بسمه تعالی

# جزوه

ترمودینامیک ۲

**دانشگاه**

صنعتی امیر کبیر

**استاد**

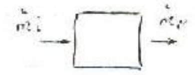
دکتر صفار اول

جلسه (۱)
87, 6, 25

System

Control Volume

[illegible]



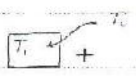
$\dot m_i$
$\dot m_e$

$$\sum \dot m_i - \sum \dot m_e = \frac{dm_{c.v}}{dt}$$

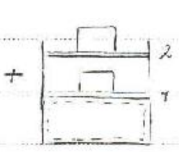
Steady Flow $\sum \dot m_e = \sum \dot m_i$

[illegible] . تعاریف کار ترمودینامیکی

heat



work



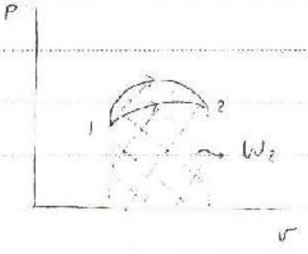
$${}_1Q_2 = {}_1W_2 + (E_2 - E_1)$$

$$\delta Q = \delta W + dE$$

$$\int_1^2 dE = E_2 - E_1$$

انرژی مستقل از مسیر و دیفرانسیل کامل است !

$${}_1W_2 = \int P dV$$



قانون اول ترمودینامیک روی چرخه بسته :

$$\oint \delta Q = \oint \delta W + \oint dE$$

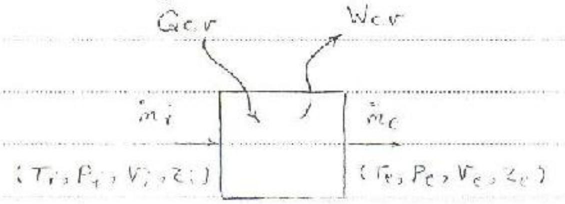
جمع جبری گرما روی تک تک فرایندها

جمع جبری کار روی تک تک فرایندها

[illegible]

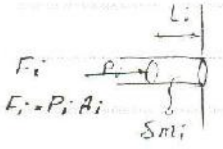
$$\oint \delta Q = \oint \delta W$$

حجم کنترل :



$\dot Q_{c.v}$
$\dot W_{c.v}$
$\dot m_i$
$\dot m_e$
$(T_i, P_i, V_i, Z_i)$
$(T_e, P_e, V_e, Z_e)$

SSSF



$L_i$
$F_i$
$P_i$
$F_i = P_i A_i$
$\delta m_i$

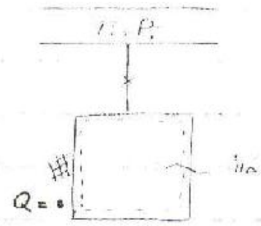
$$\delta W = F_i\, dl_i = P_i A_i\, dl_i = P_i\, dV_i \quad \text{flow work}$$

انرژی جریانی که وارد حجم کنترل می شود ، در اثر انتقال آن لازم

$$\dot Q_{c.v} + \dot m_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i\right) = \dot W_{c.v} + \dot m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e\right) + \frac{dE_{cv}}{dt}$$

در یک فرایند SSSF هیچ یک از خواص در هیچ نقطه ای با زمان تغییر نمی کند از جمله انرژی داخل حجم کنترل

DATA BANK



حالت آدیاباتیک (فرض این قدر سریع است که فرصت هیچ تبادل حرارتی با محیط ندارد)

فرایند unsteady است. یعنی در یک بازه زمانی Δt صورت می‌گیرد.

$m_i h_i = (E_2 - E_1)$ $\qquad E = U + \frac{mv^2}{2} + mg\Delta z$

$$* \int_0^t \frac{dE_{cv}}{dt}\, dt = \int_0^t dE_{cv} = (E_2 - E_1)_{c.v}$$

$m_i h_i = m_2 u_2 - 0$

[illegible] $m_i = m_2 \to h_i = u_2 \to C_{p_0} T_i = C_{v_0} T_2$

$\boxed{T_2 = k T_i}$ فرض‌ها: 1- گاز ایده‌آل 2- Cp و Cv به دما وابسته نیستند.

3. قانون دوم

انتقال حرارت از محیط به سیستم باعث افزایش انتروپی می‌شود.

$S_2 - S_1 \geq \frac{{}_1Q_2}{T}$

عامل مؤثر بر انتروپی فقط انتقال حرارت نیست!
عامل دیگر، برگشت‌ناپذیری است.

برگشت‌ناپذیری همواره باعث افزایش انتروپی می‌شود

$$S_2 - S_1 = \frac{{}_1Q_2}{T} + S_{gen}$$

ادیاباتیک و برگشت پذیر ← ایزنتروپیک ← تغییرات انتروپی = ۰

انتروپی همواره ثابت نیست ← ممکن است مثل بالا آدیاباتیک و برگشت پذیر باشد ولی لزوماً این طور نیست ! یعنی ممکن است معادل گرمای یک فرایند طوری باشد که انتروپی را هم اندازه با Sgen معادله کند

$$\oint dS = \oint \frac{\delta Q}{T} + \oint S_{gen}$$

انتروپی یک خاصیت مستقل از مسیر است

Sgen مقدار تغییر انتروپی که از برگشت ناپذیری ها ایجاد شده است

$$0 = \oint \frac{\delta Q}{T} + S_{gen}$$

Sgen مجموع Sgen های تولید شده در فرایندها است

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0$$ نامساوی کلازیوس

برای اعمال قانون دوم روی حجم کنترل باید سراغ نامساوی کلازیوس برویم

بیان کلوین-پلانک : یک ماشین حرارتی نمی‌تواند وجود داشته باشد اگر بخواهد تنها با یک منبع تبادل گرما داشته باشد

جلسه سوم
87/6/30

تولید قدرت

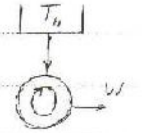
تولید سرما

چرخه ترمودینامیک Cycles

$\oint \delta Q = \oint \delta W$ قانون اول

$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$ قانون دوم

ماشین حرارتی $\eta_{th} \cancel{= 100} \%$



$Q_H - W > 0 \qquad \eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H} = 100 \%$

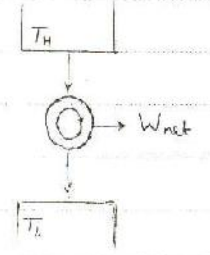
$\frac{Q_H}{T_H} > 0$ ناقض قانون دوم

بیان کلوین پلانک یک شرط لازم را برای ماشین حرارتی بیان کرده است
«یک ماشین حرارتی باید حداقل با دو منبع تبادل گرما کند.»

شرط کلازیوس : $\frac{\delta Q}{T} \leq 0$

ماشین حرارتی برگشت پذیر

یک چرخه از چند فرآیند تشکیل شده است اگر تک تک فرآیندها همه برگشت پذیر باشند، آن چرخه و ماشین حرارتی نیز برگشت پذیر می‌شود. این ماشین حالت ایده‌آلی است که ما مطلقاً نمی‌رسیم.



چرخه کارنو

کافی است یک ماشین حرارتی برگشت پذیر باشد تا

فرایندهای آن به عنوان چهار فرایند چرخه کارنو باشد

فرایندهای چرخه کارنو :

جذب حرارت ← همدما و برگشت پذیر

انبساط ← آدیاباتیک و برگشت پذیر

دفع حرارت ← همدما و برگشت پذیر

تراکم ← آدیاباتیک و برگشت پذیر

$$\frac{Q_H}{T_H} \quad \frac{Q_L}{T_L} = 0$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H}$$

$$W_{net} = Q_H - Q_L$$

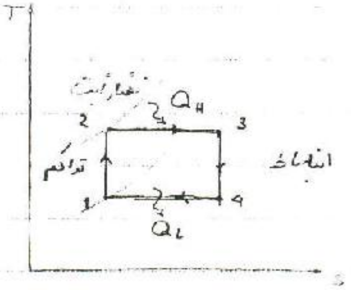
$$\eta_{th} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

$$\eta_{th} = 1 \quad \frac{T_L}{T_H}$$

چرخه کارنو تنها چرخه‌ای است که راندمان آن تنها به دمای منابع وابسته است.

در چرخه‌های دیگر راندمان به نوع سیال درون چرخه و فرایندهای آن چرخه هم بستگی دارد

اگر یک اصل ترمودینامیکی را با ماشین چرخه کارنو ساخته شود، دیگر به نوع سیالی که فشارها و دماها اندازه‌گیری بستگی ندارد ← اصل اندازه‌گیری‌ها به صورت دمای مطلق ارائه شد.


T
S
1
2
3
4
دما ثابت
$Q_H$
$Q_L$
تراکم
انبساط

سطح زیر نمودار T-S برابر مقدار انتقال حرارت است!

$$S_3 - S_2 = \frac{{}_2Q_3}{T_H} + \underset{\text{برگشت پذیر}}{S_{gen} = 0}$$

$${}_2Q_3 = T_H (S_3 - S_2)$$

$$\delta Q = T\,ds$$

مساحت داخل چرخه محصور در نمودار T-S ، کار خالص است $W_{net} = Q_H - Q_L$

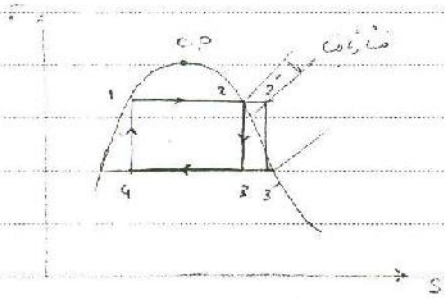
## ترمودینامیک 2:

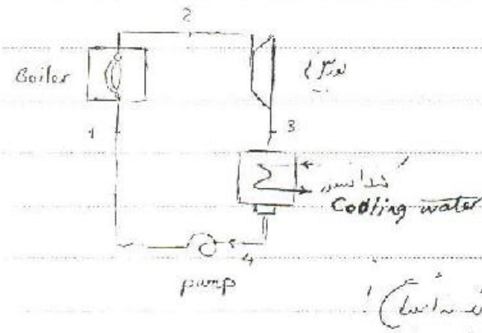
### چرخه های صنعتی

در دنیای واقعی چون فرایند ها و تجهیزات ایده‌آل نیستند یعنی اینکه به صورت عملی نمی‌توان چنین چرخه‌ای ایجاد کرد، ماکسیمم راندمان، برابر با راندمان چرخه کارنو است.

اولین چیزی که می‌خواهیم نمودار T-S را رسم کنیم، سیال تغییر فاز خواهد داد پس باید خطوط مایع اشباع و بخار اشباع را رسم کنیم و خطوط را بر اساس آن ها رسم کنیم.

ضعف های کارنو:





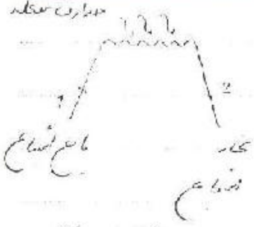
پمپ های صنعتی نمی‌توانند سیال دوفازی را پمپ کنند.

در نقطه 4، سیال دوفازی وارد پمپ می‌شود.

پمپ های جدید امروزی می‌توانند سیال دوفازی تحویل بگیرند ولی حتماً یک مایع اشباع تحویل می‌دهند.

بهتر است بخار ورودی به توربین، superheat باشد (نه اشباع)!

همچنین مزیت آن، افزایش قدرت چرخه یا کار خالص است.



دستگاه ایده‌آل

$$P_{2'} < P_2$$

$$T_{2'} = T_2$$

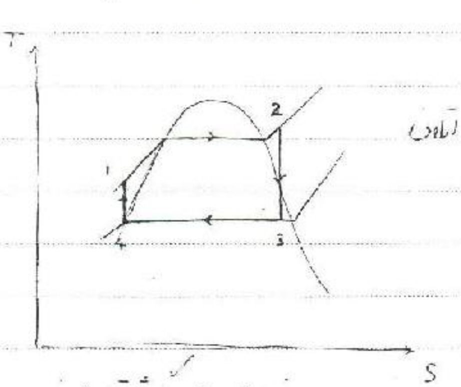
اگر ما حرارت را در فشار ثابت بدهیم، دما افزایش می‌یابد. به همین دلیل همیشه ما بخار را منبسط می‌کنیم تا دما ثابت بماند.

چرخه کارنو با تمام مزیت‌هایش، قابلیت اجرای عملی ندارد.
یکی از چرخه‌های مهم و عملی، چرخه رانکین است.

## چرخه رانکین ( Rankine Cycle )

در سیستم‌های انتقال حرارت در سطح وسیع یا انتقال حرارت در دمای ثابت، در چرخه کارنو، در صنعت امکان‌پذیر نبود.
به همین دلیل این فرایندها در چرخه رانکین با فرایندهای دیگری جایگزین شدند.

مثلاً در انتقال حرارت لازم، برای به دست آوردن بخار Superheat، به جای فرایند دما ثابت، از فرایند فشار ثابت استفاده می‌کنند.



اگر نقطه 4 هم در قسمت مایع کم‌فشار باشد، تا نقطه 1 انتقال حرارت هم در فشار ثابت انجام می‌گیرد.

فرایندها برگشت‌پذیرند

همان کاری که به راندمان چرخه کارنو از تقسیم دو دما حرارت مورد نظر ما بود، در چرخه رانکین هم می‌توان استفاده کرد.

رانکین $\eta_{th} = f(T_{L_{av}}, T_{H_{av}})$

با دماهای متوسط کار ساده‌تر است

ما فقط از ایده آن استفاده می‌کنیم

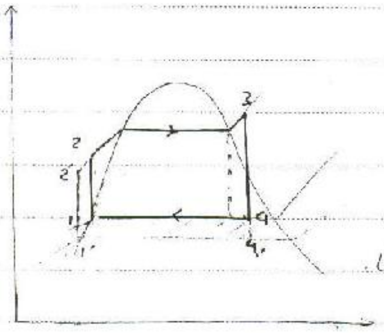
سیکل رانکین به دلیل چرخه ایده‌آل برای نیروگاه بخار است، سیال ورودی به پمپ مایع اشباع است.

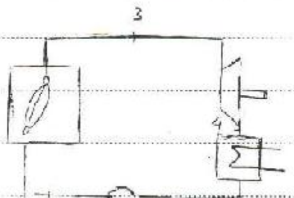
عوامل مؤثر در بهبود بازده حرارتی در چرخه رانکین:

1. دمای ماکزیمم: هرچه دمای ماکزیمم را بیشتر کنیم، راندمان حرارتی افزایش می‌یابد. باید سطح انتقال حرارت boiler را افزایش دهیم یا سوخت بیشتری مصرف کنیم.

2. دمای کندانسور (فشار کندانسور)

3. فشار ماکزیمم: اگر به پمپ فشار بیشتری دهیم در مرحله سیال تراکم دهیم تا فشار نقطه 1 و 2 افزایش یابد.





کیفیت 4' کمتر از 4 است، یعنی قطرات مایع آن بیشتر است.
که این برای پره توربین بسیار مضر خواهد بود.

به اندازه نوار هاشور زده شده، $Q_L$ کمتر می‌شود، $W_{net}$ به علت افزایش سطح چرخه زیاد شده، $Q_H$ زیاد تغییری نمی‌کند چون نقاط 2 و 2' بسیار به هم نزدیک‌اند. بنابراین راندمان افزایش می‌یابد.

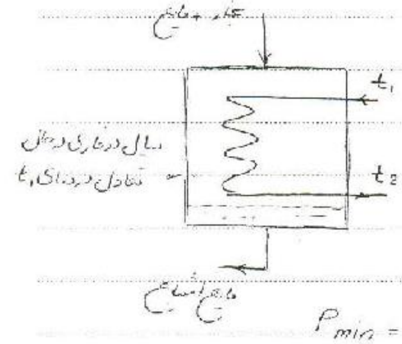
## فشار کندانسور

دمای متوسط منبع گرم در دو حالت تقریباً یکسان باقی می‌ماند چون دمای 2 و 2' نزدیک اند.

از آنجاییکه فشار کندانسور کمتری داریم، دارای دمای منبع سرد متوسط کمتری هست ← دمای متوسط منبع سرد کمتر شده است

هرگاه دمای متوسط منبع سرد کمتر باشد، راندمان افزایش می‌یابد. (بر اساس تحلیل رابطه راندمان چرخه کارنو)

کمترین فشاری که می‌توان در کندانسور ایجاد کرد، فشاری است که فشار اشباع است.



کمترین دمایی که بخار خروجی کندانسور می‌تواند کسب کند، دمای $t_1$ است. (با فرض اینکه انتقال حرارت به طور کامل انجام شود)

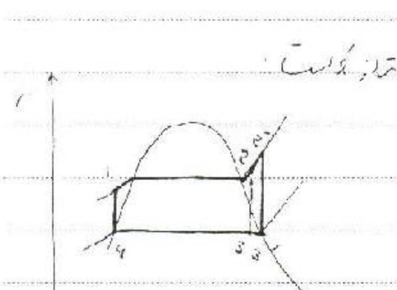
$$P_{min} = P_{sat}(t_1)$$

## دمای ماکزیمم

دمای متوسط منبع گرم در حالت دوم بیشتر است چون دمای نقطه 2 کمتر از 2' است

دمای متوسط منبع سرد در دو حالت یکسان است.

مساحت محصور شده بیشتر شده ← $W_{net}$ بیشتر شده

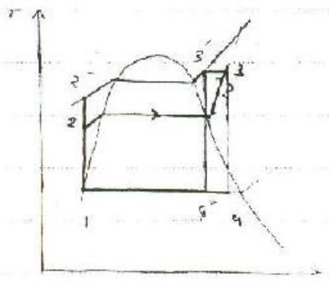


$T_3 = 560^\circ C$ $x_3 \uparrow$ $W_{net} \uparrow$ $\eta_{th} \uparrow$

کیفیت مناسب بین 0.89 و 1 است، پس لازم است که نقطه 3 به سمت سوپرهیت برود.

به علت محدودیت تکنولوژیکی، دمای خروجی در 3 نمی‌تواند بیشتر از 560°C باشد.

## فشار ماکزیمم



$\eta_{th}\uparrow - P_3\uparrow$

افزایش فشار روی افزایش قدرت تاثیر زیادی ندارد.

افزایش فشار روی دمای متوسط منبع گرم تاثیر زیادی ندارد چون

3 و 3' که هم دما هستند و هر 2 و 2' هم دمای بسیار نزدیکی به هم دارند.

$x_{4'} < x_4$ ــــ [illegible] در فشار، رطوبت را بالا می‌برد ولی [illegible] را ایجاد می‌کند

Subject : 7

جلسه چهارم
87 ,7 ,6

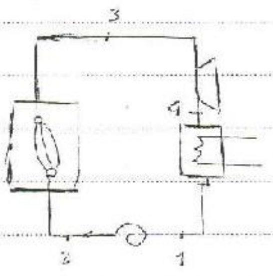
افزایش دمای بالا بردیم    محدودیت دارد ۵۷۰ c

فشار کندانسور    محدودیت دارد

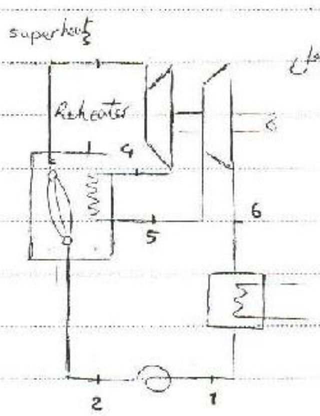
فشار بالا بردیم    محدودیت ندارد    x ↓    $\eta_{th}$ ↑

## چرخه بازگرمایش    Reheat Cycle

هدف این چرخه این بود که فشار زیاد شود ولی کیفیت در محدوده مجاز باقی بماند    $0.88 < x < 1$

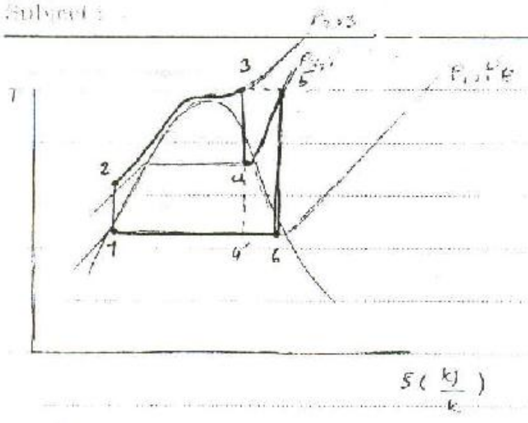


چون هزینه توربین بسیار بالاست باید از آسیب پره‌های توربین جلوگیری کرد.



کار رهیتر: ابتدا بخار (خروجی از boiler) هنگام خروج فشار بالایی دارد سپس وارد boiler می‌شود و دوباره حرارت می‌بیند (Reheater) این عمل در فشار ثابت است که به همان اندازه وارد توربین دوم می‌شود.

Data Bank:



اگر در مسئله‌ای گفته نشد که Reheater چقدر است ، ما از دمای Max در مسئله برای خروجی Reheater استفاده می‌کنیم ( همان دمای خروجی boiler ).

$$\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_P = ?$$

$$T\,ds = du + P\,dv$$

$$h = u + pv$$

$$dh = du + dp\,v + p\,dv$$

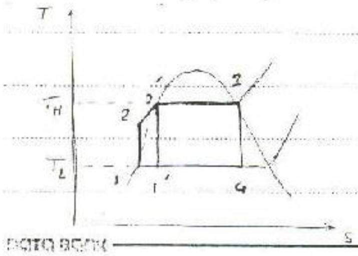
$$T\,ds = dh - v\,dp \qquad \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_P = T$$

در نمودار مولیه کاربرد دارد

دلیل چرخه‌ها به این شکل کشیده می‌شود و سیال گرم به عنوان Reheater به boiler اضافه می‌شود. این امر منجر به افزایش بازده نمی‌شود ولی در طول عمر توربین‌ها از آسیب‌های وارده به پره‌های توربین جلوگیری می‌کند چون سیکل Reheat ، کیفیت را به مقدار 1 نزدیک می‌کند.

چرخه بازیاب feed water heaters

برای نزدیک کردن بازده چرخه رانکین به بازده چرخه کارنو ، چرخه بازیاب طراحی شد.

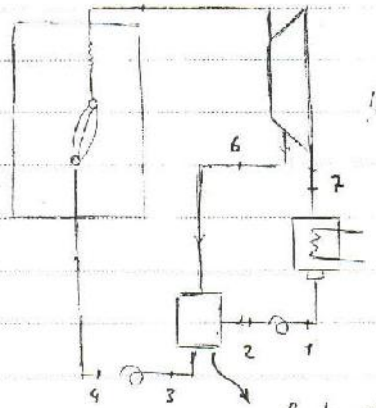


دمای متوسط منبع گرم سیکل رانکین کمتر از دمای متوسط منبع گرم سیکل کارنو است

ما اینجا دو سطح فشرده داریم.

تکنیک Evaporator مایع را به گاز اشباع تبدیل می‌کند.

تکنیک Superheater گاز اشباع را به گاز Superheat تبدیل می‌کند

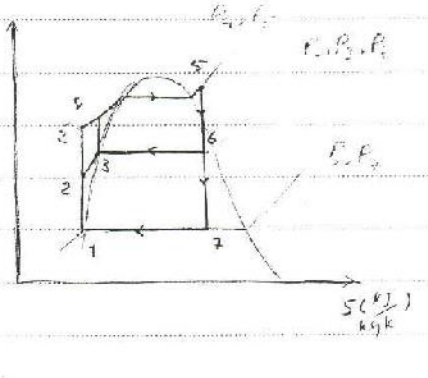


فشار 2 و 6 باید یکسان باشند. چون این دو سیال می‌خواهند مخلوط شوند. اگر فشار 6 بیشتر از 2 باشد، بخار را داخل پمپ برمی‌گرداند

فرایند 2 تا 3، فرایند گرم شدن آب در feed water heater است

open feed water heater

دمای متوسط چرخه بازیاب از دمای متوسط چرخه رانکین ساده (؟) بیشتر است پس راندمان آن هم بیشتر است.



در این چرخه، کسری از کار، در مرحله 6 به بعد از کار توربین حذف می‌شود. همچنین دلیل لزومی ندارد انتروپی نقطه 6 و 7 برابر باشند مگر این که انتروپی بر واحد جرم را در نظر بگیریم

چون دو دبی توربین هم با هم فرق است، نمی‌توانیم هم آیزنتروپیک باشیم یعنی عاملی برای تغییر انتروپی نداریم به جز تغییر جرم! پس حتماً انتروپی کل تغییر می‌کند نه انتروپی بر واحد جرم.

مایعی که از پمپ عبور می‌کند، دمایش اندکی افزایش پیدا می‌کند. ما مقدار کاری را که در نقطه 6 می‌گیریم، این کار مصرف پمپ می‌شود. نقطه 7 اسما نه ... دمایش اندکی از دمای مایع ورودی از 2 کمتر است و انتقال حرارت برعکس است.

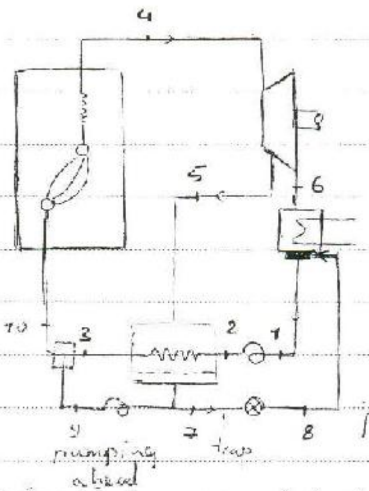
می‌شود.

اگر دو لوب کناری (لوب 3 و 4) تند باشند باید بین خط 1 و 2 باید قوی‌تر باشند تا فشار نقطه جلوی 8 از لوب را به فشار نقطه 5 برساند. در همین حال فشار آن از نقطه 6 هم بیشتر می‌شود و مانع وارد خط 6 می‌شود و وارد قوس نمی‌شود!

برای افزایش راندمان سیکل رانکین باید دمای ورودی به boiler را افزایش دهیم.

Open feed water heater — (حالا توضیح داده شد) گرمکن‌های باز آب تغذیه

Close feed water heater — گرمکن آب تغذیه از نوع بسته

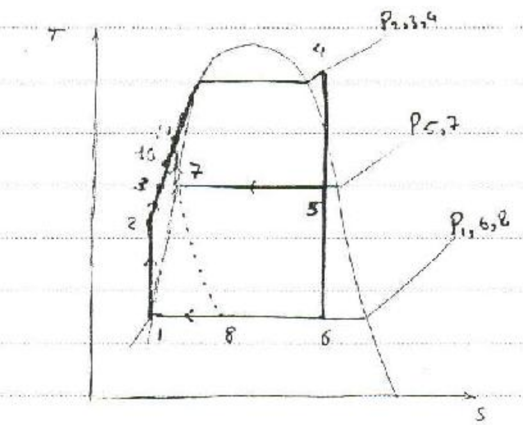


مقداری از بخار خروجی از توربین وارد گرمکن آب تغذیه می‌شود و آب خروجی از پمپ را گرم می‌کند. این آب سپس تبدیل به مایع می‌شود

این آب مایع را به داخل چرخه باز گرداند چون فشار در چرخه آب بسیار متفاوت است به همین دلیل آن را توسط عبور دادن از یک شیر فشارشکن به سمت کندانسور باز می‌گردانیم

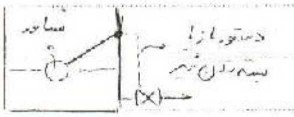
در نقطه‌ی 2 مایع متراکم داریم که پس از خروج از feed water heater مایع است و چون فشار آن افزایش یافته (افزایش) پس آنتالپی مایع آن تغییر نمی‌کند.

چون drain water قرار است به کندانسور برگردد باید فشار آن کم شود زیرا فشار نقطه 7 و 5 برابر است که بسیار بیشتر از فشار نقطه 8 است



نقطه 7 همیشه شرایط مایع اشباع را دارد ولی
نقطه 4 و 5 دمای مشترک داشته باشند
نقطه 5 می‌تواند بخار superheat باشد

ممکن است در نقطه 7 ما سیال دوفازی داشته باشیم. در چنین حالتی از یک شیر خودشناور به نام trap استفاده می‌شود که فقط به مایع اجازه عبور می‌دهد.



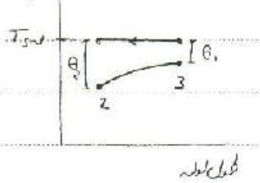
می‌توان trap را درست در خروج از feed water heater قرار داد.
trap وظیفه‌ای برای کم کردن فشار ندارد.
ولی شیرهای دیگر وجود دارد که هم وظیفه‌ی کم کردن فشار و هم جلوگیری از عبور بخار را انجام می‌دهد.

فرایند 7 - 8 یک فرایند غیر بازگشت‌پذیر است و آنتالپی ثابت.

در حالت ایده‌آل، دمای نقطه 3 با 7 برابر است یعنی آب خروجی از feed water heater از نقطه 2 تا 3 به تعادل می‌رسد.
$T_3 = T_7$

در یک مبدل، دو اختلاف دماهای بحرانی داریم.

$\min(\theta_1, \theta_2) = \theta_1 = T.T.D$



در حالت ایده‌آل Terminal Temp difference

T.T.D برابر صفر است ولی در حالت واقعی همیشه تفاوت دمای خاصی میان دمای 3 و 7 وجود دارد.

$TTD = 0$

$TTD = \underset{T_7}{T_{sat}} - T_3$

یک نیروگاه واقعی معمولاً تعداد زیادی گرمکن آب تغذیه دارد که معمولاً یکی از آن‌ها نوع باز است و بقیه از نوع بسته هستند.
چون هر چه تعداد گرمکن‌های نوع باز زیاد شود، تعداد پمپ‌ها افزایش می‌یابد و این هزینه را افزایش می‌دهد.
مزیت آن نسبت به گرمکن نوع بسته این است که آب را هوازدایی می‌کند.

— روش دیگری که می‌توان استفاده کرد، قرار دادن یک پمپ بر سر راه مایع خروجی از گرمکن است تا فشار را افزایش دهد. به این شیوه دمای مایع ورودی به boiler (دمای نقطه 10) کمی بیشتر از حالت

طبیعی است دبی کم شده است .

در حالت واقعی ، یک drop هم در مسیر پمپ ایجاد می‌شود (در خروج از کندانسور) که کار پمپ را زیاد می‌کند .

در حالتی که از ۸ تا feed water heater استفاده کنیم ، بازده متوسط سیکل در حدود 4.3 درصد (به جای 19.2) نسبت به پایه افزایش می‌یابد

پروژه : Pmax Tmax Pcond Parametric Study

گزارش ها : تعداد feed water heater ← EES

فشار کندانسور را تا 50 درصد بیشتر و کمتر کنید در بازده چه تاثیری دارد؟

پروژه : نیروگاه با ← $\eta = 32\%$ MW 440 تولید زغال سنگ با 6000 kJ/kg

[illegible] $\Delta\eta = 0.5\%$

$\Delta\dot{m}_F = ?$ زغال سنگ [illegible] چقدر صرفه جویی می‌شود؟

عملکرد نیروگاه واقعی

- در حالت واقعی ، فرایند انبساط آیزنتروپیک نیست ، برای مقایسه توربین‌ها بازده آیزنتروپیک آنها را تعریف می‌کنیم

$\eta_{st} = \frac{W_a}{W_s}$ توربین

- افت فشار در داخل کندانسور واقعی هم وجود دارد .

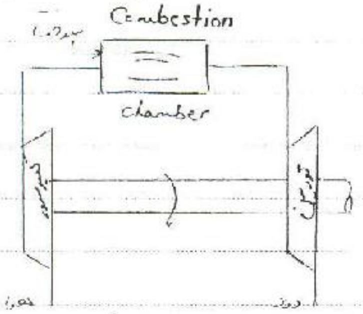
- برای آب خروجی از کندانسور به دلیل over designed بودن کندانسور به صورت subcooled است .

- پمپ واقعی کار بیشتری را نسبت به پمپ ایده‌آل طلب می‌کند .

$\eta_{sp} = \frac{W_s}{W_a}$ پمپ

موتورهای داخلی احتراق چرخه مکانیکی را طی می‌کنند ولی چرخه ترمودینامیکی نیستند. چون سیال داخل چرخه ترمودینامیکی ماهیت [illegible]

Gas Turbine.



سوخت را توسط انژکتور [illegible] محفظه احتراق

گازهای حاصل احتراق (انبساط میدهد) وارد توربین می‌شوند

اگر چه چرخه جریان باز است. این قدرت تولیدی توربین از قدرت مصرفی کمپرسور بیشتر است

این فرایندها باید سیکل چرخه را بسازند تا بتوان آن را به صورت ترمودینامیکی بررسی کرد
برای بررسی ایده‌آل این چرخه‌ای، ابتدا حالت ایده‌آل آن را در نظر می‌گیریم

- فرآیند احتراق را با فرآیند انتقال حرارت معادل جایگزین می‌کنیم. ماهیت سیال بعد از فرآیند انتقال حرارت با انبساط، سیال ما باز هم هوا است
- چون فرایند احتراق با انتقال حرارت جایگزین شده و سیال عامل هوا است. پس [illegible] کلیه خواهیم داشت. ولی فرایندی (فرایند اتلاف حرارت) اضافه کرد تا باید جایگزین آن‌ها شود

چرخه استاندارد هوا: فرض‌هایی که برای چرخه ترمودینامیکی داشتیم تعریف شده ایده‌آل می‌کنیم:
- فرایندها برگشت‌پذیر [illegible] معادل برگشت‌پذیر [illegible] در نظر گرفته می‌شوند
1. فرایند احتراق با فرایند انتقال حرارت معادل جایگزین می‌شود
2. فرایند اتلاف حرارت اضافه می‌کنیم
3. فرایند مکش و تخلیه حذف می‌گردد

Subject: 11
Year. Month. Date. ( )

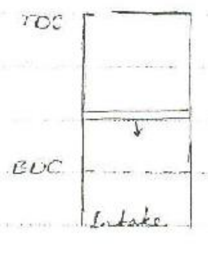
جلسه ششم
87/7/13

Reciprocating Engine

چرخه‌های قدرت گاز

موتورهای رفت و برگشتی

موتور تبدیل [illegible]

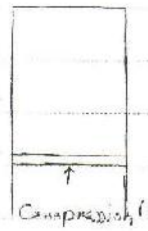

TOC
BDC
Intake

TOC Top dead Center

BCC Bottom Dead Center

کورس Strok

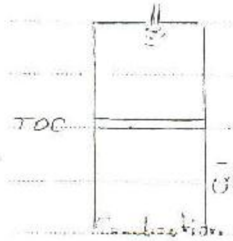
پیستون از نقطه مرگ بالا تا نقطه مرگ پایین
را طی می‌کند


Compression

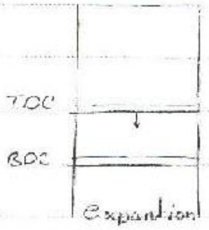
[illegible] (مخلوط کردن سوخت و هوا)

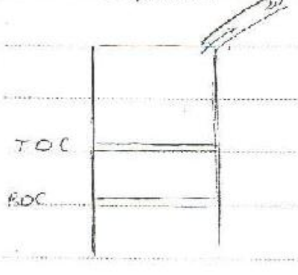
سوپاپ‌ها تقریباً در نقطه مرگ پایین بسته می‌شوند
(کمی دیرتر این اتفاق می‌افتد)

عمل جرقه هم کمی زودتر از نقطه مرگ بالا اتفاق
می‌افتد


TOC
احتراق
Combustion

احتراق در یک موتور بنزینی بسیار شبیه حجم ثابت است.


TOC
BDC
انبساط
Expantion



سوپاپ دود باز می‌شود و مقداری از دود به علت اختلاف فشار خارج می‌شود
با حرکت پیستون به سمت بالا ما بقی دود هم از سوپاپ دود خارج می‌شود

۴. سیال عامل هوا است و همواره گاز ایده‌آل است

۵. Cp , Cv ثابت است

( چرخه برگشت پذیر برای چرخه‌ای بوده که با منابع با دمای ثابت . انتقال حرارت داشته باشد )

چرخه استاندارد هوا، چرخه بسته و همچنین برگشت پذیر کلی نیست.

۱. چرخه استاندارد هوای اتو

چرخه‌ای که علاوه بر شرایط چرخه استاندارد هوا، باید شرایط چرخه اتو را نیز داشته باشد

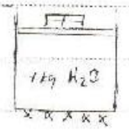
- فرایند تراکم در این چرخه ۱ تا ۲ برگشت پذیر و بی‌دررو است

- فرایند ۲ تا ۳ افزایش حرارت، حجم ثابت و برگشت پذیر است . ( برگشت پذیر داخلی )

( فرایند احتراق در دمای داخلی آنقدر سریع اتفاق می‌افتد که فرایند معادلش با حجم ثابت در نظر گرفته شود . )

- فرایند انبساط ۳ تا ۴ بی‌دررو و برگشت پذیر است

- فرایند دفع حرارت ۴ تا ۱ حجم ثابت و برگشت پذیر است . ( برگشت پذیر داخلی )



$T = 99.6\ °C$
$P = 100\ kpa$
$x = 0$

حالت ۱ : با برگشت پذیر داخلی و خارجی

در ابتدا مایع اشباع داریم .

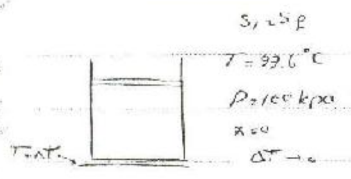
$T = 99.6\ °C$
$P = 100\ kpa$
$x = 1$

با حرارت دادن، همه آب تبخیر می‌شود .

این فرایند از نظر داخلی (تغییر فاز داخلی آن) برگشت پذیر است ولی از نظر محیط برگشت ناپذیر است

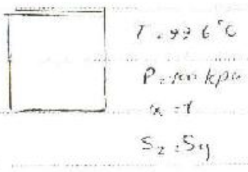
$_1Q_2 = 1(h_g - h_f) = h_{fg}$

$\Delta S_{system} + \Delta S_{surr} > 0$


$S_1 = S_f$
T = 99.6°C
P = 100 kpa
x = 0
ΔT → 0
T = T...

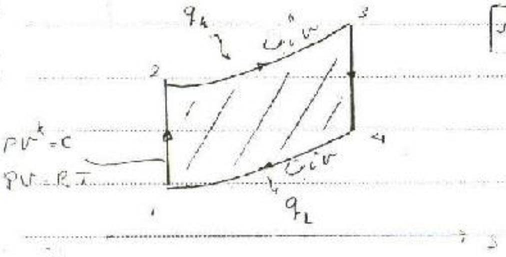
اینبار حال یک سیلندر پیستون حاوی آب مایع اشباع را در حالی شرایط متعادل آهسته گرم می‌کنیم تا همه‌ی آن تبخیر شود.

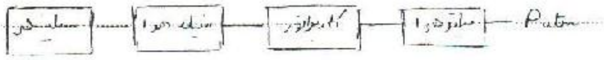
این فرآیند انتقال حرارت برگشت پذیر است.

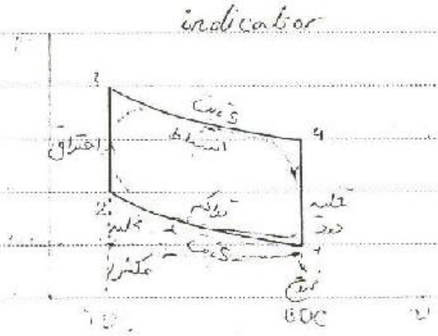

T = 99.6°C
P = 100 kpa
x = 1
$S_2 = S_g$

ΔS برای هر دو فرآیند یکسان است.

ولی این فرآیند از نظر خارجی و داخلی بازگشت پذیر است.


$q_h$
v ثابت
2
3
4
1
$PV^k = C$
$PV = RT$
v ثابت
$q_L$
s


سیلندر
منیفولد هوا
کاربراتور
صافی هوا
Patm


indicator
3
ثابت S
انبساط
4
احتراق
2
تراکم
تخلیه دود
مکش
ثابت S
1
TDC
BDC

وقتی مخلوط هوای موتور کشیده است، فرآیند مکش می‌رسد
گسسته از فشار زیادی انجام می‌شود و قدرت کمی تولید می‌کند.

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

$$Q_H = {}_2Q_3 = mC_{v0}(T_3 - T_2) \qquad {}_2Q_3 - \underset{0}{\cancel{{}_2W_3}} = U_3 - U_2 = mC_{v0}(T_3 - T_2)$$

PAPCO

Subject: 13
Year: Month: Date:

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

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

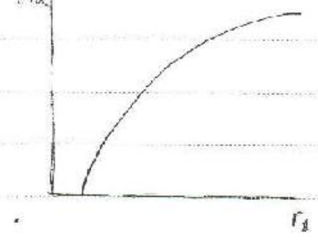
$$\left\{\begin{array}{l} \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \end{array}\right. \qquad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

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

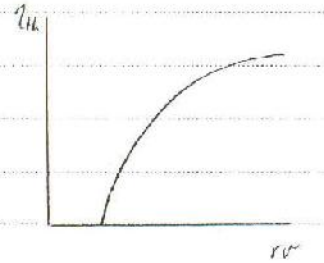
$$r_v = \frac{V_1}{V_2}$$ Compression ratio نسبت تراکم!

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

$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}}$$



جلسه هفتم
87,7,15

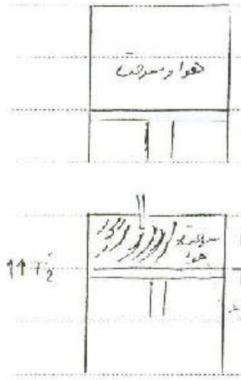


با نسبت تراکم

با افزایش نسبت تراکم مسئله‌ای پیدا می‌شود

در این موتور کارکرد موتور با ارتعاشات فراوانی می‌باشد ........ ضربه موتور Knoking

آوندگی detonation



$\uparrow\frac{T_2}{T_1} = \left(\uparrow\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ گاز سوخته ـ گازی که محترق شده

$\uparrow\frac{T_2}{T_1} = (\overset{\uparrow}{r_v})$ گاز نسوخته = گازی که هنوز عمل احتراق در آن انجام نشده

$P\uparrow$ $P\uparrow\uparrow$
$T\uparrow$ $\overset{\uparrow}{T}$
end charge

احتراق که شروع شد آنی نیست، یک مدت زمانی طول می‌کشد
تا شعله‌ی مخلوط ـ به حالت تعادل برسد.

ابتدا دمای گاز سوخته بالا می‌رود، این عمل باعث افزایش فشار می‌شود
و این افزایش فشار باعث بالا رفتن دمای گاز نسوخته می‌شود.

با دمای زیاد شدن فشار و دما ممکن است باعث انفجار سوخت و هوا در گاز نسوخته شود
حتی اگر نسبت تراکم هم کم باشد باز هم دمای گاز نسوخته آنقدر بالا می‌رود و انفجار صورت خواهد گرفت

سوخت در مخلوطی از هوا و سوخت جرقه‌ای زده شود، مدت زمانی طول می‌کشد (در حد first order باشد) طول
می‌کشد تا مشتعل شود ـ این زمان delay Period گویند (تأخیر شعله)

اگر مدت زمان تأخیر به اندازه‌ای باشد که قبل از انفجار سوخت و هوا، شعله به گاز نسوخته هم برسد آن

زمینه‌ها ... می‌توانید ایده‌آل و سنتی نزدیک‌تر شده است

سوخت‌های دیزلی زمان تأخیر بیشتری دارند به همین دلیل دور موتورهای دیزلی کمتر است به همین دلیل دور محدود می‌شوند.

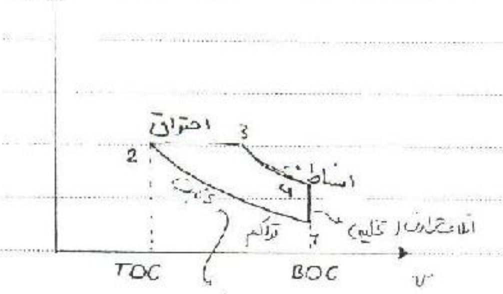
دور انژکتور زمان تأخیر مشخص، آن نسبت اضافه گردید.
برای زیاد کردن قدرت و سرعت موتورها، نسبت تراکم آن را زیاد کرده به همین دلیل با اضافه کردن اکسیدهای علی سرب یا MTBE، زمان تأخیر آن را افزایش دادند.

در موتورهای دیزل باید زمان تأخیر سوخت (گازوئیل) کوتاه باشد (هر چه کوتاه‌تر باشد بهتر کار می‌کند)
در موتورهای بنزینی هر چه زمان تأخیر سوخت بیشتر باشد بهتر کار می‌کند

مسیر شعله با سرعت ثابت حرکت می‌کند (در حالت احتراق). اگر مسیر شعله با سرعت مافوق صوت حرکت کند به این پدیده انفجار می‌گویند

برای رفع مشکل احتراق در دیزل‌ها، نسل جدیدی از موتورها به بازار آمد. در این موتورها سوخت و هوا از قبل با هم مخلوط نمی‌شوند بلکه در هنگام احتراق، سوخت درون موتور تزریق می‌شود

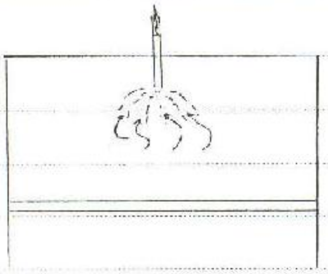
سیکل استاندارد هوای دیزل



$Pv^k = C$

$k = 1.4$

1 - 2 هوا به تنهایی درون سیلندر متراکم می‌کنیم
(نسبت تراکم خیلی بالا تا فشار خیلی بالا)
چون در این حالت که هوای بالا رفتن تنها و فشار مخلوط سوخت و هوا را نداریم، می‌توانیم نسبت تراکم را تا هر جا خواستیم بالا ببریم



در بعضی از انواع موتور، تعداد دور تا 20000 rpm است

سوخت با فشار بسیار بالا به درون سیلندر به صورت پودر وارد می‌شود.

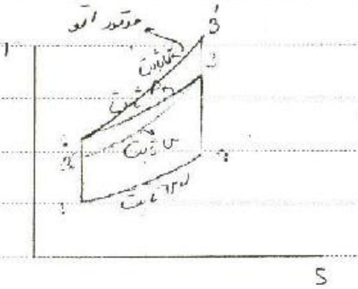
در این حالت ما فرض می‌کنیم سوخت داده شود تا با هوا مخلوط شود، این مدت زمانی باعث می‌شود پیستون حرکت کند. پس دیگر فرایند احتراق حجم ثابت نیست.

به همین دلیل مدت زمان احتراق در موتورهای دیزلی طولانی‌تر است:

1. اتمیزه کردن سوخت (تزریق) مدت زمانی طول می‌کشد.

2. مخلوط شدن هوا با سوخت هم مدت زمانی طول می‌کشد.

به همین دلیل فرایند احتراق را فشار ثابت در نظر گرفتند.
(پایین آمدن پیستون فشار را کم می‌کند، احتراق فشار را زیاد می‌کند، پس فرض می‌کنیم این دو همدیگر را خنثی می‌کنند.)



شیب منحنی‌های فشار ثابت و حجم ثابت در نمودار T-S :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial S}\right)_p , \left(\frac{\partial T}{\partial S}\right)_v$$

$T ds = du + P dv$

$v = \text{Const} \quad T ds = C_{v_0} dT \qquad \left(\frac{\partial T}{\partial S}\right)_v = \frac{T}{C_{v_0}}$

$T ds = dh - v dp$

$P = \text{Const} \quad T ds = C_{p_0} dT \qquad \left(\frac{\partial T}{\partial S}\right)_p = \frac{T}{C_{p_0}}$

$C_{p_0} > C_{v_0}$ : برای تمامی مواد

شیب نمودارهای حجم ثابت در نمودار T.S بیشتر از
شیب خطوط فشار ثابت است

$$\rightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial S}\right)_v > \left(\frac{\partial T}{\partial S}\right)_p$$

در نتیجه راندمان ترمودینامیکی موتور اتو بیشتر از موتور دیزل است
دمای متوسط منبع گرم بیشتری دارد

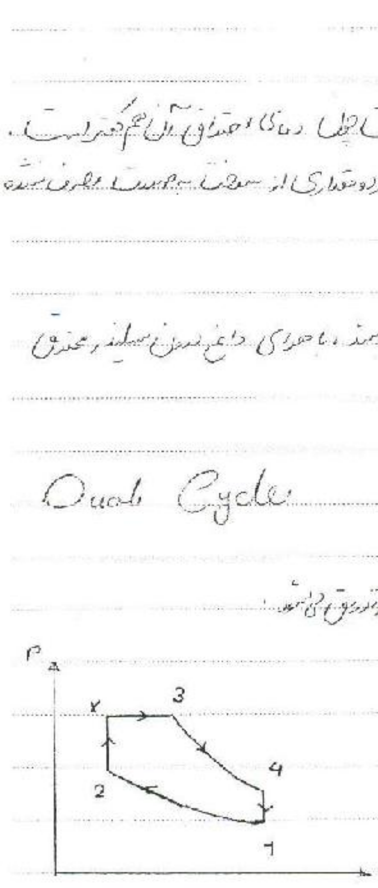
امکان است
دیزل
ولی نسبت تراکم موتور دیزل بیشتر ممکن است تا تراکم موتور اتو است
یعنی اگر دو دمای Max دو موتور را یکسان فرض کنیم، می‌بینیم که موتور دیزل دارای نسبت تراکم بیشتری و لذا بازده بیشتری است.
حجم سیلندر هر دو موتور یکی است

به لحاظ تئوری و عملی، آلودگی موتور دیزل کمتر از موتور بنزینی است چون دمای احتراق آن هم کمتر است.
اگر مقدار سوخت وارد شده به سیلندر بیشتر از حد مجاز باشد، کل سوخت نمی‌سوزد و مقداری از سوخت به صورت نسوخته خارج می‌شود (ایجاد آلودگی)

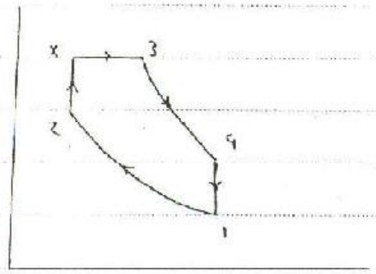
در موتور دیزلی باید مدت زمان تأخیر کم باشد تا سوخت به محض اسپری شدن با هوای داغ درون سیلندر مخلوط شود تا زمانی که سوخت زیادی درون سیلندر جمع نشده، محترق نشود!

## Dual Cycle

چرخه سیکل مختلطی است که سوخت و هوا (مقداری از سوخت) با هم
مخلوط شده و مقداری پس از رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا، به سیلندر تزریق می‌شود.

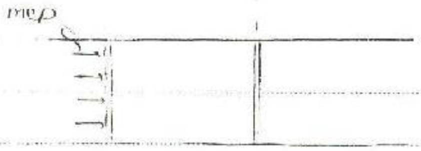


mean effective pressure فشار مؤثر متوسط



یک فشار تئوری که اگر به صورت ثابت اعمال شود در
یک stroke همان کاری را تولید می‌کند که در طول یک سیکل
موتور در یک سیکل کامل انجام می‌دهد.

$$mep\, A\,(stroke) = W_{cycle}$$



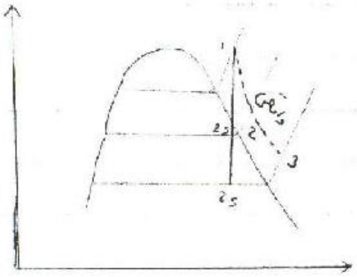
$$mep = \frac{W_{cycle}}{\underbrace{V_d}_{\text{displacement}}}$$

(حجم جابجایی)

هرچه mep ← بیشتر باشد کارکرد موتور بهتر است (کار زیادی در ابعاد کوچک تولید می‌کند)

جلسه هشتم

87,7,20

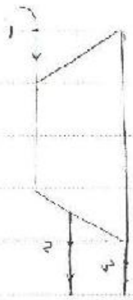


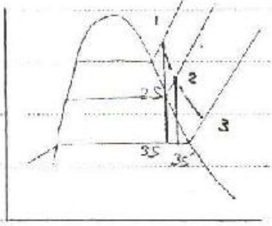
Internal Efficiency

راندمان داخلی توربین که همان است ولی در مسائل ما برای گاز ها

صفحات هم چنین راندمان را استفاده میکنیم

$$\eta_{ts} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}}$$





Stage efficiency

برای توربین با دو طبقه

در حقیقت تعداد بیشتر طبقات است

یعنی ورودی طبقه دوم توربین،

در حقیقت خروجی اول است یعنی با خصوصیات نقطه 2

$$\eta_{ts_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \eta_{ts_2} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$$

## چرخه های گازی

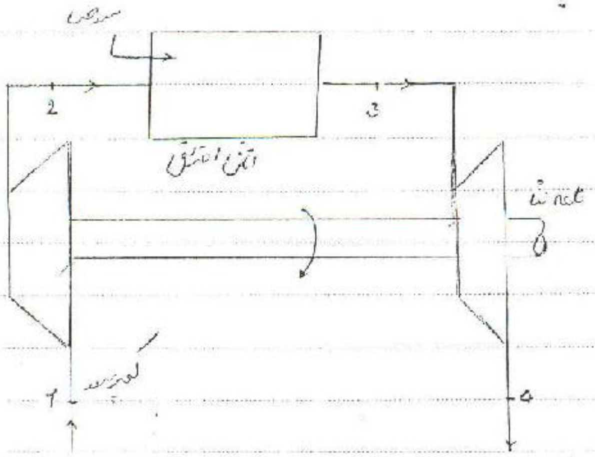
چرخه استاندارد هوا

موتورهای رفت و برگشتی
- چرخه اتو
- چرخه دیزل
- چرخه دوگانه

چرخه های توربین گاز

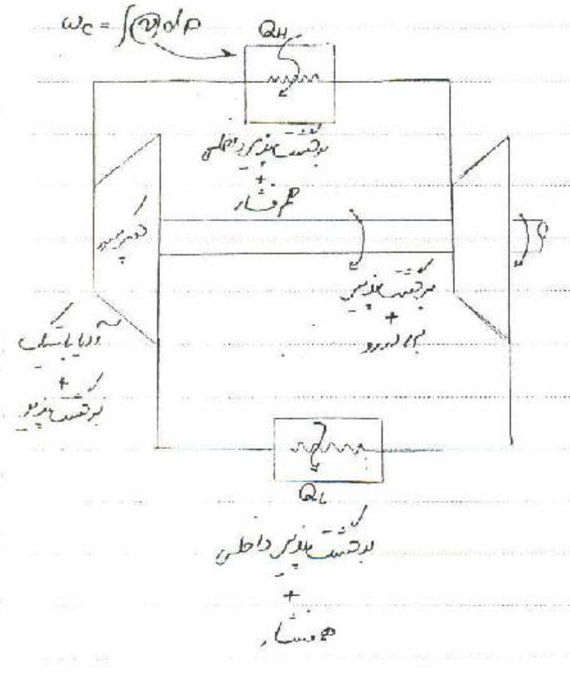
موتورهای گردشی { چرخه استاندارد هوای برایتون

# چرخه استاندارد هوای برایتون


سوخت
2
3
اتاق احتراق
$w_{net}$
کمپرسور
1
4

در یک چرخه توربین گاز، باید راندمان توربین و کمپرسور قابل ملاحظه باشد

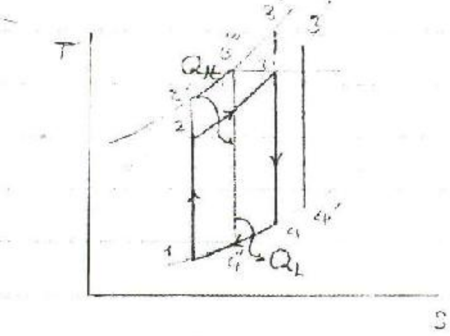
راندمان این چرخه‌ها نسبت به چرخه‌های ایده‌آل خیلی کمتر است ولی قدرت زیادی تولید می‌کنند


$w_c = \int v\,dP$
$Q_H$
برگشت پذیر داخلی
+
هم فشار
کمپرسور
برگشت پذیر
+
بی دررو
آدیاباتیک
+
برگشت پذیر
$Q_L$
برگشت پذیر داخلی
+
هم فشار

اگر کمپرسور علاوه بر ایزنتروپیک بودن، همدما هم باشد، یعنی کمترین حجم مخصوص را در حین کار داشته باشد، یعنی همدما باشد، کار ورودی به آن کمتر می‌شود

پس در اینجا کمپرسور را آدیاباتیک می‌گیریم

در حین ایجاد چرخه، از تقسیم فشار استفاده می‌کنیم (هم فشار) و برگشت پذیر داخلی



اگر دمای ماکزیمم بیشتر شود، قدرت تولیدی بیشتر می‌شود.

* نسبت فشار فقط برای مقایسه سیکل‌ها با دمای مختلف مطرح است!

* برای موارد دمای مرجعی، نسبت فشار مطرح است.

در دماهای واقعی، دمای نقطه 3 نمی‌تواند از یک حدی بالاتر برود (محدودیت برای این افزایش دما وجود دارد)

در چرخه 1 ″4 ″3 2 نسبت فشار بالا رفته چون هم دمای $Q_H$ نسبت به حالت قبلی بالا رفته، هم دمای $Q_L$ این نمودار!
ولی در این حالت $W_{net}$ کاهش یافته! برای تولید قدرت بیشتر باید $\dot{m}$ هوای ورودی چرخه را افزایش دهیم.

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

$$q_H = h_3 - h_2 = C_{p_0}(T_3 - T_2)$$

★ در حالت کلی نسبت فشار بهینه، آنچه کار تولیدی را ماکزیمم کند است.
برای Q نمی‌توان از رابطه Cp.T و Cv.T استفاده کرد!

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_{p_0}(T_4 - T_1)}{C_{p_0}(T_3 - T_2)}$$

فرض‌ها: آدیاباتیک، برگشت‌پذیر
گاز ایده‌آل (Cp و Cv ثابت)

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

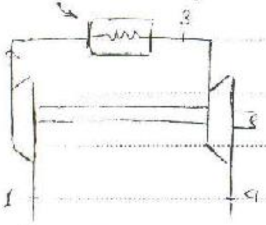
$$\left.\begin{aligned} T_2/T_1 &= \left(P_2/P_1\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_3/T_4 &= \left(P_3/P_4\right)^{\frac{k-1}{k}} \end{aligned}\right\} \quad P_2/P_1 = P_3/P_4$$

$$\boxed{T_2/T_1 = T_3/T_4}$$

$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$ $\rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}}}$

2. Film Cooling

1. Internal Cooling

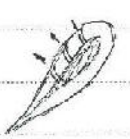


مثال :

دمای ورودی به توربین باید بالا باشد. برای ایجاد این
دمای بالا و استفاده از آن در توربین گاز، از پره‌هایی استفاده
می‌شود که یک طرفشان هوا و طرف دیگر گاز. و در توربین گاز.
یک طرف آن هوا و طرف دیگر گاز داغ است.
برای خنک کردن پره‌ها، مجاری درون پره وجود دارد که با
جریان یافتن هوا درون آن‌ها، پره‌ها خنک شده دیگر
نمی‌شکنند

$r_p = P_2/P_1 = 10$

$T_3 = 1100\ k$



$\frac{T_2}{T_1} = (\frac{P_2}{P_1})^{\frac{k-1}{k}}$

$T_2 = 300(10)^{0.286}$

$T_2 = 579.6\ k$

دقت کنید که اندازه‌گیری ناقص استفاده شده؛ خطای $C_{p_0}$ است.
به همین دلیل اعتماد بیشتری برای دمای توربین داریم!

$W_C = h_2 - h_1 = C_{p_0}(T_2 - T_1) = 1.0035\ (579.6 - 300) \rightarrow$

$W_C = 280\ \frac{kJ}{kg}$

$T_3 / T_4 = (\frac{P_3}{P_4})^{\frac{k-1}{k}} = (10)^{\frac{k-1}{k}}$

$T_4 = \frac{1100}{(10)^{\frac{k-1}{k}}} \rightarrow T_4 = 569.7$

$W_t = h_3 - h_4 = C_{p_0}(T_3 - T_4) = 1(1100 - 569) = 531\ \frac{kJ}{kg}$

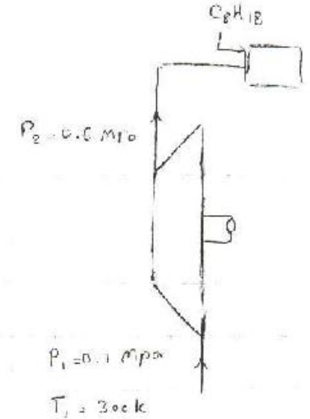
بیش از نیمی از کار توربین صرف کمپرسور می‌شود! ولی در توربین‌های بخار، کار پمپ نسبت به کار توربین بسیار کمتر است!

[illegible]

۱ مدل $C_p, C_v$ ثابت است

۲ مدل $C_p, C_v$ متغیر

مثال: مسئله کمپرسور را با $C_p, C_v$ یکبار ثابت و یکبار متغیر حل کنیم.



$P_1 = 0.1$ Mpa

$T_1 = 300$ k

$\eta_c = 0.8$

$C_p, C_v$ ثابت

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 300 (6)^{\frac{0.4}{1.4}} = 499.9 \text{ k}$$

$C_p, C_v$ متغیر

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{P_{r_2}}{P_{r_1}}\right)_s \leftarrow \text{آیزنتروپیک}$$

$P_r$ فشار تبدیل شده

$P_r = f(T)$ در جدول هست

$T_1 = 300 \text{ k} \Rightarrow P_{r_1} = 1.386$

$h_1 = 300.19 \ \frac{kJ}{kg}$

$$P_{r_2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r_1} = 6 \times 1.386 = 8.316 \rightarrow T_2 = 498.4 \text{ K}$$

از جدول $h_2 = 501.35 \ \frac{kJ}{kg}$

$$W_{c_s} = h_2 - h_1 = 501.35 - 300.19 \rightarrow W_{c_s} = 201.16 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_c = \frac{W_{sc}}{W_{ac}} \rightarrow W_{ac} = \frac{201.16}{0.8} = 251.45$$

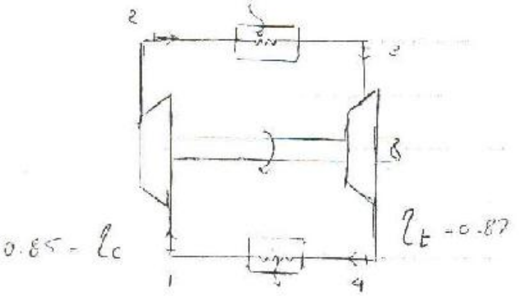
حدود 50kJ کار بیشتری نیاز دارد.

$$\frac{1}{r_v} = \frac{v_2}{v_1} = \left[\frac{v_{r_2}}{v_{r_1}}\right]_s$$

جدول هوا $T \rightarrow v_{r_1} \Rightarrow v_{r_2} \rightarrow T_2$

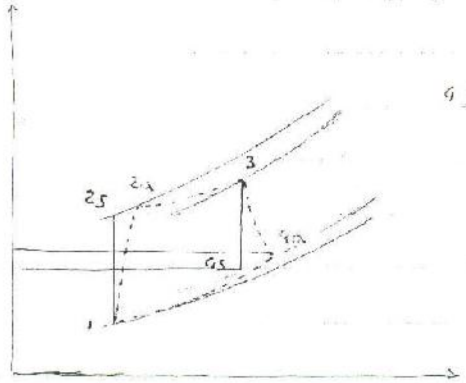
کمپرسور واقعی کمتر کارا است. یک کمپرسور واقعی کار بیشتری را طلب می‌کند!

چرخه استاندارد برایتون



- سادگی نیروگاه بخار بسیار بیشتر از چرخه برایتون است چون چرخه برایتون نسبت به حالت ایده‌آل، کار کمتری تولید و کار بیشتری مصرف می‌کند.

اعدادی که برای مثال بالا به عنوان بازده توربین و کمپرسور بیان شده است، مقادیری است که در این زمان به عنوان بازده آن‌ها وجود دارد.



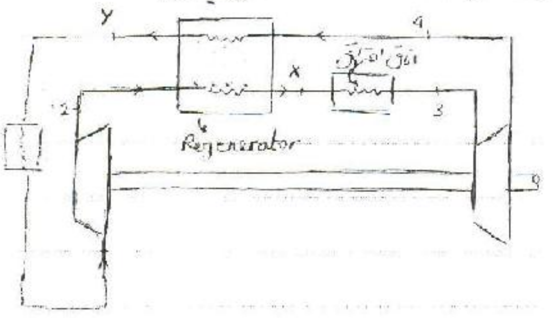
افت فشاری هم در دنیای واقعی وجود دارد باعث می‌شود فشار 1 از 4 کمتر است.

سعی می‌کنیم از دمای خروجی از توربین برای بالا بردن راندمان استفاده کنیم.

میزان

می‌توانیم از حرارت گازهای خروجی استفاده کنیم. یعنی دمای خروجی از مرحله ۴ را داخل یک heater ببریم تا آن را به کار مبدل کند و کار سوخت heat را داخل توربین کنیم.

ولی در این حالت، باید ببینیم، حرارت مصرفی در اتاق احتراق را کاهش بدهیم. می‌توان با دمای خروجی از توربین ۴ به عنوان یک heater، دمای ورودی به اتاق احتراق را گرم کرد.



## توربین گاز با بازیاب

## Regenerator Cycle

مبدل‌های حرارتی (heat exchanger) دو نوع دارند:

مبدل غیرهمسو Counter flow

مبدل همسو Parallel flow

در مبدل غیرهمسو، در تمام مسیر حرکت، انرژی از یک مسیر به مسیر دیگر داده می‌شود. اگر سطح انتقال را بی‌نهایت در نظر بگیریم (مبدل ایده‌آل باشد) دمای خروجی مسیر سرد برابر دمای ورودی مسیر گرم است.

$$\boxed{T_4 = T_x}$$

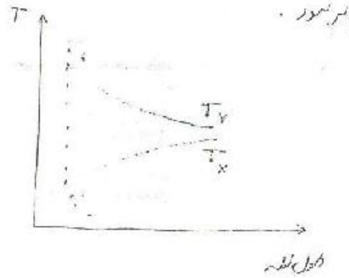
وقتی گازها از یک جنس باشند:
$$\dot{m} C_{p_0} (T_x - T_2) = \dot{m} C_{p_0} (T_4 - T_y)$$

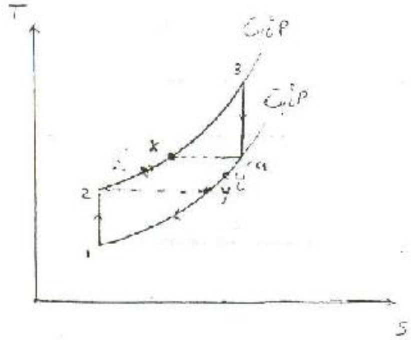
$C_p$ها هم برابر است و از رابطه بالا بدست می‌آید

$$T_2 = T_y$$

در این سیکل‌ها، کمپرسور کار اضافه نخواهیم داشت چون خروجی کمپرسور همیشه مایع است و ما در چرخه بالا (هوا) مایع نخواهیم داشت. ولی مبدل حرارتی برای اتلاف حرارت هم نخواهیم داشت (در حالت واقعی) چون در دمای ۷ خارج می‌شود.

در یک مبدل حساس، در صورت طولانی بودن لوله، $T_x$ و $T_y$ می‌توانند برابر شوند.





مساحت محصور شده بین چرخه‌ها، قدرت تولیدی است.
پس در چرخه با بازیاب، مقدار قدرت تغییری نمی‌کند ولی
$Q_H$ (انرژی گرفته شده در اتاق احتراق کم می‌شود)

$$\uparrow \eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H \downarrow}$$

دمای متوسط منبع گرم (3 و x) زیاد شده و دمای متوسط منبع سرد (1 و y) کاهش پیدا کرده پس راندمان هم زیاد می‌شود

## چرخه واقعی توربین گاز با بازیاب

کمپرسور و توربین دارای راندمان کمتر از 100٪ است.
اتاق احتراق دارای افت فشار است
مبدل Regenerator بازدهی کمتر از 100٪ داریم.

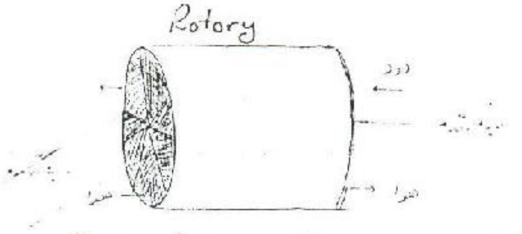
در حالت واقعی دمای خروجی مسیر سرد کمتر از دمای ورودی مسیر گرم است چون سطح بی‌نهایت نداریم

مسیر سرد $\eta_{Reg} = \frac{h_{x'} - h_2}{h_x - h_2}$ Cp ثابت $\eta_{Reg} = \frac{T_{x'} - T_2}{T_x - T_2}$

مسیر گرم $\eta_{Reg} = \frac{h_4 - h_{y'}}{h_4 - h_y}$ 〃 $\eta_{Reg} = \frac{T_4 - T_{y'}}{T_4 - T_y}$

سطوح انتقال حرارت درون این استوانه بصورت لانه زنبوری طراحی شده‌اند.

Rotory



دودی که از طرف بالا گرم شده دارای دود می‌شوند.
دودی که از پایین گرم شده با هوای سرد خارج می‌شود.

Regeneratore

اگر استوانه‌ای را در این استوانه قرار دهیم، در حالت چرخش، دمای بالای دود را به هوا منتقل می‌کند.

تنها مشکل مهم این نوع مبدل، احتمال اختلاط جزئی دود و هوا در مبدل‌های دوار Rotory است.

$$\text{Specific Weight} = \frac{\overset{\text{قدرت}}{W_{net}}}{\underset{\text{کل}}{W}}$$

هرچه بیشتر Specific Weight باشد بهتر است.

Subject: 21
Year: Month: Date: / /

جلسه دهم

87 , 7 , 27

مثال : موتور دیزل

$r_v = 20$

$P_1 = 95\ kpa$

$T_1 = 25\ °C$

$T_{max} = 2800\ k$

1. $\eta_{th} = ?$

2. $mep = ?$

3. $\dot{W}_{net} = 40\ kW$ و موتور 4 سیلندر باشد و $rpm = 2000$

و موتور 4 زمانه باشد (4 stroke) حجم 1 سیلندر = ?

$N_{cycle} = \frac{rpm}{2}$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(\frac{8.314}{29})(273.15+25)}{95}$$

$$v_1 = 0.9\ \frac{m^3}{kg}$$

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

$$v_2 = \frac{0.9}{20} = 0.045\ \frac{m^3}{kg}$$

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

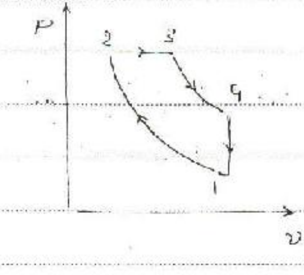
$$= 298.15\ (20)^{0.4} = 988.2\ k$$

بعد از تراکم دما به $T_2$ می رسد

فقط در موتور دیزل می توان دما را به این بالایی داشت (یعنی نسبت تراکم بالا را) . در موتور بنزینی اگر دما در هنگام تراکم به مقدار زیاد باشد، چون موتور هوا همراه سوخت است باعث قبل از جرقه زدن شمع، مخلوط سوخت و هوا آتش می گیرد.

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$

$$P_2 = 95\ (20)^{1.4} = 6297.4\ kpa$$



$$P_2 = P_3$$

$$P_2 v_2 = n_2 \bar{R}\, T_2$$

$$P_3 v_3 = n_3 \bar{R}\, T_3$$

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{T_2}{T_3}$$

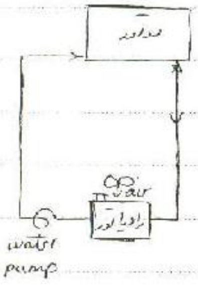
الان چون چرخه استاندارد هوا داریم و نسبت مولی هوا در نقطه 2 , 3 برابر است $\frac{n_2}{n_3} = 1$ است ولی در حالت واقعی در حالت 2 هوا داریم ولی در حالت 3 گازهای حاصل از احتراق داریم پس تعداد مول های 2 و 3 متفاوت است

PAPCO

دمای احتراق موتور دیزل کمتر از دمای احتراق موتور بنزینی است و این یک مزیت برای آن محسوب می‌شود چون آلودگی کمتری ایجاد می‌شود. این تفاوت به علت حجم ثابت بودن احتراق در موتور بنزینی است.

چرا دمای بالای موتور بنزینی روی موتور تأثیر مخربی ندارد؟

در داخل موتور آلیاژهای آلومینیوم وجود دارد که در مدت زمان طولانی، نمی‌توانند دمای بالا را تحمل کنند ولی در داخل موتور، فرایند احتراق حدود دهم ثانیه است پس فرصت زیادی برای تبادل گرما میان گازها و بدنه سیلندر وجود ندارد. همچنین خنک کاری توسط آب و روغن همواره روی جداره موتور و یاتاقان های آن صورت می‌گیرد.



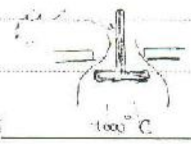
تذکر: fan که آب رادیاتور را خنک می‌کند به موتور ماشین وصل بود و فن‌های موتور روشن بود. پروانه در حال چرخیدن بود. سرعت دور موتور را بیشتر مصرف می‌کرد. سرعت چرخش آن هم بیشتر بود. ولی در خودروهای جدید پروانه با موتور جداست. برای کاری که روشن شدن آن وابسته به دمای آب رادیاتور است و تا زمانی که آب رادیاتور گرم است روشن می‌ماند.

$$v_3 = 0.045 \left( \frac{2800}{988.2} \right) = 0.1275 \ \frac{m^3}{kg}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = 1281.4 \ k$$

نسبت $\frac{V_3}{V_2}$ (در فرایند فشار ثابت احتراق) را cut off ratio گویند.

هنگامی که دود از موتور خارج می‌شود دمای بسیار بالایی دارد (حدود ۲۰۰۰°C). برای محافظت سوپاپ‌ها دود، درون میله آن سدیم می‌ریزند تا در هنگام خروج دود آب شده و مانع بالا رفتن دمای سوپاپ شود.



Subject: 22
Year:  Month:  Date:  (  )

$$q_{23} = h_3 - h_2 \overset{\text{گاز ایده‌آل}}{=} C_p (T_3 - T_2) = 1.0035\,(2800 - 988.2)$$

$$q_{23} = 1818.4 \ \frac{kJ}{kg}$$

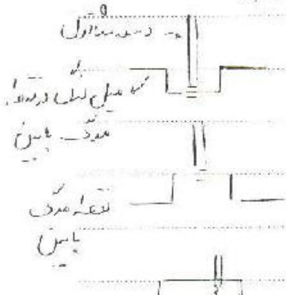
$$q_l = C_{v_0} (T_4 - T_1) = 0.7175\,(1281.9 - 298.15)$$

$$q_L = 704.49$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_h} = \frac{q_h - q_c}{q_h} = 0.612$$ راندمان واقعی موتور نزدیک به 40 ٪ می‌رسد!

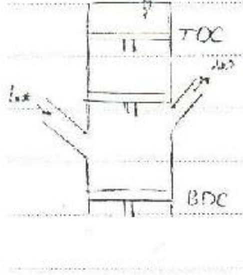
$$W_{net} = 1818.4 - 704.49 = 1113.6 \ \frac{kJ}{kg}$$ مقدار کار بر واحد جرم یک سیکل

$$mep = \frac{W_{cycle}}{v_1 - v_2} = \frac{1113.6}{0.9 - 0.045} = 1302.5 \ kpa$$ فشار موثر متوسط



موتور 4 زمانه: میل لنگ 2 دور می‌زند (720°) تا یک سیکل انجام شود.
برای یک فرایند تراکم میل لنگ 180° می‌چرخد.

موتور 2 زمانه: میل لنگ 360° دور می‌زند تا یک سیکل انجام شود.



موتور دو زمانه: بیشتر به درد موتور سیکلت می‌خورد.
نکته منفی: مقداری سوخت و هوا وارد اگزوز هم می‌شود.
تعداد فرایندهای احتراق در این موتورها دو برابر است پس عمل کاری آن هم بیشتر است. آلودگی آن چون خیلی زیاد است بر روی این موتورها بسته نشده است.
تنها زمینه کاربرد آن در موتورهای کشتی است. آن هم برای موتور دیزل.

$$N_{cycles} = \frac{2000}{2 \times 60} \ \frac{\text{چرخه}}{\text{ثانیه}}$$

PAPCO

قدرت موتور

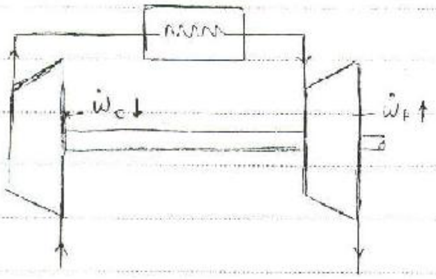
$$\frac{40 \times 1000}{kw} = N\ cycles \times 4 \times m \times 1113.6$$

تعداد سیلندر مقدار کار هر سیکل

$$m = 0.5344\ kg$$

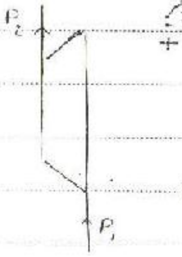
$$V = \frac{mRT}{P} = 0.489\ m^3$$

افزایش بازده



نحوه کارکرد کمپرسور چگونه باشد بهتر است؟

در حالت ایده‌آل : برگشت‌پذیر + بی دررو



برگشت‌پذیر

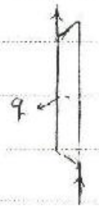
همدما $Pv = Const$

بی دررو $Pv^k = const$

پلی‌تروپیک $Pv^n = Const$

همدما :

$W_c = q$



فرایند حجم کنترل : $w_c = \int v\,dp$

$$w_c = RT \ln \frac{P_2}{P_1} = RT \ln \frac{v_1}{v_2}$$

آدیاباتیک :

$$Pv^k = Const$$

$$w_c = \int v\,dp$$

$$w_c = h_2 - h_1 = C_{P_0}(T_2 - T_1)$$

$$w_c = C_{P_0} T_1 \left( T_2/T_1 - 1 \right)$$

$$T_2/T_1 = \left( P_1/P_2 \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$W_{cs} = \frac{kRT_1 \left( 1 - \left( P_2/P_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}{1-k} \qquad \begin{cases} \dfrac{C_{P_0}}{C_{V_0}} = k \\ C_{P_0} - C_{V_0} = R \end{cases}$$

پلی‌تروپیک :

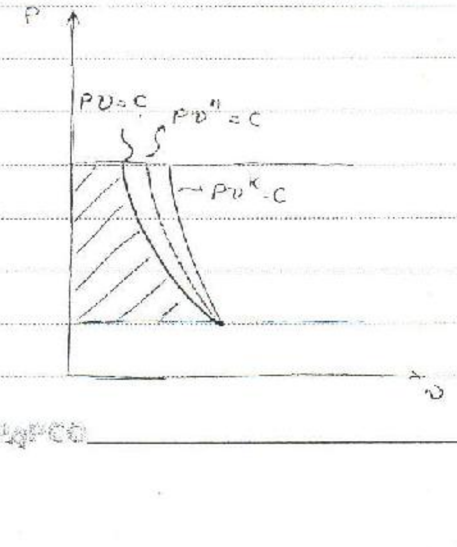
$n$ مشخص می‌کند مقدار انتقال حرارت چقدر است و جهتش چیست

$1 < n < k$ : برای کمپرسورهای صنعتی ، گرما از کمپرسور به محیط انتقال می‌یابد.

$n = 1$ : هم‌دما

$n = k$ : آدیاباتیک ← دما خیلی بیشتر می‌شود

$$W_{cp} = \frac{nRT_1 \left( 1 - \left( P_2/P_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} \right)}{1-n}$$



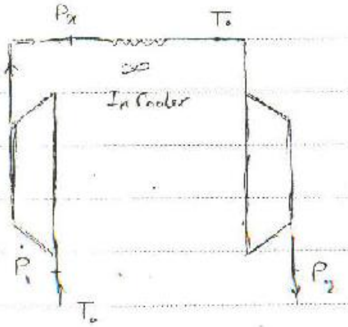
مساحت هاشور خورده کار مصرفی کمپرسور است.

کمپرسور هم‌دما ، نسبت به سایر حالات کار کمتری مصرف می‌کند.

ساختن کمپرسور همدما امکان‌پذیر نیست چون فرایند ایزوترم یک فرایند سریع است ولی فرایند انتقال حرارت طولانی مدت است، نمی‌توان آن را همدما درنظر گرفت.

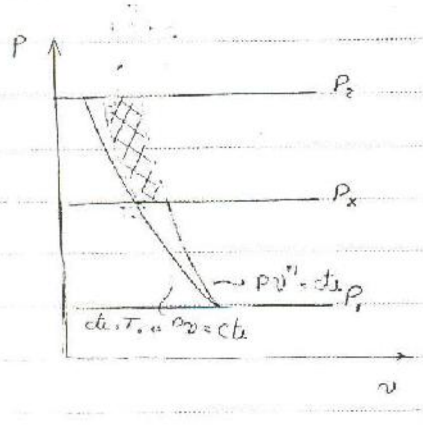
فرایند ایزوترم (همدما)

اگر بتوان کمپرسور ساخت بیشترین بازده را داشته باشیم، فرایند حالت ایزوترمال ایزوترمال می‌شود. گذشته از مبدل حرارتی (Fan) پشت کمپرسور قرار دهیم فرایند به همدما نزدیک‌تر می‌شود



کمپرسورهای کارخانه 2 یا 3 طبقه است و ما بین طبقه‌ها inter cooler است

این دو طبقه کردن به اندازه مساحت هاشور خورده کار مصرفی را کم کرده است



$$\frac{\partial W_c}{\partial P_x} = 0$$

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2}$$

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}$$

اگر نسبت فشارها به صورت بالا برابر باشد، مقدار کار مصرفی بیشتر از همه کاهش می‌یابد.

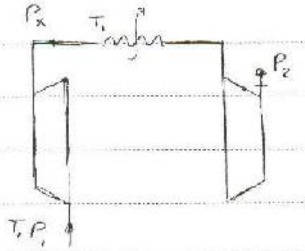
جلسه یازدهم
87/7/29

$$w_c = \frac{nRT_1\left(\left(P_x/P_1\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}{n-1} + \frac{nRT_1\left(\left(P_2/P_x\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}{n-1}$$

$$\rightarrow \frac{\partial w_c}{\partial P_x} = 0$$

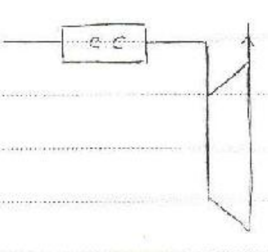
$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \rightarrow \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}$$

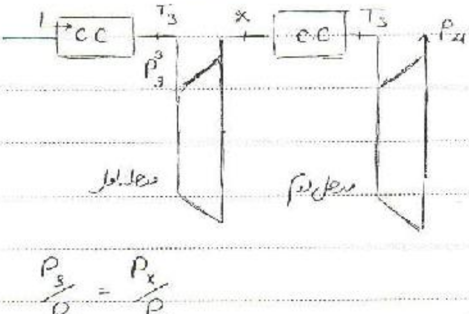
در نقطه x دمای گاز هم $T_1$ است یعنی intercooler آنقدر قوی است که دما را به $T_1$ باز گرداند.



سؤال: آیا اکسیژن کافی در مخلوط خشک شده برای احتراق دوم وجود دارد؟

اکسیژن موجود در این مخلوط به اندازه کافی زیاد است و مشکلی از این جهت وجود نخواهد داشت.





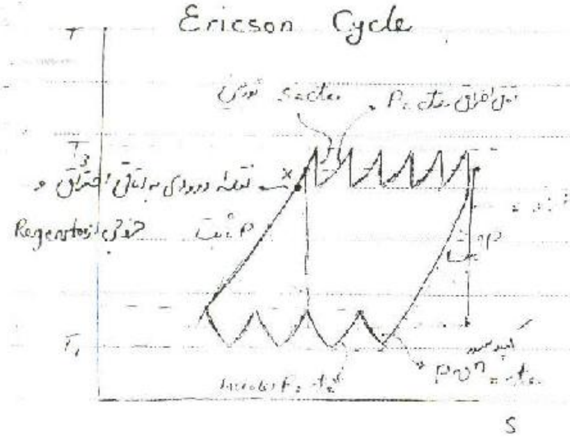
در صنعت معمولاً تعداد مراحل انبساط به سه مرحله هم می‌رسد.

تعداد مراحل انبساط اگر زیاد شود، انبساط هم دما خواهیم داشت.

$$\frac{P_3}{P_x} = \frac{P_x}{P_4}$$

اگر نسبت فشار توربین‌ها برابر باشند، قدرت تولیدی آن‌ها برابر می‌شود

## Ericson Cycle



دمای min ها برابر اند چون همه‌ی intercooler ها آنقدر خنک می‌کنند که دما به دمای $T_1$ (اولیه) برگردد

دمای max ها هم برابر است چون است دستگاه‌ها برابر اند

در دنیای واقعی خواص انبساط و تراکم (توربین و کمپرسور) را بیشتر از سه مرحله نمی‌توانیم معمولا دو مرحله است

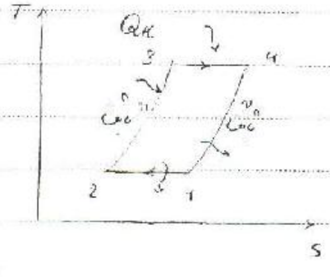
اگر به تعداد خیلی زیاد افزایش بدیم، می‌توانیم فرآیند های انبساط و تراکم را هم دما در نظر بگیریم

مساحت دو سیکل برابر است ← بازده چرخه فوق به بازده چرخه کارنو میل می‌کند ← به بازده کارنو رسیدیم !!!

در خطوط انتقال گاز، ایستگاه های متعدد وجود دارد که شامل یک چرخه توربین گاز و یک کمپرسور است تا فشار گاز را در خطوط افزایش دهد.

چرخه Ericson واقعی در دنیای معمول نداریم چون تعداد مراحل تراکم و انبساط کمتر از تعداد بالا است. هر چه تعداد مراحل انبساط و تراکم را بیشتر کنیم، بازده به بازده Ericson نزدیک می‌شود که با بازده کارنو برابر است.

## Stirling Cycle



فرایند 4-3 هم دما است یا با وجود انبساط، دما ثابت ماند.

فرایند 2-1 هم دفع حرارت است.

پس آنچه موتورهای بنزین سوز بر اساس چرخه استرلینگ ساخته شده‌اند.
چرخه‌های توربین گاز بر اساس چرخه برایتون ساخته می‌شود.

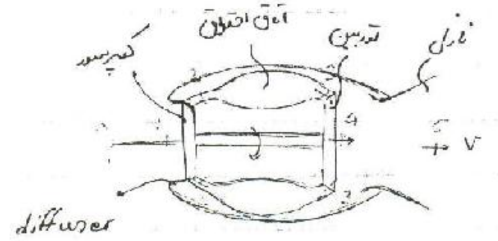
Internal Combustion Engines
شامل موتورهای بنزینی و دیزلی

احتراق جزئی از فرایندهای چرخه است.

External Combustion Engines
شامل چرخه‌های توربین گاز

انرژی حاصل از احتراق به سیالی که آن منتقل می‌شود و احتراق جزء فرایندهای چرخه نیست

Turbojet توربوجت

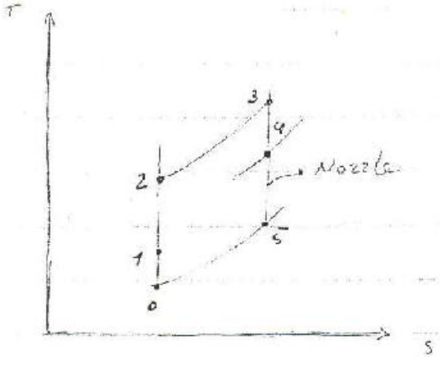


این موتور آیرودینامیک طراحی می‌شود
به اندازه‌ای قدرت تولید می‌کند که کمپرسور را حرکت کند

$V_5 \gg V_0$

$\sum F_x = \dot{m}(\Delta V)$

$F_x = \dot{m}(V_5 - V_0)$



Nozzle شیپوره‌ای است که تولید سرعت می‌کند

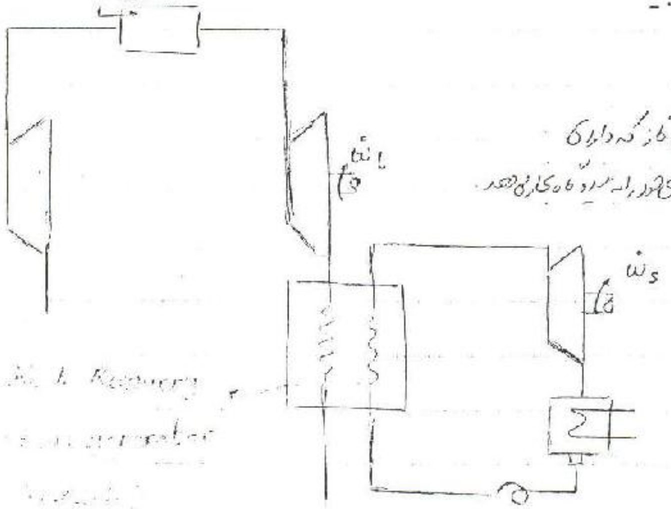
نازل در اینجا همگرا-واگرا است تا سرعت تولیدی از سرعت صوت بیشتر باشد.
در هنگام ورود، diffuser هم سرعت هوا با سرعت فوق صوت است. (هواپیماهای جنگی)

## نیروگاه‌های آینده

① با توجه به آلودگی محیط زیست، حتماً باید گرایش به سمت چرخه‌هایی باشد که آلودگی کمتری تولید می‌کنند.

تنها قانون فعلی درباره محیط زیست، قانون مسائل مونترال است. گاز فریون به عنوان گازهای قاچاق محسوب می‌شود!

جهت‌گیری آینده به سمت چرخه‌هایی با راندمان بیشتر و آلودگی کمتر است. در سال‌های اخیر چرخه‌های ترکیبی (Combined Cycle) استفاده زیادی در صنعت یافته است. مثل چرخه‌ی نیروگاه بخار همراه با توربین گاز است.



گازهای خروجی از توربین گاز که دارای انرژی بالایی است، انرژی خود را به نیروگاه بخار می‌دهند.

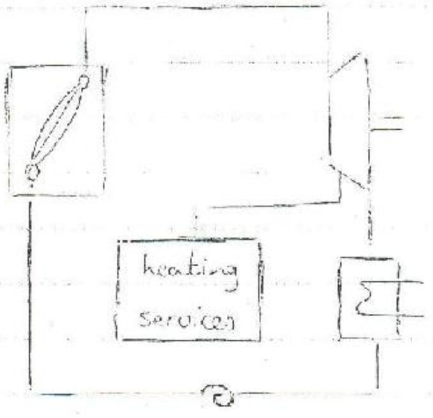
توربین گاز برای ساعات پیک بسیار مفید است، خیلی سریع وارد مدار می‌شود.

چرخه ترکیبی: نیروگاه بخار + توربین گاز، راندمان نیروگاه را بالا می‌برد.

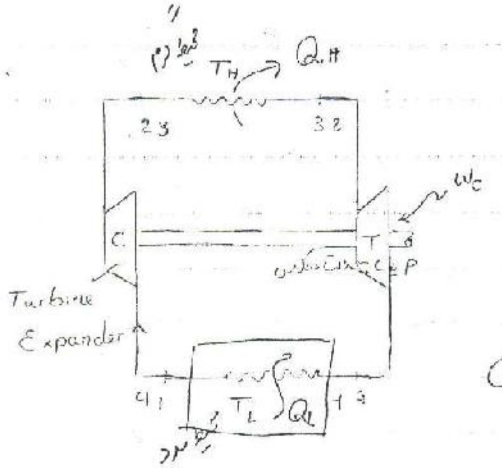
$CO$، $SO_x$، $NO_x$ آلاینده‌های شناخته‌شده‌اند، ولی اخیراً مشخص شده که یکی از آلاینده‌های مهم خود گاز $CO_2$ است (گرم شدن بیش از حد زمین).

چرخه تولید همزمان ، استفاده از [illegible] [illegible] را بیشتر می‌کند

Cogeneration


heating services

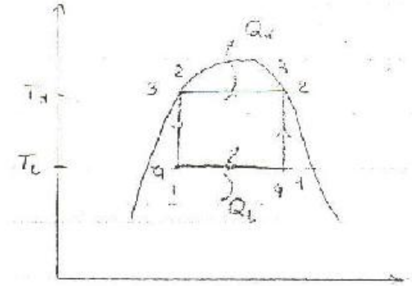
چرخه های کارنو تبریدها


$T_H$
$Q_H$
$W_C$
C
T
Turbine
Expander
$T_L$
$Q_L$
1
2
3
4

در چرخه برگشت پذیر، هر جا اراده کنیم می توانیم جهت فرایند ها را معکوس کنیم.

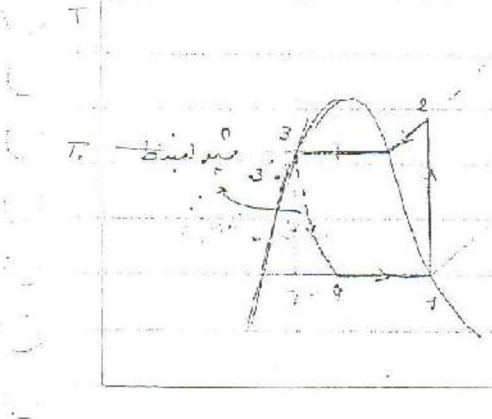
حالت معکوس چرخه کارنو :

مشکل : سیال دوفازی نمی تواند مثل یک سیال انبساط پیدا کند


$Q_H$
$T_H$
$T_L$
$Q_L$
1
2
3
4

علاوه بر عدم صحت عملکرد بالای چرخه کارنو، به علت مشکلاتی که ایجاد می شود، آن را کنار می گذاریم.

## Compression Refrigeration | چرخه تبرید تراکمی


T
$T_H$
شیر انبساط
1
2
3
4
s

حتما باید چرخه معکوس کنیم چون می خواهیم سرمای مداوم هوای اطراف یخچال را سرد کند

Coefficient of Performance

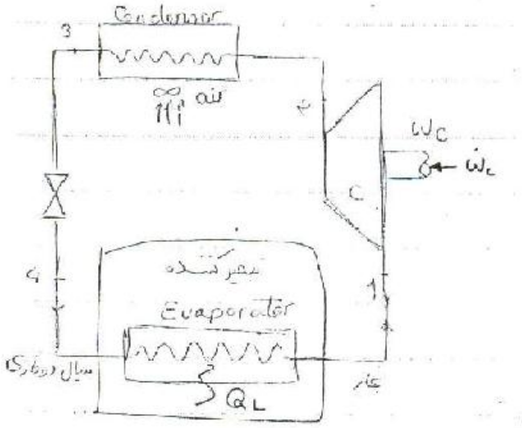
$$COP = \frac{Q_L}{W_C} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1}$$

ضریب عملکرد

می خواهیم $Q_L$ را افزایش دهیم برای این کار بنا به بیان کلازیوس باید کار صرف شود. مقدار COP بی نهایت نمی تواند باشد.

$$COP = \frac{\text{هدف}}{\text{هزینه}}$$

اگر دمای منبع سرد کم متغیر باشد می‌توانیم COP را برای کارنو بدست آورد و COP نمی‌تواند ماشین‌های واقعی بیشتر از COP کارنو باشد .



مبردها به مبرد باید یک سیال کار باشد

ابتدا این سیکل باید بررسی کنیم ، کمپرسورها
آن‌ها را بررسی کنیم

سیال مبرد به صورت مایع اشباع در دمای محیط است .

در مرحله بعدی 3 وارد شیر فشارشکن می‌شود
این عمل : فرآیند بازگشت ناپذیر در جریان می‌کند
نمی‌توان به جای شیر انبساط از توربین استفاده کرد چون
مایع به پره‌های توربین آسیب می‌زند .

دمای سیال مبرد حدود ‎-18 و ‎-20 است که باعث جذب $Q_L$ از محیط داخل یخچال به سیال مبرد است

3 به 4 : فرآیند آنتالپی ثابت — Throttling Proces

$$h_1 = h_2$$

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

برای فرآیند ها داریم :

ضریب ژول تامسون $\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h$ $\Delta P < 0$

برای اینکه $\Delta T < 0$ باشد باید $\mu_J > 0$

Subject: Year: Month: Date: / /

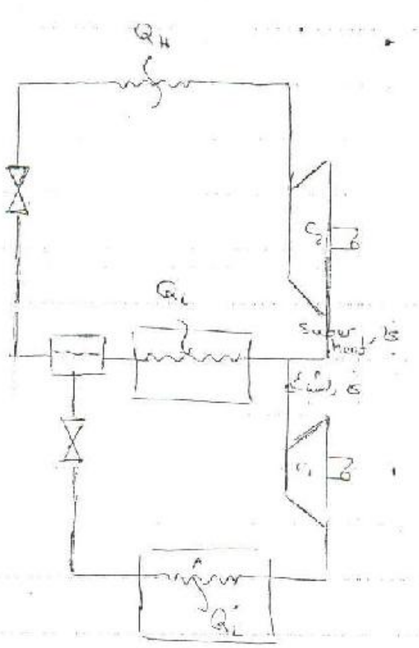
برای گازهای ایده‌آل چون آنتالپی تابع دماست پس ضریب ژول تامسون صفر است. h=h(T)

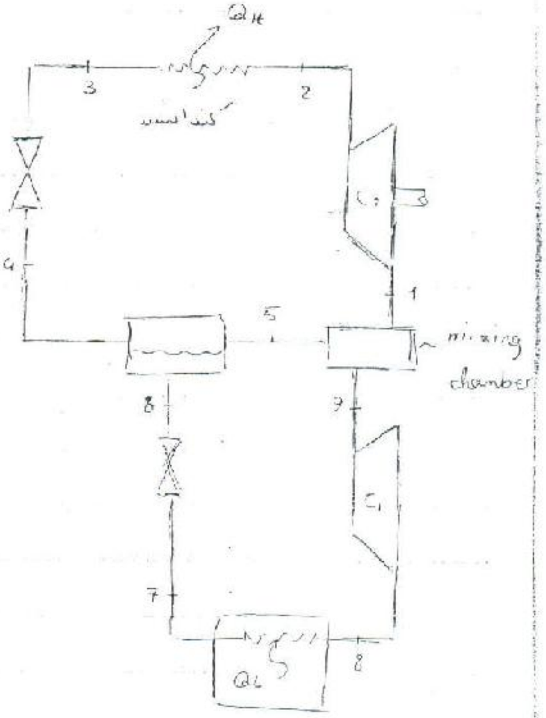
با فرض دبی جرمی برای چرخه‌ها یکسان نیست

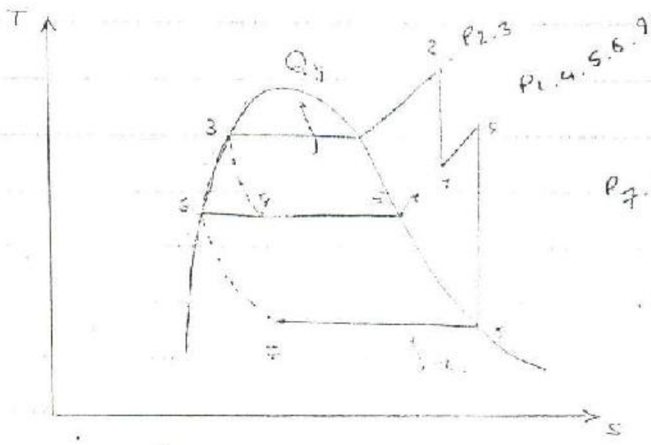
و دیگر سیال مبرد باید مشترک باشد

عیب سیکل تبرید ترکیبی: هزینه بالا دستگاه‌ها قابل توجه است!)

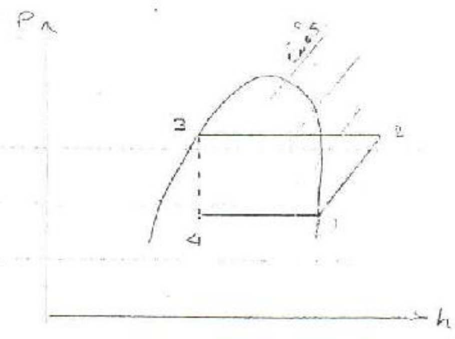
کاربرد: سردخانه - سیستم‌های تهویه مطبوع ← chiller


$Q_H$
$C_2$
$Q_L$
super heat گاز
گاز اشباع
$C_1$
$Q_L'$


$Q_H$
3
2
کندانسور
$C_2$
4
5
1
mixing chamber
8
9
$C_1$
7
6
$Q_L$


T
s
$Q_H$
2
$P_{2,3}$
$P_{1,4,5,6,9}$
$P_{7,8}$
3
5
6
7
8
4
1

میزان دمای: سطح [illegible].

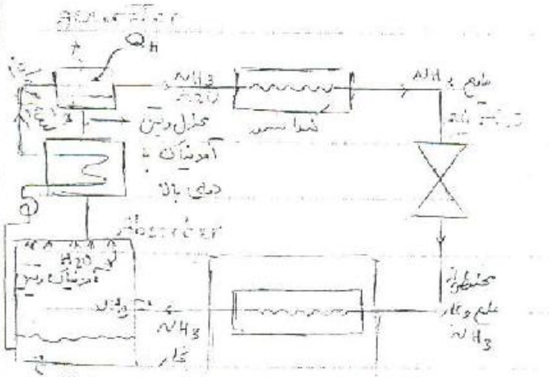

P
h
3
2
4
1
s ثابت

تمرین ۴: نشان دهید در دیاگرام P_h خطوط s ثابت ، خطوطی است با شیب ثابت.

تمرین ۵: دیاگرام P_h چرخه تبرید بالا را رسم کنید.

## سرمایش جذبی

Absorption [illegible]


Generator
$Q_h$
$NH_3$ بخار
کندانسور
مایع $NH_3$
محلول رقیق آمونیاک با دمای بالا
Absorber
$H_2O$
آمونیاک رقیق
$NH_3$ بخار
مخلوط مایع و بخار $NH_3$
$NH_4OH$

این چرخه کاملاً متفاوت با شرایط گفته شده است. در این چرخه به جای کمپرسور یک پمپ کار می‌گذارند که مصرف برقش کمتر است.

اگر $NH_3$ بخار را در کنار محلول رقیق آمونیاک یا آب قرار دهیم، جذب آن می‌شود.

هرچه مقدار (دمای) $H_2O$ کمتر باشد، آمونیاک بیشتری جذب می‌کند. بین محلول رقیق و غلیظی که از generator خارج می‌شود مقداری از آن را کم می‌کنیم یعنی آن را وارد Absorber می‌کنیم.

برخی از کشورها که چرخه تولید صنعتی در آن‌ها تعریف شده است، تقریباً همه کارخانه‌های آن‌ها از برق استفاده می‌شود و سوخت‌ها را در کشور به برق تبدیل می‌کنند. در این کشورها چرخه تبرید جذبی استفاده نمی‌شود در حالی که می‌خواهند برای گرم کردن استفاده کنند را مستقیماً به کمپرسور می‌دهند و از چرخه تراکمی استفاده می‌کنند.

سیال موجود در چرخه جذبی می‌تواند لزوماً $NH_3$ باشد.

مثلاً در چیلر جذبی لیتیم برماید: از سیال آب استفاده می‌شود.

لیتیم برماید برای سیستم‌های تهویه مطبوع است

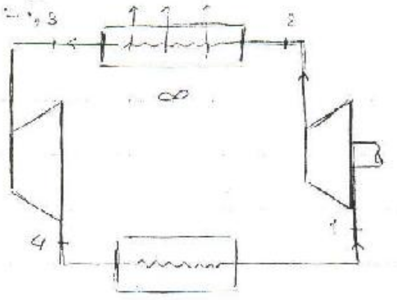
$NH_3$ برای دماهای خیلی پایین است.

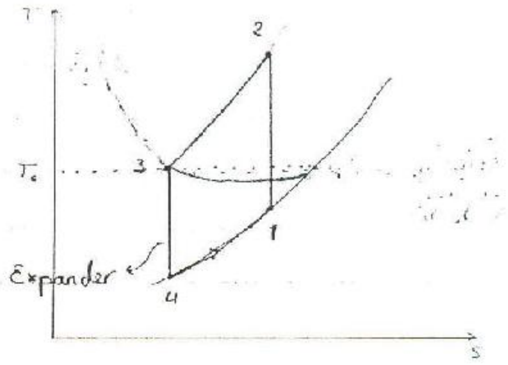
جلسه سیزدهم

Subject: 29 Year: Month: Date: 87/8/11

[illegible] گازی

کاربرد دیگر چرخه این دستگاه‌ها [illegible] Condenser در گرمسیر با هوای خارج در تماس می‌باشد و Evaporator داخل اتاق است. این دستگاه‌ها که برعکس [illegible] هم دارند، عملاً همان کولرهای گازی‌اند، [illegible] Evaporator را [illegible] هوای اتاق را هم گرم و هم سرد می‌کند





چون سیال موجود در کولرها هوا است، برای خنک کردن دمای سیال، نمی‌توان از شیر انبساط استفاده کرد. چون برای هوا (گاز ایده‌آل) $\mu_J = (\frac{\partial T}{\partial P})_h = 0$ نمی‌تواند به عنوان گاز تبرید استفاده کرد.

برای فرایند ۳ به ۴، از یک فرایند آیزنتروپیک استفاده می‌شود. برای این کار از یک Expander که همان توربین است استفاده می‌شود که از آن کار خروجی برای کمک به کمپرسور می‌گیرند تا دستگاه بازدهی لازم را داشته باشد.

این Expander هزینه‌های زیادی ایجاد می‌کند! بدین دلیل برای خنک کردن هوا، از این چرخه استفاده نمی‌کنند. فقط در مناطق خاص استفاده می‌شود.

مثلاً برای خنک کردن کابین داخل هواپیما، زمانی که روی زمین است، هوا را در مرحله ۱ توسط ماشینی دیگر تأمین می‌کنند.

در صنایع گازها را به صورت خالص لازم داریم. برای جداسازی گازها نیاز به [illegible] دماهای تقطیر گازها است. بنابراین صنایع تفکیک گازها به دماهای بسیار پایین نیاز دارند.

## روابط ترمودینامیکی

در ریاضی همدیگری، مشتق جزئی مانند مشتق جبری است

و ما اندازه‌گیری نمی‌توان خواصی که مستقیماً u، h، s، a، g را اندازه‌گیری کند.
کمیت‌هایی را که می‌توان مستقیماً اندازه‌گیری کرد P، v، T هستند

در نتیجه روابط ترمودینامیکی مناسب است که بتواند خواص قابل اندازه‌گیری را به خواص غیرقابل اندازه‌گیری ارتباط دهد.

$z = z(x, y)$

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy$$

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y$$

$$\int_1^2 dz = z_2 - z_1$$

$$\int_1^2 ds = s_2 - s_1$$

$\delta q = du + \delta w$

برگشت‌پذیر $\delta q = T ds$ $\qquad T ds = du + P dv \qquad du = T ds - P dv$ (1)

$\delta w = P dv$

این رابطه از روی فرایند برگشت‌پذیر بدست می‌آید.

$$\int_1^2 ds = \int \frac{du}{T} + \int \frac{P dv}{T}$$

چون این خواص دیفرانسیل کامل است فقط به ابتدا و انتها بستگی دارد به همین دلیل برای مسیرهای برگشت‌ناپذیر هم صادق است.

$h = u + Pv$

$dh = du + Pdv + vdp$ $\qquad dh = Tds + vdp$ ②

$* \; Tds = dh - vdp$

Gibbs function $\quad g = h - Ts$ $\qquad$ a و g یک تابع پتانسیل کامل است می باشد

Helmotz function $\quad a = u - Ts$ $\qquad$ برای حل مسائل ترمودینامیک کاربردهای

داشته باشند

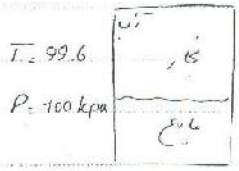
در ترمودینامیک 1 صرفاً شرایط قبل و بعد از هر فرایند را، حالت تعادل در نظر می گیریم

رابطه‌ای که از خواص جدول بدست آمد. →

$$g_f = g_v$$

$$h_f - T_f s_f = h_v - T_g s_v$$

$$s_{fg} = \frac{h_{fg}}{T}$$



از روابط بالایی که انتگرال گرفتیم →

$$* \int_f^g dh = \int_f^g T ds = T \int_f^g ds$$

$$h_{fg} = T s_{fg} \rightarrow s_{fg} = \frac{h_{fg}}{T}$$

$g = h - Ts$

$dg = dh - Tds - sdT$ $\qquad dg = vdp - sdT$ ③

$da = du - Tds - sdT$ $\qquad da = -pdv - sdT$ ④

حال T ، S ، P ، v ، g ، h ، a ، u همه متغیرهایی که [illegible]

PAPCO

Subject:
Year. Month. Date. ( )

کامل را برای آن ها نوشت.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$$

روابط ماکسول Maxwell's Relation

برای این مربع به ترتیب حروف الفبا ، P ، S ، V ، T را قرار می‌دهیم (مربع Born)

$$\begin{matrix} P & S \\ T & v \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} P & T \\ S & v \end{matrix}$$

فقط می‌توانیم جای قطرها را عوض کنیم (جابجایی روی قطرها)
اگر این کار را کردیم، در رابطه یک منفی اضافه می‌شود.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial S}{\partial v}\right)_T \qquad \left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v = \underset{\uparrow}{-}\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s$$

PaPCO

جلسه چهاردهم
82 . 3 .13

$du = Tds - Pdv$

$dh = Tds + v\,dp$

$da = -p\,dv - s\,dT$

$dg = v\,dP - s\,dT$

$$\begin{matrix} P & S \\ T & v \end{matrix} \Rightarrow \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$$

$u = u(s, v)$

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v ds + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s dv$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v = T$$

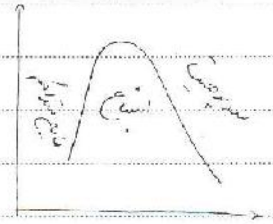
$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s = -P$$

Cyclic relation

$z = z(x, y)$

$$\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x = -1$$

هرکدام از روابط ترمودینامیک را می‌توان با یکی
از راه مشتق‌گیری (دیفرانسیل گرفتن) و نتیجه روابط را مرزی
آن می‌رسیم



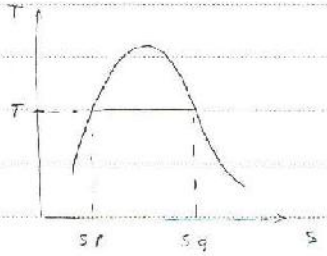
اگر یکی هم جداول ترمودینامیکی را ادامه دهیم، باید
معادل برای نواحی مختلف، جداول غیرقابل اندازه‌گیری
را به جداول قابل اندازه‌گیری ربط داد

# معادلات Clapeyron (برای ناحیه اشباع)

$P \quad S$

$T \quad v$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$$



$$\int_f^g ds_T = \int_f^g \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv_T$$

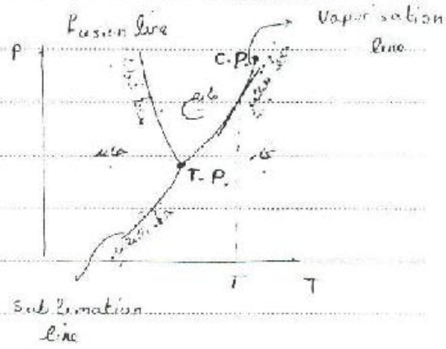
در ناحیه اشباع $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat}$

$P = P(T)$

$$\int_{s_f}^{s_g} ds = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} \int_{v_f}^{v_g} dv$$

$$\boxed{s_{fg} = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} v_{fg}}$$

آنتروپی (برای یک ماده خالص در ناحیه اشباع)


Fusion line
Vaporisation line
P
C.P.
مایع
جامد
گاز
T.P.
T
T
Sublimation line

خط تقسیم برای یک ماده مشخص یک خط ثابت است.

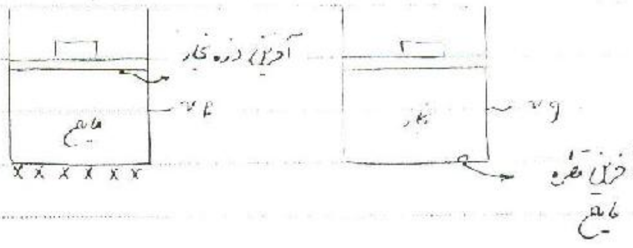
$$\int_f^g dh = \int_f^g T\,ds$$

$$h_{fg} = T s_{fg}$$

$$h_{fg} = T\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} v_{fg}$$

هنر این روابط این است که به صورت تابعی از آن‌ها
کمیت‌های قابل اندازه‌گیری در آزمایشگاه بیان کنیم.

آنتالپی (برای یک ماده خالص در ناحیه اشباع)



روابط کلاپیرون ، $h_{fg}$ , $s_{fg}$ را به ما می‌دهند . برای جدا کردن $s_f$ و $s_g$ ، و $h_f$ و $h_g$ باید نقطه‌ای را به عنوان نقطه مبنا بگیریم (مثلاً در آب برای دمای 0.01° ، $s_f$ و $h_f$ را صفر در نظر می‌گیریم)

$$dg_f = dg_g \rightarrow h_{fg} = T s_{fg}$$

در نواحی Superheat و مایع متراکم ، روابط بدست آمده فقط در ناحیه دوفازی صحیح است که ما یک شرط تعادلی داریم

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{T v_{fg}}$$ معادله کلاپیرون برای تغییر فاز

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{ig}}{T v_{ig}}$$

جامد به بخار

در فشارهای خیلی پایین $v_f \ll v_g$

در نقطه بحرانی $v_f = v_g$

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{T v_g}$$

در فشارهای خیلی پایین تغییرات h را کم در نظر می‌گیریم.

$$v_g = \frac{RT}{P}$$

گاز ایده‌آل
تقریب می‌زنیم

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{P h_{fg}}{R T^2}$$

$$\int \left(\frac{dP}{P}\right) = \int \frac{h_{fg}\, dT}{R T^2} \Rightarrow \left\{ \ln P = -\frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{1}{T}\right) + C \right\}$$

[illegible] و تابع [illegible]

$S = S(T, v)$

① $ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \underset{\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v}{\underset{\|}{\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T}} dv$ $\quad \begin{matrix} P & S \\ T & v \end{matrix}$

$P = P(T, v)$ معادله حالت (مثلاً برای گاز ایده آل ، $PV = ZRT$)

$u = u(T, v)$

$du = \underbrace{\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v}_{C_v} dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$

$T ds = du + P dv$

$ds = \frac{1}{T}\left(C_v\, dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv\right) + \frac{P dv}{T}$

② $ds = \frac{C_v dT}{T} + \frac{1}{T}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T + P\right] dv$

$1, 2 \Rightarrow \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{C_v}{T} \Rightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_v = \frac{T}{C_v}$

1: $\boxed{ds = \frac{C_v dT}{T} + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv}$

2: $\boxed{du = C_v dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv}$

این روابط را اینجا می‌بود، برای ماکسول برقرار است چون در $s = s(T,P)$

ماکسول $P$ تابعی از $T$ است یعنی $s$ می‌تواند تابع مستقل از $T, P$ باشد

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP$$

$$\Updownarrow$$

$$-\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

$$\begin{matrix} P & & s \\ & \searrow & \\ T & & v \end{matrix} \qquad \begin{matrix} v & s \\ T & P \end{matrix}$$

بنابراین برای حالت‌های عمومی اول با کمک رابطه برای انتالپی استفاده می‌کنیم تا رابطه‌ای هم بتوانیم برای $h$ بدست آوریم.

$$h = h(T,P)$$

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

$$T\,ds + v\,dp = dh$$

$$ds = \frac{C_P\,dT}{T} + \frac{1}{T}\left[\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T - v\right] dP$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{C_P}{T} \Rightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_P = \frac{T}{C_P}$$

$$\left\{ ds = \frac{C_P\,dT}{T} - \underline{\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P} dP \right\}$$

هر دو رابطه برای ما معادل لازم است بلکه

معادله حالت را در روابط مشتق‌ها باشد در رابطه‌ها جایگزین

$$\left\{ dh = C_P\,dT + \left[v - \underline{T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P}\right] dP \right\}$$

از روابط عمومی هستند از این رابطه استفاده می‌کنیم

مثال: گاز ایده‌آل $Pv = RT$

$$v = \frac{RT}{P} \qquad \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

$$dh = C_P\,dT + \left[\cancel{\frac{RT}{P}} - \cancel{\frac{R}{P}T}\right] dP \qquad \int ds = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_P\,dT}{T} - \int_{P_1}^{P_2} \frac{R\,dP}{P}$$

Cvi Ca.

$$\Rightarrow S_2 - S_1 = C_{P_0} \ln T_2/T_1 - R \ln P_2/P_1$$

$$du = C_{v_0} \, dT$$