جـــزوه آمـــوزشـــی درس

موتورهای احتراق داخلی

(رشته مهندسی مکانیک با گرایش حرارت و سیالات)

شرکت مهندسی پتروپالامحور

گردآوری و تنظیم :

فـــــرشـــــاد ســـــرایـــــی

با تقدیم والاترین درودها و احترامات به استاد ارجمندم جناب آقای دکتر کورش امیر اصلانی تبریز
که مطالب مندرج در این جزوه بر گرفته از آموزش های ایشان می باشد.

جزوه آموزشی درس مـوتـورهـای احـتـراق داخـلـی	شرکت مهندسی پتروپالامحور	**R&D Department**

مقدمه :

جزوه حاضر که فرا روی شما خواننده گرامی قرار دارد ، مشتمل بر مباحث و سرفصل های مربوط به درس دانشگاهی « موتورهای احتراق داخلی » در رشته مهندسی مکانیک با گرایش حرارت و سیالات می باشد.

مطالب مندرج در این جزوه آموزشی به تبیین اصول طراحی و کارکرد انواع موتورهای احتراق داخلی (درونسوز) می پردازد.

کتاب مرجع دانشگاهی که میبایست به عنوان مکمل در کنار این جزوه مطالعه شده و مورد استناد و ارجاع قرار گیرد عبارت است از :

- موتورهای احتراق داخلی ، نوشته : C.F.Taylor ، ترجمه : دکتر وهاب پیروز پناه

مطالب مندرج در این جزوه برگرفته از کلاس های آموزشی ارائه شده توسط جناب آقای دکتر کورش امیر اصلانی تبریز در دانشکده فنی دانشگاه آزاد اسلامی واحد جنوب تهران در سال ۱۳۷۳ خورشیدی می باشد که به همان صورت دست نویس (برداشت شده توسط اینجانب) تقدیم حضور خوانندگان گرامی می شود ، به این امید که مفید فایده و مقبول نظر واقع گردد. همچنین بر خود لازم میدانم که از حسن همکاری و زحمات سرکار خانم نیره رضائی که اینجانب را در گردآوری و تنظیم این جزوه الکترونیکی یاری نمودند کمال سپاسگزاری را به عمل آورم.

از خوانندگان محترم درخواست می نمایم هرگونه نظرات اصلاحی ، انتقادات و پیشنهادات خود را از طریق آدرس ایمیل : f.saraei@petropalamehvar.com با اینجانب در میان گذارند.

فـرشـاد سـرایـی
آذر ماه ۱۳۹۰

« سر درب ورودی دانشکده فنی دانشگاه آزاد اسلامی واحد جنوب تهران »

قابل توجه دانشجویان سال آخر و فارغ التحصیلان رشته های مهندسی مکانیک و علوم پایه

جهت اطلاع از شرایط جذب فارغ التحصیلان بدون سابقه کار (کارآموز) در شرکت مهندسی پتروپالامحور به آدرس اینترنتی زیر مراجعه نمایید :

http://www.petropalamehvar.com/careers_fa.html

همچنین جهت کسب اطلاعات تکمیلی در این خصوص میتوانید به وبلاگ تخصصی « طراحی تاسیسات مکانیکی و لوله کشی صنعتی » به مدیریت مهندس فرشاد سرایی به آدرس اینترنتی زیر مراجعه فرمایید :

http://fsaraei.persianblog.ir

درس : موتورهای احتراق داخلی

استاد : آقای دکتر امیر اصلانی تبریز

Text :

موتورهای احتراق داخلی (با جداول)

نوشته : C. F. Taylor

ترجمه : دکتر پیروز پناه

مقدمه :

* انواع موتورها از جهت احتراق
  ۱- احتراق داخلی (رفت و برگشتی)
  ۲- احتراق خارجی

* موتورهای احتراق داخلی (دو ضربه یا Reciprocating) نسبت به

موتورهای احتراق خارجی مزایای زیر را دارد :

۱- ماکزیمم بازده بالاتری دارد.
۲- سادگی مکانیکی.
۳- نسبت وزن به توان کمتری دارند.
٤- جمع و جور تر است.

---

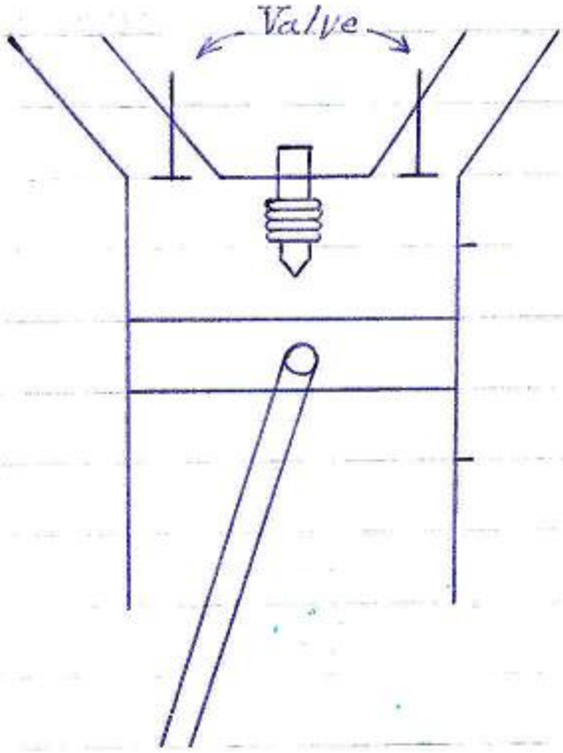
* مزایای موتورهای (برون سوز) :

۱- توان بالائی تولید می کنند.
۲- ارتعاش کمتری دارند.
۳- امکان استفاده از سوختهای متنوّع در آنها وجود دارد.

۱- موتور otto (1876) — ۲ زمانه / ٤ زمانه
۲- موتور Diesel (1897) — ۲ زمانه (Tow stroke) / ٤ زمانه (Four ")

۲ زمانه	٤ زمانه
تراکم	مکش
انفجار	تراکم
	انفجار
	تخلیه

* در ۲ زمانه مکش و تخلیه را یک مکانیزم جداگانه انجام می دهد (مثلاً یک کمپرسور).



مراحل موتور otto :

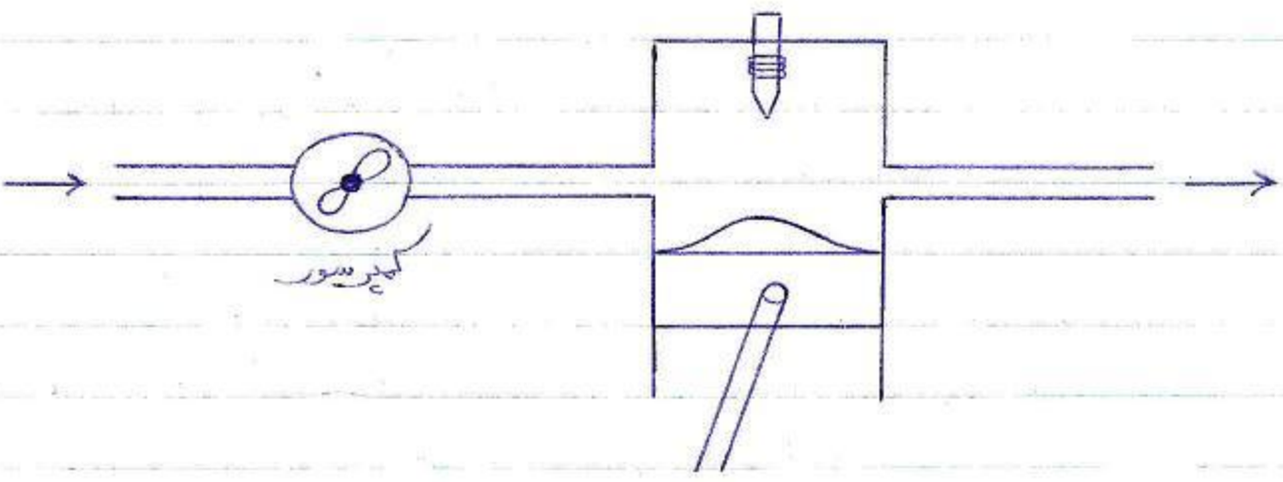
۱- مکش مخلوطی از سوخت و هوا به داخل سیلندر.
۲- تراکم مخلوط فوق تا تقریباً حجم نقطه مرگ بالا.
۳- زدن جرقه توسط شمع و احتراق مخلوط و انبساط آن.
۴- تخلیه محصولات احتراق

* displacement Volume : حجم جاروب شده توسط پیستون از T.D.C تا B.D.C است.

* فضای مرده clearance Vol. : حجمی از سیلندر که در بالای T.D.C قرار گرفته و پیستون به آن وارد نمی شود.

$$V \text{ (حجم کل سیلندر)} = V_c + V_d$$

$$r \text{ (نسبت تراکم)} = \frac{V}{V_c}$$



(شکل شماتیک دو زمانه)

چهارزمانه درهر ۲ دور گردش میل لنگ یک سیکل دارد.

مراحل موتور دیزل :

۱- مکش هوا داخل سیلندر
۲- تراکم هوا
۳- پاشش سوخت به هوای متراکم و اشتعال آن
۴- تخلیه

روشهای گازسوز کردن موتورهای دیزل :

۱- تبدیل آن به موتور otto
۲- استفاده از پاشش آتش زا (۹۰٪ گاز و ۱۰٪ گازوئیل)
(pilot Injection)
۳- موتور دیزل با سوخت دوگانه (۹۰٪ گازوئیل و ۱۰٪ گاز)

اصطلاحات :

۱- موتور اشتعال جرقه ای (S.I) (Spark Ignition) :
* موتوری است که اشتعال در آن توسط جرقه ۲ فاز می شود.

۲- موتور اشتعال فشار تراکم (C.I) (" Compression) :

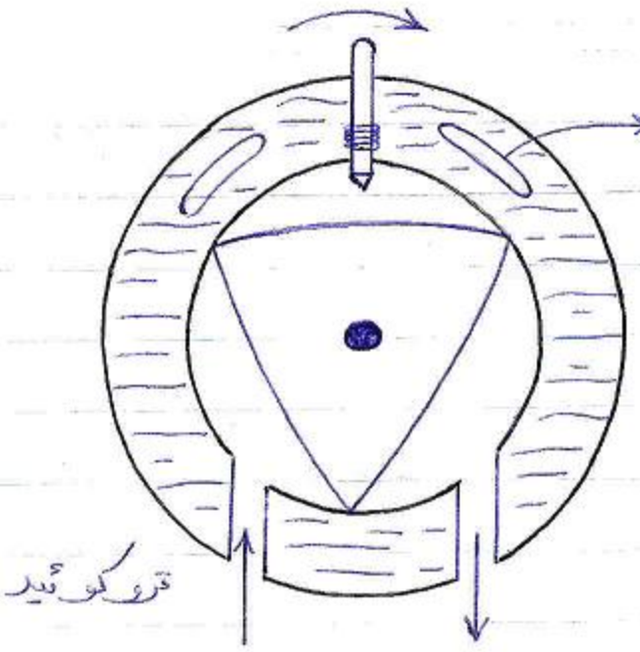
۳- موتور دیزل : حالت تجاری موتورهای اشتعال فشار تراکم است.

۴- موتور سوخت آمیخته (Carbureted) : موتوری است که سوخت پس از باشش سوپاپ وارد می شود.

۵- موتور کاربوراتوری (Carburator) : سوخت توسط کاربوراتور وارد می شود.

۶- موتور پاششی (Injection) : سوخت پس از بسته شدن سوپاپ ورودی وارد می شود.

موتور وانکل : موتوری دوّار است به شکل
صفحه بعد :



* مزایا : ۱- سادگی ظاهری
۲- بالانس بهتر

---

* معایب : ۱- نشتی بخصوص از رئوس تروکوئید
۲- راندمان پایین
۳- آلودگی بیشتر
۴- خنک کاری مشکل تر

تعاریفی در رابطه با عملکرد موتور :

W_i - کار خالص تولید شده

Q - حرارت داده شده

J - بخاطر واحدهای انگلیسی است

$$\eta = \frac{W_i}{JQ} \quad \text{(در سیکلها)}$$

* در مورد موتور احتراق داخلی : (Q_c) ارزش حرارتی سوخت (پایین)

$\dot{M}_F$ دبی سوخت

J برای یکسان شدن واحدها

$$\eta = \frac{P}{J \dot{M}_F Q_c} \rightarrow P = J \dot{M}_F Q_c \eta$$

توان موتور

انواع توان مفید از موتور:

۱- توان داخلی (اندیکه) (P_i) Indicate power

۲- توان خروجی (ترمزی) (P_b) Brake power

$$P_b = P_i - P_f$$

(P_f) توان اصطکاکی است که مثلاً در oil pump و water pump و پروانه و... تلف می شود.

راندمان خارجی (خروجی) $\eta_b = \frac{P_b}{\dot{J} \dot{M}_F Q_c}$

راندمان داخلی $\eta_i = \frac{P_i}{\dot{J} \dot{M}_F Q_c}$

نسبت سوخت به هوا :

جرمی (F) > مولی $(\bar{F})$

(نسبتهای واقعی) $\left(\bar{F} = \frac{n_F}{n_a}\right)$ $\left(F = \frac{M_F}{M_a}\right)$

---

* فرمول احتراق استوکیومتریک (با نسبت صحیح شیمیائی) برای یک هیدروکربن :

$$C_n H_m + \left(n + \frac{m}{4}\right) O_2 + 3.76 \left(n + \frac{m}{4}\right) N_2 \longrightarrow$$

$$n\,CO_2 + m/2\,H_2O + 3.76 \left(n + \frac{m}{4}\right) N_2$$

* براساس رابطه فوق یک نسبت سوخت به هوای استوکیومتریک خواهیم داشت ؛ که به آن (F_c) گویند :

$$F_c = \frac{(n \times 12 + m \times 1)}{\left[\left(n + \frac{m}{4}\right) 32 + 3.76 \left(n + \frac{m}{4}\right) 28\right]} \quad \text{(جرمی)}$$

$$\dot{F}_c = \frac{1}{4.76\,(n + m/4)} \qquad \text{(مولی)}$$

نسبت سوخت - هوای نسبی (F_r) :

$$* \quad F_R = \frac{F}{F_c}$$

$$F_R \begin{cases} > 1 & \text{مخلوط غنی} \quad \text{(Rich Mixture)} \\ = 1 & \text{استوکیومتریک} \\ < 1 & \text{مخلوط فقیر} \quad \text{(Lean Mixture)} \end{cases}$$

در موتورهای بنزینی معمولاً : $0.8 < F_R < 1.4$

در موتورهای دیزلی معمولاً : $0.6 < F_R < 1$

Na کمتر ⟵ اندازه موتور کوچکتر

مصرف سوخت ویژه :

(S.F.C)

Specific fuel Consumption

$$S.F.C = \frac{\dot{M}_F}{P}$$

$$S.F.C = \frac{\dot{M}_F}{J \dot{M}_F Q_c \eta} = \frac{1}{J Q_c \eta} \rightarrow$$

$$S.F.C \propto \frac{1}{\eta}$$

$$i\,S.F.C = \frac{\dot{M}_F}{P_i}$$

$$b\,S.F.C = \frac{\dot{M}_F}{P_b}$$

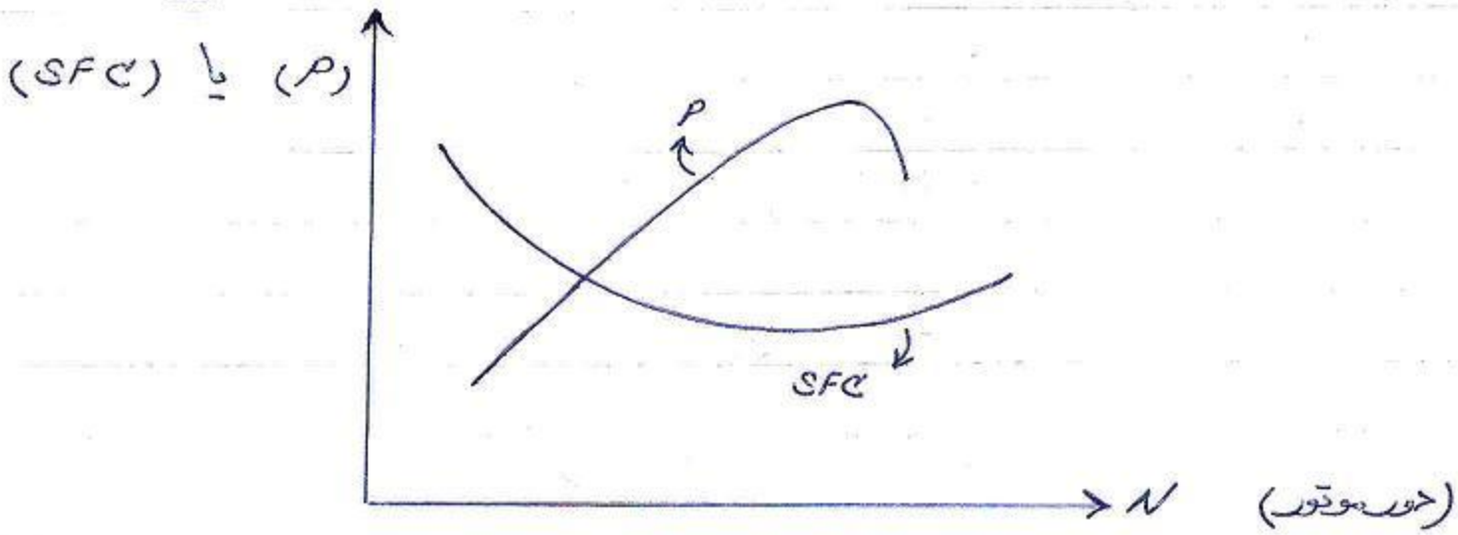
(S. a. C) مصرف هوای ویژه

(Specific air Consumption)

$$S.a.C = \frac{\dot{M}_a}{P} = \frac{\dot{M}_a}{J \dot{M}_a F Q_c \eta}$$

$$S.a.C = \frac{1}{J F Q_c \eta}$$

$S.F.C = F(S.ac)$



---

* اگر دبی برحسب $16\,m/s$ باشد برای تبدیل توان به hP طرف راست را بر 550 تقسیم می کنیم و اگر دبی $16m/min$ باشد طرف راست را بر 33000 تقسیم می کنیم.

$P = J \dot{M}_F Q_c \eta$

$$SFC = \frac{\dot{M}_F}{P} = \frac{1 \times 550 \times 3600}{Q_c \cdot \eta\ (778)}$$

$$\begin{cases} SFC = \dfrac{2545}{Q_c \eta} & \dfrac{16m}{hP-hr} \\ Sac = \dfrac{2545}{F Q_c \eta} \end{cases}$$

* در ازای هر 1000^{cc} حدود 30 تا 35 اسب بخار معقول است و اگر این طور نبود حتماً در واحدها اشتباه شده است.

بنزینی : $0.2 \leqslant SFC \leqslant 0.3$

دیزلی : $SFC \leqslant 0.2$

وانکل : $SFC \approx 0.5$

قانون اوّل ترمودینامیک :

برای سیستم -

$$\begin{cases} W = J\,Q \\ Q - \frac{W}{J} = U_2 - U_1 \end{cases}$$

$$Q - \frac{W}{J} = \left[\left(E_2 + \frac{u_2^2}{2 g_0 J} \right) - \left(E_1 + \frac{u_1^2}{2 g_0 J} \right) \right]$$

E - انرژی داخلی

u - سرعت

* برای جمع کنترل (SSSF) ؛ که موتور در حالت کارکرد عادی تقریباً همین حالت را دارد (موتور گرم شده) :

$$\begin{cases} W = (\text{کار محوری}) + (\text{کار جریان}) \\ W = W_s + P_2V_2 - P_1V_1 \end{cases}$$

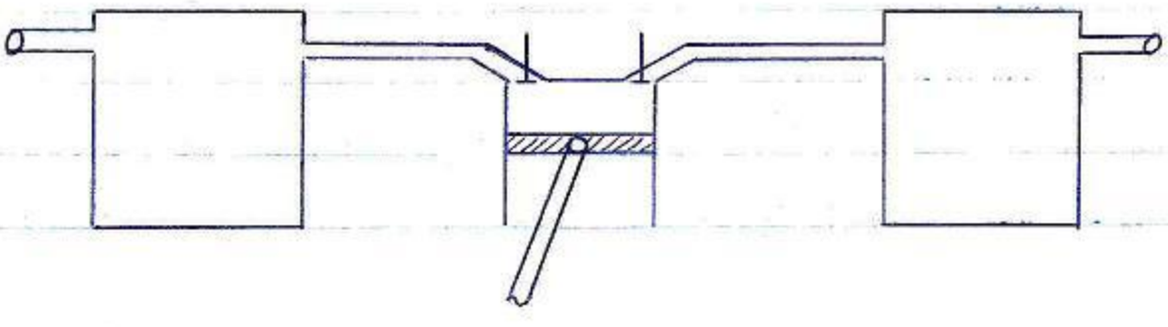
$$Q - \frac{W_s}{J} = \left[\left(E_2 + \frac{P_2V_2}{J} + \frac{u_2^2}{2g_c J} \right) - \left(E_1 + \frac{P_1V_1}{J} + \frac{u_2^2}{2g_c J} \right) \right]$$

* می دانیم که : $H = U + PV \rightarrow H = E + \frac{PV}{J}$

و انتالپی سکون عبارتست از : $H_o = H + \frac{u^2}{2g_c J}$

$$Q - \frac{W_s}{J} = H_{o2} - H_{o1}$$

در موتورهای تک سیلندر برای ورودی و خروجی مخزن موج گیر (Surge Tank) قرار می دهند که حجم آن لااقل ۵۰ برابر حجم سیلندر است و جریان را یکنواخت و steady می کند. (چون در مرحله احتراق و تخلیه جریان سوخت قطع می شود). امّا در موتورهای چند سیلندر چنان لازم نیست.



مثال - در یک موتور ۶ زمانه با نسبت تراکم ۶ کار انجام یافته توسط پیستون روی گازها در طی مرحله تراکم برابر 1000 ft.lbf و کار انجام یافته توسط گازها روی پیستون روی مرحله انبساط 5000 ft.lbf است.

الف - اگر حجم سیلندر $240\ in^3$ باشد فشار مؤثر متوسط mep چقدر است؟

ب - اگر حرارت وارده در طی مرحله مکش 16 BTU باشد بازده حرارتی موتور چقدر است؟

ج - اگر تعداد سیلندرها (9) عدد باشد و در دور 2000 rpm کارکند توان داخلی آن چقدر است؟

$$mep = \frac{W \text{ (کار خالص)}}{V_1 - V_2}$$

(V_1: حجم جابجا شده)

$$V_1 = 240\ in^3$$

$$r = \frac{V_1}{V_2} = 6 \rightarrow V_2 = \frac{240}{6} = 40\ in^3$$

$$mep = \frac{(5000 - 1000)\,12}{240 - 40} = 240\ psi$$

(ضریب تبدیل) که 1 ft.lbf را به in.lbf تبدیل می کند.

ج - $\frac{IP = \frac{W}{N/2}}{}$

$$\text{توان} = \frac{\text{کار}}{\text{زمان}} \longrightarrow \begin{cases} P = W \cdot \frac{N}{2} \\ P = imep\,(V_1 - V_2)\,\frac{N}{2} \end{cases}$$

$$P_i = 4000\,(2000) \times 9 / 2 \times 33000$$

$$P_i = 1090 \ hP$$

ب - $\eta = \frac{W}{JQ} \Rightarrow$

$$\eta = \frac{4000}{778\,(16)} = 0.32$$

سیکل در هوا : Air cycles

سیکل هوا ساده ترین سیکل است . بعد از آن سیکل سوخت - هوا را بررسی می کنیم ، تا نهایتاً به سیکل واقعی برسیم .

تعریف - سیکل هوا مجموعه‌ای از ۴ پدیده‌ای ترمودینامیکی ایده‌آلی است که در آن سیال عامل گازی با خصوصیات هوا است. در این سیکل بجای تحول احتراق فرض می شود حرارت از بیرون به سیستم اعمال شده و در نهایت سیکل با پس دادن حرارت به بیرون تکمیل می شود.

خصوصیات هوا :

$$\begin{cases} M_a \approx 29 \\ C_p = 0.24 \quad \frac{BTU}{lbm.F^\circ} \\ C_v = 0.1715 \\ R_a = 53.3 \quad \frac{BTU}{lbm.F^\circ} \end{cases}$$

* $PV = \frac{M}{m} RT$

(انرژی داخلی) $E = M C_v (T - T_0)$

↳ دمای مبنا

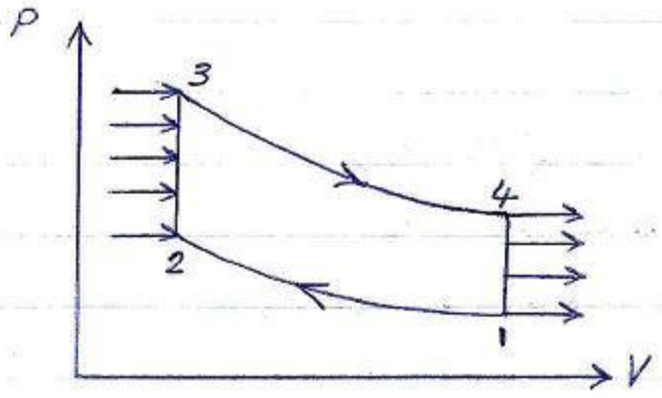
* $H = E + \frac{PV}{J} = E + \frac{RT}{mJ}$ (انتالپی)

سیکل هوای معادل :

* سیکل هوای معادل سیکل هوای ایده‌آلی است که تحولات آن مشابه تحولاتی است که در موتور بخصوصی از موتورها صورت می‌گیرد. شرایط سیکل هوای معادل عبارتند از :

۱- ترتیب تحولات در هر دو یکسان است.
۲- نسبت $r=\frac{V_{max}}{V_{min}}$ در هر دو یکسان است.
۳- لااقل در یک نقطه دارای فشار و دمای یکسان هستند.
۴- حرارت افزوده شده به سیکل معادل هوا حرارت ناشی از احتراق است.

سیکل هوای معادل otto :



۲-۱- تراکم آدیاباتیک - بازگشت پذیر. $PV^k = cte$
۳-۲- انتقال حرارت به سیستم حجم ثابت. $\frac{P}{T} = cte$
۴-۳- انبساط آدیاباتیک - بازگشت پذیر.
۱-۴- پس دادن حرارت در حجم ثابت.

$$Q - \frac{W}{J} = \Delta E$$ قانون اول

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{J\,(_2Q_3)}$$ راندمان :

$$W_{net} = {}_1W_2 + {}_3W_4$$ کار خالص :

$$W_{net} = JMC_V\left[(T_1 - T_2) + (T_3 - T_4)\right]$$

$${}_1Q_2 = MC_V\,(T_3 - T_2)$$

$$\eta_{th} = \frac{JMC_V\left[(T_1 - T_2) + (T_3 - T_4)\right]}{JMC_V\,(T_3 - T_2)} \longrightarrow$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \longrightarrow$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1\,(T_4/T_1 - 1)}{T_2\,(T_3/T_2 - 1)}$$

1-2 تحول : $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1} = \left(\frac{1}{r}\right)^{K-1}$

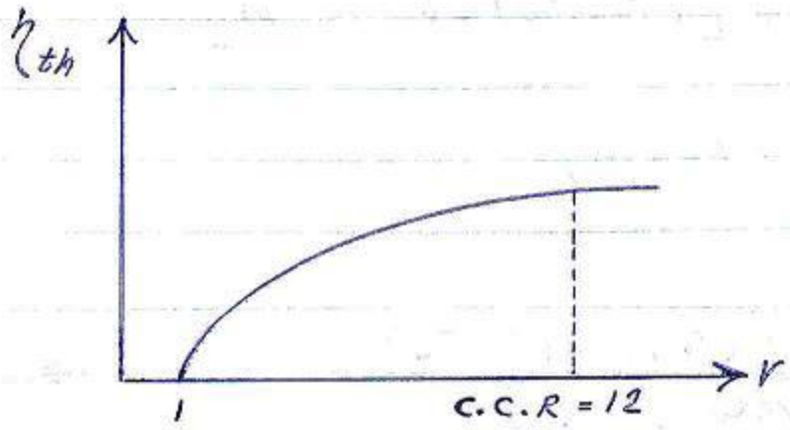
3-4 تحول : $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{K-1} = \left(\frac{1}{r}\right)^{K-1}$ $\longrightarrow$

$\left(\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}\right)$ در سیکل otto

$\longrightarrow \left(\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}\right)$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{K-1}$$

* یعنی راندمان با نسبت تراکم نسبت مستقیم دارد.



* اما در عمل « زیان زدن جرقه ، نسبت سوخت - هوا ، میزان باز بودن دریچه گاز ، فشار و دمای ورودی ، رطوبت و ... » روی راندمان مؤثر است.

* در عمل نمی توان نسبت تراکم را از حدّی بالاتر برد (شیب بنزی هم نشان می دهد که بسمت یک مجانب میل می کند) و در ضمن هرچه r بالا برود فشار هم افزایش می یابد و باید اجزای موتور قوی تر شوند و موتور گران تمام می شود و در ضمن بنزین هم تا حدّی می تواند تحت فشار قرار گیرد. معمولاً r بین (12) است.

فشار مؤثر متوسط (mep)

(Mean Effective pressure)

$$mep = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{J_2 Q_3} \longrightarrow W_{net} = J_2 Q_3 \eta_{th}$$

$$\longrightarrow mep = \frac{J_2 Q_3 \eta_{th}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{J_2 Q_3 \eta_{th}}{V_1 (1 - 1/r)}$$

$$PV = \frac{M}{m} RT \longrightarrow V = \frac{MRT}{Pm}$$

$$mep = \frac{J_2 Q_3 \frac{P_1 m}{MRT_1} \eta_{th}}{(1 - 1/r)}$$

(حرارت افزوده شده به واحد جرم سیستم) : $Q' \equiv \frac{{}_2Q_3}{M}$

$$\longrightarrow \frac{mep}{P_1} = \frac{Q' \frac{Jm}{R}}{T_1 (1 - 1/r)} \left[1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1}\right]$$

$$C_p - C_v = \frac{R}{mJ} \longrightarrow C_v \left(\frac{C_p}{C_v} - 1\right) = \frac{R}{mJ}$$

$$C_v (k-1) = \frac{R}{mJ} \longrightarrow$$

m - جرم مولکولی

M - جرم

$$\frac{mep}{P_1} = \frac{Q'}{C_v T_1}\left[\frac{1-(1/r)^{k-1}}{(k-1)(1-1/r)}\right]$$

* شکل 2-2 کتاب کار فرمولهای ترمودینامیکی را می کند.

نحوه تعیین Q' :

Q' معادل حرارت ناشی از احتراق واحد جرم کل محتویات سیلندر و یا (بار سیلندر) است.

حرارت کل داده شده $= M_F Q_c = F M_a Q_c$

* با تقسیم رابطه فوق بر جرم بار سیلندر (Mc) charge مقدار Q' بدست می آید.

$$Q' = F Q_c \frac{M_a}{M_c}$$

* معمولاً : $F Q_c \approx 1280 \frac{BTU}{lbm}$

* و معمولاً : $\frac{M_a}{M_c} = \frac{P(V_1 - V_2)}{P V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1} = 1 - \frac{1}{r} = \frac{r-1}{r}$

$$Q' = F Q_c \frac{M_a}{M_c} = 1280 \frac{r-1}{r}$$

مسئله - به کمک شکلهای 2-2 : imep ، فشار و دمای یک سیکل هوای جمع ثابت را که دارای فشار اولیه 20 psi ، دمای اولیه 600 °R ($F^\circ + 460 = R^\circ$) و $Q' = 1280 \frac{BTU}{lbm}$ است را بیابید. نسبت تراکم 10 است.

$$\begin{cases} \dfrac{Q'}{C_v T_1} = \dfrac{1280}{0.175(600)} \\ r = 10 \end{cases} \xrightarrow{2-2} \eta_{th} = 0.6$$

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{imep}{P_1} = 21 \\ P_1 = 20\ psi \end{array}\right\} \rightarrow$$

$$imep = 420\ psia$$

روش محاسبه‌ای :

$$\frac{P_2}{P_1} = 25 \longrightarrow P_2 = 500\ psia$$
$$\frac{P_3}{P_1} = 150 \longrightarrow P_3 = 3000\ psia$$
$$\frac{P_4}{P_1} = 6.5 \longrightarrow P_4 = 130\ psia$$

$$\frac{T_2}{T_1} = 2.55 \xrightarrow{T_1 = 600^R} T_2 = 1530\ R$$
$$\frac{T_3}{T_1} = 15 \longrightarrow T_3 = 9000\ R$$
$$\frac{T_4}{T_1} = 6 \longrightarrow T_4 = 3600\ R$$

$K = 1.4$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} \rightarrow \frac{T_2}{600} = (10)^{0.4} \rightarrow T_2 = 1507^{\circ R}$$

24

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^K \rightarrow \frac{P_2}{20} = (10)^{1.4} \rightarrow P_2 = 502.4 \text{ Psia}$$

$$Q' = \frac{Q}{M} = C_v (T_3 - T_2)$$

$$1280 = 0.1715 (T_3 - 1507) \rightarrow T_3 = 8971 \text{ R°}$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \rightarrow P_3 = (502.4)\frac{8971}{1507} = 2991 \text{ Psia}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{K-1} \rightarrow \frac{8971}{T_4} = (10)^{0.4} \rightarrow T_4 = 3571 \text{ R°}$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^K \rightarrow \frac{2991}{P_4} = (10)^{1.4} \rightarrow P_4 = 11911 \text{ Psia}$$

$$\eta_{th} = 1 - (1/r)^{K-1} = 1 - (1/10)^{0.4} = 0.602$$

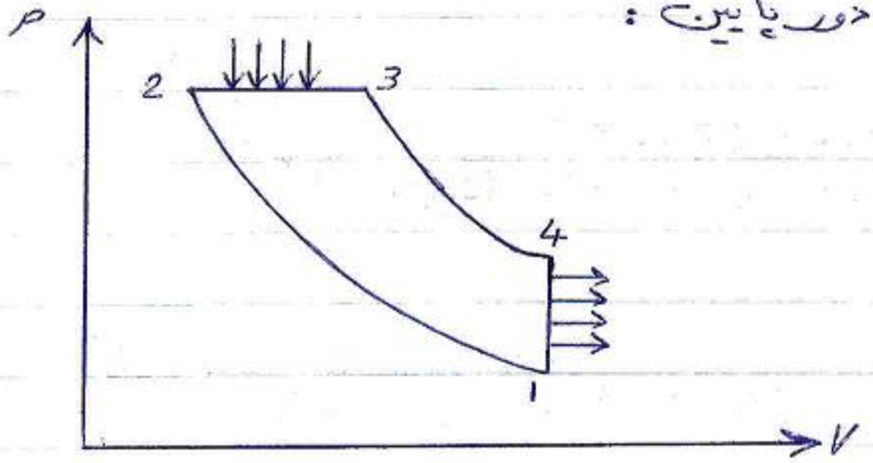
$$imep = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{J Q' \eta_{th} \left(\frac{P_1 M}{R T_1}\right)}{(1 - 1/r)}$$

$$imep = \frac{778 (1280)(0.602)}{(1 - 1/10)} \cdot \frac{600 (29)}{1545 (600)} \quad \text{(lbm)}$$

$$imep = 416 \text{ Psia}$$

سیکل هوای معادل موتورهای اشتعال درائر تراکم :

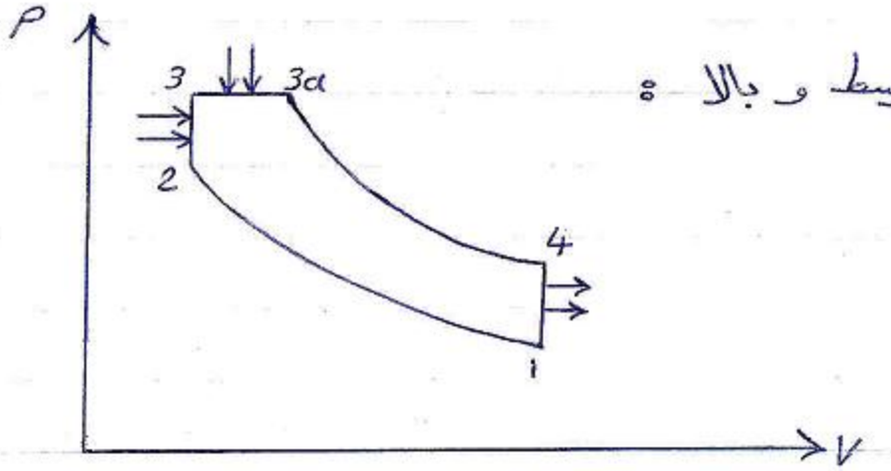
دیزلهای قدیمی دور پایین :



سیکل هوای با فشار محدود شده

Limited Pressure Air Cycle

دیزلهای دور متوسط و بالا :



راندمان سیکل با فشار محدود شده :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

$$\eta_{th} = -\frac{M C_v (T_4 - T_1)}{M C_v (T_3 - T_2) + M C_p (T_{3a} - T_3)} + 1$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_3 - T_2) + K(T_{3a} - T_3)} \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{P_3}{P_2} \quad , \quad \beta = \frac{V_{3a}}{V_3}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \alpha \rightarrow T_2 = \frac{T_3}{\alpha} \quad (2)$$

$$\frac{T_{3a}}{T_3} = \frac{V_{3a}}{V_3} = \beta \rightarrow T_{3a} = \beta T_3 \quad (3)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1} = \left(\frac{1}{r}\right)^{K-1} \quad (4)$$

$$\frac{T_4}{T_{3a}} = \left(\frac{V_{3a}}{V_4}\right)^{K-1} \Longrightarrow \frac{T_4}{T_{3a}} = \left(\frac{V_{3a}}{V_3} \cdot \frac{V_3}{V_4}\right)^{K-1}$$

$$\frac{T_4}{T_{3a}} = \left(\frac{\beta}{r}\right)^{K-1} \quad (5)$$

$$(2), (4) \longrightarrow T_1 = \frac{T_3}{\alpha}\left(\frac{1}{r}\right)^{K-1} \quad (6)$$

$$T_4 = \beta T_3 \left(\frac{\beta}{r}\right)^{k-1} = \beta^k T_3 \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \quad (۷) \rightarrow (۵) \text{ و } (۳)$$

* با قرار دادن مقادیر (۲) و (۳) و (۶) و (۷) در رابطه (۱) :

$$\eta_{th} = 1 - (1/r)^{k-1} \left[\frac{\alpha \beta^k - 1}{(\alpha - 1) + \alpha k (\beta - 1)} \right]$$

حالت خاصی (۱) - اگر $\alpha = 1$ باشد راندمان دیزل کم خودرا می دهد:

$$\eta = 1 - (1/r)^{k-1} \left[\frac{\beta^k - 1}{k(\beta - 1)} \right]$$

حالت خاصی (۲) - اگر $\beta = 1$ باشد راندمان سیکل اتو را می دهد ؛

مربوط به ص ۳۶ :

$$Es = \frac{(Es_1 + F Es_2 + h Es_3)(1-F) + F(1+F)\, Es_2}{1+F+h(1-F)}$$

« انرژی داخلی محسوس واحد جرم مخلوط »

* برای ۳ ترمودینامیک واحد جرم مخلوط هم همین رابطه فوق را داریم . در جدول ۱-۲ ۳ ترمودینامیک و یا ۱ ترمودینامیک واحد (مول) مخلوط را می خوانیم و لذا این مقادیر m برابر مقدار بدست آمده از فرمول Es یا Ss خواهد بود .

فرشاد سرایی - مهندس پایه یک تاسیسات مکانیکی
طراحی - نظارت - اجرا
نظام مهندسی: ۱۰-۴۰۰-۱۷۲۷۶
پروانه مهندسی: ۱۰-۴۰۰-۰۲۸۱۵
شماره شهرسازی: ۱۰۴-۰۱۲۲۲

* برای موتور بنزینی در بهترین حالت :

$\eta = 0.75\ \eta_0$

η ↓ واقعی — η_0 ↓ ایده‌آل

* برای موتور دیزلی در بهترین حالت :

$\eta = \underbrace{(0.70 - 0.85)}_{0.8}\ \eta_0$

ترمودینامیک احتراق :

سیال قبل از احتراق

(SI) : هوا شامل رطوبت + سوخت + گازهای باقی مانده

(CI) : هوا + گازهای باقی مانده

ترکیب هوای اتمسفر

وزنی : O_2 23% + N_2 77%

حجمی : O_2 21% + N_2 78%

1% سایر گازها

چارت C-1 خواص ترمودینامیکی هوای خشک را تا دمای $2500^{\circ}R$ نشان می دهد. در این چارت :

* پایه جرمی : یک پوند مول هوای خشک

* پایه ترمودینامیکی : انرژی داخلی هوای خشک در دمای $560^{\circ}R$ برابر صفر در نظر گرفته می شود.

دما (T) : R°

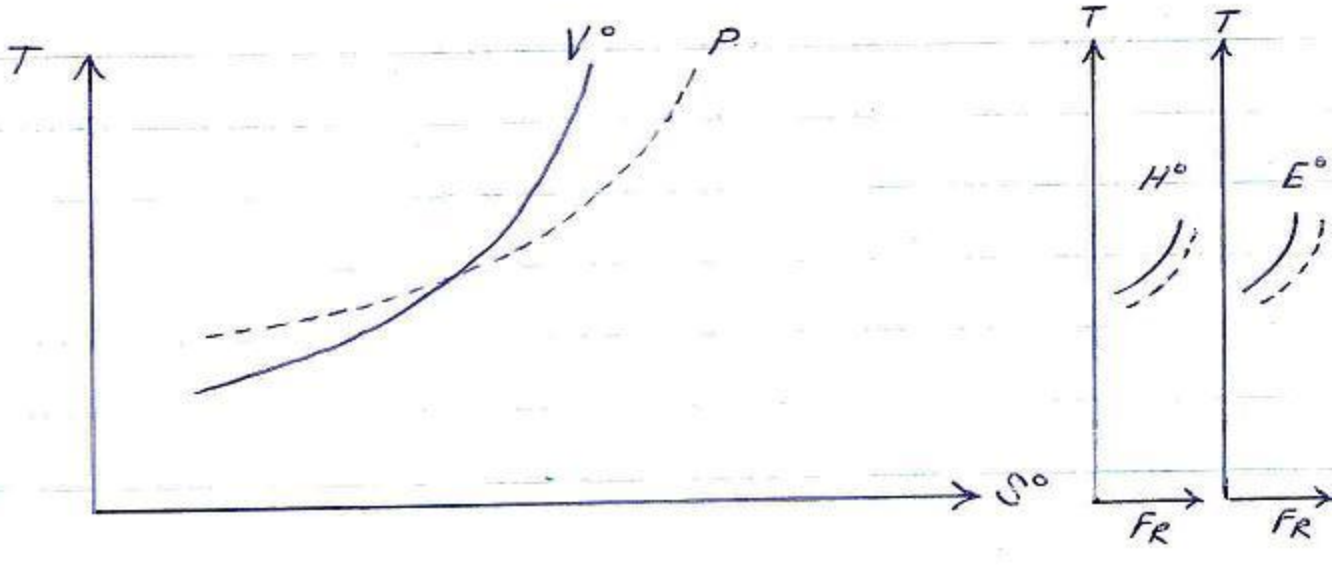
فشار (P) : $psia$ (absolute psi مطلق)

حجم مخصوص (V°) : $ft^3/lbmol$

* در این مباحث هر علامتی که نشان (°) بالای آن بود بر واحد $lbmol$ است.

$$\text{انرژی داخلی واحد جرم } (E^{\circ}) = \int_{560}^{T} C_v^{\circ}\, dT$$

$$\text{انتالپی واحد جرم } (H^{\circ}) = E^{\circ} + \frac{PV^{\circ}}{J}$$



F : نسبت جرم سوخت به هوای خشک

F_c : نسبت جرم سوخت - هوای استوکیومتریک

$F_R = \frac{F}{F_c}$: نسبت سوخت - هوای نسبی

ϕ : کسر گازهای باقیمانده (نسبت جرم گازهای باقی مانده به مجموع جرم سوخت ، هوای خشک و گازهای باقیمانده) .

h : نسبت رطوبت (نسبت جرم بخار موجود به جرم هوای خشک)

---

* از منحنی های فرمی سمت راست برای یافتن انتالپی و انرژی داخلی استفاده می کنیم . برای هوای خشک ($F_R = 0$) است. منحنی های نقطه چین در این قسمت های فرمی برای پس از احتراق است یا وقتی که مخلوط سوخت و هوا داریم .

---

* سوخت معادل بنزین را اکتن (octene) می دانند C_8H_{16}

* تغییر یافته چارت را این طور در نظر می گیریم که اکتن با هوا وجود دارد.

خواص محسوس (Sensible) ؛ مخلوط سوخت - هوا

از آنجا که قبل از احتراق انرژی سوخت آزاد نشده لذا خواص ترمو دینامیکی مخلوط برمبنای خواص مخلوط سوخت هوا در قبل از احتراق

بیان شده و به آن (خواص محسوس) گویند.

سوختها ← گازی
سوختها ← مایع

سوخت گازی

$$E_{sf} = \int_{560}^{T} c_v \, dT$$

$$H_{sf} = E_{sf} + \frac{PV}{J}$$

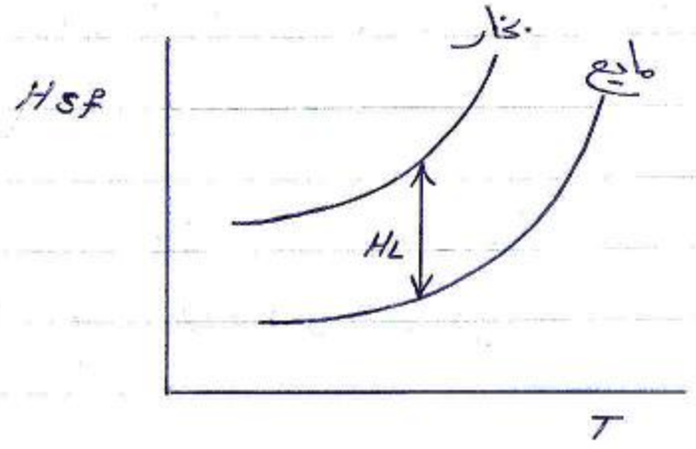
سوخت مایع

$(E_{sf})_L = E_{sf} + E_L$ ← انرژی نهان تبخیر

$(H_{sf})_L = H_{sf} + H_L$ ← انتالپی نهان تبخیر

$E_L \approx H_L$

برای (اکتن) نمودار داریم صرای :



---

* جدول ۱-۳ ص۵۴ خواص سوختها را می دهد که ما تنها با گازی و مایع آن کار داریم .

نام	فرمول	M_p جرم مولکولی	چگالی نسبی	H_{Lv} نهان تبخیر	c_p	Q' ارزش حرارتی	Q_c

بخار سوخت					
c_p	$k = c_p/c_v$	m_m	F_c	c_p	$a/\sqrt{T}$

m_m ← وزن مولکولی مخلوط سوخت هوایی استوکیومتریک

c_p مخلوط ← c_p استوکیومتریک

$a/\sqrt{T}$ ← سرعت صوت

$a = \sqrt{KRT}$ و a :

* چارت (C-1) را با اعمال تغییراتی برای مخلوط سوخت - هوا هم بکار می برند.

* خواص ترمودینامیکی مخلوط سوخت - هوا
قبل از احتراق بسته به عوامل زیر است:

۱ - ترکیب سوخت
۲ - نسبت سوخت - هوا
۳ - کسر گازهای باقیمانده
۴ - مقدار رطوبت موجود

جمع کل مخلوط $M = M_a + M_f + M_r + M_v$

M_a: هوا
M_f: سوخت
M_r: گازهای باقیمانده
M_v: رطوبت

اگر:
$M_a + M_f \sim 1$
$M_r \sim f$
$M_a \sim 1 - f$
$M_f \sim F(1-f)$
$M_v \sim h(1-f)$

$$M \sim 1 + F + h(1-f)$$

$$F = \frac{M_f}{\underbrace{M_a + M_r + M_f}_{1}}$$

پس با توجه به نسبتهای نشان داده شده :

$$\left.\begin{aligned} M_a/M &= \frac{1-f}{1+F+h(1-f)} \\ M_F/M &= \frac{F(1-f)}{1+F+h(1-f)} \\ M_r/M &= \frac{f(1+F)}{1+F+h(1-f)} \\ M_v/M &= \frac{h(1-f)}{1+F+h(1-f)} \end{aligned}\right\} **$$

$N = N_a + N_F + N_r + N_v$ (تعداد کل مول مخلوط)

$$N = \frac{M}{m}$$

M ← جمع کل مخلوط

m ← جمع مولکولی مخلوط

$$N = \frac{M}{m} = \frac{M_a}{29} + \frac{M_F}{m_f} + \frac{M_r}{m_r} + \frac{m_v}{18}$$

m_f ← جمع مولکولی سوخت

m_r ← جمع مولکولی گازهای باقیمانده

بجای M_a و M_F و M_r و M_v از روابط (**) قرار می دهیم :

$$m = \frac{1 + F + h\,(1 - f)}{\left(\frac{1}{29} + \frac{F}{mf} + \frac{h}{18}\right)(1 - f) + \frac{f(1+F)}{m_r}}$$

* رابطه فوق جرم مولکولی مخلوط سوخت هوا را می دهد و هر چیز را که نداشته باشیم بجای آن صفر قرار می دهیم. معمولاً باید حول وحوش عدد (29) در بیاید. (28 - 32)

* صفحه 28 فرمول انرژی داخلی محسوس واحد جرم جسم ارائه شده.
* ص 53 فرمول 3-13 یک علامت (=) می خواهد.

استفاده از چارت C-1 برای مخلوط سوخت هوا قبل از احتراق

* پایه جرم - یک پوند مول مخلوط سوخت - هوا

* پایه ترمودینامیکی - انرژی داخلی مخلوط سوخت - هوا (البته سوخت گازی) در 560°R برابر صفر است.

$$\frac{E^\circ}{m} = E \quad \text{واحد جرم}$$

* حالت فوق برای هم خواص (ه) دار صادق است و m محاسبه شده در اینجا به درج می خورد.

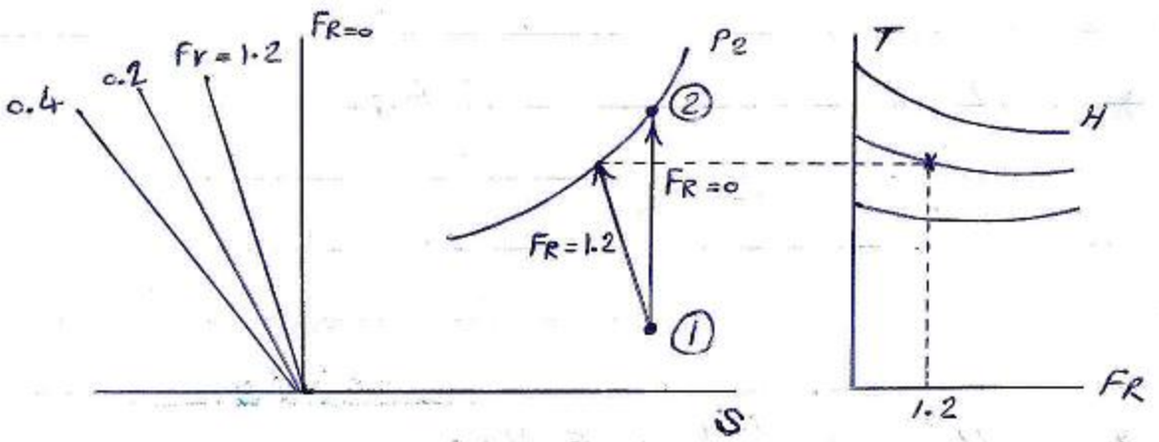
خط پر	$f = 0$
خط چین	$f = 0.05$
نقطه چین	$f = 0.1$

$F_c = 0.0678$

* اگر خط چین یا نقطه چین به خط پر نزدیک باشد از همان خط پر می خوانیم.

خطوط آنتروپی ثابت

در حالت هوا کاملاً نمودی است امّا برای مخلوط سوخت ـ هوا تحول آنتروپی ثابت به سرعت (Fr) مربوط است که در سمت چپ بعنوان جدول کمکی ارائه شده است.



وقتی نقطه ② را با فتیع خطی به معادلات محور افقی رسم می کنیم و در (Fr) مربوط H° و E° را هم می خوانیم.

* در صورت وجود رطوبت در مخلوط می توان تاثیر آن را مثل گازهای باقیمانده در نظر گرفت در اینصورت بجای f باید از f' استفاده کرد:

$$f' = \frac{M_2 + M_3}{M_1 + M_4 + M_2 + M_3}$$

$$f' = \frac{f(1+F) + h(1-f)}{1+F+h(1-f)}$$

اختلاط سوخت - هوا :

اگر مقداری هوای خشک با سوخت مخلوط شود مقدار انتالپی و انرژی داخلی آن را از رابطه زیر بدست می آورند:

* $E^*_{sm} = \frac{E^\circ_a}{m} + F\,E_{sf}$

↳ انرژی داخلی $1+F$ پوند مخلوط

* $H^*_{sm} = \frac{H^\circ_a}{m} + F\,H_{sf}$

مثال - مخلوطی شامل سوخت اکتن با 0.095 lb هوا و - 0.004 lb بخار آب و 0.002 lb گاز باقیمانده در داخل سیلندری موجود است. در طول مرحله تراکم بار سیلندر تا 0.1 حجم اولیه خود متراکم می شود. با فرض اینکه مراحل مختلف یک سیکل جمع ثابت در سیلندر صورت می گیرد و با اطلاعات زیر مقادیر کار، راندمان حرارتی و فشار موثر متوسط را بیابید.

$$\begin{cases} T_1 = 600^\circ R & M_f = 112 \\ P_1 = 14.7\ PSi & M_r = 28 \\ q_c = 1935\ BTU/lb \\ E_c = 19180\ BTU/lb \\ F_c = 0.0678 \\ F_r = 0.8 \end{cases}$$

$$F = F_R \cdot F_c = 0.8\,(0.0678)$$

$$F = 0.0542$$

$$M_F = F \cdot M_a = (0.0542)(0.095)$$

$$M_F = 0.0055$$

$$h = \frac{M_r}{M_a} = \frac{0.004}{0.095} = 0.042$$

$$f = \frac{M_r}{M_a + M_f + M_r} = \frac{0.002}{0.095 + 0.00055 + 0.002} \rightarrow$$

$$f = 0.02$$

$$f' = \frac{M_r + M_v}{M_a + M_f + M_r + M_v} = \frac{0.002 + 0.004}{0.095 + 0.00055 + 0.002 + 0.004} \rightarrow$$

$$f' = 0.056$$

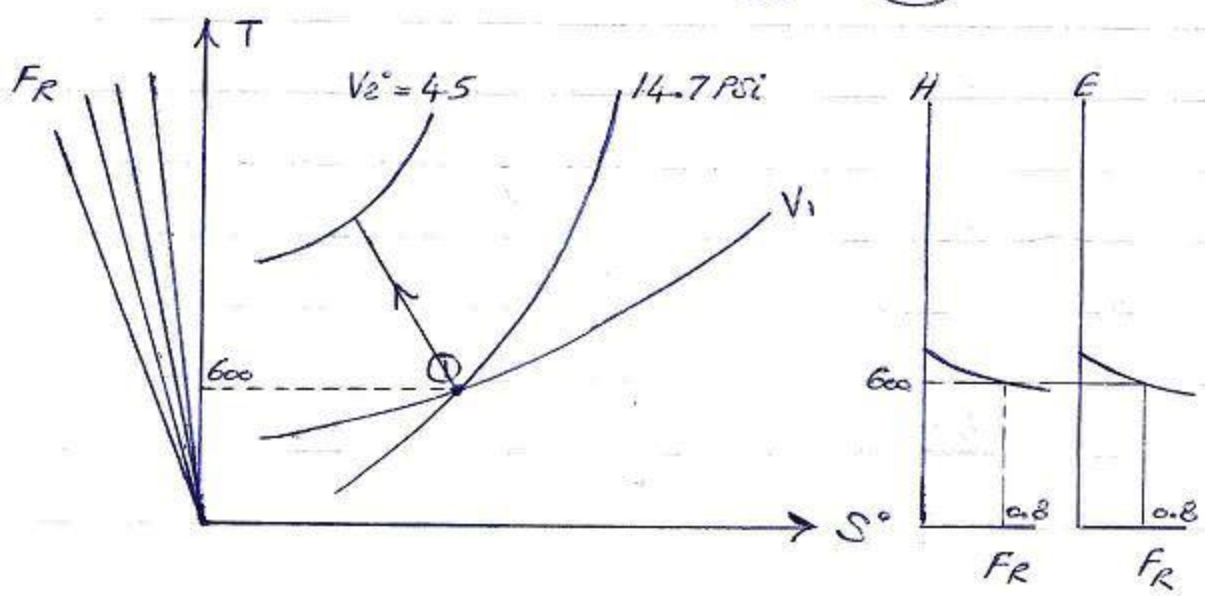
$$m = \frac{1 + F + h(1-f)}{\left(\frac{1}{29} + \frac{F}{m_f} + \frac{h}{18}\right)(1-f) + \frac{0.02\,(1.054.2)}{28}} \rightarrow$$

$$m = 29.4$$

* از نقطه (1) دما و فشار را داریم پس به چارت C-1 مراجعه می‌کنیم :

$$\left| \begin{array}{l} P_1 = 14.7 \text{ psi} \\ T_1 = 600^\circ R \end{array} \right. \xrightarrow{C-1}$$

$V_1^\circ = 4.50 \text{ ft}^3$



① $P_1 = 14.7$ psi, $T_1 = 600\ ^\circ R$, $f' = 0.056$, $F_R = 0.8$ ⟶ $V_1^\circ = 450\ ft^3$, $H_1^\circ = 1400$ BTU, $E_1^\circ = 200$ BTU

* از نقطه ① خطی بموازات $F_R = 0.8$ رسم می کنیم تا منحنی حجم ثابت $V_2^\circ = \frac{V_1^\circ}{2}$ $\left(V_2^\circ = \frac{450}{10} = 45\right)$ را قطع کند.

② $T_2 = 1150\ ^\circ R$, $P_2 = 250$ psi, $E_2^\circ = 3400$, $H_2^\circ = 5400$ (در نقطه ② احتراق شروع شده است.)

* برای نقطه ③ که پس از احتراق است به چارت C-2 مراجعه می کنیم:

$$E_3^* = \left[\left(\frac{1+F}{n}\right) E_2^\circ + F(1-f') E_c + f' \right]$$

$$\varphi = \begin{cases} 1680\ (F_R - 1) & F_R > 1 \\ 0 & F_R < 1 \end{cases}$$

$$E^*_3 = \left[\frac{1.0542}{29.4} (3400) + (0.0542)(1 - 0.056) \right] (19180)$$

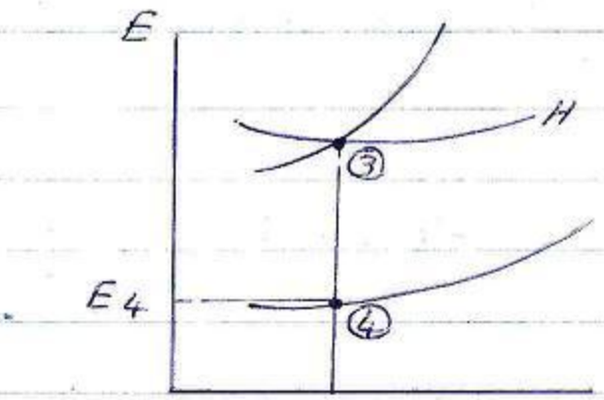
$E^*_3 = 1092$ Btu ③ انرژی داخلی نقطه

$V_3^* = V_2^* = V_2^\circ \left(\frac{1+F}{m}\right) = 45\left(\frac{1.0542}{29.4}\right)$

$V^*_3 = 1.57$ ft^3 ③ حجم نقطه

$\left\{\begin{array}{l} E^*_3 = 1092 \text{ Btu} \\ V^*_3 = 1.57 \text{ ft}^3 \end{array}\right. \xrightarrow{C_2}$ $\left|\begin{array}{l} P_3 = 1200 \\ T_3 = 4000 \\ H^*_3 = 1400 \end{array}\right.$

* از نقطه ③ خط قائمی رسم می کنیم تا خط حجم ثابت زیر را : $V^*_4 = V_1^* = V_1^\circ \left(\frac{1+F}{m}\right)$ قطع کند.
$V^*_4 = 15.7$ ft^3



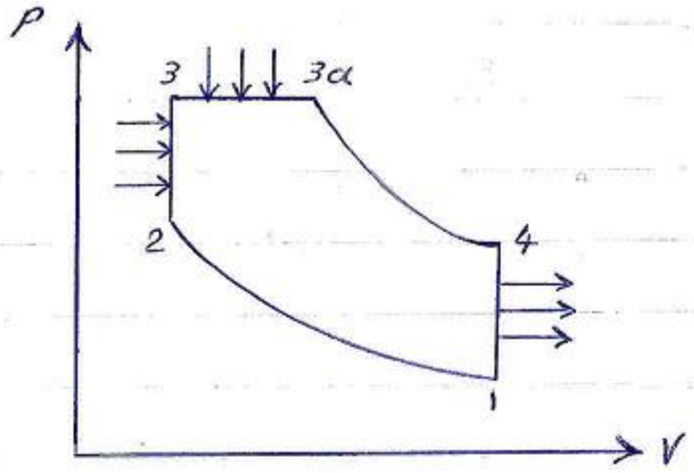
$V^*_4 = 15.7$ ft^3 $\rightarrow$ $\left|\begin{array}{l} E^*_4 = 440 \\ P_4 = 50 \text{ PSi} \\ T_4 = 2050 \\ H_4 = 600 \end{array}\right.$

$$W^* = J \left\{ (E^*_3 - E^*_4) - \left(\frac{1+F}{m}\right)(E^\circ_2 - E^\circ_i) \right\} \quad ft-lbF$$

$$mep = \frac{W^*}{(V_1^* - V_2^*)\,144} \quad psi$$

$$\eta = \frac{W^*}{J F Q_c \left[\frac{(1+F)(1-f)}{1+F+h(1-f)}\right]}$$

سیکل سوخت هوای با فشار محدود :



تحول 2-1 - تراکم مخلوط هوا و گازهای باقیمانده از حجم V_1° تا حجم $V_2^\circ = \frac{V_1^\circ}{r}$ دراین مرحله از چارت 1-C استفاده می کنیم .

پاشش : درنقطه ② سوخت بداخل سیلندر پاشیده میشود .

$$E_2^* = \left[\frac{E_2^\circ}{29} + F(1-f)(E_c + H_c) + f\,9 \right]$$

$$H_L = E_L + \frac{pV}{J}$$ جمع سوخت پاشیده شده $\rightarrow$ $E_L \approx H_L$

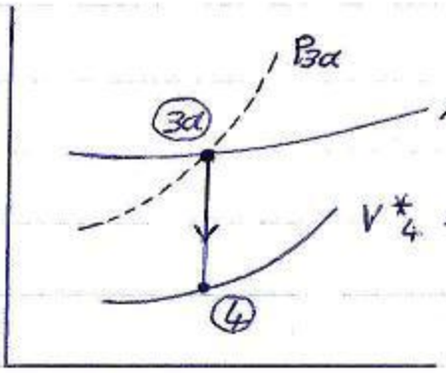
تحوّل $3\alpha - 3 - 2$ - احتراق در حجم ثابت تا فشار P_3 و سپس در فشار ثابت تا حجم $V_{3\alpha}$.

$$E_{3\alpha}^* = E_2^* = \frac{P_3 (V_{3\alpha}^* - V_2^*)}{J} \rightarrow$$

$$H_{3\alpha}^* = E_2^* + \frac{P_3 V_2^*}{J}$$

کتاب V° را $V_{3\alpha}^*$ نوشته که غلط است.

چارت C-2



تحول $4 - 3\alpha$ - انبساط تا حجم اوّلیه $V_4^* = V_1^*$

محاسبه کار :

$$W^* = J \left[\left(E^*_{3a} + \frac{P_3 (V^*_{3a} - V^*_3)}{J} - E^*_4 \right) - \frac{1}{m} (E^\circ_2 - E^\circ_1) \right]$$

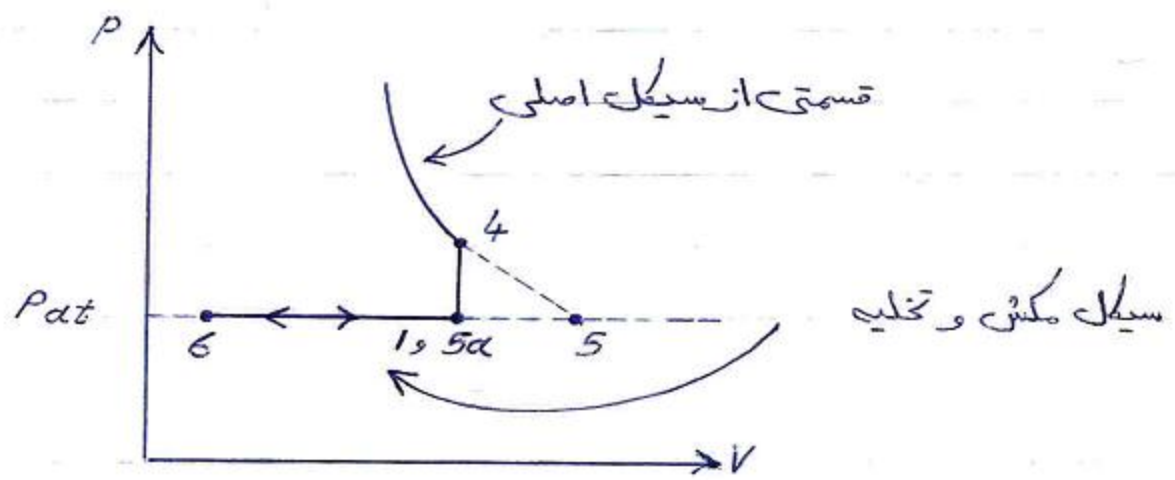
$$W^* = J \left[\left(H^*_{3a} - \frac{P_3 V^*_3}{J} - E^*_4 \right) - \frac{1}{m} (E_2^\circ - E^\circ_1) \right]$$

* مقادیر mep و η مشابه سیکل جمع ثابت و از همان روابط درج شده در آخر مسئله قبلی محاسبه می شود.

فرآیندهای مکش و تخلیه ایده آل :

۱- حالت نرمال : $P_1 = P_a$

در این حالت فرض می شود سوپاپها دربست در نقاط مرگ بالا و پایین باز و بسته می شوند :



نقطه 4 - سوپاپ دود باز (E.V.O)

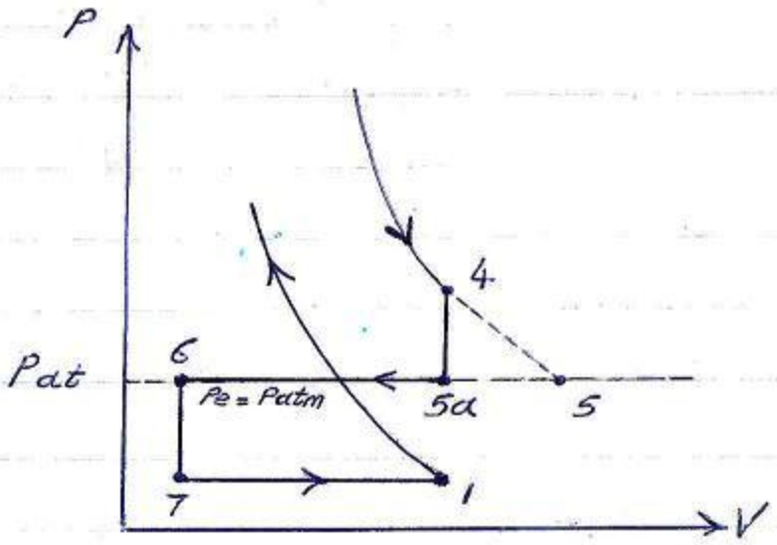
نقطه 5a - سوپاپ دود باز و فشار اتمسفریک است.

نقطه 6 - سوپاپ دود بسته میشود.
نقطه 7 - سوپاپ ورودی باز می شود.
نقطه 1 - سوپاپ ورودی بسته میشود.

---

۲ - حالت خفگی (throttled) $P_1 < P_{at}$

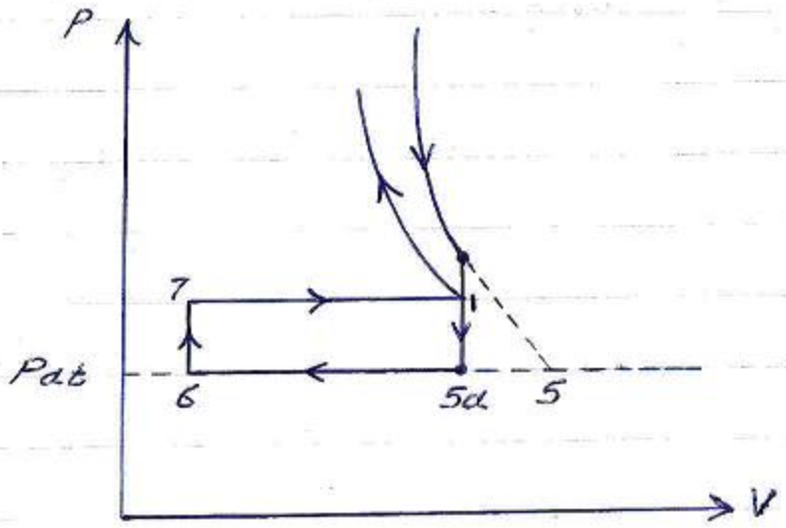
اگر دریچه گاز نیمه بسته باشد افت فشار نسبت به فشار (at) اتفاق می افتد.



---

۳ - حالت پرخوران (Supercharged) $P_1 > P_{at}$

در این حالت ابزاری مانند کمپرسور فشار هوای ورودی را افزایش می دهد و آن Pat بالاتر می برد.



مفروضات : (تحولات مکش و تخلیه)

* می‌خواهیم با تحولات مکش ایده‌آل نقطه ① را که تاحال از مفروضات بود کمی دقیق‌تر بنویسیم .

۱- کلیه تحولات Ad. است.
۲- باز و بسته شدن سوپاپها دقیقاً در نقاط مرگ بالا و پایین است.
۳- وقتی سوپاپها باز میشوند در حجم سیلندر تغییری رخ نمی‌دهد.

چگونگی در نظر گرفتن گازهای باقیمانده :

با توجه به فرض ① خواص محصولات احتراق در نقطه 5 با نقطه 6 یکسان است.

$f = \frac{M_6}{M_5}$ $\xrightarrow{P \text{ مشترک}}$ $f = \frac{V_6}{V_5}$ ← حجم سیلندر در نقطه مرگ بالا

$f = \frac{V_2}{V_5}$

چون : $V_6 = V_2$

چگونگی تعیین نقطه ① :

گازهای باقیمانده با شرایط نقطه ۶ و مخلوط تازه باهم مخلوط شده و بر مبنای قانون اول برای این تحول مغیر به شرایط نقطه ① میشود می توان نوشت .

۱ - مخلوط تازه
۲ - گاز باقیمانده

$$(M_1 + M_2) E_{S1} = \underbrace{M_1 E_{S1}}_{\text{ب}} + \underbrace{M_2 E_{S6}}_{\text{الف}} - \frac{1}{J}\left(-P_1 V_1 + P_1 (V_1 - V_7)\right) \text{ج}$$

$-P_1 V_1$ ← کار جریان مخلوط تازه

$P_1 (V_1 - V_7)$ ← کار حرکت پیستون

چون : $P_1 = P_1$ $\quad E_{S6} = E_{S5}$

$P_e = P_6$

$V_6 = V_7 = V_2$

الف - $M_r E_{s6} = M_r H_{s6} - \frac{P_6 V_6}{J}$

$H_{s6} = H_{s5}$ و $P_6 = P_e$ و $V_6 = V_2$ $\Big\} \rightarrow$

$$M_r E_{s6} = M_r H_{s5} - \frac{P_e V_2}{J} \quad (A)$$

ب - $$M_i E_{si} + \frac{1}{J} P_i V_i = M_i H_{si} \quad (B)$$

ج $\longrightarrow$ (C)

* اگر بجای الف و ب و ج ، A و B و C را قرار دهیم و طرفین را در m_1 ضرب و بر $M_i + M_r$ تقسیم کنیم :

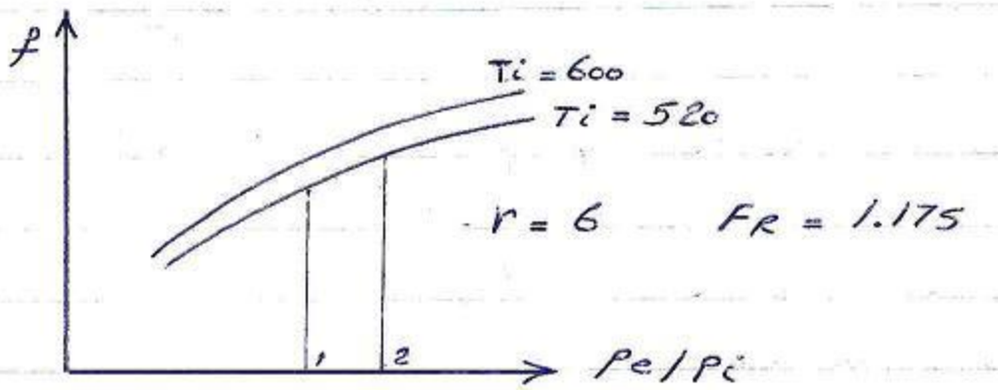
$$H_i^\circ = \frac{m_1}{m_i}(1-f) H_i^\circ + \frac{m_1}{m_r} f H_5^\circ + \frac{V_2^\circ}{J}\left[(P_i - P_e)(144)\right]$$

$$H_i^\circ = m_1/m_i\ (1-f)\ H_i^\circ + m_1/m_r\ f H_5^\circ + V_2^\circ (P_i - P_e)\frac{144}{778}$$

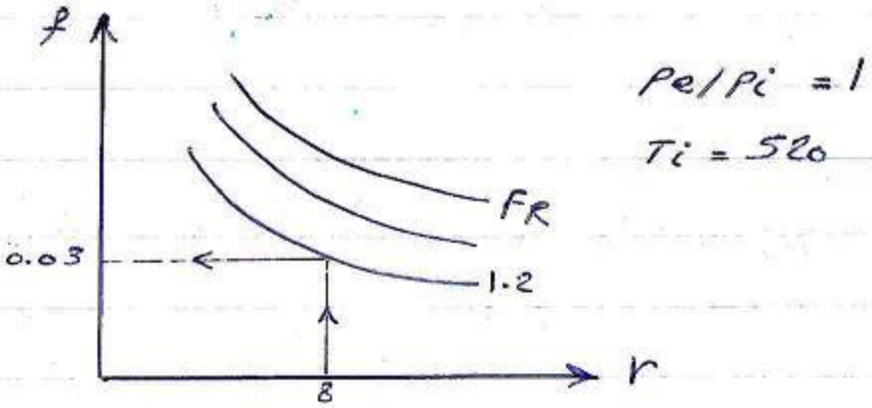
معمولاً f را حدس می زنیم و H_i° را می یابیم و محاسبات سیکل را برای یافتن نقاط او 2 و 3 و 4 و ... انجام می دهیم. اگر : $\frac{V_e}{V_5}$ = حدس f باشد که محاسبات تمام است اما اگر نشد باید f جدیدی حدس بزنیم و محاسبات را تکرار کنیم . V_2° و H_5° را هم

حس می زنیم و در مسیر محاسبات آنها را چک می کنیم .

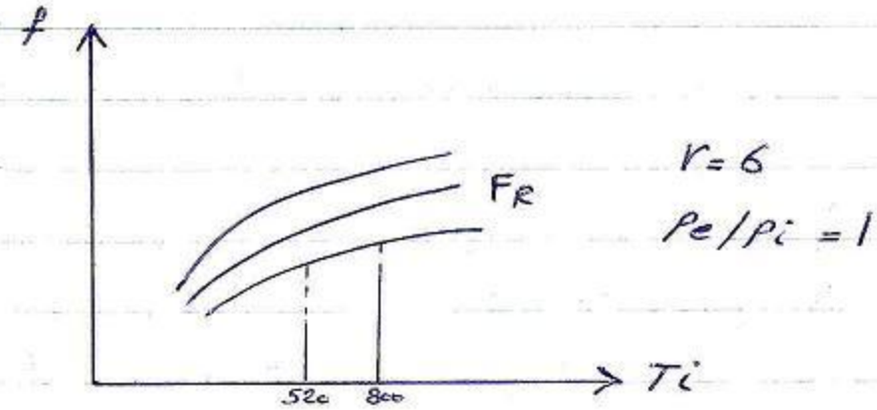
* صفحه (92) شکلهای 4.5 : چهار نمودار آخر برای تخمین f بکار می رود.



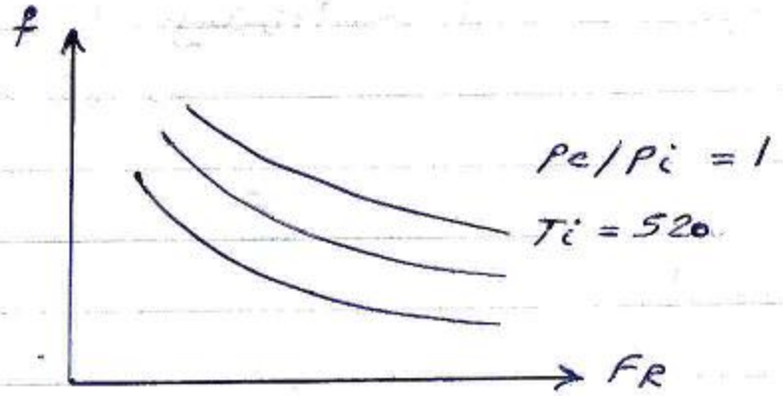
الف - ج



الف - هـ



الف - د



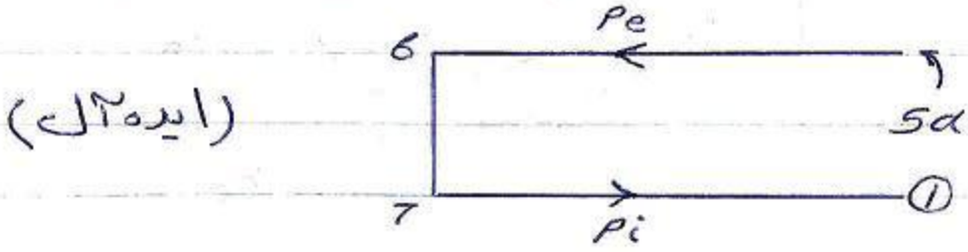
* معمولاً از یکی f را حدس می‌زنیم و سپس به کمک سایر نوارها f بدست آمده را تصحیح می‌کنیم (بسته به این که داده‌های مسئله ما چقدر با داده‌های نوارها تفاوت دارد.) مثلاً اگر Ti نسبت به 520 اختلاف دارد باید با نوار (الف-د) مقدار f را در 520° و دمای مسئله می‌خوانیم و نسبت f های بدست آمده یک ضریب تصحیح به ما می‌دهد و ....

مثال - $f = 0.03 \left(\frac{f_2}{f_1}\right)_{Pe/Pi} \left(\frac{f_{800}}{f_{520}}\right)_{Ti} = 0.08$

ضرایب تصحیح

* شکلهای 4.6 هم برای تخمین f است امّا دست ما مانند شکلهای 4.5 باز نیست. در این نوارها هم می‌توان برحسب FR و ۲ تصحیح انجام دهیم.

کار پمپاژ : کاری از پیستون است که صرف مکش یا تخلیه - می شود.



کار مکش $W_i = P_i (V_1 - V_2)$

کار تخلیه $W_e = P_e (V_2 - V_1)$

کار پمپاژ $= W_p = W_i + W_e = (P_i - P_e)(V_1 - V_2)$

$$\text{MEP پمپاژ} = \frac{W_p}{V_1 - V_2} = P_i - P_e$$

مسئله - سیکل سوخت هوای با فشار محدود شده‌ای بسازید که طبق آن سوخت مایع اکتن در انتهای مرحله - تراکم پاشیده می شود. شرایط معلوم عبارتند از :

$F_R = 0.8$ ، $P_1 = 7.35\ PSi$ ، $T_1 = 720°R$

، $P_f = 0.043$ ، $h = 0.04$ ، $r = 14$

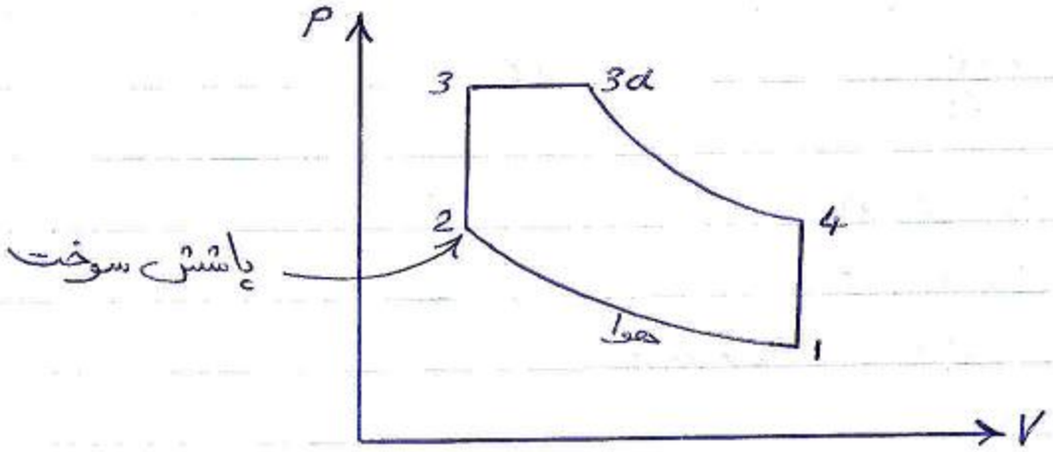
$E_c = 19180 \frac{Btu}{lb}$ ، $Q_c = 19035 \frac{Btu}{lb}$ ، $\frac{P_3}{P_1} = 70$

$M_f = 112$ ، $F_c = 0.678$ ، $H_L = -14.5 \frac{Btu}{lb}$

$M_R = 30$. مقادیر کار ، MEP و بازده - حرارتی را برای این سیکل بیابید.

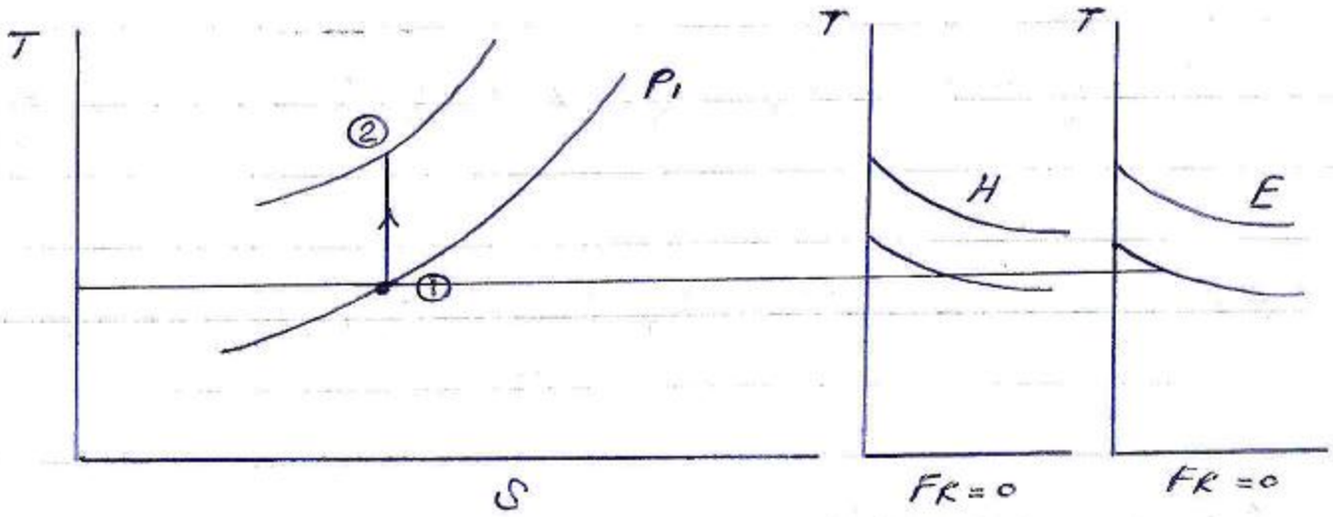
پتروپالامحور پیشتاز در ارائه خدمات مهندسی و متعهد به کیفیت

PPM , Dedicated For The Best Quality



① $T_1 = 720^\circ$, $P_1 = 7.35$ psi , $F_R = 0$ — C-1 → $V_1^\circ = 1080$ ft³ , $H_1^\circ = 2062.2$ Btu/lbm , $E_1^\circ = 800$

چون در مرحله تراکم فقط هوا داریم.



* فرآیند 2-1 - از نقطه ① در چارت C-1 به موازات $F_R = 0$ (خط قائم) رسم می کنیم تا حجم $V_2^\circ = V_1^\circ / 7$ را قطع کند.

$$V_2^\circ = \frac{1080}{14} = 77.1 \ ft^3$$

② | $T_2 = 1895\ ^\circ R$
② | $P_2 = 265\ psi$
② | $E_2^\circ = 7265\ Btu/lbm$
② | $H_2^\circ = 11040$

$$F = F_R \cdot F_c = 0.8\,(0.0678) = 0.0542$$

از جدول $m = 29 \rightarrow \frac{1+F}{m} = 0.036$

$$f' = \frac{(1+F)f + h(1-f)}{1+F+h(1-f)} \qquad \begin{matrix} h = 0.04 \\ f = 0.043 \end{matrix} \rightarrow f' = 0.077$$

پاسخ سوخت از نقطه ② :

$$E_2^* = \left(\frac{1+F}{m}\right) E_2^\circ + (1-f')F(E_c + H_L) + f' \cancel{Q} \quad (Q = 0 \ (F_R < 1))$$

$$E_2^* = 0.036\,(7265) + (1-0.077)(0.0542)\,(19180 - 145)$$

$$E_2^* = 1235.8$$

$$V_2^* = V_2^\circ \left(\frac{1+F}{m}\right) = (77.1)(0.036) = 2.77\ ft^3$$

تحول 2 - 3 - 3a ← $\frac{P_3}{P_1} = 70$

$P_{3a} = P_3 = 70\ (7.35)$

$P_{3a} = 514.5 \quad psia$

$H_{3a}^* = E_2^* + \frac{P_3 V_2^*}{J} = 1235.8 + \frac{(514.5)(2.77)}{778}(144)$

$H_{3a}^* = 1499.6 \quad Btu/lbm$

* باداء مقادير فوق (P_{3a} و H_{3a}) از چارت C-2 :

$V_{3a}^* = 3.7 \quad ft^3$

$T_{3a} = 4765\ ^\circ R$

$E_{3a}^* = 1156 \quad Btu$

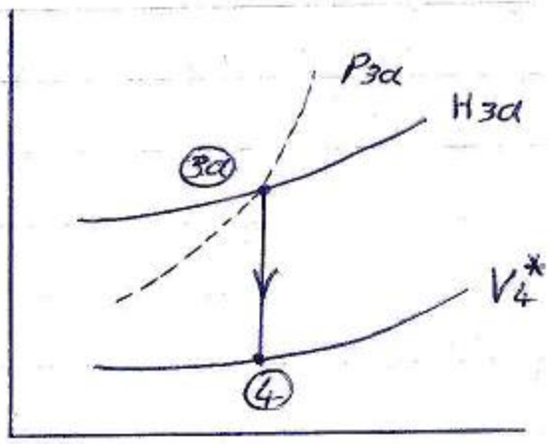
* وبامسح خط تماثي از نقطه 3a تا خط حجم ثابت $V_4^* = V_1^\circ \left(\frac{1+F}{m}\right)$ = 38.8 داريع :

$T_4 = 2760\ ^\circ R$

$P_4 = 26.9 \quad psi$

$E_4^* = 515.6$

$H_4^* = 716 \quad Btu/lbm$



C-2

$$* \quad \frac{W^*}{J} = H_{3a}^* - \frac{P_3 V_{3A}^*}{J}(144) - E_4^* - \frac{1}{m}(E_2^\circ - E_1^\circ)$$

$$\frac{W^*}{J} = 482 \ Btu$$

$$* \quad mep = \frac{W^*}{V_1^* - V_2^*} = \frac{482\ (778)}{(38.8 - 2.77)\ 144} = 71 \ psi$$

راندمان حرارتی :

$$\eta = \frac{W^*}{JFQ_c\left[\frac{(1+F)(1-f)}{1+F+h(1-f)}\right]}$$

$$\eta = 0.506$$

مسئله - مخلوطی شامل 1 lbm هوای تازه با $F_R = 1.15$ و $h = 0.045$ و مقداری گاز باقیمانده داخل سیلندر موجود می باشد. در طول مرحله تراکم بار سیلندر تا $\frac{1}{5}$ حجم اولیه خود متراکم می شود. با فرض اینکه مراحل مختلف یک سیکل حجم ثابت در داخل سیلندر صورت می گیرد و با مقادیر ذیل کار، mep و η را برای این سیکل بیابید :

$T_i = 780^\circ R$ مخلوط تازه

$P_1 = P_i = 10 \ psi$

$P_e = 14.7 \ psi$

$Q_c = 1935 \ Btu/lbm$ (ارزش حرارتی)

$E_c = 19180$ Btu/lbm — انرژی اختلاف

$m_f = 112$ — جرم مولکولی سوخت

$m_r = 30$ — جرم محلول باقیمانده

$F_c = 0.0678$ — نسبت سوخت هوای استکیومتریک

$$H_1^\circ = \frac{m_1}{m_i}(1-f)H^\circ_i + \frac{m_1}{m_r} f H^\circ_5 + V_2^2 (P_i - P_e)\frac{144}{778} \quad (I)$$

* چون صحبت رطوبت شده بجای f باید f' را جایگزار ببریم.

$$m_1 = m = \frac{1 + F + h(1-f)}{\left(\frac{1}{29} + \frac{F}{m_f} + \frac{h}{18}\right)(1-f) + \frac{f(1+F)}{m_r}}$$

$$F = F_R \cdot F_c = 0.0678\ (1.15) = 0.078$$

تخمین f : در مخزن (الف - هـ)

$$\left\{ \begin{array}{ll} \frac{P_e}{P_i} = \frac{14.7}{10} \simeq 1.5 & r = 5 \\ T_i = 780^\circ & F_R = 1.15 \end{array} \right\} \longrightarrow$$

$$\left. \begin{array}{l} F_R = 1.15 \\ r = 5 \end{array} \right] \longrightarrow f_1 = 0.048$$

* ضریب تصحیح به ازای P_e/P_i الف ← ج

$$\left(\frac{f_{1.5}}{f_1}\right)_{\frac{P_e}{P_i}} = \frac{0.06}{0.04} = 1.5$$

* ضریب تصحیح برای T_i ← (الف - ۷)

$$\left(\frac{f_{780}}{f_{520}}\right) = \frac{0.052}{0.04} = 1.3$$

f حدس ← $f = (0.048)(1.5)(1.3) = 0.094$

→ $n = 29.8$

$n_1 \approx n_i = n_2$

* حال باید T_2 و H_S را حدس بزنیم :

فرض | $T_S = 2300\ ^\circ R$ $\xrightarrow{C-1}$ $H_S = 15300$
$F_R = 1.15$

- با استفاده از فرمول تجربی $f = \frac{T_1}{2500\ r}$ کتاب Rogowski :

T_1 حدس $T_1 = (0.094)(2500)(5) = 900^\circ R$

$\xrightarrow{C-1}$ ① نقطه حدسی | T_1 حدسی = 900, $P_1 = 10$ Psi $\xrightarrow{C-1}$

V_i° حدسی $= 957$

V_2° حدسی $= \dfrac{V_i^\circ \text{ حدسی}}{2} = \dfrac{957}{5} = 191.4$

$$f' = \frac{f(1+F)+h(1-f)}{1+F+h(1-f)} = 0.127$$

(I) $\rightarrow$ $H^\circ_i = (1-0.127)\,2835 + (0.127)(15300) + 191.4\,(10-14.7)\,\frac{144}{778}$

(H°_i به ازای حدسی T_i و $FR = 1.15$ از چارت C-1)

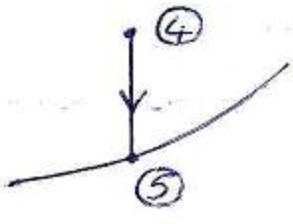
$H^\circ_1 = 4261.7$ Btu

$P_1 = 10$ Psi

* با این نقطه محاسبات سیکل جمع ثابت مطابق روش گفته شده انجام می پذیرد :

(2) $T_2 = 1465\,^\circ R$, $P_2 = 75$ Psi $\qquad V_2^\circ = 207 \rightarrow V_2^* = 7.67$

(3) $T_3 = 5390$, $P_3 = 292.8$ $\longrightarrow$ (4) $T_4 = 4148\,^\circ R$, $P_4 = 43.3$ Psi



$P_e = 14.7$ $\qquad V_5^* = 92.9$

امتحان f : $f = \frac{V_2^*}{V_S^*} = 0.08$

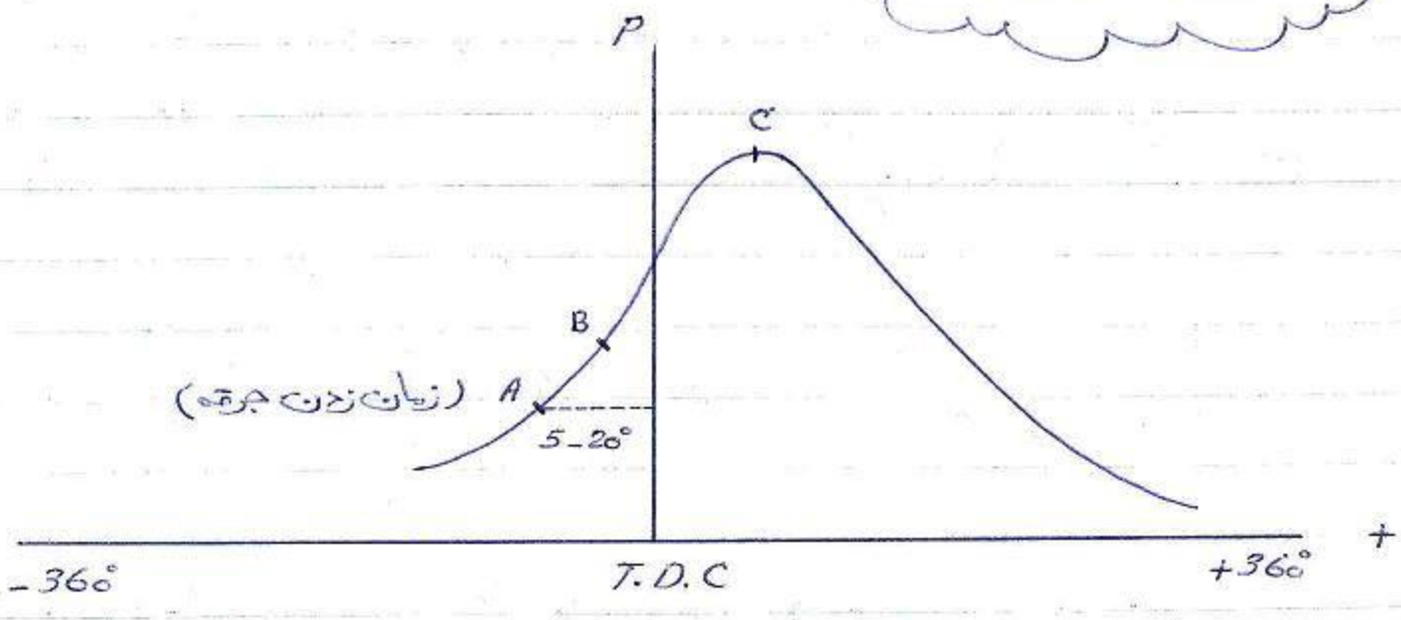
(اگر f نادرست بود باید مراحل از ابتدا تکرار شود)

فصل 5 :

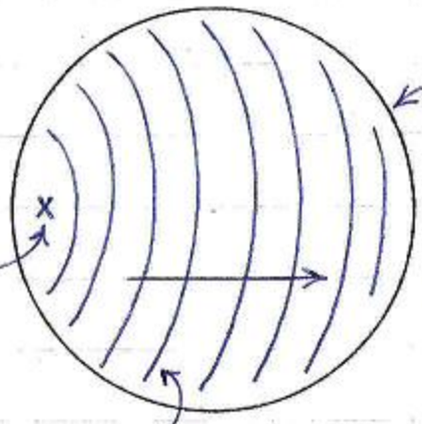
(احتراق در موتورهای SI) :

۱- کنترل شده : دارای زدن جرقه .
۲- کنترل نشده : دارای وجود یک نقطه داغ .
۳- غیر عادی

احتراق کنترل شده :



زمان AB - زمان تشکیل هسته های اشتعال



زمان BC - زمان حرکت جبهه شعله از هسته های اشتعال Flame Front

احتراق کنترل نشده : احتراقیست که طی آن عمل احتراق بعد از زدن جرقه و حرارت وجود یک سطح داغ یا نقطه داغ ایجاد می شود، و خود بر سه قسم است :

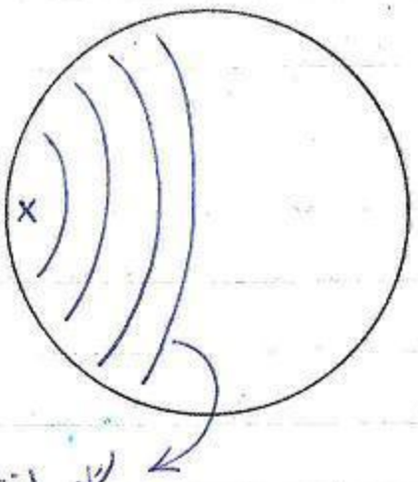
۱- Pre ignition (پیش اشتعال) : قبل از زدن جرقه حرارت سطح داغ.

۲- rumbling (غرش) : بعد از زدن جرقه حرارت سطح داغ.

۳- running on (ادامه) : حرارت وجود ذرات داغ.

احتراق غیر عادی

خود سوزی ، کوبش (Detonation or Knock)



گاز انتهائی (end gas)

* نوعی از احتراق است که در اثر تراکم گاز انتهائی و تشعشع از جبهه شعله به آن بصورت انفجار شدید در موتور ظاهر می شود.

عوامل مؤثر در پدیده کوبش

ضد کوبش	موثر در کوبش	اثر	عامل
	✓	افزایش	نسبت تراکم
	✓	آوانس	زمان جرقه
	✓	کاملاً باز	تنظیم دریچه گاز (خفگی)
✓		اندکی باز	〃 〃
✓		فقیر	قدرت مخلوط
	✓	کمی غنی	〃 〃
✓		خیلی غنی	〃 〃
✓		افزایش	سرعت موتور
	✓	افزایش	حمای هوای ورودی
✓		کاهش	فشار 〃 〃
	✓	افزایش	حمای آب خنک کن

عوامل طراحی در محدود ساختن کوبش :

۱- شمع باید در نقطه‌ای باشد که حداقل فاصله جهت حرکت شعله در محفظه احتراق وجود داشته باشد.

2- سوپاپ ورود در ناحیه گاز انتهائی نباشد.

3- شکل هندسی اتاق احتراق.

عدد (octane) : نشاندهنده مقاومت سوخت در برابر انفجار است.

- ایزو اکتان $C_8H_{18} \longrightarrow 100$
- هپتان نرمال $C_7H_{16} \longrightarrow 0$

* هر سوختها را با دو فرمول فوق می سنجند.

$$Pb(C_2H_5)_4 + OH \longrightarrow Pb(C_2H_5)_3(OH)$$
$$Pb(C_2H_5)_3(OH) + OH \longrightarrow Pb(C_2H_5)_2O_2 + H_2O$$
$$Pb(C_2H_5)_2O_2 + R\ (\text{رادیکال}) \longrightarrow Pb(C_2H_5)_2O + RO$$

حسن (سرب) این است که وقتی در بنزین بکار می رود (برای افزایش عدد اکتان) خاصیت روغنکاری هم دارد چون چرب است.

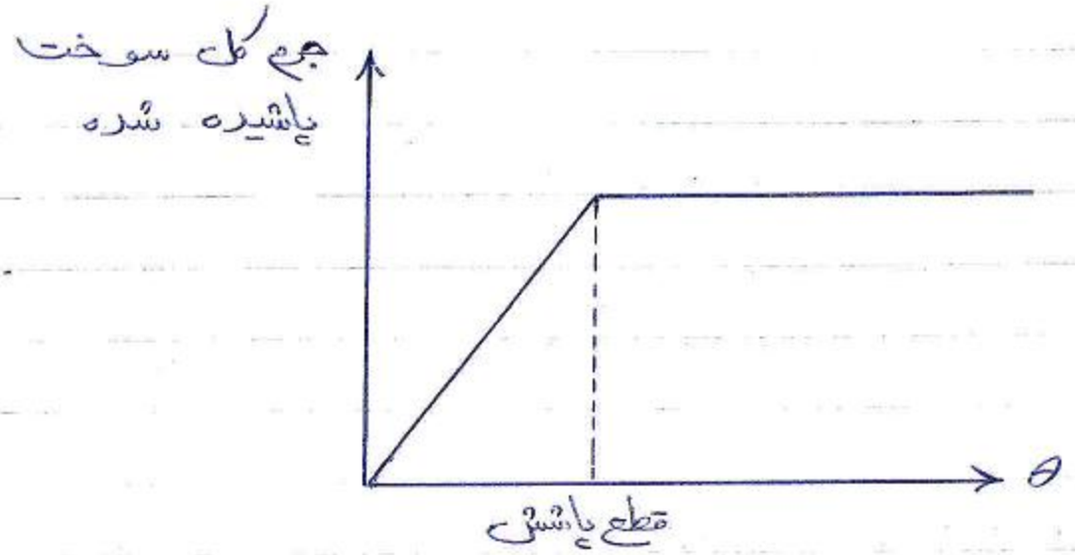
احتراق در موتورهای (CI) یا دیزلی :

* مراحل احتراق موتورهای دیزلی :

۱- پاشش سوخت بصورت قطرات ریز (پودر شده) با فشار بالا براخل سیلندر.

۲- سوخت پودر شده در تماس با هوای گرم موجود (در انتهای مرحله تراکم) گرم و تبخیر می شود.

۳- سوخت مخلوط شده باهوا ناگهان با شرت زیادی احتراق یافته - امّا پس از آن رفته رفته آهنگ احتراق کاهش می یابد.



مراحل پس از پاشش :

۱- تأخیر در اشتعال (ignition delay) : فاصله زمانی بین پاشش سوخت و شروع احتراق است.

تأخیر فیزیکی : گرم و تبخیر شدن سوخت.

تأخیر شیمیائی : واکنشها ابتدا به کندی پیش می‌روند.

$$t = \frac{0.44 \exp\left[\frac{4650}{T}\right]}{P^{1.19}}$$

mili secend (ms)

P برحسب (at.)

« رابطه Wolfer »

۲- احتراق از پیش مخلوط شده (Peremixed) : سوخت آماده شده طی مرحله تبخیر (تأخیر) ناگهان به شدت می سوزد.

[دوده کم (تشعشع کم) - NOx زیاد (سمی)]

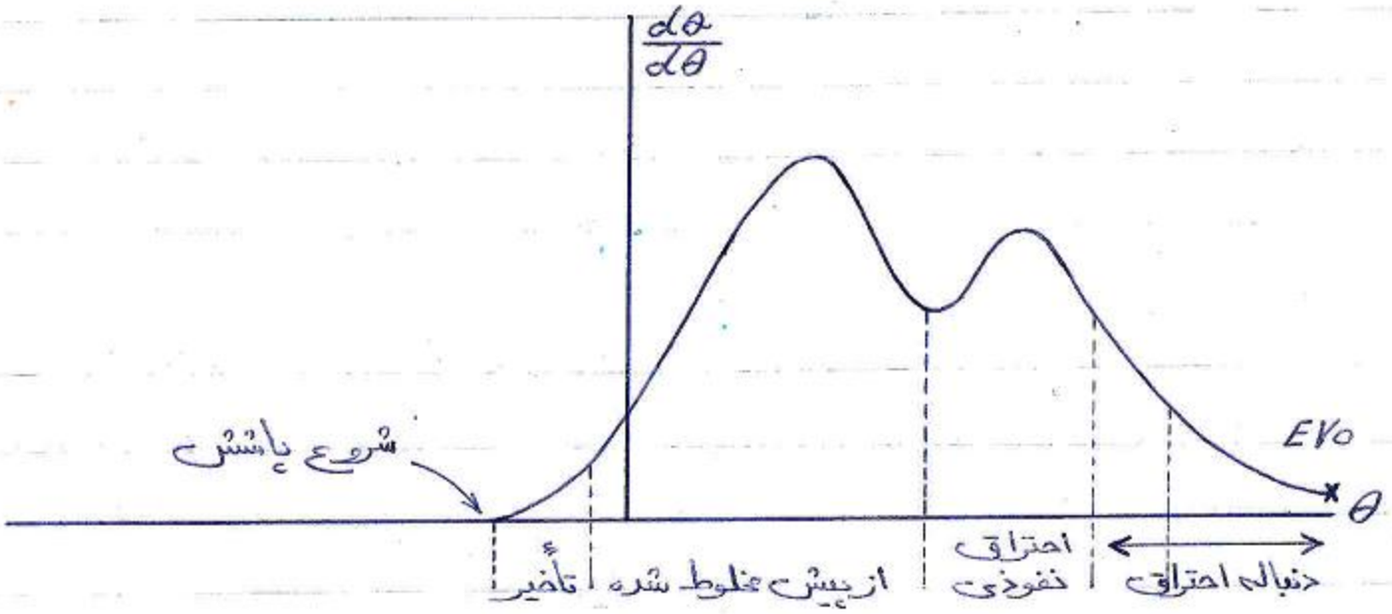
۳- احتراق نفوذی (diffusion) : ادامه احتراق بستگی به نفوذ مولکولهای سوخت در هوا داشته و با شدت کمتری از قبل ادامه می یابد.

[دوده زیاد - NOx کم]

۴- دنباله احتراق (tale of comb.) : در نهایت مقدار احتراق - نفوذی ۲ هنگ کندتری - پیدا می کند.

* چهار مرحله فوق را در «منحنی آزاد سازی حرارت» نمایش - می دهند :

«Rate of heat release»



کوبش دیزلی : در اثر افزایش زمان تاخیر (و گاه کیفیت - سوخت) سوخت آماده شده ممکن است - با شدت بالائی احتراق یافته و منجر به افزایش شدید فشار داخل سیلندر شود.

راههای کاهش کوبش :

۱- کاهش زمان تأخیر ←
- افزایش نسبت تراکم
- پاشش ۲ تش زا
- سوخت با عدد ستان بالاتر
- استفاده از شمع گرم کن (glow plug)

۲- کاهش سرعت پاشش سوخت

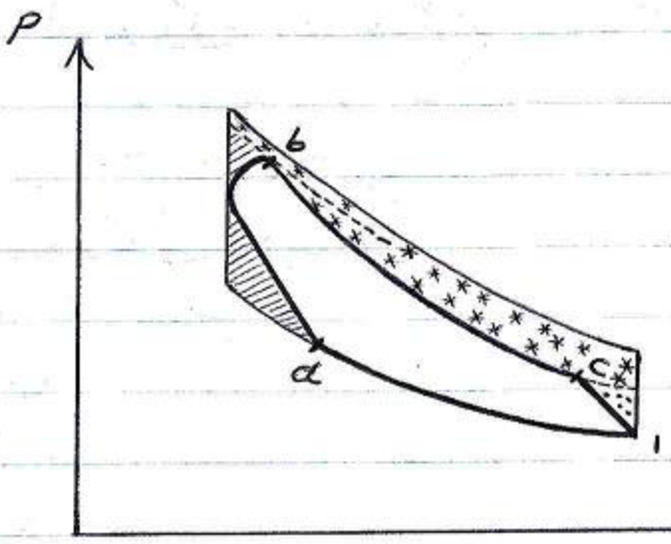
---

* برای بالابردن سرعت احتراق در موتورهای دیزل حرکتهائی در مورد سوخت یا هوا ایجاد می شود :

۱- Swirl (حرکت گردابی) : هنگام ورود هوا به سیلندر.
۲- Air Turbulence : حرکت هوا در طول مرحله تراکم.
۳- Squish : حرکت هوا در انتهای تراکم. (از محیط بطرف مرکز سیلندر).
۴- Comb. Turbule. : حرکت مخلوط سوخت هوا و محصولات در حین احتراق.

اندکی مانده تا : فصل «۶»

سیکل های واقعی :



* تلفات حرارتی
/// تلفات زمانی
::: تلفات اگزوز

۶- مماس بر خط ۲ یزنتروپیک است.

« عوامل ایجاد اختلاف بین سیکلهای واقعی و سوخت - هوا » :

۱- leakage (نشت) (blow by سوخت نشت شده از دیافراگم)
۲- احتراق ناقص (بیشتر در ابتدای کار موتور)
۳- سوختن پیش رونده (progressive burning). صفحه 119 شکل 2-5. یعنی کل احتراق همزمان رخ نمی دهد.
۴- تلفات زمانی (Time Losses) منظور اتلاف کار ناشی از حرکت پیستون در حین احتراق است.
۵- تلفات حرارتی (در حین انبساط بیشترین تاثیر را دارد).
۶- تلفات اگزوز

انواع اندیکاتور برای دیاگرامهای P-V یا P-θ :

۱ - اندیکاتور پیستونی (وات) : دیاگرام P-V را می دهد.
۲ - اندیکاتور با فشار متعادل شده : دیاگرام P-θ را می دهد.
۳ - اندیکاتور الکترونیکی : دیاگرام P-V را می دهد.

تلفات در موتورهای دیزل :

۱ - تلفات تشت
۲ - تلفات زمانی
۳ - تلفات حرارتی
۴ - تلفات اگزوز

فصل « 6 »

ظرفیت هوایی (Air Capacity) :

$$P = j\,Ma\,F\,Qc\,\eta$$

(SI) باء F ثابت و r و تایمینگ جرقه در بهترین حالت (اتمان Max) توان با دبی هوای ورودی تنظیم می شود :

$$P \sim Ma$$

CI) قوان موتور با نسبت سوخت - هوا (F) تنظیم می شود ولی بازاء بهترین حالت F و در دور، فشار و دمای ورودی ثابت در این موتورها هم :

$$P \sim M_a$$

تعاریف :

زمان مکش - زمان بین باز و بسته شدن سوپاپ ورودی.

مخلوط تازه
- SI : سوخت + هوا + بخار آب
- CI : هوا + بخار آب

گاز باقیمانده - گاز هائی که از سیکل قبل باقی مانده.

بار سیلندر - کل محتویات سیلندر پس از بسته شدن سوپاپ.

راندمان حجمی = (جرم مخلوط تازه‌ای که در طی زمان مکش وارد سیلندر می‌شود) / (جرم مخلوط تازه‌ای که بتواند حجم جابجا شده توسط سیلندر را با جرم مخصوص مخلوط تازه پر کند.)

« برای چهار زمانه »

$$e_v = \frac{M_i}{\frac{N}{2} V_d P_i}$$

راندمان حجمی

P_i در ورودی به موتور اندازه گرفته می شود (راندمان حجمی کلی)

P_i در در-پخ ورودی سیلندر اندازه گرفته می شود.

* در موتورهای عادی فرق نمی کند امّا در موتورهای سوپرشارژ باید در حالت دوّم حساب کنیم، که تنها اثر پیستون را در نظر بگیریم و اثر کمپرسور بر محاسبه راندمان حجمی اعمال نشود.

معمولاً : $\frac{\dot{M}_i}{P_i} \approx \frac{\dot{M}_a}{P_\infty}$ ⟶

$$e_v = \frac{2\dot{M}_a}{N V_d P_a}$$

A_p - سطح مقطع پیستون
S - کورس پیستون (ارتفاع بین نقاط مرگ بالا و پایین)

$(V_d = A_p S)$

(سرعت خطی پیستون) : $S = 2NS \rightarrow S = \frac{S}{2N}$

$$V_d = A_p S / 2N$$

$$e_V = \frac{2\dot{M}_a}{N\rho_a \cdot \frac{A_P S}{2N}} \longrightarrow$$

$$e_V = \frac{4\dot{M}_a}{\rho_a A_P S}$$

مخلوط تازه = هوا + سوخت + بخار آب

* از قانون دالتون :

$$P_i = P_a + P_f + P_W$$

$$N_T = N_a + N_f + N_W \quad \text{(نسبتهای مولی)}$$

$$\frac{P_a}{P_i} = \frac{N_a}{N_T} \quad \text{و} \quad \frac{P_f}{P_i} = \frac{N_f}{N_T} \quad \text{و}$$

$$\frac{P_W}{P_i} = \frac{N_W}{N_T} \longrightarrow \text{جا بگذاری}$$

$$\begin{cases} \frac{P_a}{P_i} = \frac{P_a}{P_a + P_W + P_f} \\ \frac{P_a}{P_i} = \frac{N_a}{N_a + N_W + N_f} \end{cases}$$

ولی می‌دانیم که : $N = \frac{M}{m}$

$$\frac{\rho_a}{\rho_i} = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{m_w}\cdot\left(\frac{M_w}{M_a}\right) + \frac{m_a}{m_f}\cdot\left(\frac{M_F}{M_a}\right)}$$

h (نسبت رطوبت)

F_i (نسبت سوخت کاری وهوا)

$$\left.\begin{aligned} \frac{\rho_a}{\rho_i} &= \frac{1}{1 + 1.6\,h + \left(\frac{29}{m_f}\right) F_i} \\ \text{چون}: \quad \rho_i &= \frac{R\,T_i}{29\,P_i} \end{aligned}\right\} \longrightarrow$$

$$\rho_a = \frac{29\,P_i}{R\,T_i}\left[\frac{1}{1 + 1.6h + (29/m_f)\,F_i}\right]$$

$$\frac{\rho_a}{\rho_i} = \frac{RT_i\,/29\,P_a}{RT_i/29\,P_i} = \frac{\rho_i}{\rho_a} \longrightarrow$$

$$\rho_a = \rho_i\,\frac{\rho_i}{\rho_a}$$

* با قرار دادن مقدار (ρ_a) :

$$\rho_a = \frac{29\,P_a}{R\,T_i} = \frac{29\,P_i}{R\,T_i}\left[\frac{1}{1 + 1.6h + (29/m_f)\,F_i}\right]$$

M_f - از جدول ۱-۳

مقدار F_i - حتماً برای سوخت گازی است نه مایع

* هنگامی که رطوبت کم بوده و یا سوخت سنگین است و در مورد - سوختهای مایع مقدار داخل کروشه را تقریباً (1) در نظر - می گیریم :

$$P_a = \frac{29\ P_i}{R\ T_i}$$

$$e_v = \frac{4\ \dot{M}_a}{P_a\ A_p\ \Lambda} \longrightarrow \dot{M}_a = \frac{e_v\ P_a\ A_p\ \Lambda}{4}$$

$$P = J\ \dot{M}_a\ F\ \theta_c\ \eta \longrightarrow P = \frac{J}{4}\ e_v\ P_a\ A_p\ \Lambda\ (F\theta_c\eta)$$

توان

$$J = \frac{778}{33\,000}\ hp$$

(در فرمول فوق باید تبدیل واحدها حتماً رعایت شود)

$$imep = \frac{(P/N/2)}{V_d} = \frac{2P}{N.\ V_d}$$

$$V_d = A_p.S \qquad \text{سرعت پیستون } \Lambda = 2NS \longrightarrow$$

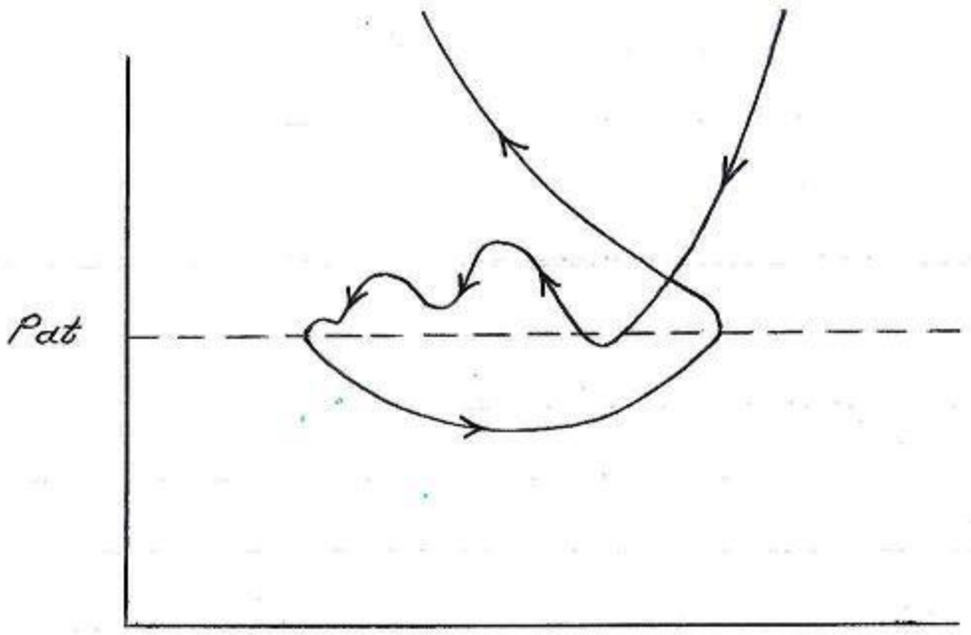
$$V_d = A_p\ \frac{\Lambda}{2N} \longrightarrow imep = J\ e_v\ P_a\ (F\theta_c\eta)$$

$$J = \frac{778}{144}\ psi$$

(باید بر 144 تقسیم کرد تا psi شود)

روش تخمین (راندمان حجمی) برای یک موتور معلوم یا در حال طراحی

* در صفحه (167) دیاگرام مراحل مکش و تخلیه یک موتور ارائه شده. می‌توان از این دیاگرام برای تخمین استفاده کرد.



* صفحه 547 (رابطه 37 - پ)

* روش دیگر استفاده از متدهای آنالیز ابعادی است (ص ۱۷۶) :

نتایج آنالیز ابعادی برحسب عوامل مؤثر در راندمان حجمی نشان می دهد که :

$$e_V = \phi\left(\frac{V}{\alpha}, \frac{Pe}{Pi}, \frac{\alpha LP}{\mu g_0}, \frac{TiCp}{F\theta c}, \frac{TcCp}{F\theta c}, F, R_1, \ldots R_n\right)$$

$\frac{u}{a}$ عدد ماخ است. u سرعت Max و a سرعت صوت است.

* بین ورود به سیلندر و داخل آن :

$Ap \cdot D = Ai \cdot u\, Ci$

سرعت سیال در حین ورود به سیلندر از طریق سوپاپ ورود

ضریب جریان سیال در حین عبور از سوپاپ ورودی

$$u = \frac{Ap D}{Ai} = \frac{\pi/4\, b^2}{\pi D^2/4}$$

b - قطر داخلی سیلندر (bore)
D - قطر دهانه سوپاپ ورودی

$$u = \left(\frac{b}{D}\right)^2 \frac{D}{Ci}$$

(سرعت در ورود Max است)

* شاخص ماخ ورودی (inlet Mach Index) :

$$Z = \frac{u}{a} = \left(\frac{b}{D}\right)^2 \frac{D}{Ci\, a}$$

$\frac{a L P}{\mu g}$: عدد رینولدز.

$\frac{Ti\, \varphi}{F \theta c}$: اثر دمای ورودی را نشان می دهد.

$\frac{Tc\, \varphi}{F \theta c}$: اثر دمای سیال خنک کن (روش خنک کاری) را بر راندمان حجمی نشان می دهد.

F : نسبت سوخت - هوا

R_1 و ... و R_n : پارامترهای طراحی

برآورد ظرفیت هوا پذیری :

۱ - سرعت و شرایط اتمسفریکی را بدست آورید که طی آن ظرفیت هوا پذیری Max است.

۲ - قطر سوپاپها و ضرایب جریان را بدست آورید (اگر قبلاً تعیین نشده) .

$$Z = \left(\frac{b}{D}\right)^2 \left(\frac{D}{c_i a}\right)$$

b مناسب بدست می آید ⟵ $Z = 0.5 - 0.6$

(قطر دهانه سوپاپ خروجی 60% ورودی است)

۳ - به ازاء مقدار انتخاب شده Z راندمان حجمی مبنائی (e_{VB}) از شکل مناسبی در این فصل بدست می آید

$Z < 0.5$: شکل 6.16 (مانیفولد کوتاه)

$Z > 0.5$: شکل 6.13 (" ")

برای مانیفولد ورودی بلند : شکل 6.27

۴ - با استفاده از رابطه زیر راندمان حجمی بند (۳) را تصحیح کنید :

$$\frac{eV}{eV_6} = \sqrt{\frac{T_i}{T_{i6}}} \left(\frac{T_{c6} + 2000}{T_c + 2000} \right) K_P \cdot K_f \cdot K_{IC} \cdot K_{IP}$$

تصحیح برای دمای ورودی

تصحیح برای دمای خنک کن

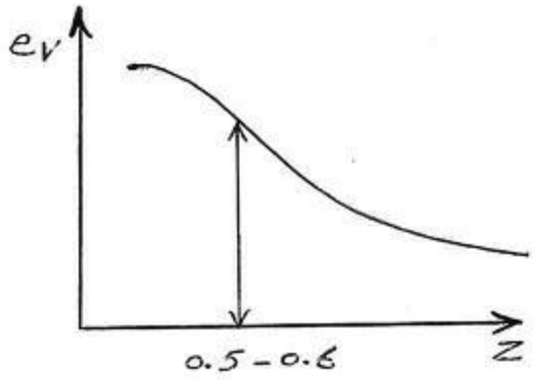
- K_P - تصحیح برای $\frac{P_e}{P_i}$ (شکل ۶-۴ و ۶-۲۲)
- K_f - " " F (شکل ۶-۱۸)
- K_{IC} - " " زمان بسته شدن سوپاپ ورودی (شکل ۶-۲۳)
- K_{IP} - " " مانیفولد ورودی بلند (شکلهای ۶-۲۶ و ۶-۲۷)

مسئله - یک موتور دیزل چهار زمانه پرخوانی نشده با شرایط اولیه زیر مفروض است :

$V = 16$
$n = 8$ (تعداد سیلندر)
$b = 5''$ (قطر داخلی سیلندر)
$S = 7''$ کورس
$N = 1200\ rpm$
$F_r = 0.7$
$T_i = 520^\circ R$

$P_i = 4.7\ psi$
$\frac{P_e}{P_i} = 1$
$T_c = 600^\circ R$ (خنک کن)

به ازای Min قطر سوپاپ ورودی مجاز اگر طول لوله مانیفولد ورودی کوتاه بوده ، زاویه رمی هم افتادگی سوپاپ (زاویه جایی) 90° بوده و سوپاپ ورودی با 60° تغییر نسبت به نقطه مرگ پایین بسته شود بازده حجمی ، توان واقعی ، iSFC و iMep را بیابید.

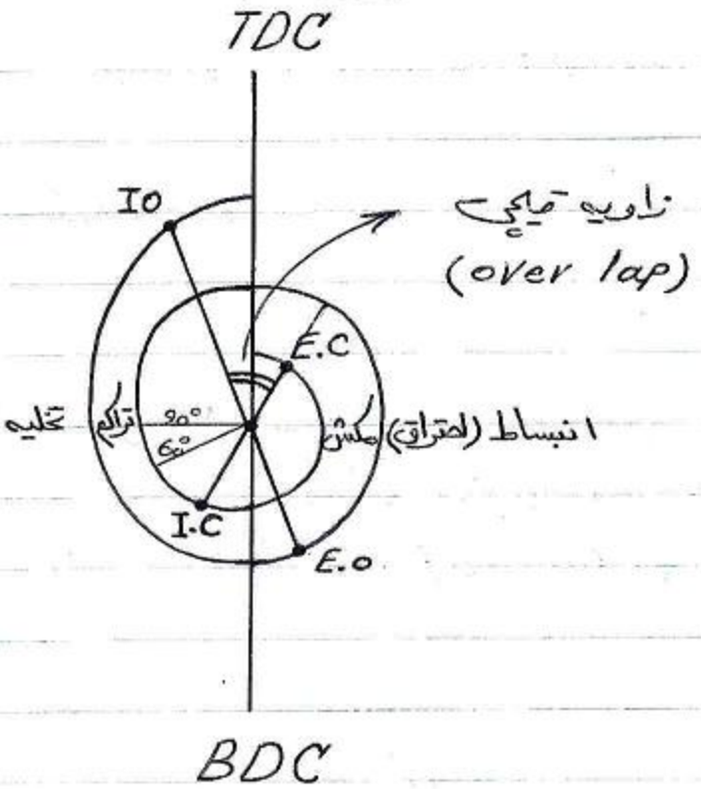


$Z = 0.6$

* اگر اطلاعات داده شده جود براساس $Z = \left(\frac{L}{D}\right)^2 \frac{D}{C_i \alpha}$) مقدار Z را حساب می کنیم ولی اگر نبود معمولاً در حدود 0.5 یا 0.6 در نظر می گیریم ؛ در شکلهائی مثل ۶-۱۶ باید به اطلاعات داده شده در زیر نمودار توجه کرد. همینطور در صفحه پشت آن.
این اطلاعات را (مبنا) می گویند.

- BTC - قبل از نقطه مرگ بالا
- ATC - بعداز نقطه مرگ بالا
- BBC - قبل از نقطه مرگ پایین
- ABC - بعد از نقطه مرگ پایین
- Io - زمان باز شدن سوپاپ ورودی (Inlet open)
- Bo - (exhust open)

* برای یک موتور چهار زمانه :



* مکش و تراکم روی یک دایره است (360°)
* احتراق و تخلیه روی یک دایره است (360°)

720°

(در موتور دوزمانه هر چهار مرحله روی یک دایره 360° است)

۲- شکل قابل استفاده ما شکل ۶-۱۳ یا ۶-۱۶ است. مثلاً از شکل ۶-۱۶ استفاده می کنیم و به ازای $Z = 0.6$ داریم :

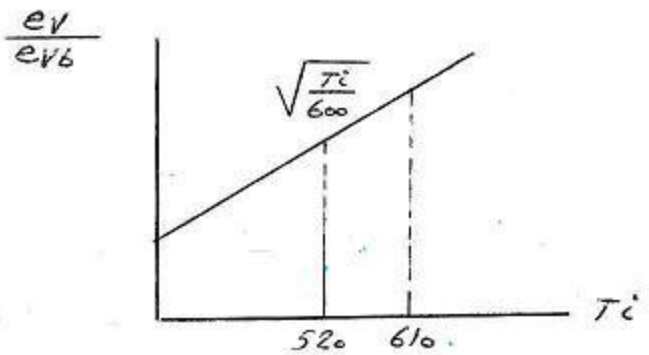
$$e_{V6} = 0.83$$

* براساس اطلاعات مبنای زیرنویس منحنی ۶-۱۶ تصحیح می کنیم :

تصحیح برای حمای ورودی : $\sqrt{\frac{520}{610}} = 0.925$

تصحیح برای حمای خنک کن : $\frac{640 + 2000}{600 + 2000} = 1.015$

بجای فرمولها می توان از منحنیهای 6-19 و 6-20 استفاده کرد. مثلاً منحنی 6-19 دارای معادله $\sqrt{\frac{Ti}{600}}$ است لذا باید یکبار برای حمای ورودی 520° و یکبار به ازای 610° می خوانیم و برهم تقسیم می کنیم.



---

* زاویه تیمی (over lap): زاویه‌ای از میل لنگ است که طی آن هر دو سوپاپ باز هستند. این حالت لازم است تا گازهای باقیمانده خارج شوند. در موتورهای بنزینی - چون سیال ورودی مخلوط سوخت و هوا است زیاد بودن زاویه تیمی موجب تلفات سوخت می شود امّا در موتورهای دیزل اینطور نیست. در موتورهای بنزینی حداکثر 80° و در دیزل حتی تا 170° است.

* اگر زاویه تیمی کوچک باشد (10°-6°) از شکل 6-24 ضریب تصحیح (Kp) بدست می آید ولی برای زاویه تیمی بزرگ از شکل 6-22 استفاده می کنیم.

راندمان ماندگی :

$$\Lambda = \frac{\text{جرم تازه با قیمانده در سیلندر}}{\text{جرم تازه فراهم شده}} = \frac{M'a}{Ma}$$

(Λ میزان تلفات را بر اثر زاویه تیچی نشان می دهد)

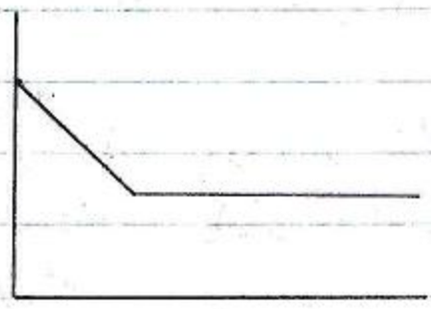
($e_{v'}$ راندمان حجمی براساس جرم باقیمانده در سیلندر است)

* در شکل ۶-۲۲ نزدیکترین (زاویه و z) را در انتخاب مقدار مناسب در نظر می گیریم ، از نکته بالای شکل ۶-۲۲ ضریب تصحیح (K_P) را می دهد :

$\frac{P_e}{P_i} = 1$
$0.7 = 90°$
$z = 0.6$
$\xrightarrow{۶-۲۲}$ $K_P = 1.046$

$\Lambda = 1 \rightarrow e_v = e_{v'}$

(K_F) از شکل ۶-۱۸ :



* یکبار به ازای Fr مسئله می خوانیم و یکبار به ازای Fr مبنا - در زیر شکل ۶-۱۶ می خوانیم (چون پارامترهای شکل ۶-۱۶ و ۶-۱۸ متفاوت است) و حاصل را برهم تقسیم می کنیم

همواره این طور است که به ازای مبنا و صورت مسئله خوانده و برهم تقسیم می کنیم :

$$\left.\begin{matrix} F_{R6} = 1.1 \\ F_R = 0.7 \end{matrix}\right\} \rightarrow K_F = \frac{1.013}{1} = 1.013$$

---

* (K_{IC}) از شکل ۲۳-۶ تصحیح می شود : یکبار به ازای 60° صورت مسئله می خوانیم و یکبار به ازای 50° مبنا که زیرنویس شکل ۱۶-۶ است می خوانیم و برهم تقسیم می کنیم : (تمام شرایط Base مال شکلی است که راندمان همه را آنان بدست آورده ایم ۱۶-۶ یا ۱۳-۶)

$$K_{IC} = \frac{(e_V/e_{V6})_{60°}}{(e_V/e_{V6})_{50}}$$

$$K_{IC} = \frac{1.008}{1.005} \approx 1$$

---

* مانیفولد ورودی کوتاه است پس : ($K_{IP} = 1$)

* اگر بلند بود از شکلهای ۲۶-۶ یا ۲۷-۶ یکبار برای شرایط مسئله و یکبار برای شرایط مبنا خوانده و برهم تقسیم کرده و (K_{IP}) را می یابیم .

** با اعمال ضرایب تصحیح در فرمول اصلی : $e_V = 0.821$

تلفات حرارتی :

۱ - تلفات حرارتی در طول تراکم و انبساط
۲ - " " از طریق آب خنک کن
۳ - " " از طریق روغن
۴ - " " ناشی از اصطکاک

---

* در سیستم انگلیسی :

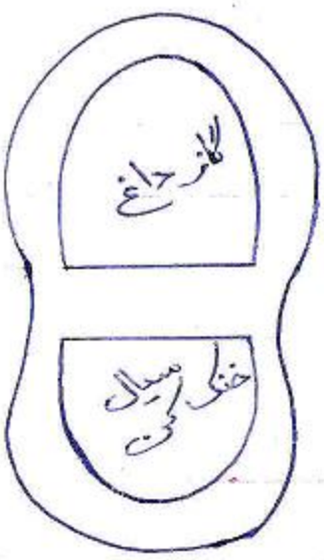
$$* Nu = C \left(\frac{G L_c}{\mu g_0} \right)^n \left(\frac{\mu C_p g_0}{K} \right)^m$$

$g_0 = 32.2 \ \frac{ft}{s^2}$

$G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho . V$ ← « سرعت جرمی »

---

* فرض می کنیم موتور یک مبدل حرارتی است :

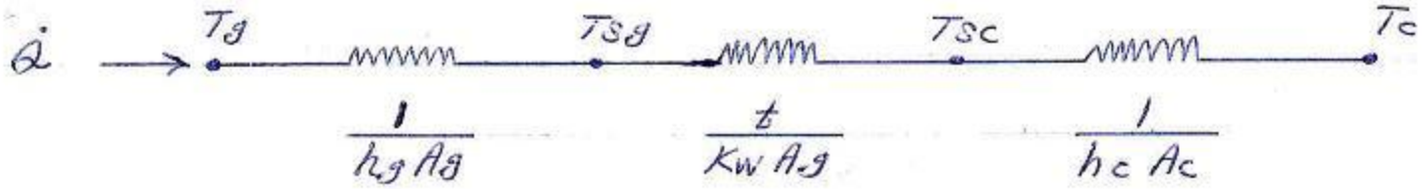


T_g دمای گاز
T_c دمای خنک کن
T_{sg} دمای سطح سمت گاز
T_{sc} دمای سطح سمت خنک کن
h_g ضریب جابجائی گاز
h_c ضریب جابجائی خنک کن

K_W - ضریب هدایت سطح
t - ضخامت سطح
A_g - سطح سمت گاز
A_c - سطح سمت خنک کن
$\dot{Q}$ - تبادل حرارت بین گاز و خنک کن

$$\dot{Q} = \frac{T_g - T_c}{\left(\frac{1}{h_g A_g} + \frac{t}{K_W A_g} + \frac{1}{h_c A_c} \right)}$$

* در مقایسه با قانون اهم ($I = \frac{\Delta V}{\sum R}$) :



1 - انتقال حرارت از واحد سطح :

$$\frac{\dot{Q}}{A_g} = h_g (T_g - T_{sg})$$

2 - دمای سطح سمت گاز :

$$\frac{T_{sg} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{\frac{t}{K_W A_g} + \frac{1}{h_c A_c}}{\frac{1}{h_g A_g} + \frac{t}{K_W A_g} + \frac{1}{h_c A_c}}$$

بصورت بدون بعد

3 - اختلاف دما در عرض سطح :

$$\frac{T_{sg} - T_{sc}}{T_g - T_c} = \frac{\frac{t}{K_w A_g}}{\frac{1}{h_g A_g} + \frac{t}{K_w A_g} + \frac{1}{h_c A_c}}$$

انتقال حرارت در موتورها :

1- مقدار قابل ملاحظه‌ای از انتقال حرارت از طریق تشعشع ناشی از شعله احتراق صورت می گیرد.

2- شدت انتقال حرارت ثابت نیست.

3- شکل هندسی سیستم متغیر است (بالا و پایین رفتن پیستون).

4- دمای گاز در نقاط مختلف فرق می کند.

5- دمای سطوح داغ و خنک کن از نقطه‌ای به نقطه دیگر متغیر است.

6- مقداری از حرارت از طریق پیستونها ایجاد می شود.

7- ضریب هدایت جدار سیلندر با توجه به ذرات ته نشین شده روی و قبل روغن فرق می کند.

8- حرارت همیشه از جای گرمتر به جای سرد تر منتقل می شود (مثلاً

درهنگام ورود مخلوط تازه حمای جدار بیشتر است و انتقال حرارت از جدار به مخلوط رخ می دهد و پس از احتراق جهت انتقال - حرارت معکوس می شود).

با فرض :

- A_g - سطح سیلندر در طرف گاز
- A_c - سطح سیلندر در طرف خنک کن
- t - ضخامت سیلندر
- K_w - ضریب هدایت سیلندر
- b - قطر سیلندر بعنوان بعد مشخصه

$$\frac{hb}{K} = C Re^{n} Pr^{m} = K' Re^{n}$$

$$K' = C Pr^{m} \longrightarrow$$

$$h = \frac{K K' Re^{n}}{b}$$

* با جرقه زدن :

$$h_g = \frac{(K K' Re^{n}) g}{b}$$

$$h_c = \frac{(K K' Re^{n}) c}{b} \longrightarrow$$

1- حرارت از واحد سطح :

$$\frac{\dot{Q}}{A_g} = \frac{\frac{K_g}{b}(T_g - T_c)}{\frac{1}{(K' Re^n)_g} + \frac{t K_g}{b K_W} + \left[\frac{A_g}{A_c}\ \frac{K_g}{(k K' Re^n)_c}\right]}$$

2- دمای سطح داغ داخلی :

$$\frac{T_{sg} - T_c}{T_g - T_c} = \frac{\frac{t K_g}{b K_W} + \frac{A_g}{A_c}\left[\frac{K_g}{(k K' Re^n)_c}\right]}{\frac{1}{(K' Re^n)_g} + \frac{t K_g}{b K_W} + \frac{A_g}{A_c}\left[\frac{K_g}{(k K' Re^n)_c}\right]}$$

3- اختلاف دما در دیواره :

$$\frac{T_{sg} - T_{sc}}{T_g - T_c} = \frac{\frac{t K_g}{b K_W}}{//}$$

الف - مقدار $\frac{\dot{Q}}{A_g}$ باید Min باشد تا راندمان Max شود.

ب - T_{sg} با توجه به جنس سیلندر و ساقه سوپاپ محدود می‌شود (با دانستن آن می‌توان جنس را انتخاب کرد).

ج - $T_{sg} - T_{sc}$ هم با توجه به تنشهای حرارتی محدود می‌شود. (اگر زیاد باشد تنش حرارتی از حد مجاز می‌گذرد)

نقاطی که بیشتر در معرض حمای بالا هستند :

۱ - سر شمع
۲ - سوپاپ دود (یا پلهای درجه اگزوز در موتورهای دو زمان) .
۳ - تاج (سر) پیستون

* آلومینیم انتقال حرارت را بیشتر می کند امّا عیوب زیر را دارد :

الف - مقاومت کمتر
ب - ضریب انبساط بیشتر
ج - سختی کمتر

* برای محاسبه انتقال حرارت در موتورها با معرفت ضریب کلی انتقال حرارت h_c از رابطه زیر می توان استفاده کرد :

$$\dot{Q} = h_c A_p (T_g - T_c)$$

$A_p = \frac{n \pi b^2}{4}$

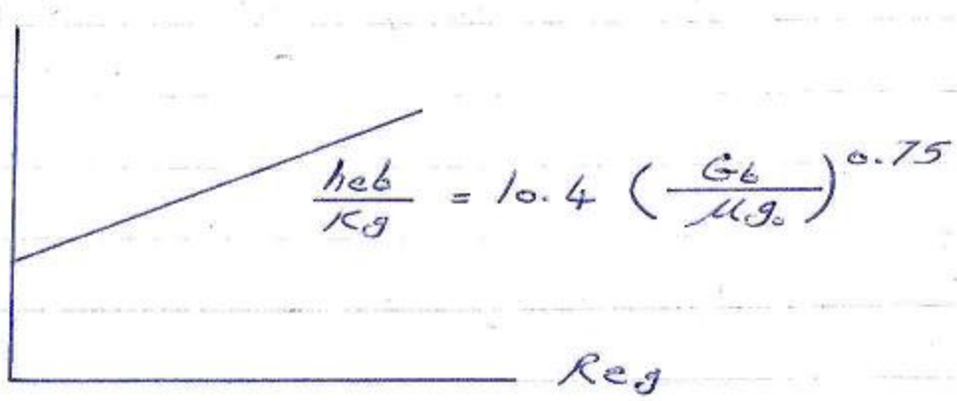
b - قطر سیلندر
n - تعداد سیلندر

$h_c = \phi \left(\frac{G b g}{\mu g_0} \right)$

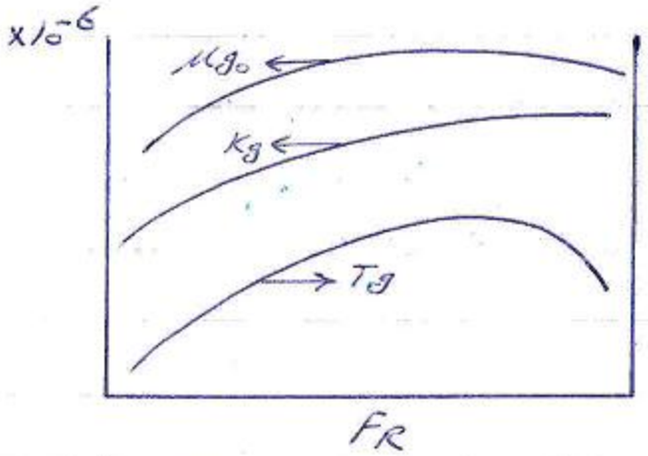
خواص همه در سمت گاز خوانده می شود .

* از معادلات 8.11 و 8.12 برای تخمین انتقال حرارت از سیلندر مورد استفاده قرار می گیرد. در استفاده از این شکل بر اساس Re سمت گاز می توان Nu را یافت (شکل 8-11).

(8 - 11)



(8 - 12)



گرمای داده شده به خنک کن + گرمای داده شده به روغن = Q_i
حرارت ناشی از اصطکاک پیستون −

* در شکل 8-12 اگر دمای ورودی $80^{\circ}F$ نباشد باید T_g تصحیح شود:

$$T_g = T_{g80} + 0.35\,(T_i - 80)$$

بر اساس $T_i = 80$

۱- پارامتر اتلاف حرارتی از واحد سطح :

$$\begin{cases} \frac{\dot{Q}}{A_P} = K_e \, G^{0.75} \, (T_g - T_c) \\ K_e = 10.4 \, \frac{K_g}{b} \left(\frac{b}{\mu_{g_0}} \right)^{0.75} \end{cases}$$

۲- پارامتر اتلاف حرارتی نسبت به حرارت ناشی از احتراق : $\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_F}$

$$\dot{Q}_F = \dot{M}_F Q_c = F \dot{M}_a Q_c$$

$$(\text{سرعت جرمی}) \; G = \frac{\dot{M}_a + \dot{M}_F}{A_P} = \dot{M}_a \frac{(1+F)}{A_P}$$

$$\dot{M}_a = \frac{G A_P}{1+F}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_F}{A_P} = \left(\frac{F}{1+F} \right) G \right)$$

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_F} = K_e \left(\frac{1+F}{F Q_c} \right) G^{-0.25} \, (T_g - T_c)$$

۳- پارامتر نسبت اتلاف حرارتی به توان موتور : $\left(\frac{\dot{Q}}{P} \right)$

$$P = J \ddot{M} F Q_c \eta = J \dot{Q} F \eta \longrightarrow$$

$$\frac{J\dot{Q}}{P} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_F \eta}$$

مسئلهٔ قبلی - ادامه حل :

$$e_v = e_v' = 0.821$$

$$A_p = n \frac{\pi b^2}{4} = 8 \frac{\pi (\frac{5}{12})^2}{4} = 1.091 \quad ft^2$$

$$P_a = \frac{29 P_i}{R T_i} = \frac{29 (14.7 \times 144)}{1545 \ (520)}$$

تبدیل psi به $\frac{lb}{ft^2}$

$$P_a = 0.076 \quad lbm / ft^3$$

$$P_i = \frac{J}{4} A_p D P_a e_v' F Q_c \eta_i$$

$$\begin{cases} r = 16 \\ FR = 0.7 \end{cases} \xrightarrow{\text{فرض}} \begin{cases} \frac{P_3}{P_i} = 70 \\ \xrightarrow[\text{شکل } 4.6]{} \eta_{io} = 0.53 \end{cases}$$

روش حدس η_i :

(اگر موتور SI بود از 4.5)

معمولاً : $\eta_i = 0.85 \eta_{io} = 0.45$

$$P_i = \frac{778}{4 \times 33000} (1.021)(1400)(0.076)(0.821)\left[(0.7 \times 0.0678)\, 19.35\, (0.45)\right]$$

$$P_i = 228.08 \text{ iHP}$$

$$iSFC = \frac{2545}{Q_c \eta_i} = \frac{2545}{(19.35)(0.45)}$$

$$iSFC = 0.297 \text{ lbm / hP_hr}$$

$$imep = J P_a e_v' (.F Q_c \eta_i)$$

$$imep = \frac{778}{144} (0.076)(0.821)[\ \text{〃}\ \text{〃}\ ]$$

$$imep = 136.9 \text{ psi}$$

مسئله - با توجه به شرایط مسئله فوق مقدار حرارت تلف شده در این موتور را تعیین کنید.

$FR = 0.7 \xrightarrow{\text{8-12 جدول}}$

$$\begin{cases} T_{g_{80}} = 613\ ^\circ F \\ K_g = 7.6 \times 10^{-6}\ \frac{Btu}{s\text{-}ft\text{-}F^\circ} \\ \mu_{g_o} = 18.1 \times 10^{-6}\ \frac{lbm}{s} \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_i = 520^\circ R = 60^\circ F \\ T_g = T_{g60} + 0.35\,(T_i - 80) \\ T_g = 620 + 0.35\,(60 - 80) \\ T_g = 613 \end{cases}$$

∴ T_g يحسب

$$Re = \frac{G_b}{\mu_{g_o}}$$

$$G = \frac{\dot{M}_a\,(1+F)}{A_P} = \frac{\dot{M}_F\,(1+F)}{F\,(A_P)}$$

$$iSFC = \frac{\dot{M}_F}{P_i\,(3600)} \longrightarrow \dot{M}_F = 0.0188\ \frac{lbm}{s}$$

$$G = \frac{0.0188\,(1 + (0.7 \times 0.678))}{(0.7 \times 0.0678)\,(1.091)}$$

$$G = 0.38\ \frac{lbm}{s\text{-}ft^2}$$

$Re = 8748$

$\xrightarrow{\text{8-11 جدول}}$ $\frac{h_{eb}}{K_g} = 9250$

$$he = \frac{7.6 \times 10^{-6} \ (9250)}{5/12} = 0.169 \ \frac{Btu}{S.ft^2 F^\circ}$$

$$Q = he \, Ap \ (Tg - Tc)$$

$$Q = 0.169 \ (1.091) \ (613 - 140) \longrightarrow$$

$$Q = 87.21 \ Btu/S$$

فرشاد سرایی- مهندس پایه یک تاسیسات مکانیکی
طراحی- نظارت- اجرا
نظام مهندسی: ۱۰-۴۰-۱۷۲۷۶
پروانه مهندسی: ۱۰-۴۰۰-۲۸۱۵
شماره شهرسازی: ۱۰۴-۰۱۲۲۲

جزوه آموزشی درس موتورهای احتراق داخلی آقای دکتر کورش امیراصلانی تبریز
دانشگاه آزاد اسلامی واحد جنوب تهران – دانشکده فنی (۱۳۷۳)

اصطلاک در موتورها (تلفات موتور)

انواع تلفات در موتورها :

۱- تلفات مکانیکی - تلفات ناشی از اجزاء مکانیکی موتورها که عمدتاً مربوط می شود به اصطلاک در یاتاقانها و سیلندر . (P_m)

۲- تلفات پسماند - توانی از موتور که صرف مکش یا تخلیه گازها از سیلندر میشود (در موتورهای ۲ زمانه صفر است) . (P_p)

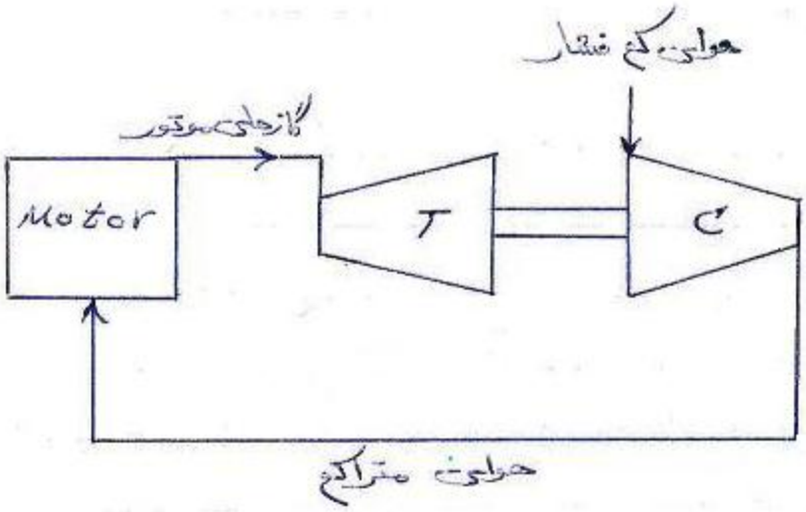
۳- تلفات کمپرسور - در موتورهای پرخوانی شده (سوپرشارژ) و موتورهای دوزمانه توانی از موتور است که صرف گرداندن کمپرسور می شود (در موتورهای ۴زمانه غیر سوپرشارژ صفر است) . (P_c)

۴- تلفات فرعی (Auxiliary) - توانی از موتور که صرف گرداندن اجزاء موتور مثل پمپ آب ، پمپ روغن ، دینام ، پروانه و ... می شود. (P_a)

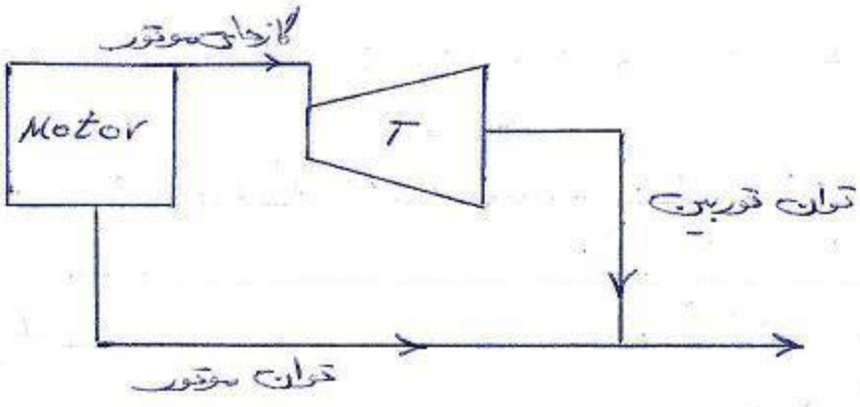
P_t (توان توربین) : در موتورهای توربوشارژ شده (در سوپر شارژ موتور توربین را چرخانده و توربین

کمپرسور را می گرداند و کمپرسور هوا را متراکم کرده و لذا راندمان - حجمی بالا می رود) که حالت خاصی از سوپرشارژ است گازهای خروجی موتور توربین را می چرخانند و توان توربین به توان شفت موتور اضافه می شود که این حالت را (توربوشارژ) گویند . در این - حالت توان توربین با توان موتور جمع می شود ولی در موتورهای - سوپرشارژ که توربین به کمک گازهای خروجی موتور تنها کمپرسور را - می گرداند توان توربین و کمپرسور برابر بوده و جمع آن صفر - است .

(سوپرشارژ)



(توربوشارژ)



(توان کل)

$$P_i - P_f = P_m + P_c + P_p + P_a - P_t$$

$$* \quad fmep = \frac{(2 \text{ یا } 4)\, P_f}{Ap \cdot S}$$

$$imep - bmep = fmep$$

$fmep$ ناشی از اصطکاک

$$fmep = mmep + cmep + pmep + amep - tmep$$

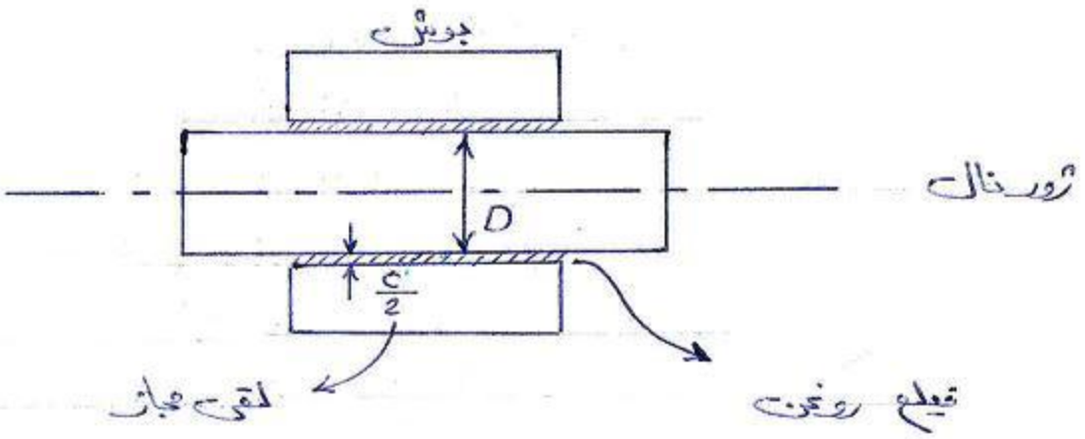
ناشی از اصطکاک	$fmep$
ناشی از تلفات مکانیکی	$mmep$
ناشی از تلفات کمپرسور	$cmep$
ناشی از تلفات پمپاژ	$pmep$
ناشی از تلفات فرعی	$amep$
توان تولید شده توسط توربین تقسیم بر حجم جابجا شده متوسط موتور.	$tmep$

$$\text{(راندمان مکانیکی)} \quad \eta_m = \frac{P_b}{P_i} = \frac{bmep}{imep} = \frac{isfc}{bsfc}$$

$$\begin{cases} \eta_m = 0 & \text{موتور تحت بار نباشد} \\ \eta_m > 1 & \text{در برخی موتورهای توربوشارژ} \end{cases}$$

انواع تلفات اصطکاکی مکانیکی :

۱- تلفات هیدرودینامیکی یا لایه سیال (Fluid Film)
۲- تلفات لایه جزئی (Partial Film)
۳- تلفات غلطکی (Rolling)
۴- تلفات خشک (Dry)



$$\frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \qquad (A = \pi D L)$$

$$\frac{F}{A} = \mu \frac{2\pi D N}{c}$$

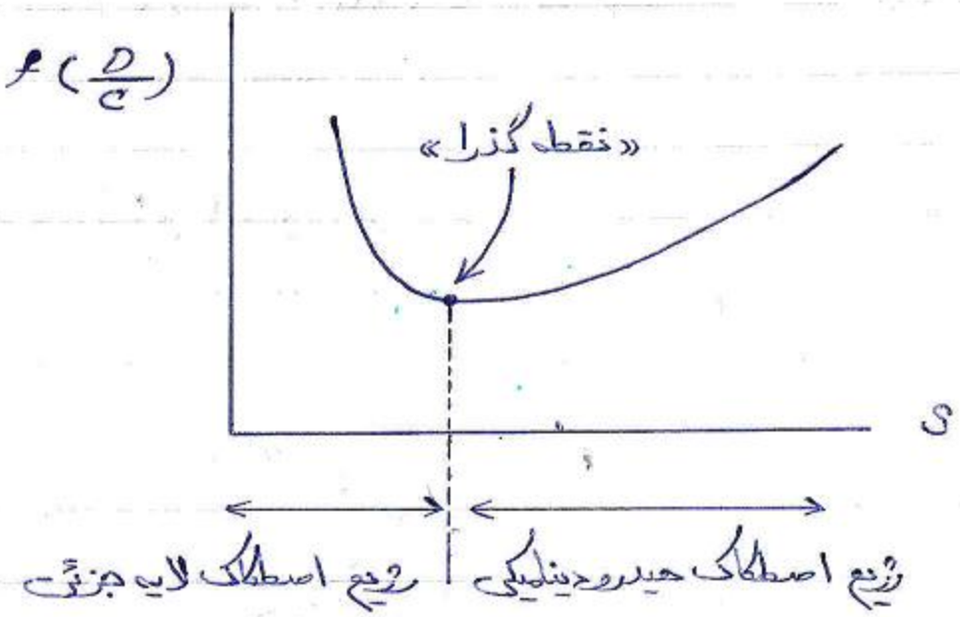
ضریب اصطکاک $= f = \frac{F}{W}$ ← بارعاده بر یا تاقان

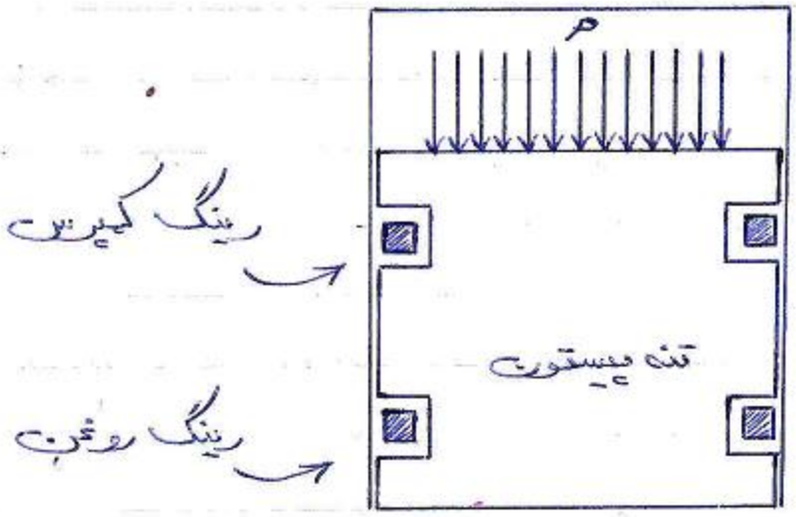
فشار $p = \frac{W}{D \cdot L}$ ← سطح تصویر شده

$$f\left(\frac{D}{c}\right) = 19.7\left[\frac{\mu N}{P}\left(\frac{D}{c}\right)^2\right]$$

معادلهٔ پتروف

$\frac{\mu N}{P}\left(\frac{D}{c}\right)^2 \leftarrow$ Sommerfield factor (عدد سامرفیلد)

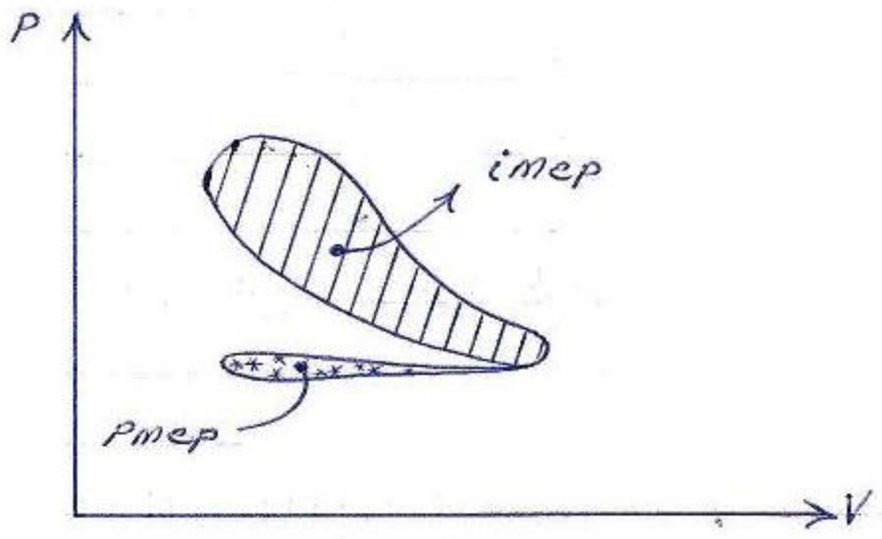




تلفات مکانیکی:
- $\frac{1}{4}$ یاتاقانها
- $\frac{3}{4}$ پیستونها
  - رینگها
  - تنه

روشهای اندازه گیری تلفات :

۱- روش دیاگرام اندیکاتور :



موتور چهار زمانه پرخورانی نشده

$$imep - bmep = fmep = amep + pmep + mmep$$

- imep: از دیاگرام اندیکاتور
- bmep: از دینامومتر
- fmep: از دیاگرام اندیکاتور
- amep: دستگاههای فرعی را در هنگام تست از موتور باز می کنند و جداگانه ۲ تها را مکار می اندازند.
- pmep: از دیاگرام اندیکاتور
- mmep

* لذا از فرمول فوق (mmep) محاسبه می شود.

---

۲ - آزمون موتور گردانی (Motoring test) :

پس از ایجاد شرایط کارکرد عادی موتور ناگهان جریان سوخت قطع شده و موتور توسط یک الکتروموتور گردانده میشود. توان الکتروموتور که صرف راندن موتور میشود همان تلفات موتور است. گاهی ممکن است از الکتروموتور استفاده نشود بلکه در یک موتور فرضاً ۴ سیلندر یکی از سیلندرها را از کار بیندازند و به مزیت این کار را انجام دهند و تفاوت قدرت حاصل را با قدرت کل مقایسه کنند و تلفات مکانیکی را برای هر یک از سیلندرها می یابند. اگر هم تجهیزات روی موتور باشند و آزمون فوق انجام شود (fmep) را می دهد اگر دستگاههای فرعی باز شوند $amep = 0$ می شود، اگر سر سیلندر هم برداشته شود $pmep = 0$ می شود و اگر پیستونها هم برداشته شود mep ناشی از پیستون صفر می شود لذا در مجموع روش بسیار مفیدی است.

محاسبه pmep : در حالت ایده آل :

$$\begin{cases} \text{مکش } mep = p_i \\ \text{تخلیه } mep = p_e \end{cases}$$

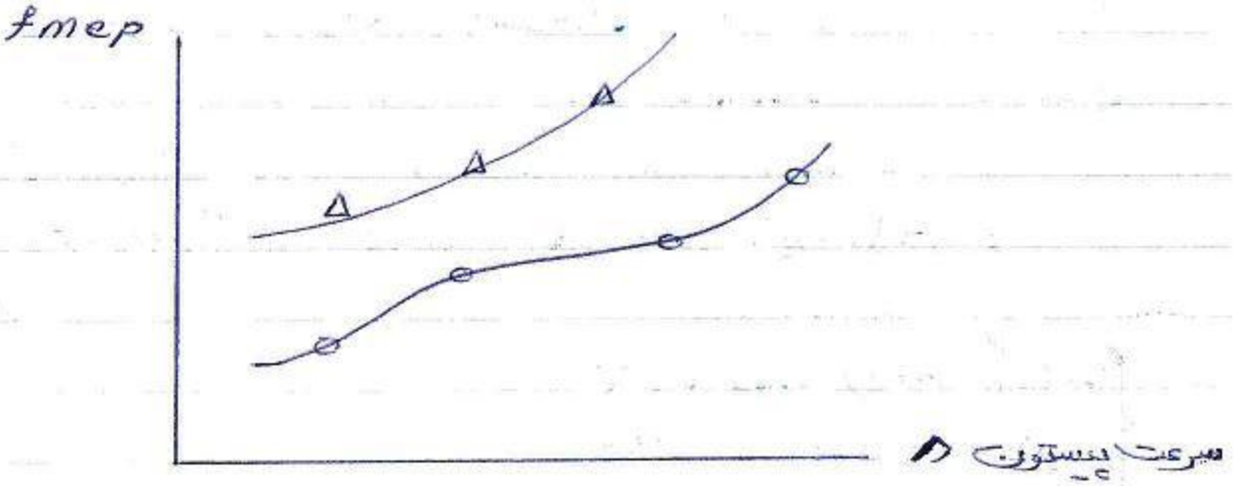
$$pmep = p_e - p_i$$

* شکلهای (9.17 و 9.18) بر اساس اصول تشابه ابعادی (α_e) و (α_i) را بدست می دهند و در حالت واقعی :

$$P_{mep} = \alpha_e P_e - \alpha_i P_i$$

برآورد اصطکاکی (f_{mep})

از نتایج آزمون موتور گردانی تعداد زیادی موتور برای تخمین تلفات اصطکاکی مورد استفاده قرار می گیرد . شکل (9.27) تلفات اصطکاکی موتورهای ۴ زمانه و شکل (9.28) تلفات اصطکاکی موتورهای ۲ زمانه را نشان می دهد .



نگاه می کنیم داده های مسئله ما به کدام موتور می خورد و از روی شکلهای مربوط به آن یک مقدار وسط می گیریم .

* نتایج فوق بر مبنای ($pe = pi$) ($imep = 100$) است و در غیر این صورت باید از رابطه زیر مقدار ($fmep$) تصحیح شود :

$$fmep = fmep_o + \alpha (pe - pi) + \gamma (imep - 100)$$

($fmep_o$ ← شکل 9.27 و 9.28)

(α و γ ← از شکلهای 9.31)

$$\gamma = \left(\frac{De}{Di}\right)^2 \left(\frac{Ce}{Ci}\right)$$

* در موتورهای دوزمانه $\alpha = 0$ است.

مثال - باتوجه به اطلاعات مسائل قبل مطلوبست مقادیر توان ضربی و راندمان مکانیکی.

$N = 1400$ rpm
$imep = 136.9$
$pe = pi$

از شکل 9.27 ⟶ $fmep_o = 25.3$ psia
$N = 1400$

$pe = pi$ است امّا برای $imep$ باید تصحیح از شکل 9.31 انجام

شود : $(\gamma = 0.036)$

$$f_{mep} = 25.3 + 0.036(136.9 - 100) = 26.6$$

$$b_{mep} = i_{mep} - f_{mep} = 110.3 \ psia$$

$$\eta_m = \frac{b_{mep}}{i_{mep}} = \frac{110.3}{136.9} = 0.806$$

$$P_b = \eta_m \cdot P_i = (0.806)(228.08) = 183.8 \ hp$$

فرشاد سرایی - مهندس پایه یک تاسیسات مکانیکی
طراحی - نظارت - اجرا
نظام مهندسی: ۱۰-۴-۰-۱۷۲۷۶
پروانه مهندسی: ۱۰-۴۰۰-۰۲۸۱۵
شماره شهرسازی: ۱۰۴-۰۱۲۲۲

جزوه آموزشی درس موتورهای احتراق داخلی آقای دکتر کورش امیراصلانی تبریز
دانشگاه آزاد اسلامی واحد جنوب تهران – دانشکده فنی (۱۳۷۳)

ترمودینامیک بعد از احتراق :

قانون اوّل برای تحول احتراق :

$$Q = \frac{W}{J} = \left(E + \frac{u^2}{2gJ}\right)_b - \left(E + \frac{u^2}{2gJ}\right)_u$$

b ← بعد از احتراق (burned)

u ← قبل از احتراق (unburned)

E_b – انرژی احتراق بعد از سوختن = انرژی محسوس سوخت + انرژی شیمیائی حاصل از واکنش

$E = E_{sm} + \Delta E$ انرژی بعد از واکنش

ΔE ← اختلاف انرژی نسبت به حالت پایه (شامل انرژی احتراقی سوخت و گازهای باقیمانده).

$$\Delta E = \frac{F(1-f)E_c + f(1+F)q}{1+F} \quad \text{(به ازای واحد جرم)} \rightarrow$$

چون : $f(1+F)q = fq + \cancel{fFq}$ ناچیز

$$\Delta E = \frac{F(1-f)E_c + fq}{1+F}$$

* q هنگامی اهمیت دارد که $F_R > 1$ باشد زیرا در این هنگام گازهای باقیمانده می توانند شامل مقادیر زیادی CO و H_2 باشند و این عناصر هنوز قابلیت این را دارند که واکنش دهند و گرما تولید کنند. در این حالت از انرژی –

گازهای باقیمانده (Q) نمی توان صرفنظر کرد:

برای (octen) در $560^\circ R$:

$$F_R \leq 1 \rightarrow \begin{cases} Q = 0 \\ Q = 1680\,(F_R - 1) \quad Btu/lbm \end{cases}$$
$$F_R > 1 \rightarrow$$

ارزش حرارتی پایین
گرمای نهان تبخیر
نسبت سوخت هوایی جرمی
" " " "
" مولی

$$\begin{cases} Q_c = 1935 \quad Btu/lbm \\ H_L = E_L = -145 \quad " \\ F_c = 0.0678 \quad lbm \text{ سوخت} / lbm \text{ هوا} \\ F_c^\circ = 0.0175 \quad mol \text{ سوخت} / mol \text{ هوا} \\ E_c = 19180 \quad Btu/lbm \end{cases}$$

نمودارهای محصولات احتراق :

برای بعد از احتراق همیشه از چار تهای C_2 و C_3 و C_4 استفاده می شود.

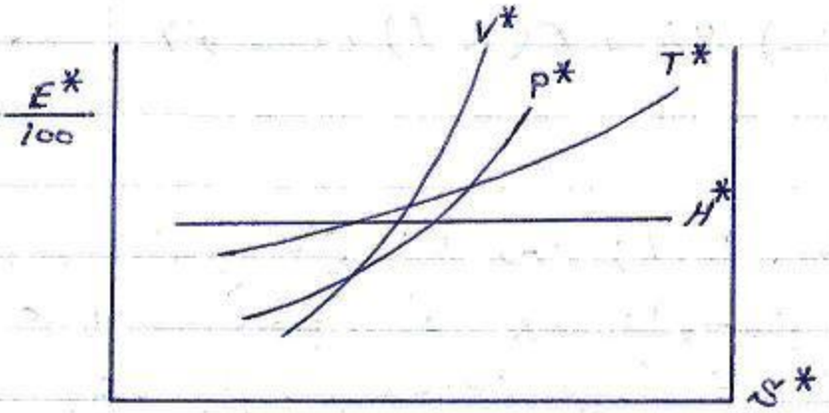
C_4 ↓ $F_R = 1.2$ ، C_3 ↓ $F_R = 1$ ، C_2 ↓ $F_R = 0.8$

((پایه جرمی)) : $(1+F)$ پوند جرم محصولات احتراق

((پایه ترمودینامیکی)) : انرژی داخلی محصولات احتراق شامل N_2 ، O_2 ، CO_2 و H_2O گازی در دمای $560^\circ R$ صفر است.

* در چارتهای C-2 و C-3 و C-4 هر خاصیت ترمودینامیکی برحسب $(1+F)$ پوند است :

(E^*, H^*, V^*, S^*)



* فقط منحنی H^* در چارتهای فوق تقریباً افقی است.
* چارت C-1 فقط تا دمای 2500 °R را داراست.

انتقال به چارت محصولات احتراق :

برای انتقال از نمودار قبل از احتراق به نمودار بعد از احتراق باید قانون اوّل بین قبل و بعد از احتراق نوشته شود :

$$E^* - \left(\frac{E^\circ_\alpha (1+F)}{m} + F(1-f)E_c + fq\right) = Q^* - \frac{W^*}{J}$$

* در تحول احتراق آدیاباتیک - بدون کار :

$$E^* - \left[\frac{1+F}{m} E^\circ_\alpha + F(1-f)E_c + fq\right] = 0$$

* در تحول احتراق آدیاباتیک - فشار ثابت :

$$Q^* = 0 \quad و \quad W^* = P(V_c^* - V_u^*) \quad \rightarrow$$

$$H^* - \left[\left(\frac{1+F}{m}\right) H_a^\circ + F(1-f) E_c + f Y \right] = 0$$

* اگر در این فرمولها خواستیم تاثیر رطوبت (h) را منظور کنیم، باید به جای F، F' را قرار دهیم. اگر F_R مقداری غیر از 0.8، 1، 1.2 و 1.4 باشد برای بدست آوردن کمیاتی مانند E^* و ... اندیس چارتها باید به چارت مربوط به نزدیکترین F_R مراجعه کرد و E^* آن را خواند و سپس تصحیح زیر را اعمال کرد :

مثال : $F_R = 0.9$ ← $E^* = ?$

E^* مربوط به ($F_R = 0.8$) را از روی چارت می خوانیم :

$$E^*_{0.9} = E^*_{0.8} \frac{1+F_{0.9}}{1+F_{0.8}}$$

طرز استفاده از نمودارها برای سوختهای غیر از octen

۱- نسبت سوخت - هوای مولی سوخت مورد نظر را حساب کنید (F_m)

۲- نسبت سوخت - هوای مولی اکتن به ازای ($F_R = 1$) $F_c^\circ = 0.0175$ است.

۳- نسبت سوخت هوای نسبی جدیدی به شکل زیر تعریف شده که از آن هنگام کار کردن با چارت C-1 استفاده می شود:

$$Fr = \frac{Fm}{0.0175}$$

۴- F_r بدون تصحیح بکار می رود.

۵- برای انتقال به چارت محصولات احتراق باید m و E_c و γ به همان ترتیب قبلی برای سوخت مورد نظر در نظر گرفته شوند.

۶- برای مراجعه به چارت احتراق باید به نزدیکترین F_r مراجعه کرد.

فصل چهارم

سیکلهای سوخت - هوا :

* تعریف - سیکل سوخت هوا هرچه تروه دینامیکی است که ایده آل می باشد و تحولات آن مشابه تحولات نوع تخصوصی از موتور جوده و - سیال عامل نه سیال حقیقی با مشخصات سیال مورد استفاده در آن موتور است.

* fresh air (هوای تازه) : هوائی که در شروع سیکل وارد سیلندر می شود.

* Fresh fuel (سوخت تازه) : سوختی که در هر سیکل وارد سیلندر می شود.

* Fresh Mixture (مخلوط تازه) : عبارت است از :

- SI - سوخت تازه + هوای تازه
- CI - هوای تازه

* نسبت سوخت - هوا (F) : نسبت جرمی سوخت به هوای تازه

* نسبت سوخت - هوای نسبی (F_R) : نسبت سوخت - هوای موجود جرمی به نسبت سوخت - هوای استوکیومتریک جرمی است.

* کسر گازهای باقیمانده (f) : نسبت جرم گازهائی که از سیکل قبل باقی مانده‌اند به کل جرم درون سیلندر در لحظه‌ای که سوپاپها بسته هستند.

* charge (بار سیلندر) : کل محتویات سیلندر در هر لحظه به خصوص از سیکل.

« مفروضات برای ساخت سیکل سوخت - هوا » :

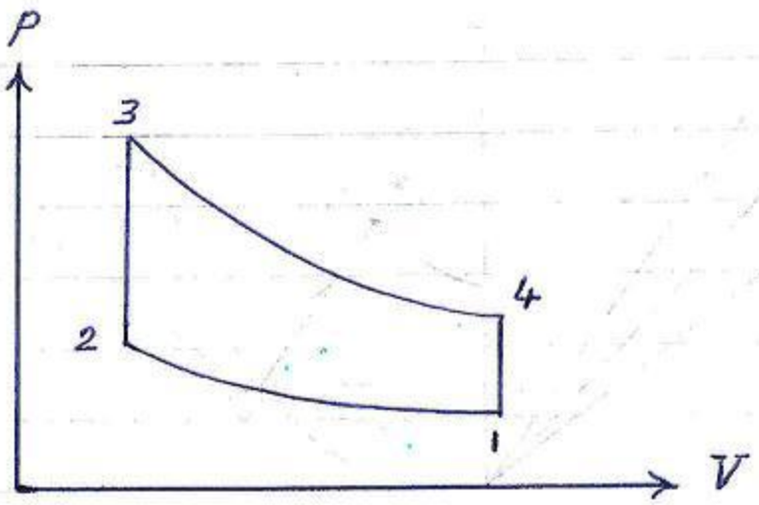
۱- قبل از احتراق هیچگونه واکنش شیمیائی صورت نمی گیرد.
۲- بعد از احتراق همواره تعادل شیمیائی برقرار است.

(D)

۳- تمامی تحولات ۲د یاباتیک است.

۴- از سرعتها صرفنظر می شود.

سیکل سوخت - هوای موتورهای اشتعال در اثر جرقه (SI)



* تحول 1-2 - تراکم Ad. - برگشت پذیر از حجم V_1° تا حجم $V_2^\circ = \frac{V_1^\circ}{r}$

(r نسبت تراکم) چارت C-1

* تحول 2-3 - احتراق در حجم ثابت : طی این تحول باید از چارت C-1 به چارتهای احتراق مراجعه کرد :

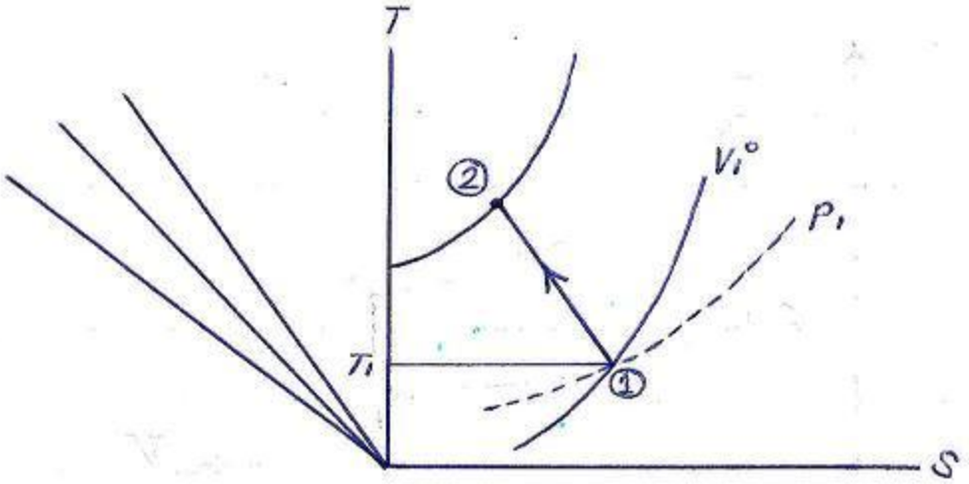
$$E^*_3 = \left(E^\circ_2 \left(\frac{1+F}{m}\right) + F(1-f)\, E_c + f Q \right)$$

(D')

$$ {}_2\dot{Q}_3^{\circ} - {}_2\dot{W}_3^{\circ} = \Delta E \rightarrow E_2 = E_3 $$

$$ V^*_3 = V_2^{\circ}\left(\frac{1+F}{m}\right) $$

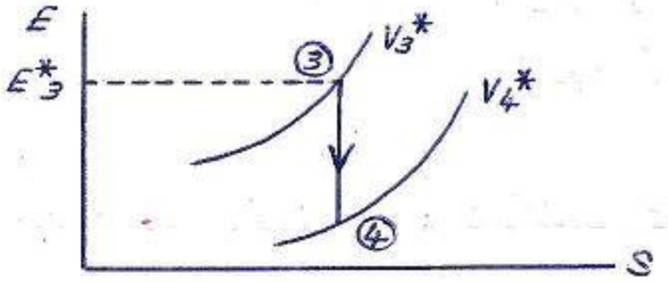
$$ V^*_4 = V_1^{\circ}\left(\frac{1+F}{m}\right) $$



(چارت C-1)

* با مقدار E_3^* و $V_3^* = V_2^{\circ}\left(\frac{1+F}{m}\right)$ به چارت اطراق مناسب انتقال یافته و سایر مقادیر را می خوانیم ؛

* تحول 3-4 - انبساط Ad. - بازگشت پذیر از حجم V_3^* تا حجم - $(V_4^* = V_3^* \cdot r)$. (چارت C-1)



(E)

$$W^* = J\left[(E_3^* - E_4^*) - \left(\frac{1+F}{m}\right)(E_2^\circ - E_1^\circ)\right]$$

: کار

$$mep = \frac{W^*}{V_1^* - V_2^*}$$

: mep

$$\eta_{th} = \frac{W^*}{J \dot{m}_F^* Q_c} \longrightarrow$$

: راندمان حرارتی

$$\eta_{th} = \frac{W^*}{J F Q_c \left[\frac{(1+F)(1-f)}{1+F+h(1-f)}\right]}$$

فرشاد سرایی - مهندس پایه یک تاسیسات مکانیکی
طراحی - نظارت - اجرا
نظام مهندسی: ۱۰-۴-۰-۱۷۲۷۶
پروانه مهندسی: ۱۰-۴۰۰-۰۲۸۱۵
شماره شهرسازی: ۱۰۴-۰۱۲۲۲

خدمات فنی قابل ارائه از طرف شرکت مهندسی پتروپالامحور :

- طراحی سیستم های لوله کشی (Piping)
- طراحی سیستم های مکانیکی ثابت (Fixed Equipment)
- طراحی سیستم های مکانیکی دوار (Rotary Equipment)
- طراحی سیستم های تاسیسات مکانیکی و تهویه مطبوع (Plumbing & HVAC)
- طراحی تاسیسات مکانیکی زیربنائی
- طراحی سیویل و سازه در پروژه های عمرانی و صنعتی

شرکت مهندسی پتروپالامحور

کیفیت تعهد ماست