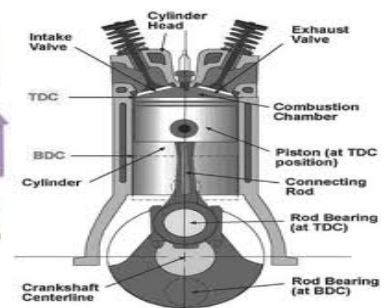
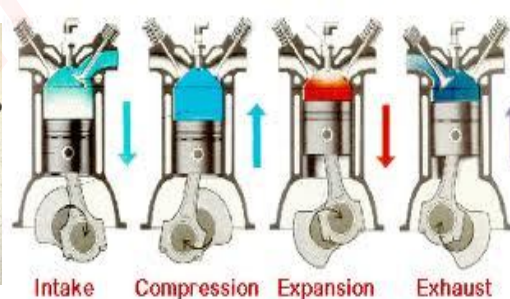


بسمه تعالی

اصول طراحی موتورهای پیستونی

Principles of Reciprocating Engines Design



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. Arkhanngelyky -4

۵- موتورهای احتراق داخلی دکتر وهاب پیروز پناه

۶- طراحی موتورهای احتراق داخلی نادر گلستانی

موتورهای احتراق داخلی taylor

موتورهای احتراق داخلی هادی نادری

طراحی موتورهای احتراق داخلی دکتر صمدی اخلاقی

بارم بندی نمرات درس:

شرح	نمره	توضیحات
project	4	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: وسیله ای که انرژی شیمیایی موجود در سوخت های فسیلی را به انرژی مکانیکی تبدیل می نماید.

طبقه بندی 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 وانکل

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

از لحاظ خنک کاری

(۱) با آب

(۲) با هوا

از لحاظ سوخت

(۱) سبک (بنزین)

(۲) سنگین (گازوئیل)

(۳) گاز (CNG)

از لحاظ چرخه تولید قدرت

(۱) اتو

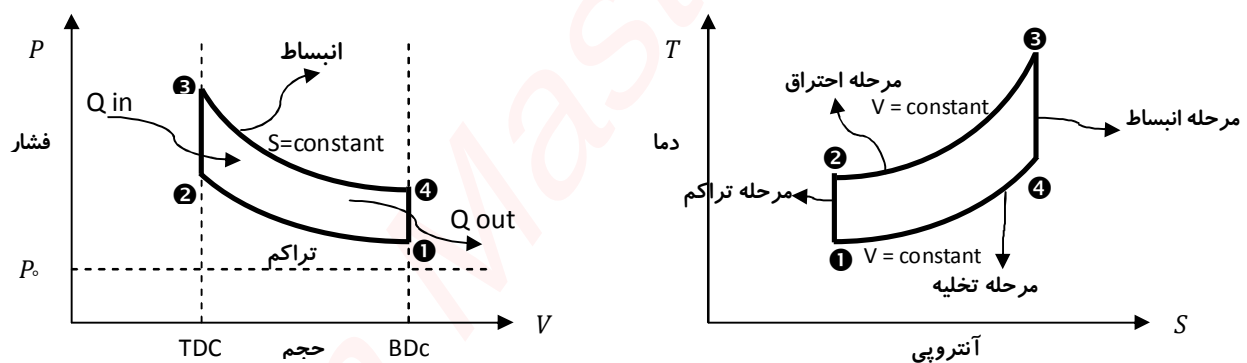
(۲) دیزل

(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 دیزل بزرگتر از اتو است .

تحول 1-2 : تراکم ایزوترپیک هوا (حرکت پیستون) از نقطه مرگ پایین BDC تا نقطه مرگ بالا TDC انجام می شود.

تحول 2-3 : سپس در حجم ثابت در حالی که پیستون موقتاً در نقطه مرگ بالا است حرارت دریافت می شود . (این تحول منطبق است با شعله ور شدن مخلوط هوا و سوخت بوسیله جرقه و سوختن کامل مخلوط در موتور واقعی)

تحول 3-4: یک انبساط 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 ویژه ثابت به روش زیر محاسبه می شود:

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

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

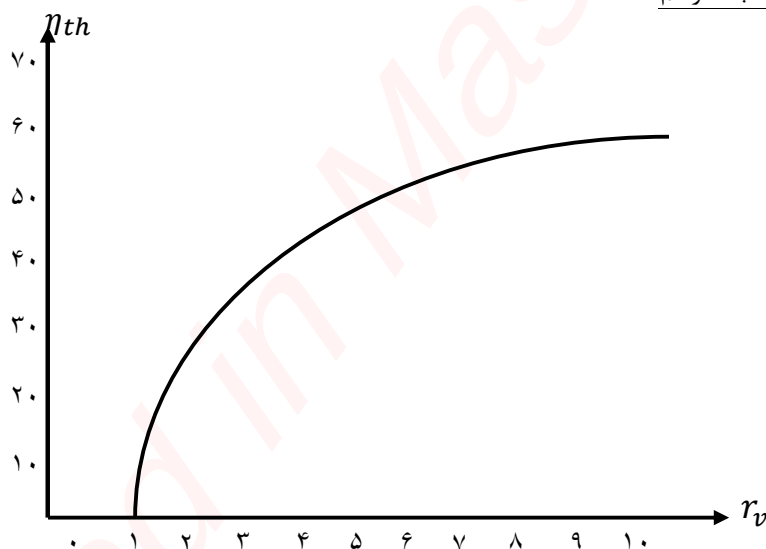
$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

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

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

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 .

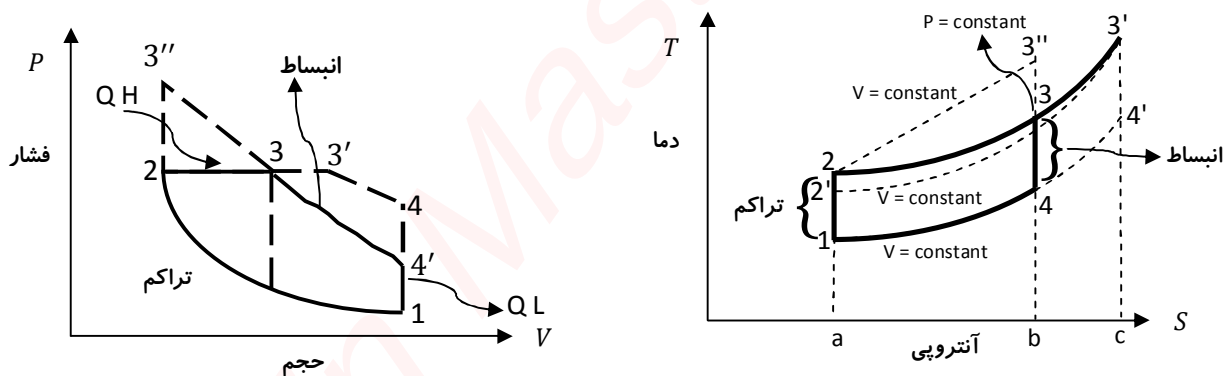
طی سالها ، تولید سوخت هایی با ویژگی های ضد زدن (anti knock characteristics) باعث پیشرفت در نسبت تراکم شده است .

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 آیزوتروپیک (Isentropic expansion) مطابق تحول 3-4 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 .

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



نکته : در چرخه دیزل نسبت تراکم آیزوتروپیک (Isentropic compression ratio) بزرگتر از نسبت انبساط آیزوتروپیک است .

برای حالت معین قبل از تراکم و نسبت تراکم معین (یعنی حالت 1-2 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 ازدیاد درجه حرارت از 3 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 1-2-3''-4-1 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 عمده 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 1-2'-3-4-1 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 (x) نیست.

(x) به خاصیتی از سوخت که احتمال وقوع یا عدم وقوع خود اشتعالی را در سوخت توصیف می کند . عدد اکتان یا فقط اکتان می گویند . طبق قرارداد به ایزواکتان که مدل (۴-۲-۲-تری میتل پنتان) که بهترین سوخت است به آن از لحاظ اکتان 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.

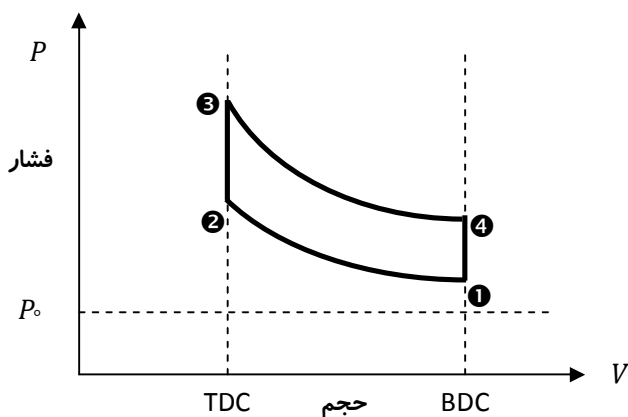
به زبان ساده تر هرچه عدد اکتان یک سوخت بیشتر باشد آن سوخت در مقابل پدیده احتراق مخرب مقاوم تر است .

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 آدیاباتیکی (بی در رو ، انتقال حرارت صفر و $Q=0$) است	فرآیند تراکم و انبساط پل تروپیک است $\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{V_1}{V_2}\right]^n$ $\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{n-1}{n}}$ $= \left[\frac{V_1}{V_2}\right]^{n-1}$ (ثابت PV^n)
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 گازوییل 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 (SIT) نامیده می شود . (Self Ignition Temperature)

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 دهند .

نسبت تراکم موتور	درجه اکتان	نوع سوخت
۷.۵ : ۱	۹۰	بد
۸.۲ : ۱	۹۴	متوسط
۹ : ۱	۹۷	خوب
۹.۱ : ۱ و بالاتر	۱۰۰ و بالاتر	اعلاء

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

طبق قرارداد به ایزواکتان که مدل (۴-۲-۲-تری میتل پنتان) که بهترین سوخت است به آن از لحاظ اکتان 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 اکتان 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 مناسبی 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 ID ، (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 می شود . سپس عدد ستان (CN) دیگر سوخت ها با مقایسه ID سوخت با ID مخلوطی از این دو سوخت مرجع با رابطه زیر بدست می آید.

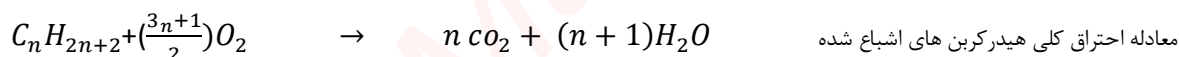
$$\text{عدد ستان سوخت CN} = (\text{درصد } n\text{-ستان}) + (\text{درصد 15\%HMN})$$

سوخت های 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 می نامند . 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 می کند را بدست می آورند.



نسبت هم ارزی Φ :

برای احتراق واقعی در یک موتور نسبت هم ارزی Φ ، بصورت زیر تعریف می شود.

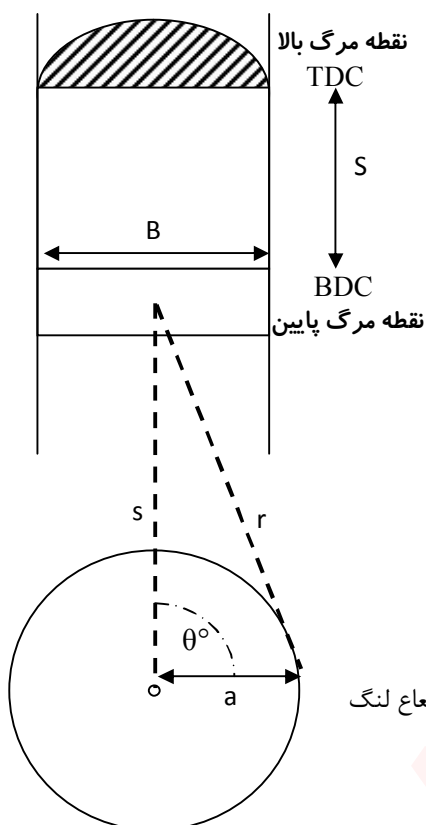
نسبت سوخت به هوا در شرایط استوکیومتریک / نسبت سوخت به هوا در حالت واقعی (عملی) Φ :

بیشینه مقدار انرژی شیمیایی که می تواند بصورت حرارت از سوخت آزاد شود هنگامی است که با مقدار استوکیومتریک اکسیژن (Stoichiometric Amount Oxygen) واکنش دهد ، بسوزد . مقدار اکسیژن استوکیومتریک که گاهی اکسیژن تئوری نامیده می شود 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:

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

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

$\phi = 1$: کارکرد موتور با مخلوط استوکیومتریکی 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 :

$$S = 2a \text{ فاصله جابجایی}$$

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

N (تعداد دوران) عموماً 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 معمولاً در محدوده ۵ m/s تا ۱۵ m/s است برای سواری ۱۵ m/s و دیزل بزرگ ۵ m/s است.

محدوده سرعت پیستون :

۱- 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(RPM) باشد $\frac{3000}{60} = 50 \frac{m}{s}$ یعنی در هر ثانیه ۵۰ متر طی می کند و هر متر را در ۰.۰۲ ثانیه طی می کند.

۲- 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 RPM ۲۰۰ تا ۴۰۰ می باشد و اگر قطر 1cm باشد RPM ۱۲۰۰ می باشد . RPM خودروهای سواری ۵۰۰ RPM تا ۵۰۰۰ RPM ، می باشد . قطر داخلی سیلندر موتورهای در محدوده 0.5m تا 0.5cm ، نسبت قطر داخلی سیلندر به فاصله جابجایی $\frac{B}{S}$ برای موتورهای کوچک در محدوده ۰.۸ تا ۱.۲ است.

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

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

اگر $B>S$ باشد به این دسته موتورهای 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:

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

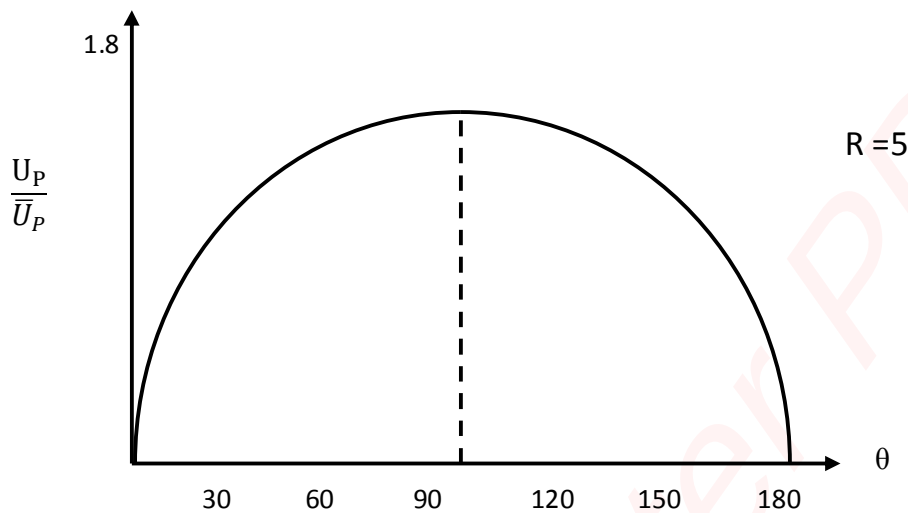
θ زاویه لنگ است که از خط مرکز میل لنگ اندازه گیری می شوند. هنگامی که پیستون در TDC قرار دارد برابر صفر است

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

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

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

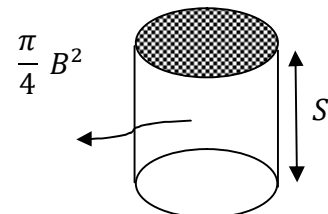
$$R = \frac{r}{a}$$



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

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

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



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

یادآوری: وقتی حجم موتور داده می شود بایستی 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 بلندتر 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

(Clearance Volume) 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:

$$V = V_c + \left(\frac{\pi B^2}{4} \right) (r + a - s)$$

قطر داخلی سیلندر
 موقعیت پیستون
 شعاع لنگ
 طول دسته پیستون
 حجم فضای مرده

با تقسیم طرفین رابطه فوق بر V_c و با استفاده از تعریف $R = \frac{r}{a}$ 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:

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

مسئله نمونه : یک خودروی سواری دارای موتور V6 سه لیتری با اشتعال جرقه ای است (اتو) که با چرخه چهار زمانه در 3600 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:

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

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

(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)

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

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

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

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

اصول طراحی موتورهای پیستونی

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

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

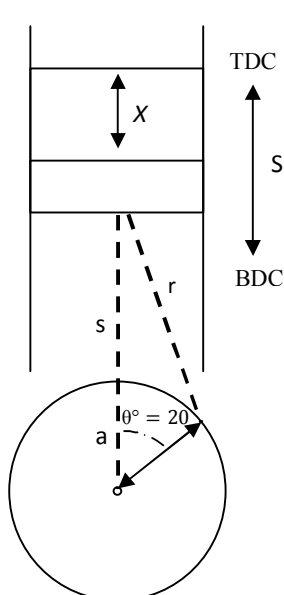
$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad \text{طول دسته پیستون (شاتون)} \quad r = \text{شعاع لنگ} \quad a$$

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

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

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



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

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{2} (9.5 - 1) [3.86 + 1 - \cos 20 - \sqrt{(3.86)^2 - \sin^2 20}]$$

$$\frac{V}{V_c} = 1.32 \rightarrow V = 1.32 * V_c = 1.32 * 59 cm^3 = 77.9 cm^3$$

$$V = 0.0000779 cm^3$$

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

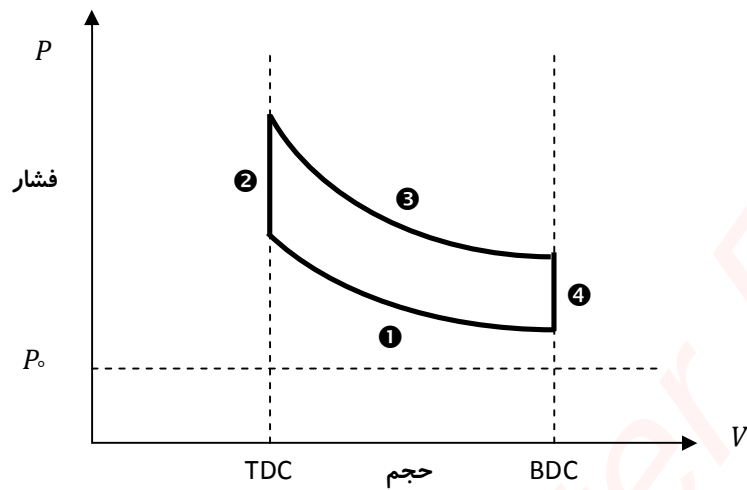
در یک موتور SI تقریباً در حجم ثابت اتفاق می افتد. در اصطلاح "احتراق در حجم ثابت انجام می شود"

کار: (work)

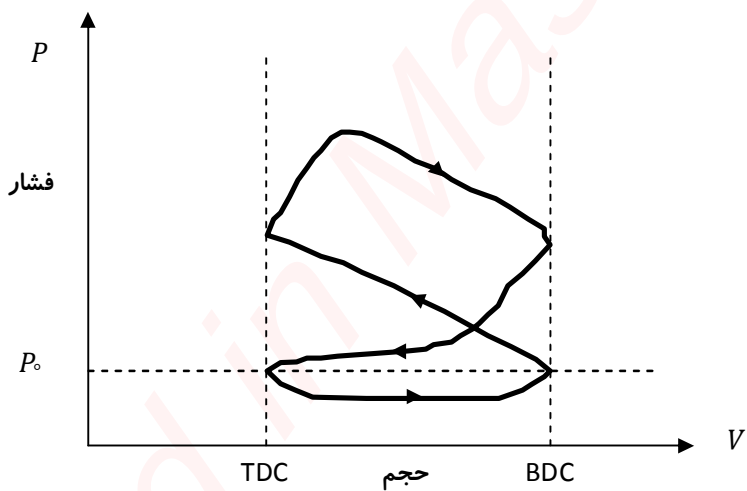
$$\int F \cdot dx = \int P \cdot A_P \cdot dx$$

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

سیکل ایده ال (اتو) :



سیکل واقعی (ترمودینامیکی) :



دیاگرام اندیکاتوری : (Indicatory Diagram)

فشار سیلندر را بصورت تابعی از حجم محفظه احتراق در طی چرخه چهارزمانه که ۲ دور موتور یا ۷۲۰ 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 سنچ (Electronic Position Sensor) که بر روی پیستون یا میل لنگ قرار گرفته است ایجاد می شود.

کار اندیکاتوری : (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.

کار واقعی قابل دسترس : (Brake Work)

کار واقعی قابل دسترس در میل لنگ کار ترمزی نامیده می شود و هر دو w_b و w_i برحسب $\frac{kJ}{kg}$ می باشد.

کار اصطکاکی : (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

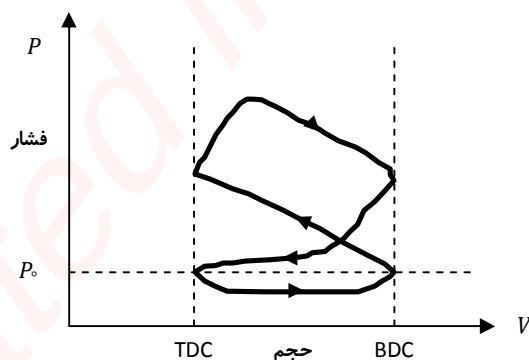
w_b : کار ترمزی

نسبت کار ترمزی 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

(wide open throttle)، (هنگامی که پدال گاز تا انتها فشرده شده است) از مرتبه ۷۵٪ تا ۹۵٪ است.



فشار موثر متوسط :

از شکل مقابل می توان دید که فشار داخل

سیلندر یک موتور، در طی یک چرخه بطور

پیوسته در حال تغییر است.

فشار موثر متوسط یا (mean effective pressure) یا (mep) با رابطه زیر تعریف می شود :

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

فشار موثر متوسط پارامتر خوبی برای مقایسه طراحی و یا گشتاور و توان خروجی موتورهایست 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.

$$\frac{W_b}{\Delta V} = bmep$$

brake mean effective pressure : فشار موثر متوسط ترمزی

$$\frac{W_i}{\Delta V} = imep$$

indicated mean effective pressure : فشار موثر متوسط اندیکاتوری

$$\frac{W_f}{\Delta V} = fmep$$

friction mean effective pressure : فشار موثر متوسط اصطکاکی

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 تا 900 kPa است، برای موتورهای توربوشارژر در محدوده 1000 kPa تا 1200 kPa است.

گشتاور (torque)، توان (power)

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.

$$2\pi\tau = W_b \quad \text{کار ترمزی یک دور موتور} = \frac{bmep * V_d}{n} \quad \text{دو زمانه } n=1, \quad \text{چهار زمانه } n=2$$

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 تا 300 N-m در سرعت های موتور معمولاً در محدوده 400 تا 600 RPM می باشد.

سرعت در نقطه حداکثر گشتاور (*Maximum Brake Torque*) سرعت دورانی حداکثر گشتاور ترمزی 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:

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

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

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 :

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

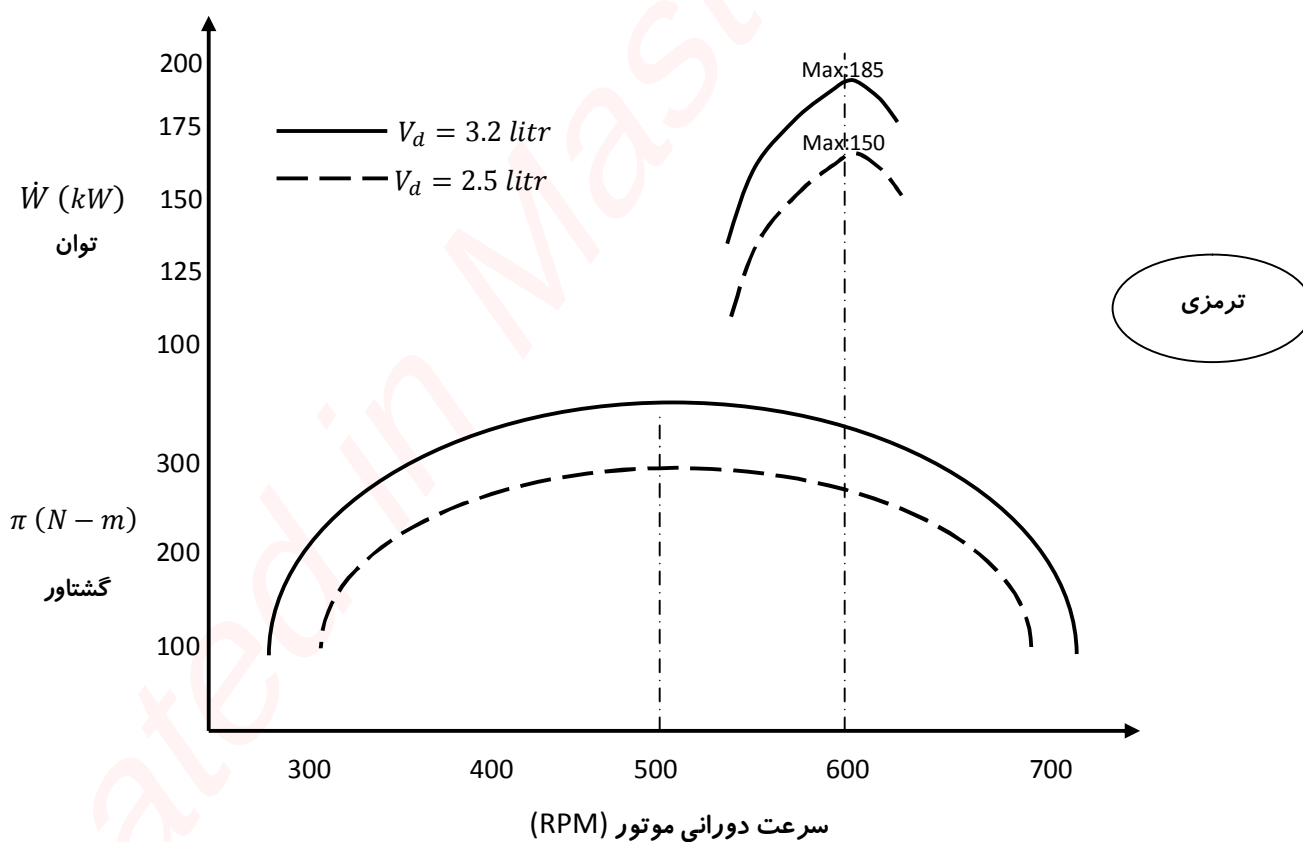
$$\dot{W}_b = \text{توان ترمزی} , \quad \dot{W}_i = \text{توان اندیکاتوری} , \quad \dot{W}_f = \text{توان اصطحاکي}$$

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

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 حداکثر 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 حداکثر 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 حداکثر 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 حداکثر توان ترمزی در محدوده 6000 تا 7000 RPM رخ می دهد که حدود 1.5 برابر سرعت گشتاور ماکزیمم است.

توان بزرگتر می تواند با افزایش پارامترهایی 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 شارژر و یا توربو شارژ استفاده می کنیم.

فرمول های مختلف توان :

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

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

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

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

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

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

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

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

(۲) توان اندیکاتوری

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

(۳) فشار موثرمتوسط ترمزی

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

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

$$0.003 = 0.000 * 6 \rightarrow \text{در مسئله قبل بدست آوردید : نکته}$$

((۴) فشار موثرمتوسط اندیکاتوری

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

((۵) فشار موثرمتوسط اصطکاکی

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

(۶) توان تلف شده بواسطه اصطکاک

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

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

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

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

(۷) کار ترمزی به ازاء واحد جرم گاز داخل سیلندر

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

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

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

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

$$0.287: \text{ ثابت هوا} \quad T: (273 + 60) = 333$$

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

(۸) توان ویژه موتور

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

(۹) توان خروجی به ازاء واحد حجم جابجایی

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

(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:

AF یا (Air Fuel Ratio) نسبت هوا به سوخت و FA یا (Fuel Air Ratio) نسبت سوخت به هوا، پارامترهایی هستند که برای

توصیف نسبت مخلوط سوخت و هوا استفاده می شوند:

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

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

AF ایده آل یا استوکیومتریک : برای بسیاری از سوخت های هیدروکربنی نوع بنزینی ، بسیار نزدیک به 15:1 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 CI (Compression Ignition) معمولاً دارای AF ورودی در محدوده ۱۸ تا ۷۰ هست .

نسبت هم ارزی ϕ : بصورت نسبت واقعی سوخت به هوا به نسبت ایده آل یا استوکیومتریک

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

مصرف سوخت ویژه (sfc) : Specific Fuel Consumption

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

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

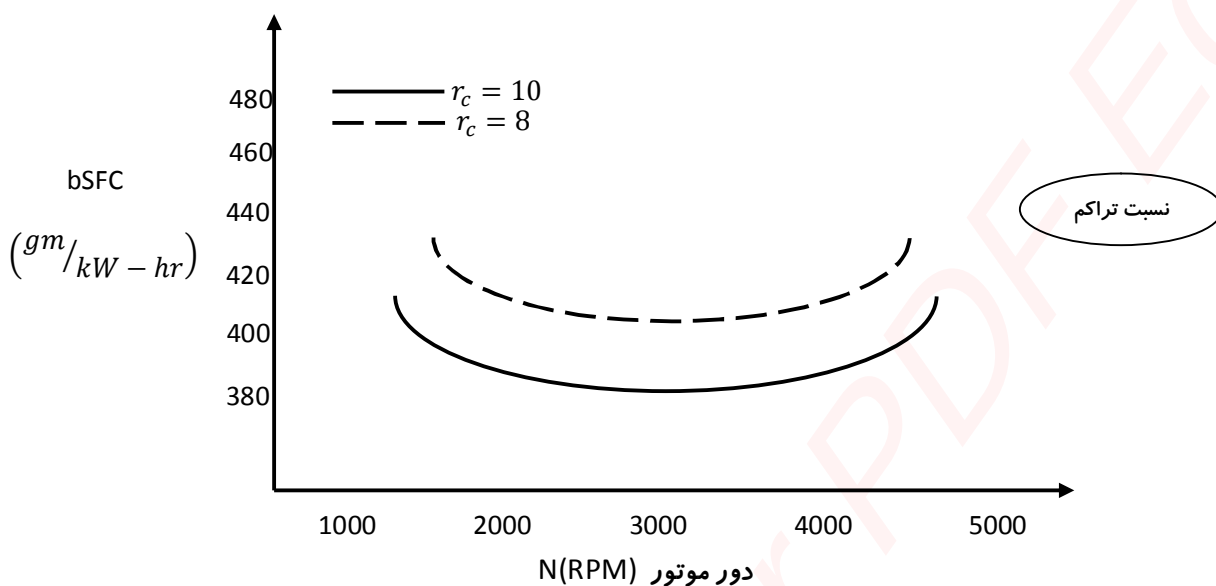
$$bSFC = \frac{m^{\circ}f}{w^{\circ}b}$$

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

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

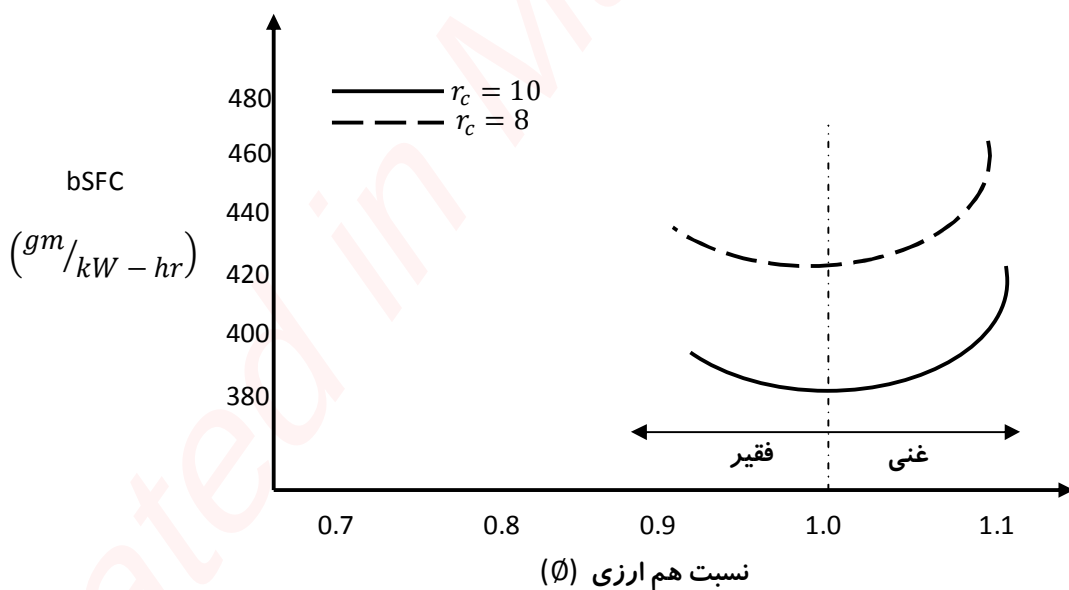
بازده مکانیکی از رابطه زیر بدست می آید :

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



با افزایش سرعت دورانی موتور، مصرف سوخت ویژه ترمزی، 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 هخای 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.

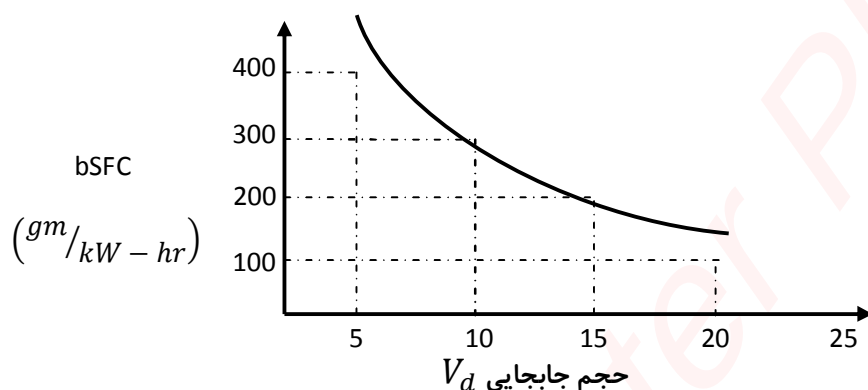
با افزایش نسبت تراکم بدلیل بازه حرارتی بزرگتر مصرف سوخت کاهش می یابد.



شکل بالا نشان می دهد که چگونه bsfc به نسبت تراکم و نسبت هم ارزی سوخت بستگی دارد . با نسبت تراکم بزرگتر ، بدلیل 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 ($\phi = 1$) رخ می دهد.

در شرایط دورتر از حالت احتراق ایده آل (استوکیومتریکی) ، چه در حالت غنی یا فقیر مصرف سوخت بیشتر خواهد بود.

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



بازده های موتور:

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c$$

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

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

$$Q_{in}^{\circ} = m_f^{\circ} Q_{HV} \eta_c$$

برای حالت پایا :

بازده حرارتی (Thermal Efficiency) :

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

تعاریف :

w : کار یک چرخه

w° : توان

m_f : جرم سوخت برای یک چرخه

m_f° : نرخ جرمی سوخت (دبی سوخت)

Q_{HV} : ارزش حرارتی سوخت

η_f : بازده تبدیل سوخت

η_c : بازده احتراق

بازده تبدیل سوخت : (Fuel Conversion Efficiency)

$$\eta_f = \frac{w}{m_f Q_{HV}} = \frac{w^\circ}{m_f^\circ Q_{HV}} = \frac{1}{sfc Q_{HV}}$$

$$\frac{m_f^\circ}{w^\circ} = sfc \quad \rightarrow \quad \frac{w^\circ}{m_f^\circ} = \frac{1}{sfc}$$

بازده مکانیکی موتور : (Mechanical Efficiency)

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

بازده حجمی : (Volumetric Efficiency)

یکی از مهمترین روش هایی که مقدار توان و کارایی یک موتور را مشخص می کند بدست 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

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

تعاریف :

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

m_a° : نرخ جرمی جریان هوا بداخل موتور در حالت پایا

ρ_a : چگالی هوا که 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 هوای محیط است و برابر است با

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

$$\rho_a = \frac{P_0}{R T_0} = 1.181 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \rightarrow \quad R = 0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

مثال سوم : موتور مسئله قبلی با نسبت هوا به سوخت $AF=15$ 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

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

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

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

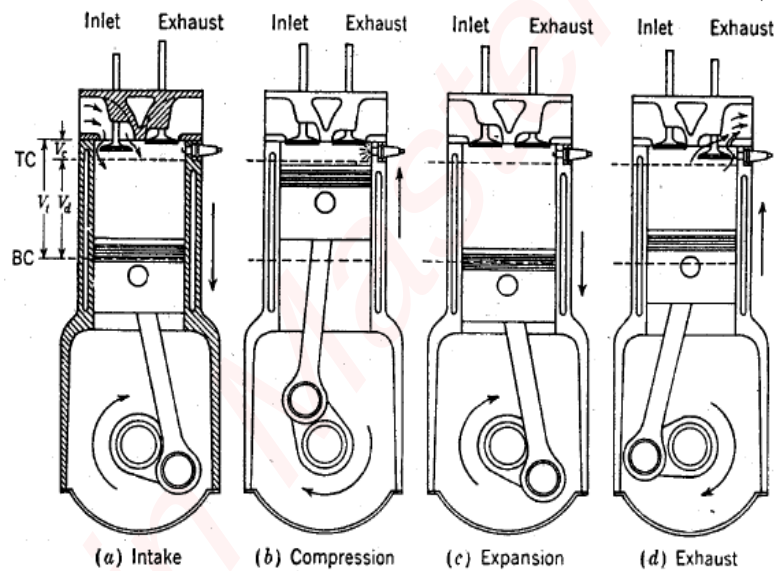


FIGURE 1-2
The four-stroke operating cycle.¹⁰

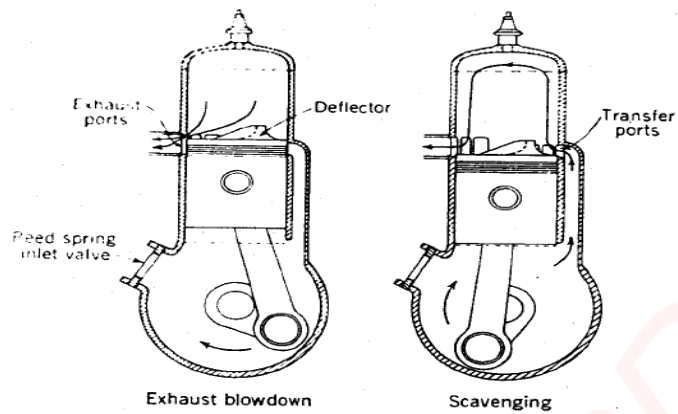


FIGURE 1-3
The two-stroke operating cycle. A crankcase-scavenged engine is shown.¹⁰

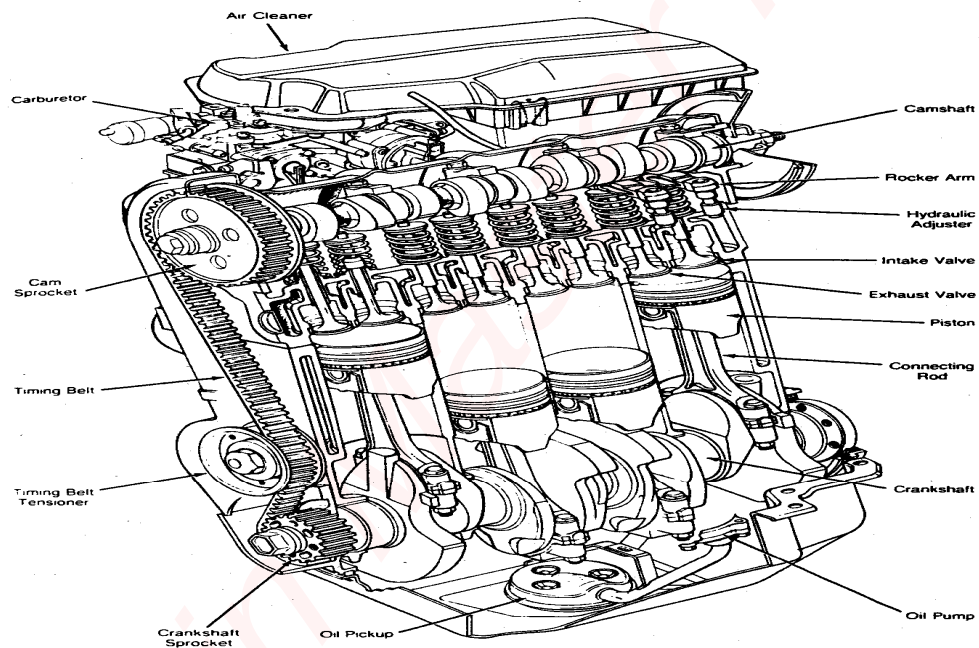
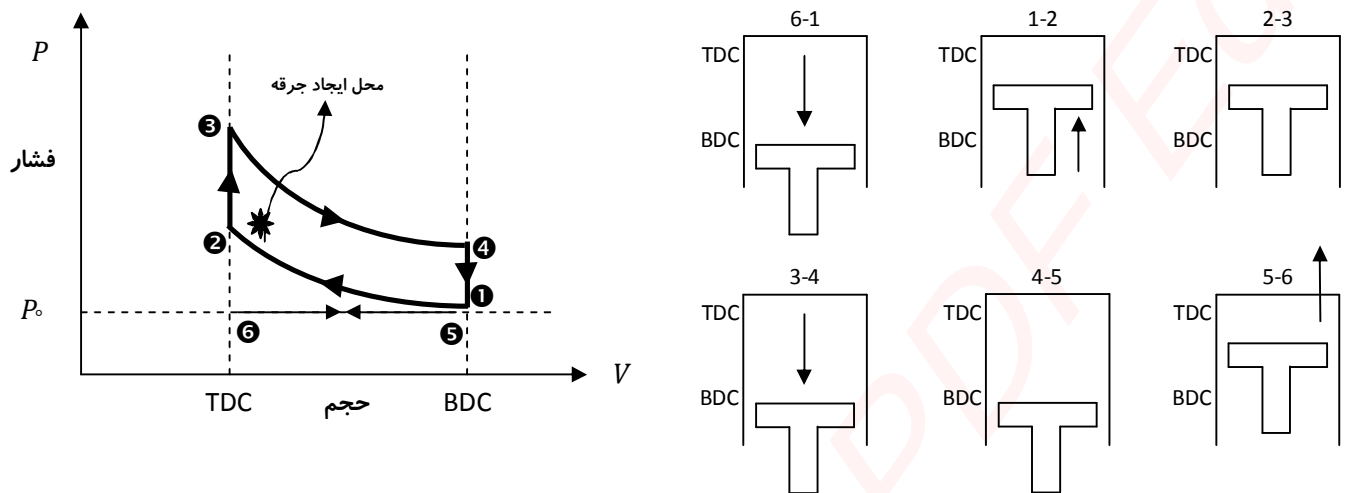


FIGURE 1-4
Cutaway drawing of Chrysler 2.2-liter displacement four-cylinder spark-ignition engine.¹¹ Bore 87.5 mm, stroke 92 mm, compression ratio 8.9, maximum power 65 kW at 5000 rev/min.

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 اتفاق 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 حداکثر سرعت خود می رسد و کمی بعد از TDC خاتمه می یابد .

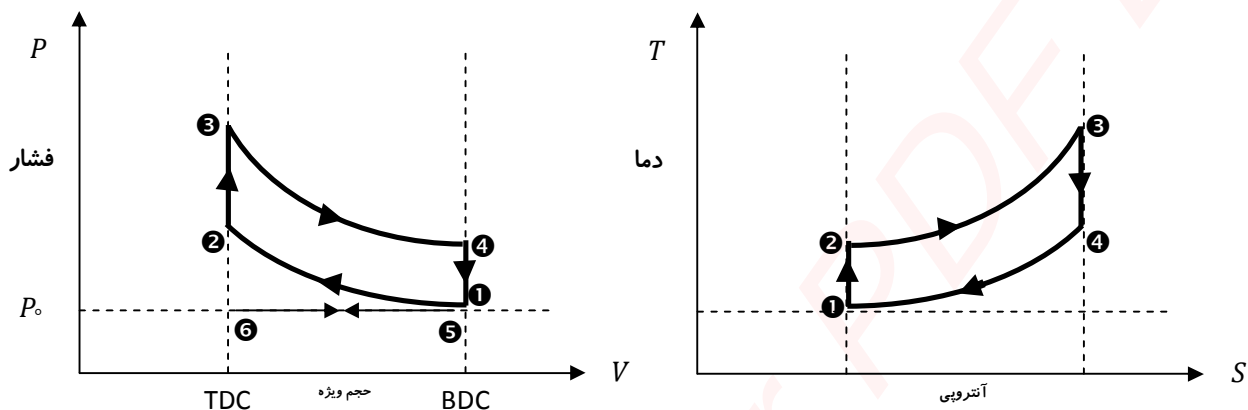
(3-4) یا انبساط : با مقادیر بسیار زیاد فشار و آنتالپی گاز سیستم در نقطه TDC مرحله قدرت یا مرحله انبساط پس از احتراق آغاز می گردد.

(4-5) : در این مرحله خروج آبی گازها در یک موتور واقعی، تقریباً و نه کاملاً فرآیندی حجم ثابت است ، مقدار زیادی انرژی و آنتالپی به همراه 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 .

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$q_{3-4} = 0 \quad \text{تمام سوپاپ ها بسته است}$$

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

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

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

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

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

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

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

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 $v_2 = v_3$ و $v_4 = v_1$ در نظر گرفت $\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right) = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1}$ پس می توانیم بنویسیم:

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

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

مثال : یک موتور خودرو سواری ۴ سیلندر 2.5 liter (SI) با یک چرخه ۴ زمانه استاندارد هوای اتو در 3000 RPM کار می کند .
موتور دارای تراکم 8.6:1 بازده مکانیکی 0.86% و نسبت فاصله جابجایی به قطر داخلی سیلندر معادل $S/B = 1.025$ می باشد . سوخت ایزواکتان 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 4% گاز خروجی در سیلندر باقی مانده است . برای این موتور تحلیل کامل (T_1, T_2, T_3, T_4) ترمودینامیکی انجام دهید :

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

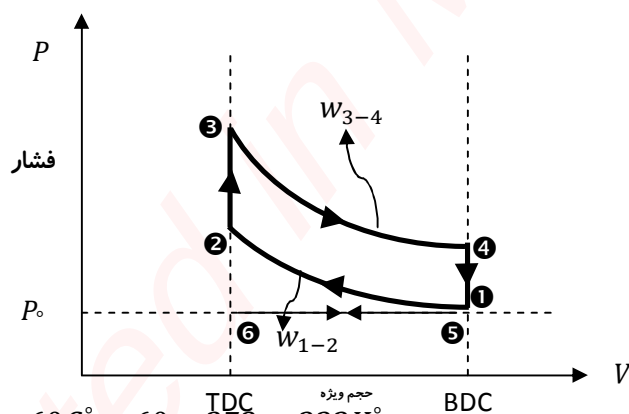
$$r_c = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_c + v_d}{v_c} \quad 8.6 = \frac{v_c + 0.00062}{v_c}$$

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

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

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

تحلیل ترمودینامیکی :



حالت ترمودینامیکی (۱) :

$$T_1 = 60^\circ C = 60 + \frac{TDC}{273} = 333K^\circ$$

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

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(100 \text{ kPa})(0.000707 \text{ m}^3)}{\left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)(333 \text{ K}^\circ)} = 0.000740 \text{ kg}$$

حالت ترمودینامیکی (۲) :

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

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

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

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

$$m = \frac{P_2 V_2}{R T_2} \rightarrow V_2 = \frac{m R T_2}{P_2} = \frac{(0.000740 \text{ kg}) \left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (707 \text{ K}^\circ)}{(1826 \text{ kPa})} =$$

$$V_2 = 0.0000822 \text{ m}^3 = V_c \quad \text{راه دوم} \quad V_2 = \frac{V_1}{r_c} = \frac{0.000707}{8.6} = 0.0000822 \text{ m}^3$$

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

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

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

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

گرمای اضافه شده در چرخه :

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad \& \quad Q_{in} = m_m c_v (T_3 - T_2)$$

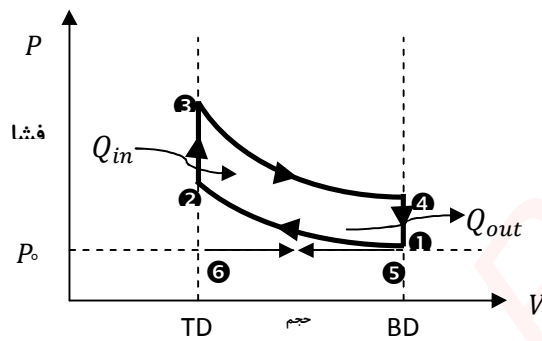
$$Q_{in} = (0.000044 \text{ kg}) \left(44300 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) (100) \quad \& \quad Q_{in} = (0.000740 \text{ kg}) \left(0.821 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (T_3 - 707 \text{ K}^\circ)$$

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

$$V_3 = V_2 = 0.0000822 \text{ m}^3$$

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

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



حالت ترمودینامیکی (۴) : مرحله قدرت آیزوتروپیک است

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

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

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

$$V_4 = V_1 = 0.000707m^3$$

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

$$W_{3-4} = \frac{mR(T_4 - T_3)}{1 - k} = \frac{(0.000740kg) \left(0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K} \right) (1844K^\circ - 3915K^\circ)}{1 - 1.35} = 1.257kJ$$

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

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

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

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

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 :

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

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

گشتاور :

$$\tau = \frac{w_b^\circ}{2\pi N} = \frac{88.6 \frac{kJ}{sec}}{2\pi \frac{3000}{60}} = 0.282 \text{ kN} - m$$

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

توان اصطکاکی تلف شده :

$$w_f^\circ = w_i^\circ - w_b^\circ = 103 - 88.6 = 14.4 \text{ kN}$$

فشار موثر متوسط ترمزی :

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

توان ویژه ترمزی :

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

توان خروجی به ازای واحد حجم جابجایی :

$$OPD = \frac{w_b^\circ}{v_d} = \frac{88.6 \text{ kW}}{2.5} = 35.4 \text{ kW/L}$$

محاسبه مصرف ویژه سوخت ترمزی :

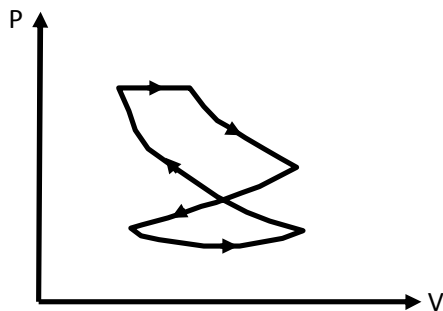
$$BSfc = \frac{m_f^\circ}{w_b^\circ} * 4 = \frac{0.000044 * \frac{3000}{60} * \frac{1}{2} * 4}{88.6} = 0.000050 \text{ kg/kW.s} = 180 \text{ gm/kW-hr}$$

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 بداخل محفظه احتراق پاشش می شد که منجر به ایجاد دیاگرام اندیکاتوری زیر شد :



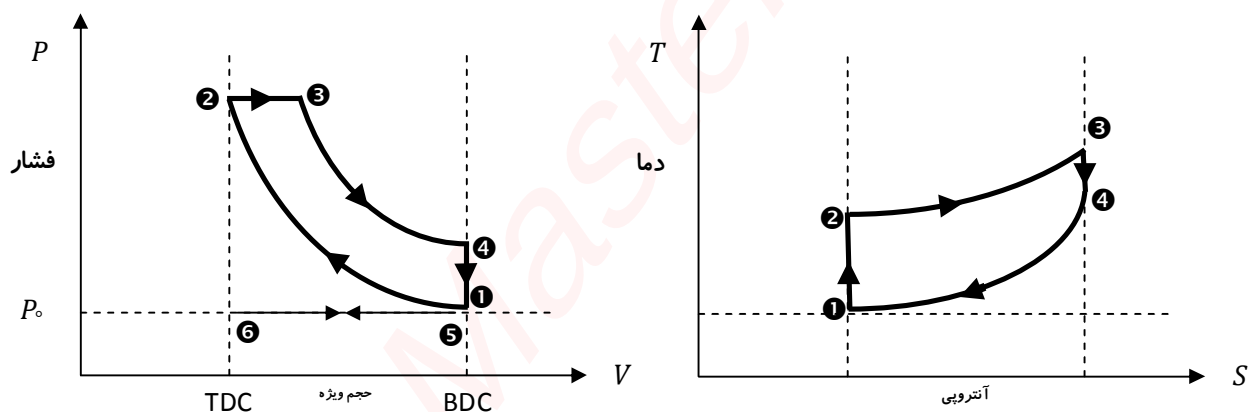
بدلیل تاخیر در اشتعال سوخت و زمان محدود مورد نیاز برای پاشش

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 می شود که حاصل آن چرخه دیزل نشان داده شده در شکل زیر می باشد:

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



"تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای دیزل"

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

$$w_{6-1} = P_0(v_1 - v_6)$$

فرآیند (1-2): مرحله تراکم آیزونتروپیک 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)

بصورت 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 آبی 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 P_o

سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است.

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

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 بخاطر داشت که موتورهای CI با نسبتهای تراکم بسیار بزرگتری نسبت به موتورهای SI کار می کنند (۱۲ تا ۲۴ 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 .

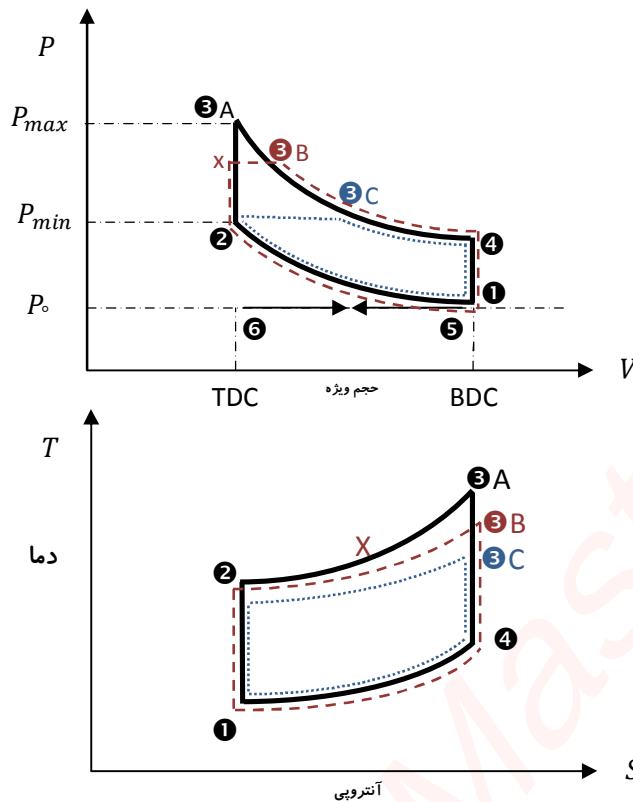
مقایسه چرخه های اتو ، دیزل و دوگانه :

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

سیکل دوگانه : 1-2-X-3B-4-1

سیکل دیزل : 1-2-3C-4-1

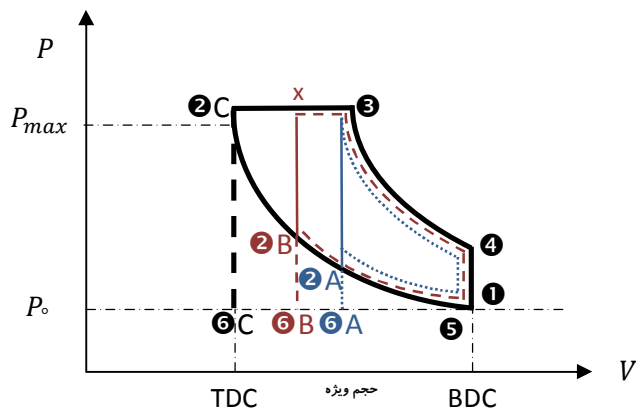


$$(\eta_{otto}) > (\eta_{dual}) > (\eta_{diesel})$$

$$(\eta_t) = 1 - \frac{|q_{out}|}{|q_{in}|}$$

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

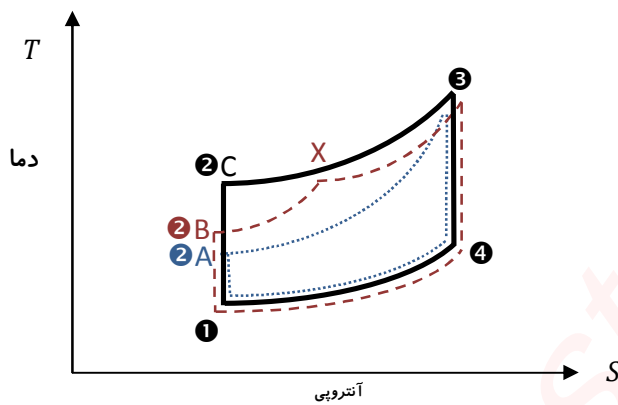
ولی روش فوق بهترین روش برای مقایسه این ۳ نوع چرخه نیست زیرا در واقع این چرخه ها با نسبت تراکم یکسان کار نمی کنند . موتورهای اشتعال تراکمی که با چرخه دیزل کار می کنند در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه ای که با چرخه اتو کار می کنند دارای نسبت تراکم های بزرگتری هستند . روشی واقع گرایانه تر برای مقایسه این 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

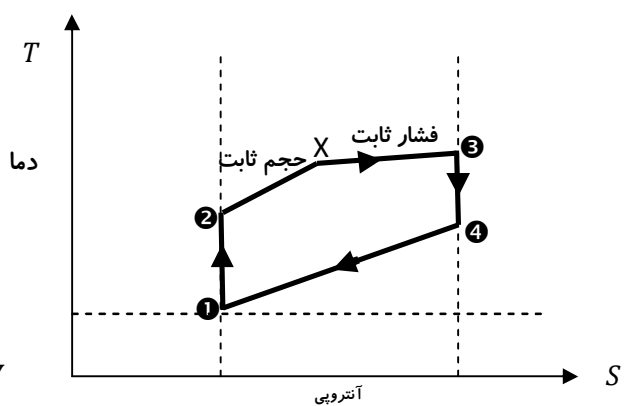
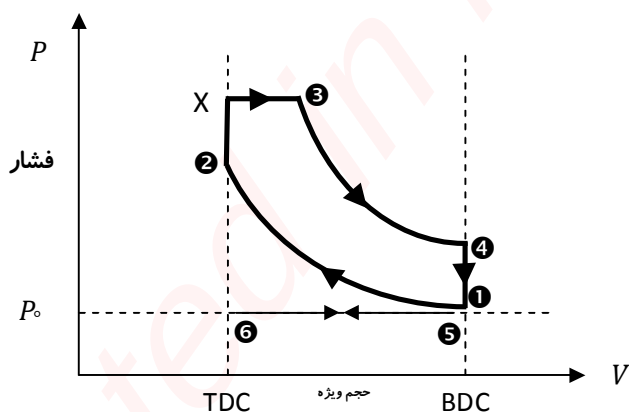


$$(\eta_{diesel}) > (\eta_{duall}) > (\eta_{otto})$$

دیگرام های بالا تمام موتورهای 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 2-X- 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 3-X- 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 $60^\circ C$ 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 افزوده می شود . محاسبه کنید :

$$k = 1.35 \quad Q_{HV} = 42500 \frac{kJ}{kg} \quad c_v = 0.821 \frac{kJ}{kg-k} \text{ ، الف) دما و فشار را در هر حالت از چرخه ،}$$

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

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

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

$$r_c = \frac{v_{BDC}}{v_{TDC}} = \frac{V_c + V_d}{V_c} \rightarrow 16 = \frac{V_c + 1000}{V_c} \rightarrow V_c = 66.7 \text{ cm}^3$$

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

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

حالت ترمودینامیک نقطه ۱ :

$$\begin{cases} T_1 = 60^\circ C = 333K \\ P_1 = 100kPa \\ V_{BDC} = V_c + V_d \rightarrow 0.001 + 0.0000667 = 0.001066 m^3 \end{cases}$$

جرم گازهای داخل یک سیلندر در شروع تراکم :

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(100kPa)(0.001066)}{(0.287)(333)} = 0.00112kg$$

$$m_f = (0.00112) * (0.98) \left(\frac{1}{19}\right) = 0.0000578 kg \text{ : جرم سوخت تزریق شده به ازای هر سیلندر در هر چرخه}$$

حالت ترمودینامیکی نقطه ۲ :

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

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

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

$$V_c = \frac{V_1}{r_c} = \frac{0.001066}{16} = 0.000067m^3 \text{ راه دوم}$$

حالت ترمودینامیکی نقطه X :

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

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

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

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

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

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

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

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

حالت ترمودینامیکی نقطه ۳ :

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

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

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

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

حالت ترمودینامیکی نقطه ۴ :

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

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

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

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"