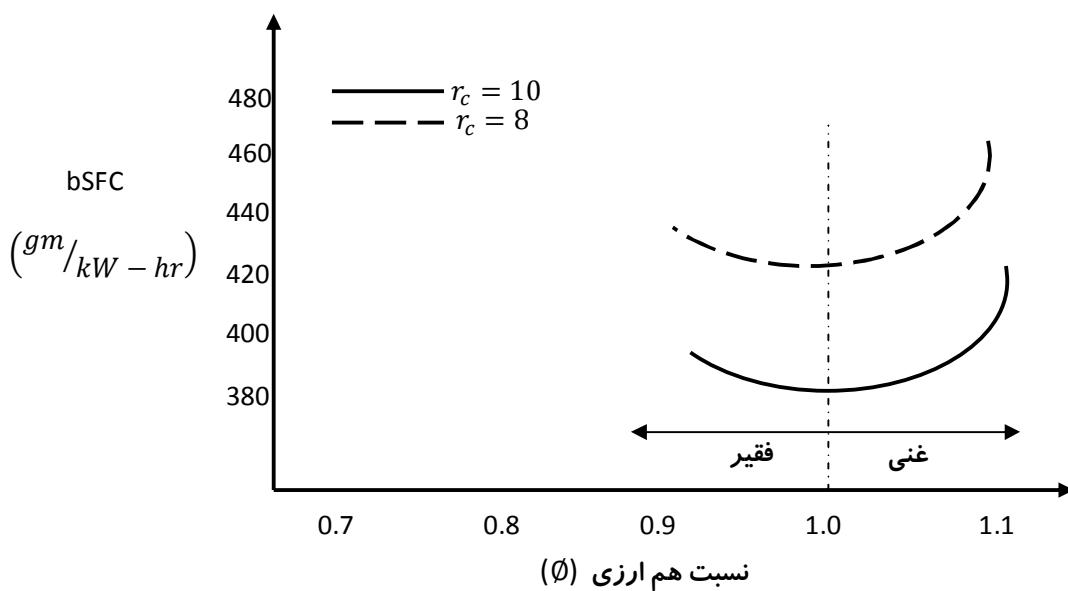
بازده مکانیکی از رابطه زیر بدست می آید :

$$\eta_m = \frac{w^o b}{w^o i} = \frac{\frac{1}{w^o i}}{\frac{1}{w^o b}} * \frac{\frac{m^o f}{1}}{\frac{m^o f}{1}} = \frac{\frac{m^o f}{w^o i}}{\frac{m^o f}{w^o i}} = \frac{isfc}{bsfc}$$



با افزایش سرعت دورانی موتور ، مصرف سوخت ویژه ترمی ، کاهش می یابد و به حداقل مقدار خود می رسد ، سپس در سرعت های بیشتر این مقدار افزایش می یابد . در سرعت زیاد بدلیل تلفات اصطکاکی بیشتر ، مصرف سوخت افزایش می یابد . در سرعت های کم موتور طول زمانی هر چرخه طولانی تر می گردد که این امر ، تلفات حرارتی بیشتری را ممکن می سازد و مصرف سوخت را افزایش می دهد .

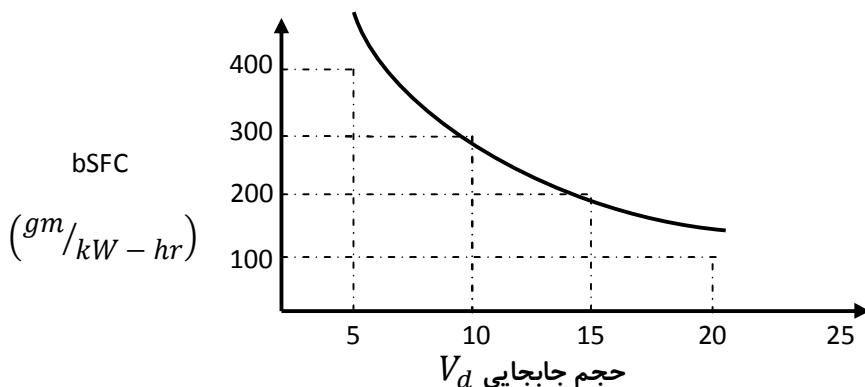
با افزایش نسبت تراکم بدلیل بازه حرارتی بزرگتر مصرف سوخت کاهش می یابد.



شکل بالا نشان می دهد که چگونه $bSFC$ به نسبت تراکم و نسبت هم ارزی سوخت بستگی دارد . با نسبت تراکم بزرگتر ، بدليل بازه حرارتی بزرگتر $bSFC$ کاهش می یابد . کمترین مقدار $bSFC$ هنگامی است که احتراق در مخلوط هوا و سوخت با نسبت هم ارزی نزدیک به یک ($1 = \emptyset$) رخ می دهد .

در شرایط دورتراز حالت احتراق ایده آل (استویکیومتریک) ، چه در حالت غنی یا فقیر مصرف سوخت بیشتر خواهد بود .

صرف سوخت ویژه ترمزی بصورت تابعی از حجم جابجایی موتور (V_d) می باشد .



بازده های موتور:

در چرخه موتور برای یک سیلندر گرمای اضافه شده برابر است با :

بازده احتراق η_c معمولاً بین ٪۹۵ تا ٪۹۸ می باشد .

برای حالت پایا : $Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c$

بازده حرارتی (Thermal Efficiency) :

$$\eta_t = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{W^\circ}{Q_{in}^\circ} = \frac{W^\circ}{m_f^\circ Q_{HV} \eta_c} = \frac{\eta_f}{\eta_c}$$

تعریف :

W : کار یک چرخه

W° : توان

m_f : جرم سوخت برای یک چرخه

m^o_f : نرخ جرمی سوخت (دبی سوخت)

Q_{HV} : ارزش حرارتی سوخت

η_f : بازده تبدیل سوخت

η_c : بازده احتراق

(Fuel Conversion Efficiency) : بازده تبدیل سوخت

$$\eta_f = \frac{w}{m_f Q_{HV}} = \frac{w^o}{m^o_f Q_{HV}} = \frac{1}{sfc Q_{HV}}$$

$$\frac{m^o_f}{w^o} = sfc \quad \rightarrow \quad \frac{w^o}{m^o_f} = \frac{1}{sfc}$$

(Mechanical Efficiency) : بازده مکانیکی موتور

$$\eta_m = \frac{(\eta_t)_b}{(\eta_t)_i}$$

(Volumetric Efficiency) : بازده حجمی

یکی از مهمترین روش هایی که مقدار توان و کارایی یک موتور را مشخص می کند بdst آوردن حداکثر مقدار هوای داخل سیلندر در طی یک چرخه است . هوای بیشتر به این معنی است که سوخت بیشتری می تواند بسوزد و انرژی بیشتری می تواند به توان خروجی تبدیل گردد

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} = \frac{n m^o_a}{\rho_a V_d N}$$

تعاریف :

m_a : جرم هوای داخل موتور (یا سیلندر) برای یک چرخه

m^o_a : نرخ جرمی جریان هوای داخل موتور در حالت پایا

ρ_a : چگالی هوای در شرایط اتمسفری ، خارج از موتور محاسبه می شود

v_d : حجم جابجایی

N : سرعت دورانی موتور RPM

n : تعداد دور میل لنگ در چرخه ترمودینامیکی (در دوزمانه : ۱) در چهار زمانه : (۲)

باید بدانیم که :

$P_0 = 101 \text{ kPa}$: فشار هوا محیط است و برابر است با P_0

$T_0 = 298 \text{ K}^\circ = 25 \text{ C}^\circ$: دمای هوا محیط و برابر است با T_0

$$\rho_a = \frac{P_\circ}{R T_\circ} = 1.181 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \rightarrow \quad R = 0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{k}}$$

مثال سوم : موتور مسئله قبلی با نسبت هوا به سوخت ۱۵ AF و ارزش حرارتی سوخت معادل $Q_{HV} = 44000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ و بازده احتراق $\eta_c = 97\%$ کار می کند . محاسبه کنید :

۱) نرخ جریان سوخت بداخل موتور

$$m_a = 0.00050 \text{ kg} \quad \text{AF} = \frac{m_a}{m_f} \quad m_f = \frac{m_a}{\text{AF}} = \frac{0.00050}{15} = 0.000033 \text{ kg}$$

$m_f^\circ = m_f * \frac{N}{n}$ * تعداد سیلندر

$$m_f^\circ = \left(0.000033 \frac{\text{kg}}{\text{cylinder} - \text{cycle}} \right) * (6 \text{ cylinder}) * \left(\frac{3600 \text{ rev}}{60 \text{ sec}} \right) * \frac{1}{2} = 0.006 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

۲) بازده حرارتی ترمزی

$$(\eta_t)_b = \frac{w_b^\circ}{m_f^\circ Q_{HV} \eta_c} = \frac{(77.3)}{(0.0060 \frac{\text{kg}}{\text{sec}})(44000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})(0.97)} = 0.302 = 30.2\%$$

$$(\eta_t)_b = \frac{w_b}{m_f Q_{HV} \eta_c} = \frac{(0.43 \text{ kJ})}{(0.000033 \text{ kg})(44000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})(0.97)} = 0.302 = 30.2\%$$

۳) بازده حرارتی اندیکاتوری

$$\eta_m = \frac{(\eta_t)_b}{(\eta_t)_i} \rightarrow 0.85 = \frac{0.302}{(\eta_t)_i} \rightarrow (\eta_t)_i = 0.355 = 35.5\%$$

۴) بازده حجمی

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a v_d} = \frac{0.00050 \text{ kg}}{\left(1.181 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)(0.0005 \text{ m}^3)} = 0.847 = 84.7\%$$

۵) مصرف سوخت ویژه

$$bSFC = \frac{m^\circ f}{w^\circ b} = \frac{\left(0.0060 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}\right)}{(77.3 \text{ kW})} = 776 * 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{kW - sec}}$$

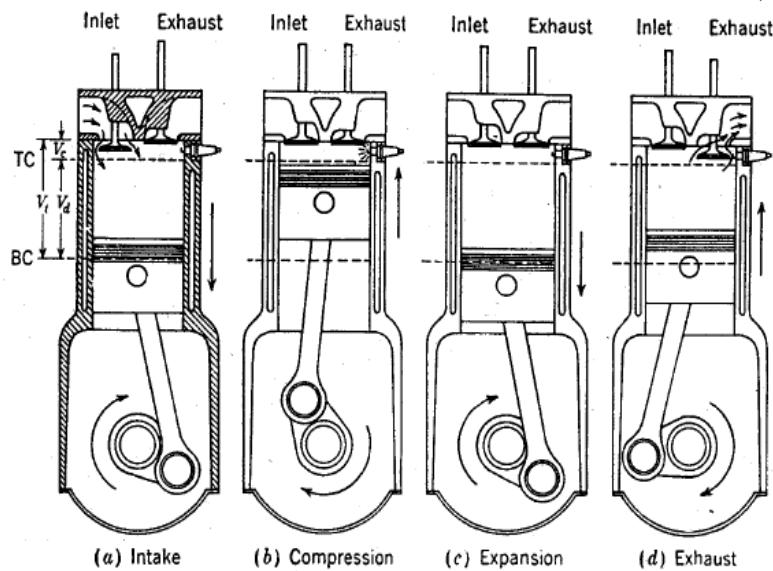


FIGURE 1-2
The four-stroke operating cycle.¹⁰

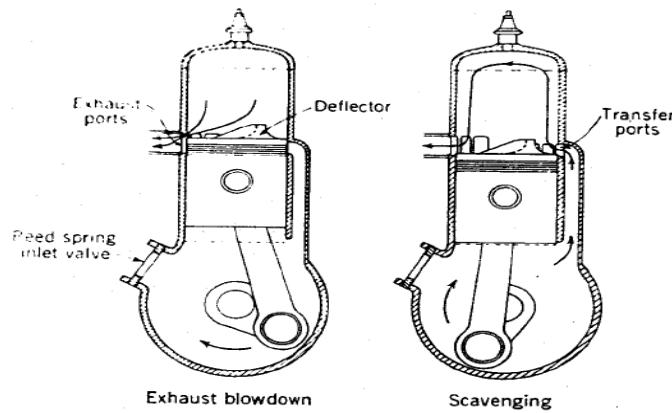


FIGURE 1-3
The two-stroke operating cycle. A crankcase-scavenged engine is shown.¹⁰

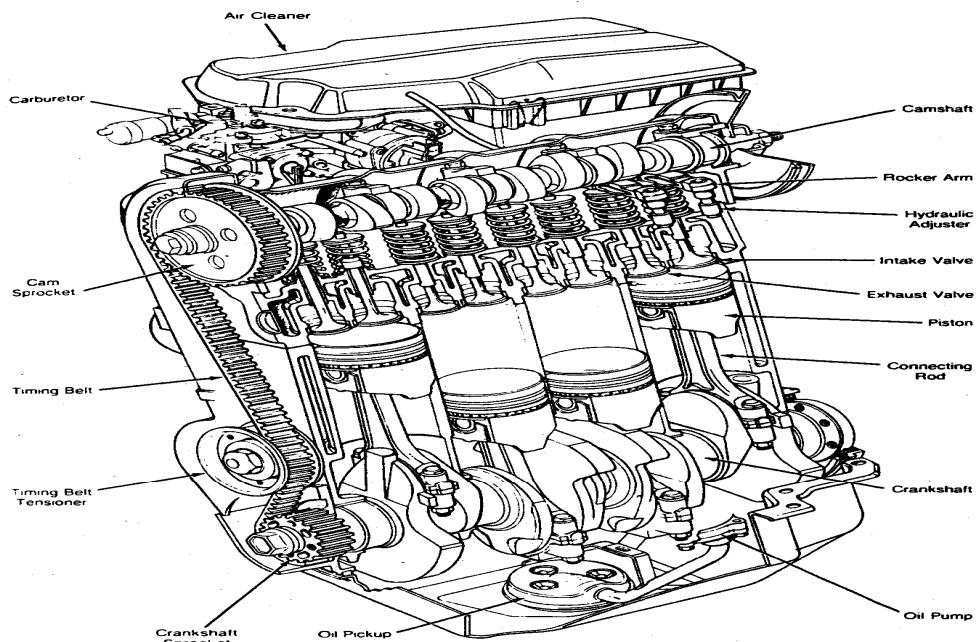
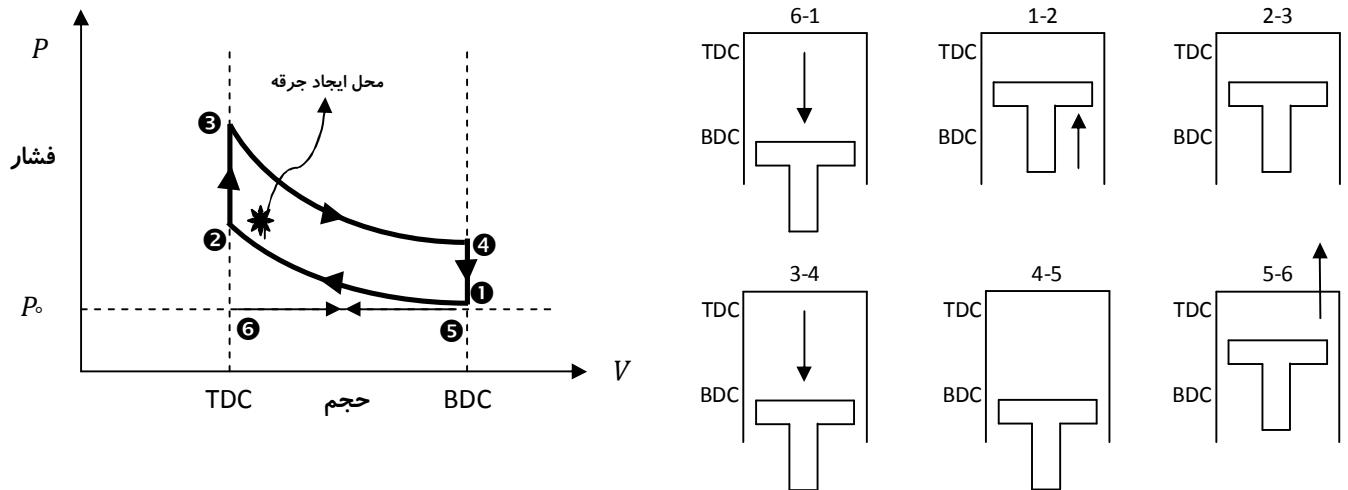


FIGURE 1-4
Cutaway drawing of Chrysler 2.2-liter displacement four-cylinder spark-ignition engine.¹¹ Bore 87.5 mm, stroke 92 mm, compression ratio 8.9, maximum power 65 kW at 5000 rev/min.

تحلیل چرخه اتو :



(6-1) مرحله ورودی چرخه اتو : یک فرآیند فشار ثابت با فشار ورودی یک اتمسفر است .

(1-2) مرحله دوم چرخه ، مرحله تراکم است ، در یک موتور واقعی شروع تراکم متاثر از سوپاپ ورودی است که تا کمی بعد از BDC کاملاً بسته نمی شود ، انتهای مرحله تراکم نیز متاثر از جرقه زدن شمع قبل از TDC است .

(2-3) : پس از مرحله تراکم فرآیند ورود گرما در حجم ثابت در TDC انفاق می افتد . این فرآیند جایگزین فرآیند احتراق چرخه موتور واقعی می شود . که در شرایطی نزدیک به شرایط حجم ثابت رخ می دهد . در یک موتور واقعی احتراق کمی قبل از TDC شروع می شود ، احتراق در نزدیکی TDC به حداقل سرعت خود می رسد و کمی بعد از TDC خاتمه می یابد .

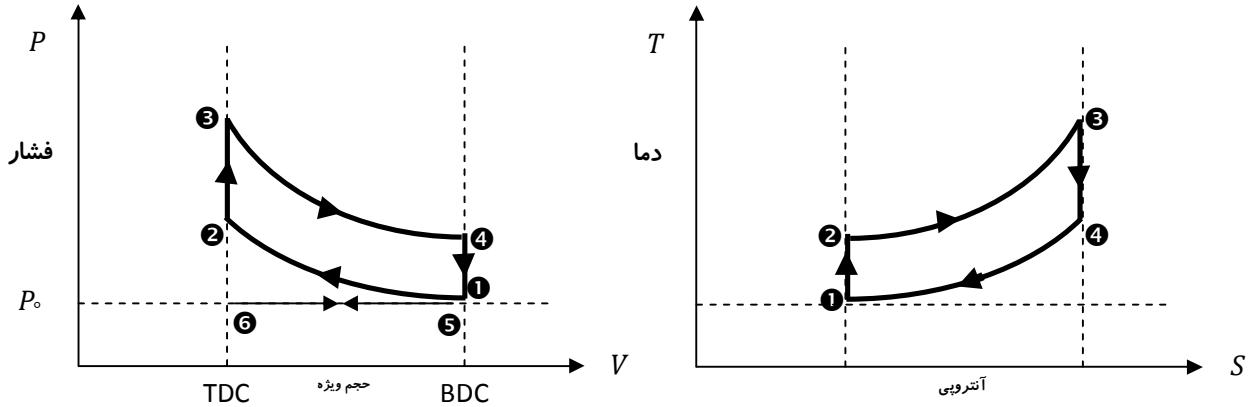
(3-4) یا انبساط : با مقادیر بسیار زیاد فشار و آنتالپی گاز سیستم در نقطه TDC مرحله قدرت یا مرحله انبساط پس از احتراق آغاز می گردد.

(4-5) : در این مرحله خروج آنی گازها در یک موتور واقعی ، تقریباً و نه کاملاً فرآیندی حجم ثابت است ، مقدار زیادی انرژی و آنتالپی بهمراه گازهای خروجی بیرون می رود که باعث کاهش بازده حرارتی موتور می شود .

(5-6) : آخرین مرحله چرخه چهار زمانه با حرکت پیستون از BDC به TDC انجام می شود . این فرآیند ، فرآیند خروج گازهاست که در فشار ثابت یک اتمسفر با باز بودن سوپاپ خروجی صورت می گیرد .

یادآوری : فرآیند (5-6) و (6-1) یکدیگر را خنثی می کنند .

تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای اتو :



فرآیند (6-1) : فرآیند ورودی در فشار ثابت P_0 (یک اتمسفر)

در این حالت سوپاپ ورودی باز می شود و سوپاپ خروجی بسته است .

$$P_1 = P_6 = P_0 \quad , \quad W_{(6-1)} = P_0(V_1 - V_6)$$

فرآیند (1-2) : فرآیند مرحله تراکم آیزونتروبیک ، در این حالت تمام سوپاپ ها بسته است .

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} \rightarrow \quad T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{K-1} \quad T_2 = T_1 (r_c)^{K-1}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K \rightarrow \quad P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^K \quad P_2 = P_1 (r_c)^K$$

$$q_{1-2} = 0$$

$$w_{1-2} = \frac{(P_2 V_2 - P_1 V_1)}{1-k} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1-k} = (u_1 - u_2) = c_v (T_1 - T_2) \quad \text{ضریب گرمای ویژه در حجم} \\ \text{ثابت}$$

فرآیند (2-3) : ورود گرما در حجم ثابت می باشد . تمام سوپاپ ها بسته است .

$$v_3 = v_2 = v_{TDC} \quad W_{2-3} = 0 \quad \text{چون حجم ثابت است} \rightarrow$$

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_V (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_V (T_3 - T_2)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (AF + 1) c_V (T_3 - T_2)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_V (T_3 - T_2) = (u_3 - u_2)$$

$$T_3 = T_{max}, \quad P_3 = P_{max}$$

فرآیند (3-4) : مرحله قدرت یا انبساط آیزنتروپیک (ثابت $S = S_0$)

$$q_{3-4} = 0$$

تمام سوپاپ‌ها بسته است

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{K-1} \quad T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{K-1}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^K \rightarrow P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^K \quad P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^K$$

$$w_{3-4} = \frac{(P_4 V_4 - P_3 V_3)}{1-k} = \frac{R(T_4 - T_3)}{1-k} = (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4)$$

فرآیند (4-5) : دفع حرارت در حجم ثابت (خروج آنی گازها)

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{BDC} \quad W_{4-5} = 0 \quad \text{چون حجم ثابت است} \rightarrow$$

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_m c_V (T_5 - T_4) = m_m c_V (T_1 - T_4)$$

$$q_{4-5} = q_{out} = c_V (T_5 - T_4) = c_V (T_1 - T_4)$$

فرآیند (5-6) : مرحله خروج گازها در فشار ثابت P_0

$$P_6 = P_5 = P_0 \quad \text{سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است.}$$

$$w_{5-6} = P_0 (v_6 - v_5) = P_0 (v_6 - v_1)$$

بازده حرارتی چرخه اتو :

$$(\eta_t)_{out} = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = \frac{|q_{in} - q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|c_V (T_4 - T_1)|}{|c_V (T_3 - T_2)|} = 1 - \left[\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \right]$$

با دانستن اینکه $v_1 = v_2 = v_3 = v_4$ و $v_2 = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}}$ پس می توانیم بنویسیم:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}, \quad (\eta_t)_{otto} = 1 - \frac{(T_1)}{(T_2)} \left\{ \frac{\left[\frac{(T_4)}{(T_1)} - 1 \right]}{\left[\frac{(T_3)}{(T_2)} - 1 \right]} \right\} \rightarrow \left\{ \frac{\left[\frac{(T_4)}{(T_1)} - 1 \right]}{\left[\frac{(T_3)}{(T_2)} - 1 \right]} \right\} = 1$$

$$(\eta_t)_{otto} = 1 - \frac{(T_1)}{(T_2)} \rightarrow (\eta_t)_{otto} = 1 - \left[\frac{1}{\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}} \right] = 1 - \left[\frac{1}{(r_c)^{k-1}} \right]$$

مثال : یک موتور خودرو سواری ۴ سیلندر (SI) با یک چرخه ۴ زمانه استاندارد هوای اتو در ۳۰۰۰ RPM کار می کند . موتور دارای تراکم ۸.۶:۱ بازده مکانیکی ۰.۸۶% و نسبت فاصله جابجایی به قطر داخلی سیلندر معادل $S/B = 1.025$ می باشد . سوخت ایزو اکتان با ($AF=15$) و ارزش حرارتی $44300 \frac{kJ}{kg}$ می باشد و بازده احتراق نیز $\eta_c = 100\%$ است ، در شروع مرحله تراکم فشار و دمای گازهای داخل محفظه احتراق $100kPa$ و $60^\circ C$ هستند ، میتوان فرض کرد که از چرخه قبلی ۴% گاز خروجی در سیلندر باقی مانده است . برای این موتور تحلیل کامل (T_1, T_2, T_3, T_4) ترمودینامیکی انجام دهید :

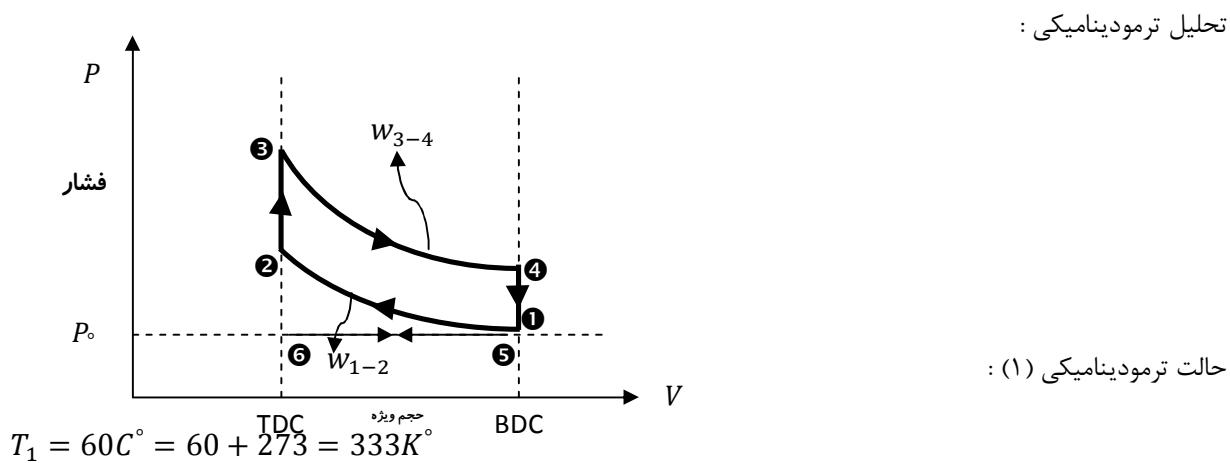
$$V_d = \frac{v_{total}}{4} = \frac{2.5}{4} = 0.625 \text{ litr} = 0.000625 \text{ m}^3$$

$$r_c = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_c + v_d}{v_c} \quad 8.6 = \frac{v_c + 0.00062}{v_c}$$

$$v_c = 0.0000822 \text{ m}^2 = 0.0822 \text{ litr} = 82.2 \text{ cm}^3$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 S \rightarrow 0.000625 \text{ m}^3 = \frac{\pi}{4} B^2 (1.025 B)$$

$$B = 0.0919 \text{ m} = 9.19 \text{ cm} \rightarrow S = 1.025 B = 0.0942 \text{ m} = 9.42 \text{ cm}$$



$$P_1 = 100kPa \quad V_{BDC} = V_d + V_c = 0.00062 + 0.000082 = 0.000707 \text{ m}^3$$

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(100kPa)(0.000707m^3)}{\left(0.287 \frac{kj}{kg-k}\right)(333K)} = 0.000740 kg$$

حالت ترمودینامیکی (۲) :

می دانیم که مرحله تراکم آیزونتروپیک است (یعنی آنتروپی (S) ثابت است . مرحله تراکم یا انبساط

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad \rightarrow \quad \frac{P_2}{P_1} = (r_c)^k \quad \rightarrow \quad P_2 = P_1(r_c)^k , \quad k = 1.35$$

$$P_2 = (100kPa)(8.6)^{1.35} = 1826 kPa$$

$$T_2 = T_1(r_c)^{k-1} \quad T_2 = 333K^\circ (8.6)^{1.35-1} = 707 K^\circ = 707 - 273 = 434C^\circ$$

$$m = \frac{P_2 V_2}{R T_2} \quad \rightarrow \quad V_2 = \frac{m R T_2}{P_2} = \frac{(0.000740kg) \left(0.287 \frac{kj}{kg-k}\right) (707K^\circ)}{(1826kPa)} =$$

$$V_2 = 0.0000822m^3 = V_c \quad \text{راه دوم} \quad V_2 = \frac{V_2}{r_c} = \frac{0.000707}{8.6} = 0.0000822m^3$$

$$AF = 15 \quad \rightarrow \quad \text{Air Fuel : } 15+1=16 \quad (\eta_c) = 100\% = 96\% + 4\%$$

$$m_f = 0.000740 * 0.96 * \frac{1}{16} = 0.000044kg \quad \text{سوخت}$$

$$m_f = 0.000740 * 0.96 * \frac{15}{16} = 0.000666kg \quad \text{هوای}$$

$$m_{ex} = 0.000740 * 0.4 = 0.000030kg \quad \text{جرم گازهای خروجی باقی مانده}$$

گرمای اضافه شده در چرخه :

$$Q_{in} = m_f Q_{HV \eta c} \quad \& \quad Q_{in} = m_m c_V (T_3 - T_2)$$

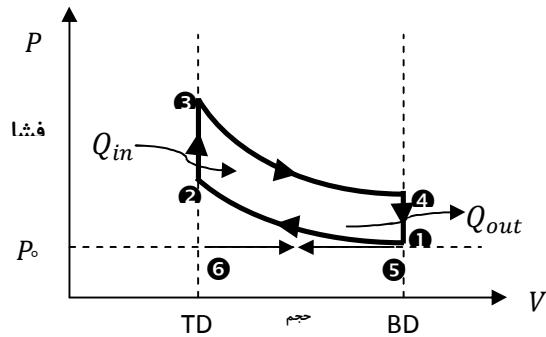
$$Q_{in} = (0.000044kg) \left(44300 \frac{kj}{kg}\right) (100) \quad \& \quad Q_{in} = (0.000740kg) \left(0.821 \frac{kj}{kg-k}\right) (T_3 - 707K^\circ)$$

$$T_3 = 3915 K^\circ = T_{max}$$

$$V_3 = V_2 = 0.0000822 m^2$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right) = (1826kPa) \left(\frac{3915}{707}\right) = 10111kPa$$

$$P_3 = P_{max} = 10111 \text{ kPa}$$



حالت ترمودینامیکی (۴) : مرحله قدرت آیزونتروپیک است

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{K-1} = (3915) \left(\frac{1}{8.6} \right)^{1.35-1} = 1844 \text{ K}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^K = (10111 \text{ kPa}) \left(\frac{1}{8.6} \right)^{1.35} = 554 \text{ kPa}$$

$$V_4 = \frac{m R T_4}{P_4} = \frac{(0.000740 \text{ kg})(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}})(1844 \text{ K})}{(554 \text{ kPa})} = 0.000707 \text{ m}^3$$

$$V_4 = V_1 = 0.000707 \text{ m}^3$$

کار تولید شده در مرحله قدرت آیزنتروپیک : (۱ و ۲ و ۳ و ۴) آیزنتروپیک هستند.

$$W_{3-4} = \frac{m R (T_4 - T_3)}{1 - k} = \frac{(0.000740 \text{ kg})(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}})(1844 \text{ K} - 3915 \text{ K})}{1 - 1.35} = 1.257 \text{ kJ}$$

کار مصرف شده در مرحله تراکم (آیزونتروپیک برای یک سیلندر و در یک چرخه) :

$$W_{1-2} = \frac{m R (T_2 - T_1)}{1 - k} = \frac{(0.000740 \text{ kg})(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}})(707 \text{ K} - 333 \text{ K})}{1 - 1.35} = -0.227 \text{ kJ}$$

کار خالص برای یک سیلندر و در یک چرخه برابر است با :

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4} = (1.257) + (-0.227) = 1.030 \text{ kJ}$$

بازده حرارتی اندیکاتوری :

(از ۳ راه بدست می آید)

$$\eta_t = \frac{w_{net}}{Q_{in}} = \frac{1.030}{1.949} = 0.529 = 52.9\%$$

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = 1 - \left(\frac{333}{707} \right) = 0.529 = 52.9\%$$

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{r_c} \right)^{K-1} = 1 - \left(\frac{1}{8.6} \right)^{1.35-1} = 0.529 = 52.9\%$$

برای محاسبه فشار موثر متوسط اندیکاتوری (*imep*)

$$imep = \frac{w_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{1.030 \text{ kJ}}{(0.000707 - 0.0000822) \text{ m}^3} = 1649 \text{ kPa}$$

توان اندیکاتوری در 3000 RPM

$$W_i^\circ = \frac{W N}{n} = \left[\frac{\left(1.030 \frac{\text{kJ}}{\text{cyl-cycle}} \right) \left(\frac{3600 \text{ rev}}{60 \text{ sec}} \right)}{2 \left(\frac{\text{rev}}{\text{cycle}} \right)} \right] * 4 (\text{cylinder}) = 103 \text{ kW}$$

محاسبه متوسط سرعت پیستون :

$$\bar{U}_P = 2 S N = 2 * \frac{0.0942 \text{ m}}{\text{stroke}} * \frac{3000}{60} = 9.42 \text{ m/s}$$

کار ترمزی خالص برای یک سیلندر در چرخه :

$$w_b = \eta_m w_i = (0.86) * (1.030 \text{ kJ}) = 0.886 \text{ kJ}$$

توان ترمزی در 3000 RPM

$$W_b^\circ = \left[\left(\frac{3000 \text{ rev}}{60 \text{ sec}} \right) \left(\frac{0.5 \text{ cycle}}{\text{rev}} \right) * 0.86 \right] * 4 (\text{cylinder}) = 88.6 \text{ kW}$$

$$w_b^\circ = \eta_m w_i^\circ = (0.86) * (103 \text{ kW}) = 88.6 \text{ kW}$$

گشتاور :

$$\tau = \frac{w^o_b}{2\pi N} = \frac{88.6 \frac{kj}{sec}}{2\pi \frac{3000}{60}} = 0.282 kN \cdot m$$

$$\tau = \frac{b_{mep} V_d}{2\pi N} = \frac{(1418 kPa)(0.0025 m^3)}{4\pi} = 0.282 kN \cdot m$$

توان اصطکاکی تلف شده :

$$w^o_f = w^o_i - w^o_b = 103 - 88.6 = 14.4 kN$$

فشار موثر متوسط ترمزی :

$$b_{mep} = \eta_m i_{mep} = (0.86)(1649 kPa) = 1418 kPa$$

توان ویژه ترمزی :

$$BSP = \frac{w^o_b}{AP} = \frac{88.6 kW}{\left[\frac{\pi}{4} 9.19\right]} * 4 (cylinder) = 0.334 kW/cm^2$$

توان خروجی به ازای واحد حجم جابجاگری :

$$OPD = \frac{w^o_b}{v_d} = \frac{88.6 kW}{2.5} = 35.4 kW/L$$

محاسبه مصرف ویژه سوخت ترمزی :

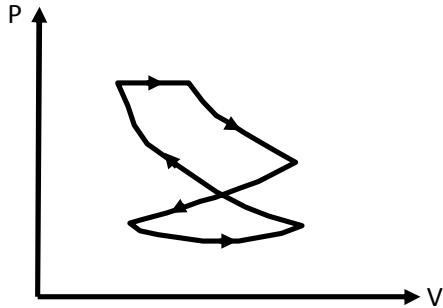
$$Bsfc = \frac{m^o_f}{w^o_b} * 4 = \frac{0.000044 * \frac{3000}{60} * \frac{1}{2} * 4}{88.6} = 0.000050 kg/kW.s = 180 gm/kW-hr$$

بازده حجمی یک سیلندر :

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} = \frac{0.000666}{1.181 * 0.000625} = 0.902 = 90.2\%$$

چرخه دیزل :

در موتور CI اولیه بسیار نزدیک به انتهای مرحله تراکم سوخت داخل محفظه احتراق پاشش می شد که منجر به ایجاد دیاگرام انديکاتوری زير شد :



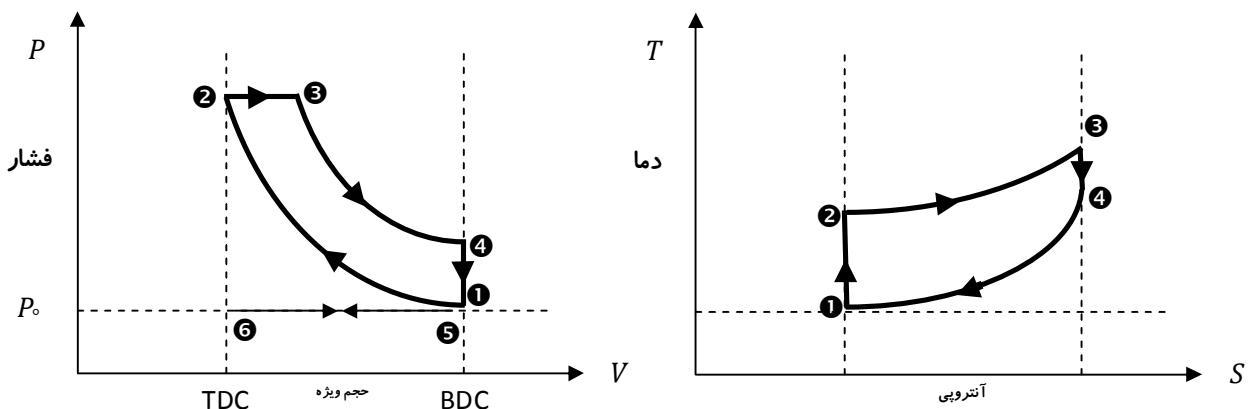
بدلیل تاخیر در اشتعال سوخت و زمان محدود مورد نیاز برای پاشش

سوخت احتراق تا بخشی از مرحله انبساط به طول می انجامید. این

موضوع باعث نگهداشتن فشار در مقادیر حداکثر تا پس از TDC

می شد. در چرخه استاندارد هوا این فرآیند احتراق مناسبی بصورت ورود حرارت در فشار ثابت جایگزین میشود که حاصل آن چرخه دیزل نشان داده شده در شکل زیر می باشد:

برای ثابت نگه داشتن فشار زمانیکه حجم زیاد می شود باید گرمابدهیم به سیستم (چرخه).



"تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای دیزل"

فرآیند (6-1): ورود هوا در فشار ثابت P_0 ، سوپاپ ورودی باز و سوپاپ خروجی بسته است.

$$w_{6-1} = P_6(v_1 - v_6)$$

فرآیند (1-2): مرحله تراکم آیزنتروپیک تمام سوپاپها بسته هستند.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{K-1} \quad T_2 = T_1 (r_c)^{K-1}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^K \quad P_2 = P_1 (r_c)^K$$

$$q_{1-2} = 0 \quad V_2 = V_{TDC}$$

$$w_{1-2} = \frac{(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{1 - k} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - k} = (u_1 - u_2) = c_v (T_1 - T_2)$$

فرآیند (2-3) : ورود گرما در فشار ثابت (احتراق) می باشد . تمام سوپاپ ها بسته است .

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_p (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (AF + 1) c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_p (T_3 - T_2) = (h_3 - h_2)$$

$$W_{2-3} = q_{2-3} - (u_3 - u_2) = P_2(v_3 - v_2) \quad T_3 = T_{max}$$

نسبت حجم در احتراق : (cut off ratio)

تصویر تغییر حجم در فرآیند احتراق تعریف می شود و بصورت زیر ارائه می شود .

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

فرآیند (3-4) : مرحله قدرت یا انبساط آیزنتروپیک . تمام سوپاپها بسته اند در تراکم و انبساط گرما نداریم

$$q_{3-4} = 0$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} \quad T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{K-1}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^K \quad P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^K$$

$$w_{3-4} = \frac{(P_4 v_4 - P_3 v_3)}{1 - k} = \frac{R(T_4 - T_3)}{1 - k} = (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4)$$

فرآیند (4-5) : دفع حرارت در حجم ثابت (خروج آنی گازها) سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{BDC} \quad w_{4-5} = 0$$

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_m c_v (T_5 - T_4) = m_m c_v (T_1 - T_4)$$

$$q_{4-5} = q_{out} = c_v (T_5 - T_4) = (u_5 - u_4) = c_v (T_1 - T_4)$$

فرآیند (5-6) : مرحله خروج گازها در فشار ثابت \circ

سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است .

$$w_{5-6} = P_{\circ} (v_6 - v_5) = P_{\circ} (v_6 - v_1)$$

بازده حرارتی چرخه دیزل :

$$(\eta_t)_{diesel} = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|c_V(T_4 - T_1)|}{|c_P(T_3 - T_2)|} = 1 - \left[\frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} \right]$$

برای یک نسبت تراکم مشخص بازده حرارتی چرخه اتو بزرگتر از بازده حرارتی چرخه دیزل می باشد .

احتراق حجم ثابت در TDC دارای بازده بیشتری نسبت به احتراق فشار ثابت است ولی باید بخار بازدیدهای CI با نسبتهای تراکم بسیار بزرگتری نسبت به موتورهای SI کار می کنند (۲۴ تا ۱۲ در موتورهای CI و در مقایسه ۸ تا ۱۱ در موتورهای SI) و بنابراین چرخه های دیزل دارای بازده حرارتی بزرگتری از چرخه های اتو هستند .

چرخه دوگانه :

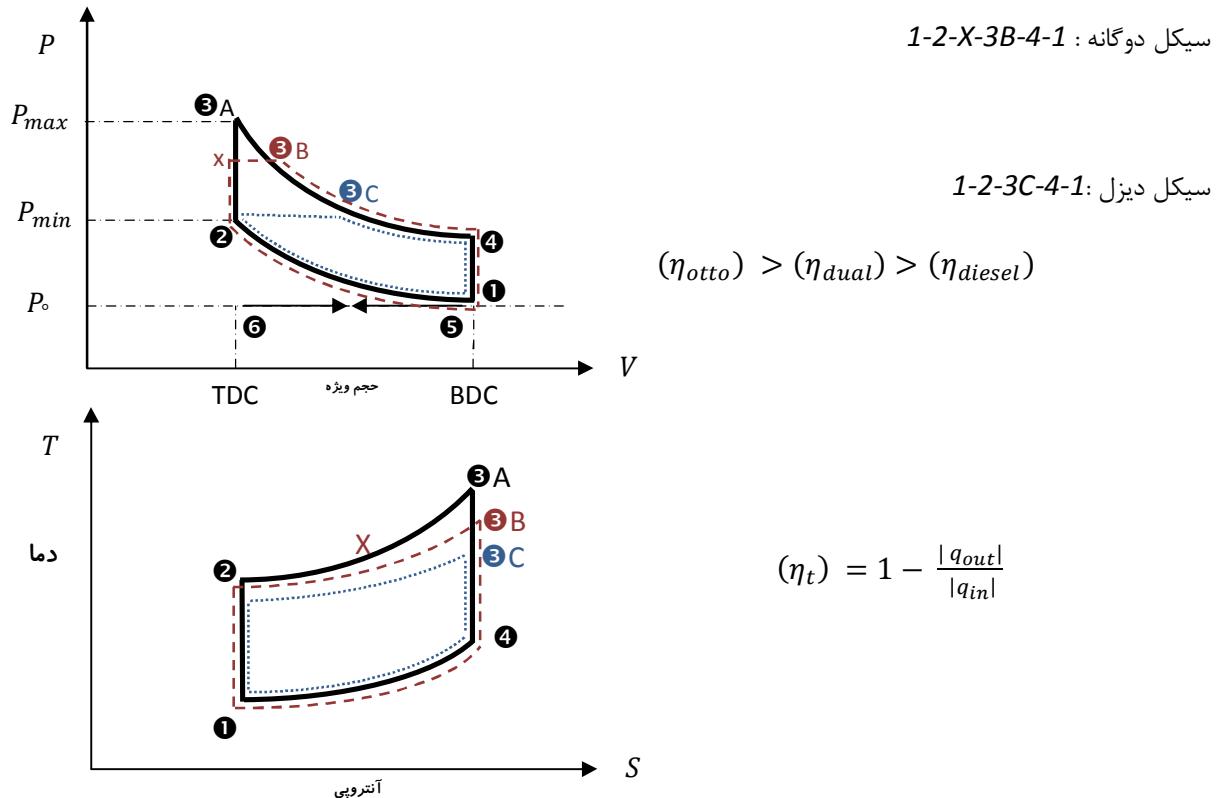
برای بهره بردن از مزایای هر دو چرخه دیزل و اتو ، موتور در حالت ایده آل باید اشتعال تراکمی (دیزلی) باشد ولی با چرخه اتو کار کند ، زیرا موتور اشتعال تراکمی (دیزل) قادر است در نسبت های تراکم بالاتر ، بازده بهتر و موتور با احتراق در حجم ثابت در چرخه اتو قادر است در نسبت تراکم معین بازده بهتری را تولید نماید .

در موتورهای CI جدید پاشش سوخت بسیار زودتر و حدود ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا انجام می گردد ، لذا سوختی که ابتدا وارد شده در نزدیکی انتهای مرحله تراکم مشتعل می شود و بخشی از احتراق تقریباً در حجم ثابت در TDC و بسیار مشابه با چرخه اتو انجام می گیرد . به این چرخه جدید چرخه دوگانه گفته می شود .

مقایسه چرخه های اتو ، دیزل و دوگانه :

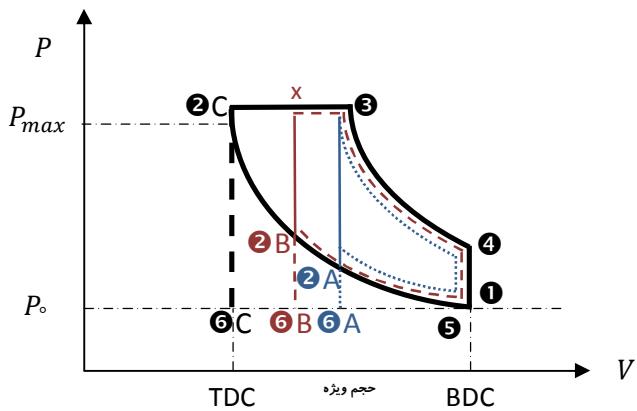
مقایسه چرخه های اتو ، دیزل و دوگانه را با شرایط ورودی یکسان و نسبت تراکم یکسان در شکل زیر بررسی می کنیم: سیکل اتو:

1-2-3A-4-1



$$(\eta_t)_{otto} > (\eta_t)_{dual} > (\eta_t)_{diesel}$$

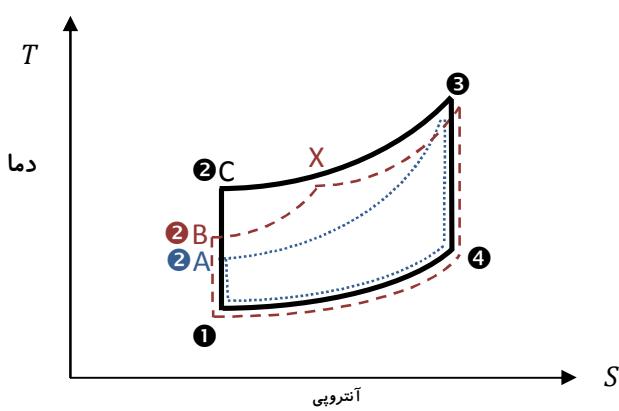
ولی روش فوق بهترین روش برای مقایسه این ۳ نوع چرخه نیست زیرا در واقع این چرخه ها با نسبت تراکم یکسان کار نمی کنند. موتورهای اشتعال تراکمی که با چرخه دیزل کار می کنند در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه ای که با چرخه اتو کار می کنند دارای نسبت تراکم های بزرگتری هستند. روشی واقع گرایانه تر برای مقایسه این ۳ نوع چرخه داشتن حداکثر فشار یکسان آنهاست که یک محدودیت واقعی در طراحی موتور می باشد.



سیکل دیزل: 1-2C-3-4-1

سیکل دوگانه: 1-2B-X-3-4-1

سیکل اتو: 1-2A-3-4-1

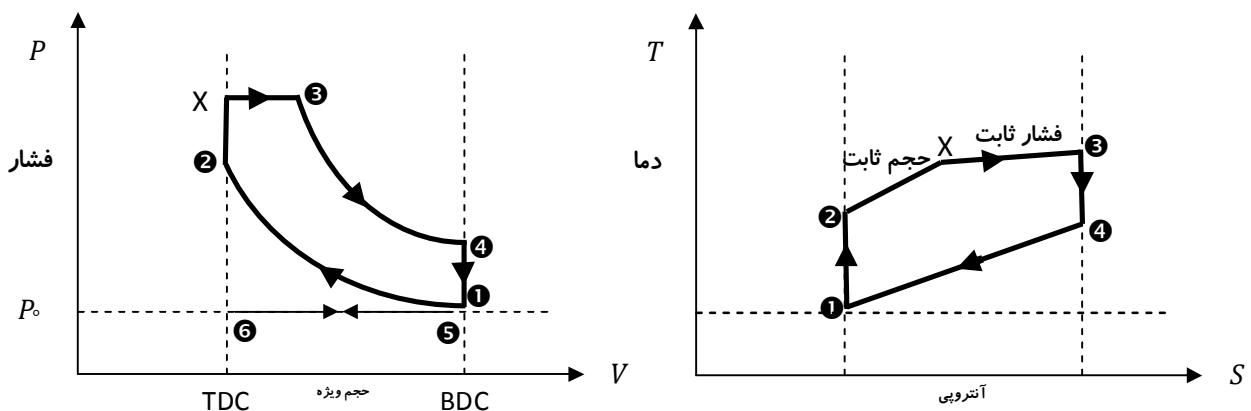


$$(\eta_{diesel}) > (\eta_{duall}) > (\eta_{otto})$$

دیاگرام های بالا تمام موتورها دارای شرایط یکسان گازهای ورودی به سیلندر و مقادیر حداکثر دما و فشار هستند.

تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای دوگانه:

تحلیل چرخه استاندارد هوای دوگانه، بجز فرآیند ورود حرارت (احتراق) 2-X-3 همانند چرخه دیزل است.



(چرخه دوگانه تقریباً همان چرخه دیزل است)

فرآیند X-2- ورود حرارت در حجم ثابت (بخش اول احتراق)

حجم ثابت

$$V_x = V_2 = V_{TDC}$$

$$w_{2-x} = 0$$

$$Q_{2-x} = m_m c_v (T_x - T_2) = (m_a + m_f) c_v (T_x - T_2)$$

$$q_{2-x} = c_v (T_x - T_2) = (u_x - u_2)$$

$$P_x = P_{max} = P_2 \left(\frac{T_x}{T_2} \right)$$

فرآیند X-3- ورود حرارت در مرحله فشار ثابت (بخش دوم احتراق)

فشار ثابت

$$P_x = P_3 = P_{max}$$

$$Q_{x-3} = m_m c_p (T_3 - T_x) = (m_a + m_f) c_p (T_3 - T_x)$$

$$w_{x-3} = q_{x-3} - (u_3 - u_x) = P_x (v_3 - v_x) = P_3 (v_3 - v_x)$$

$$T_3 = T_{max}$$

: گرمای ورودی

$$Q_{in} = Q_{2-x} + Q_{x-3} = m_f Q_{HV} \eta_c$$

$$q_{in} = q_{2-x} + q_{x-3} = (u_x - u_2) + (h_3 + h_x)$$

: بازده حرارتی چرخه دوگانه

$$(\eta_t)_{duall} = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} = 1 - \left[\frac{(T_4 - T_1)}{(T_x - T_2) + k(T_3 - T_x)} \right]$$

: مثال

کامیونی کوچک دارای یک موتور CI چهار سیلندر ، چهار لیتری است که با چرخه استاندارد هوای دوگانه با استفاده از سوخت سبک دیزل در نسبت هوا به سوخت AF=18 کار می کند . نسبت تراکم موتور 16:1 است و قطر داخلی سیلندر 10cm است .

در شروع مرحله تراکم گازهای داخل سیلندرها ، در دمای 60°C و فشار 100kPa و شامل 2% گازهای خروجی باقیمانده می

باشند. میتوان فرض کرد که نیمی از گرمای ورودی احتراق در حجم ثابت و نیمی دیگر در فشار ثابت، به گازهای سیلندر افروده می شود. محاسبه کنید:

$$k = 1.35 \quad Q_{HV} = 42500 \frac{kJ}{kg} \quad c_v = 0.821 \frac{kJ}{kg-k}$$

$$1m^3 = 1000 \text{ liter} \quad \text{ب) بازده حرارتی اندیکاتوری}$$

$$c_p = 1.108 \frac{kJ}{kg-k} \quad \text{ج) بازده حجمی موتور}$$

$$V_d = \frac{4}{4} = 1 \text{ liter} = 0.001 m^3 = 1000 cm^3$$

$$r_c = \frac{v_{BDC}}{v_{TDC}} = \frac{Vc + Vd}{Vc} \rightarrow 16 = \frac{Vc + 1000}{Vc} \rightarrow Vc = 66.7 cm^3$$

$$Vc = 0.0667 \text{ liter} \quad Vc = 0.0000667 m^3$$

$$Vd = \frac{\pi}{4} B^2 S \rightarrow 0.001 m^3 = \frac{\pi}{4} 0.1 m^2 S \rightarrow S = 0.127 m$$

حالت ترمودینامیک نقطه ۱:

$$\begin{cases} T_1 = 60^\circ C = 333 K \\ P_1 = 100 kPa \\ V_{BDC} = Vc + Vd \rightarrow 0.001 + 0.0000667 = 0.0001066 m^3 \end{cases}$$

جرم گازهای داخل یک سیلندر در شروع تراکم:

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(100 kPa)(0.0001066)}{(0.287)(333)} = 0.00112 kg$$

$$m_f = (0.00112) * (0.98) \left(\frac{1}{19} \right) = 0.0000578 kg$$

حالت ترمودینامیکی نقطه ۲:

$$T_2 = T_1 (r_c)^{K-1} \rightarrow T_2 = 333 (16)^{1.35-1} = 879 K = 606^\circ C$$

$$P_2 = P_1 (r_c)^K \rightarrow P_2 = 100 kPa (16)^{1.35} = 4222 kPa$$

$$V_c = \frac{m R T_2}{P_2} = \frac{(0.00112) * (0.287) * (879)}{4222} = 0.000067 m^3$$

$$V_c = \frac{V_1}{r_c} = \frac{0.0001066}{16} = 0.000067 m^3 \quad \text{راه دوم}$$

حالت ترمودینامیکی نقطه X :

$$\eta_C = 1 \text{ چون در صورت مسئله نداده}$$

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_C = 0.0000578 * 42500 = 2.46 \text{ kJ}$$

اگر نیمی از Q_{in} در حجم ثابت به گازهای داخل سیلندر انتقال یابد آنگاه داریم :

$$Q_{2-x} = \frac{2.46}{2} = 1.23 \text{ kJ} = m_m V_c (T_x - T_2)$$

$$1.23 = (0.00112) (0.821) (T_x - 879) \quad T_x = 2217^\circ K \quad T_x = 1944^\circ C$$

$$V_x = V_2 = 0.0000667 \text{ m}^3 \quad \text{حجم ثابت :}$$

$$P_x = \frac{m R T_x}{V_x} = \frac{(0.00112) * (0.287) * (2217)}{0.0000667} = 10650 \text{ kPa} = P_{max}$$

$$P_x = P_2 \left(\frac{T_x}{T_2} \right) = 4222 * \left(\frac{2217}{879} \right) = 10650 \text{ kPa} \quad \text{راه دوم}$$

حالت ترمودینامیکی نقطه ۳ :

$$P_3 = P_x = 10650 \text{ kPa}$$

$$Q_{x-3} = \frac{2.46}{2} = 1.23 \text{ kJ} = m_m c_p (T_3 - T_x)$$

$$1.23 = (0.00112) (1.108) (T_3 - 2217) \quad T_3 = T_{max} = 3208^\circ K \quad T_x = T_{max} = 2935^\circ C$$

$$v_3 = \frac{m R T_3}{P_3} = \frac{(0.00112) * (0.287) * (3208)}{10650} = 0.000097 \text{ m}^3$$

حالت ترمودینامیکی نقطه ۴ :

$$V_1 = V_4 = 0.001066 \text{ m}^3$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{K-1} \quad T_4 = 3208 * \left(\frac{0.000097}{0.001066} \right)^{1.35-1} \quad T_4 = 1386^\circ K \quad T_4 = 1113^\circ C$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^K \quad P_4 = 10650 * \left(\frac{0.000097}{0.001066} \right)^{1.35} \quad P_4 = 418 \text{ kPa}$$

کار خروجی فرآیند برای یک سیلندر و به ازای یک چرخه (x-3)

$$w_{x-3} = P(v_3 - v_4) = 10650 (0.000097 - 0.001066) = 0.323 \text{ kJ}$$

کار خروجی فرآیند 3-4

$$w_{3-4} = \frac{m R(T_4 - T_3)}{1 - k} = \frac{(0.00112)(0.287)(1386 - 3208)}{1 - 1.35} = 1.673 \text{ kJ}$$

$$w_{1-2} = \frac{m R(T_2 - T_1)}{1 - k} = \frac{(0.00112)(0.287)(879 - 333)}{1 - 1.35} = -0.5 \text{ kJ}$$

$$\text{کار خالص} = (0.323) + (1.673) + (-0.5) = 1.495 \text{ kJ}$$

بازده حرارتی اندیکاتوری :

$$(\eta_t)_{duall} = \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = \frac{1.495}{2.46} = 0.607 = 60.7\%$$

جرم هوای ورودی به یک سیلندر در مرحله ورودی :

$$m_a = (0.00112) * (0.98) * \left(\frac{18}{19}\right) = 0.0011 \text{ kg}$$

$$\eta_v = \frac{m_a}{P_a v_d} = \frac{0.0011}{1.181 * 0.001} = 0.931 = 93.1\%$$

"موفق و موید باشید"

"مهندس امیر مهدوی"

Email : mahdavi_teaching@yahoo.com