بازده حرارتی چرخه دیزل

$$(\eta_t)_{DIESEL} = |w_{net}| \Big/ |q_{in}| = ۱ - \Big[|q_{out}| \Big/ |q_{in}| \Big]$$

$$= ۱ - \Big[c_v (T_۴ - T_۱) \Big/ c_p (T_۳ - T_۲) \Big]$$

$$= ۱ - (T_۴ - T_۱) \Big/ \big[k (T_۳ - T_۲) \big]$$

با مرتب کردن دوباره، می‌توان نشان داد که این معادله برابر است با:

$$(\eta_t)_{DIESEL} = ١-(١/r_c)^{k-١}\left[(\beta^k-١) \Big/ \{(k(\beta-١)\}\right]$$

که در آن:

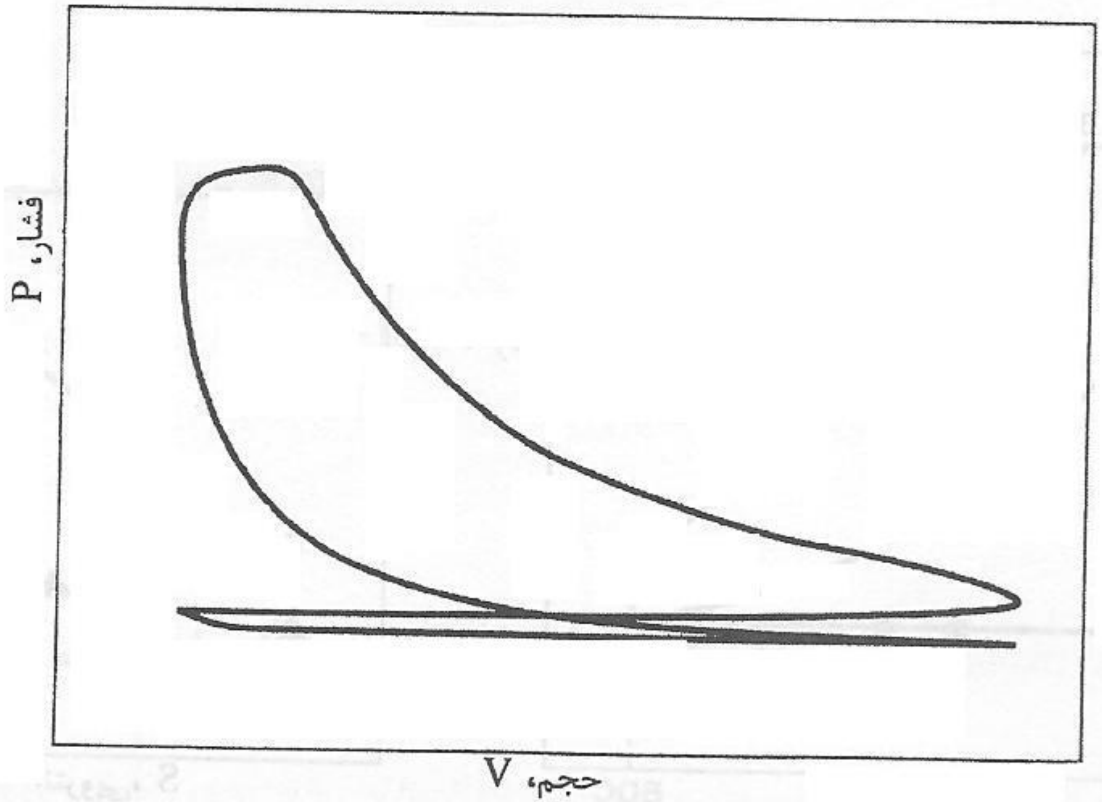
r_c = نسبت تراکم

$k = c_p / c_v$

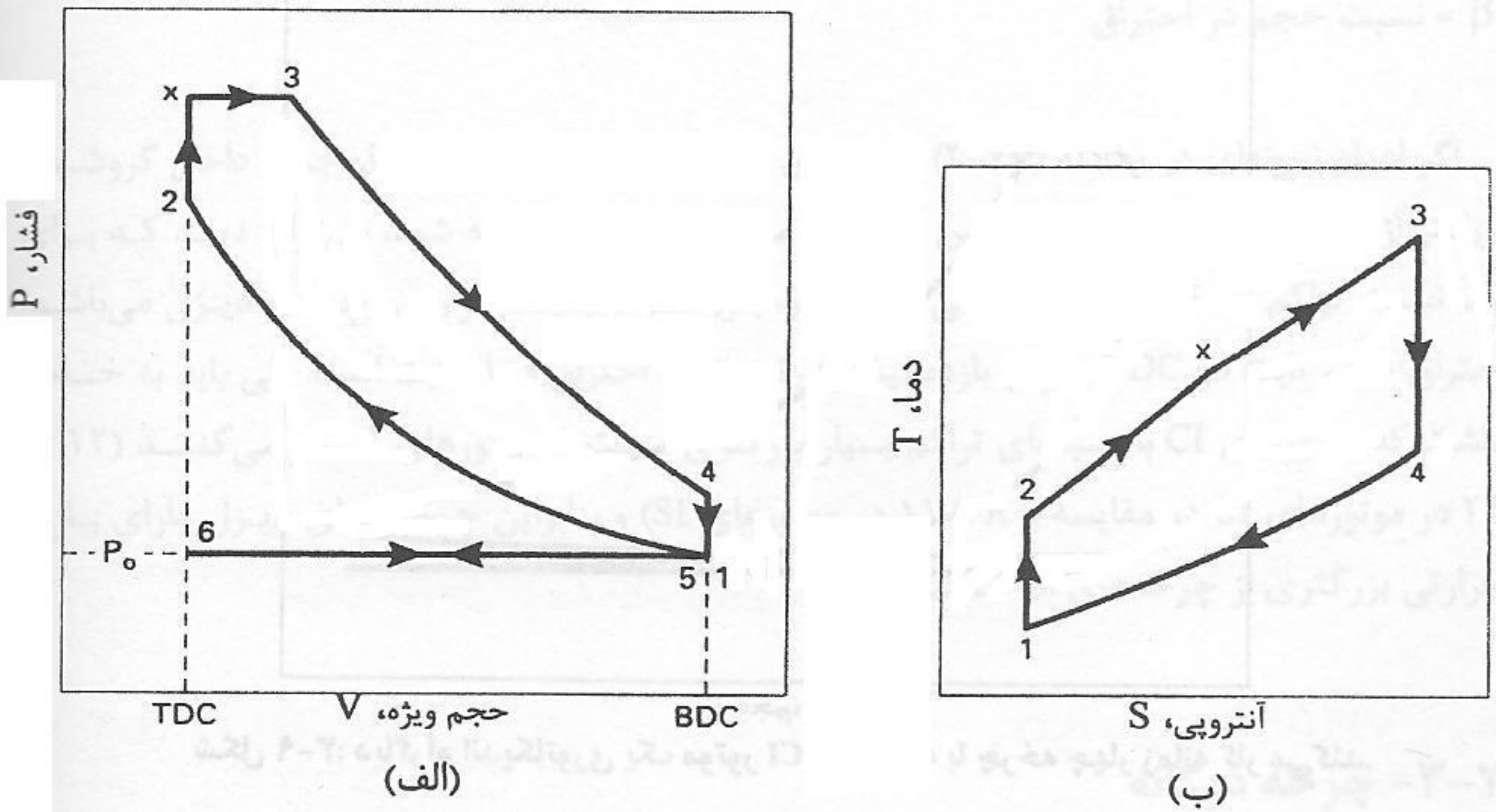
β = نسبت حجم در احتراق

اگر اعداد نمونه‌ای در معادله جایگزاری شوند، دیده می‌شود که مقدار جمله داخل کروشه ، بزرگتر از یک است. هنگامیکه نتایج این معادله با معادله چرخه اتو مقایسه شود، می‌توان دید که برای یک نسبت تراکم مشخص، بازده حرارتی چرخه اتو، بزرگتر از بازده حرارتی چرخه دیزل می‌باشد. احتراق حجم ثابت در TDC، دارای بازده بیشتری نسبت به احتراق فشار ثابت است. ولی باید به خاطر داشت که موتورهای CI با نسبتهای تراکم بسیار بزرگتری نسبت به موتورهای SI کار می‌کنند (۱۲ تا ۲۴ در موتورهای CI در مقایسه با ۸ تا ۱۱ در موتورهای SI) و بنابراین چرخه‌های دیزل دارای بازده حرارتی بزرگتری از چرخه‌های اتو هستند.

چرخه دوگانه(چرخه با فشارمحدود شده)



دیاگرام اندیکاتوری یک موتور CI جدید، که با چرخه چهار زمانه کار می‌کند.



چرخه استاندارد هوای دوگانه، ۶-۵-۴-۳-x-۲-۱-۶، که به تقریب جایگزین چرخه چهار زمانه موتور CI شده است در (الف) مختصات فشار- حجم ویژه، و (ب) مختصات دما- انتروپی

بازده حرارتی چرخه دوگانه

$$(\eta_t)_{DUAL} = ١-(١/r_c)^{k-١}\left\{[\alpha\beta^k-١] \Big/ [k\alpha(\beta-١)+\alpha-١]\right\}$$

که در آن:

r_c = نسبت تراکم

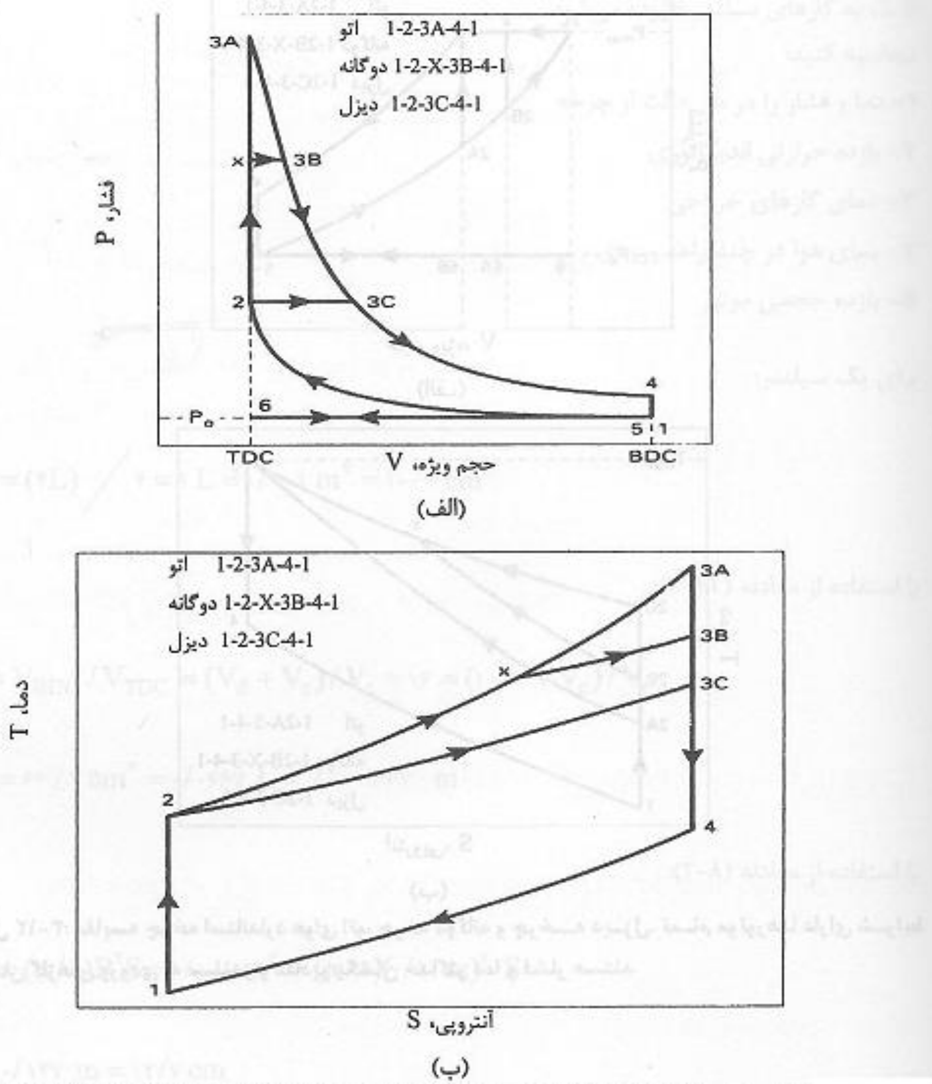
$k = c_p / c_v$

α = نسبت فشار

β = نسبت حجم در احتراق

مقایسه چرخه های اتو ،دیزل و دوگانه

چرخه‌های اتو، دیزل و دوگانه   با شرایط ورودی یکسان و نسبتهای تراکـــم یکســان



مقایسه چرخه استاندارد هوای اتو، چرخه دوگانه و چرخه دیزل. تمام موتورها دارای شرایط یکسان گازهای ورودی به سیلندر و نسبت تراکم یکسان هستند.

بازده حرارتی هر چرخه به صورت زیر نوشته می‌شود:

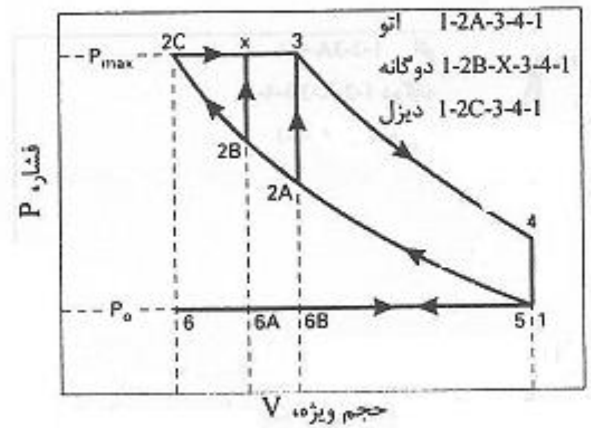
$$\eta_t = ۱ - |q_{out}| \Big/ |q_{in}|$$

سطح زیر خطوط فرآیند در مختصات T-S، (با شرایط بازگشت پذیری داخلی فرآینـــد) برابـر بـا انتقـال حرارت به، یا از آن فرآیند است، بنابراین بازده حرارتی چرخه‌های نشان داده شده در شکل می‌توانند مقایسه شوند. q_{out}، تمامی چرخه‌ها یکسان است (فرآیند ۱-۴)، در حالی که q_{in} هر چرخـه متفاوت می‌باشد. در این شرایط مقادیر بـازده حرارتـی بشکل زیر بدست می‌آیند:

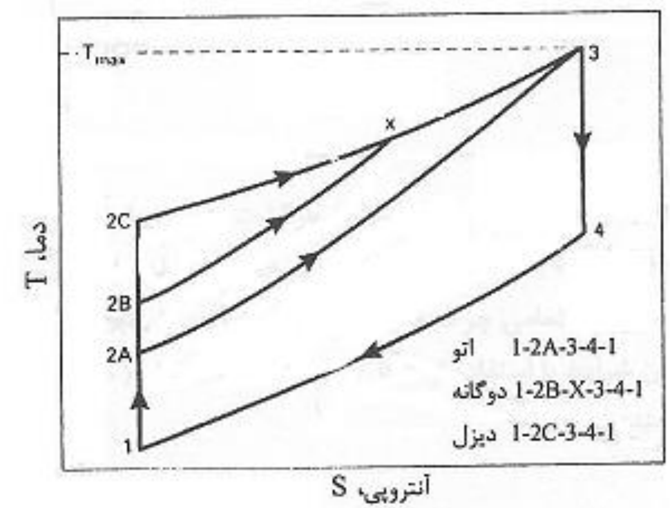
$$(\eta_t)_{OTTO} > (\eta_t)_{DUAL} > (\eta_t)_{DIESEL}$$

ولی روش فوق، بهترین روش برای مقایسه این سه نوع چرخه نیســـت، زیـرا در واقـع ایـن چرخـه‌ها بـا نسبت تراکم یکسان کار نمی‌کنند. موتورهای اشتعال تراکمی که با چرخه دوگانه یا چرخـــه دیـزل کـار می‌کنند، در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه‌ای که با چرخه اتو کار می‌کنند، دارای نســبتهای تراکـم بسیار بزرگتری هستند. روشی واقع گرایانه‌تر برای مقایسه این سه نـوع چرخـه، داشـتن حداکـثر فشـار یکسان آنهاست که یک محدودیت واقعی در طراحی موتور می‌باشد. ایـــن امـر در شـکل انجـام شده است. هنگامیکه این شکل با نتایج معادله مقایسه شود، می‌توان دریافت که:

$$(\eta_t)_{DIESEL} > (\eta_t)_{DUAL} > (\eta_t)_{OTTO}$$



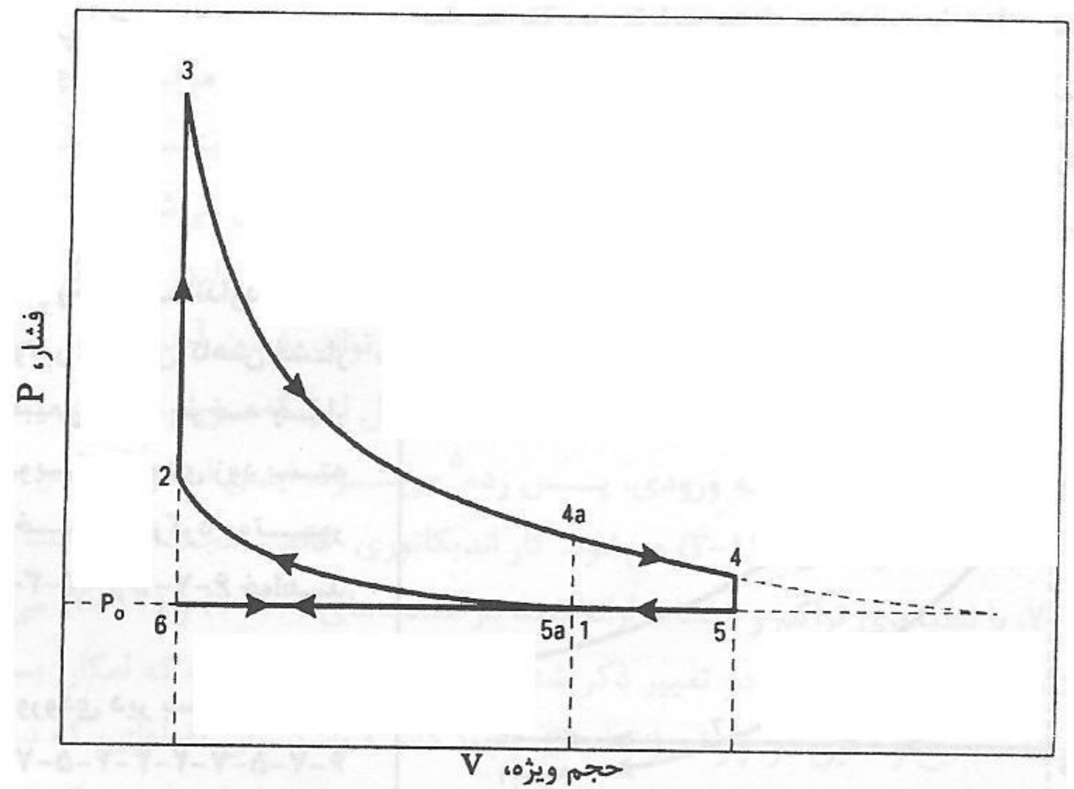
(الف)



(ب)

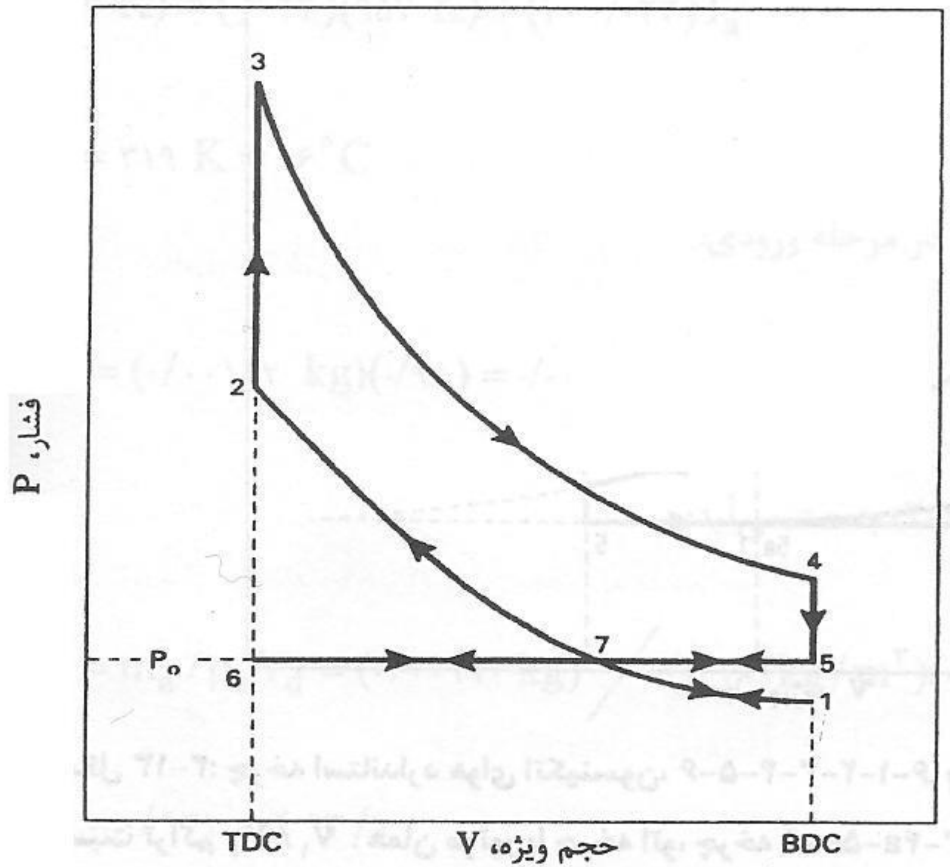
مقایسه چرخه استاندارد هوای اتو، چرخه دوگانه و چرخه دیزل. تمام موتورها دارای شرایط یکسان گازهای ورودی به سیلندر و مقادیر یکسان حداکثر دما و فشار هستند

چرخه اتکینسون یا چرخه با انبساط اضافه یا چرخه با انبساط کامل



چرخه استاندارد هوای اتکینسون، ۶-۵-۴-۳-۲-۱-۶، با نسبت انبساط بیشتر V_4 / V_3 نسبت به نسبت تراکم V_1 / V_3 . همان موتور با چرخه اتو، چرخه ۶-۵a-۴a-۳-۲-۱-۶ را طی می‌کند.

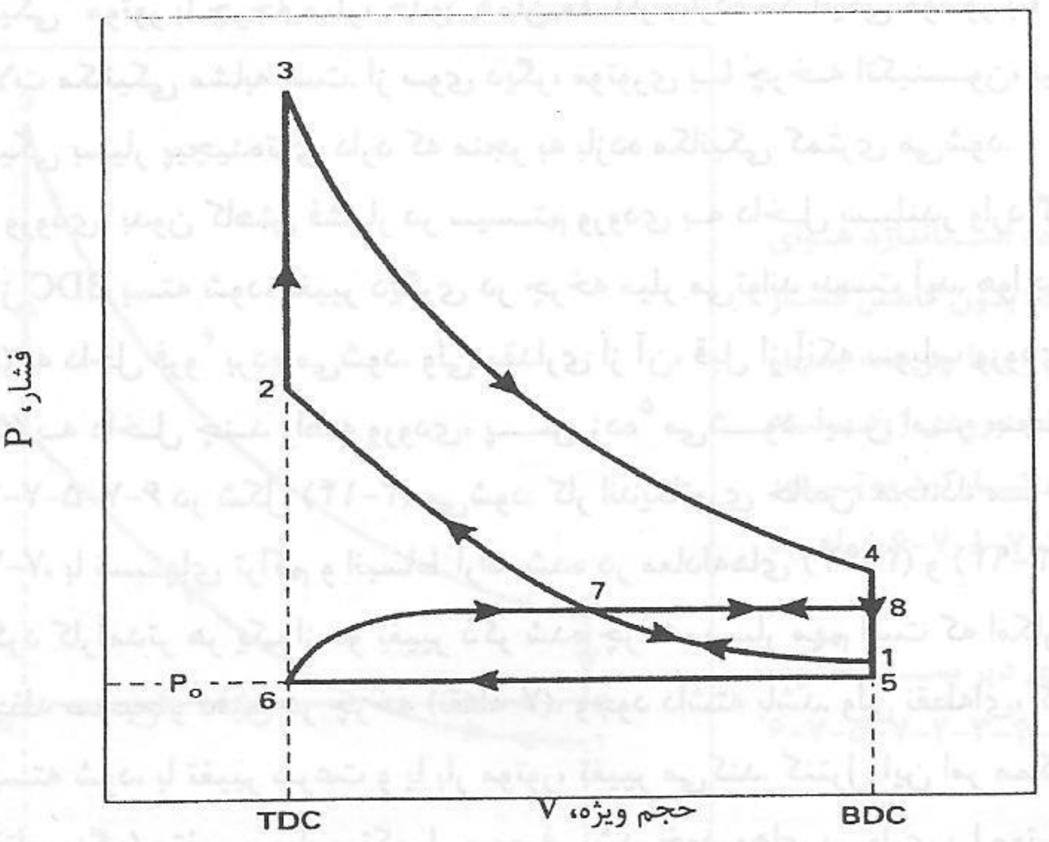
چرخه میلر: طرح جدید اصلاح شده ازچرخه اتکینسون دارای نسبت انبساط بزرگترازنسبت تراکم



چرخه استاندارد هوای میلر برای موتور SI بدون کاهش فشار و با تنفس طبیعی و با چرخه چهار زمانه. اگر سوپاپ ورودی زود بسته شود، چرخه کارکرد موتور ۶-۷-۵-۴-۳-۲-۷-۱-۷-۶ خواهد بود.

اگر سوپاپ ورودی دیر بسته شود، چرخه، ۶-۷-۵-۴-۳-۲-۷-۵-۷-۶ خواهد بود.

- کار اندیکاتوری در چرخه میلر بزرگتر از چرخه اتو
- در این چرخه کار پمپ کردن گازها وجود ندارد.
- بازده حرارتی بزرگتر
- بازده مکانیکی مشابه چرخه اتو



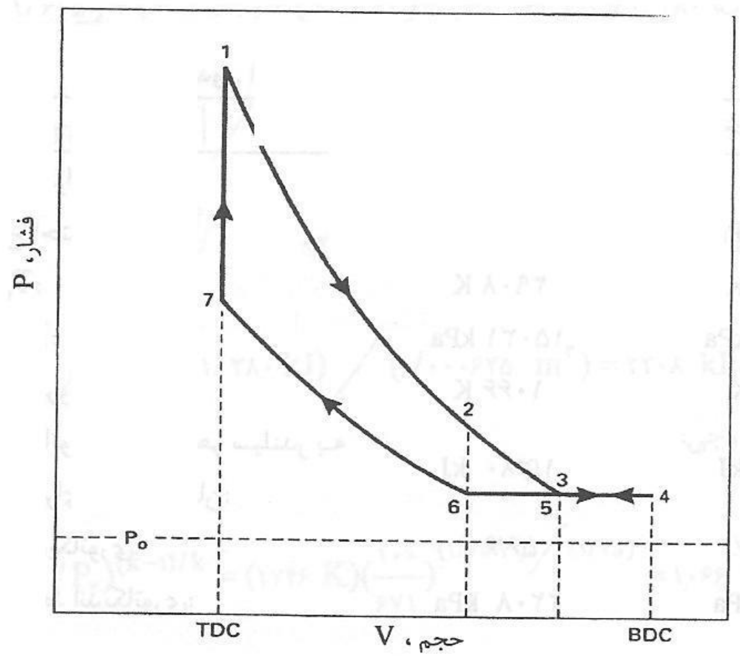
چرخه استاندارد هوای میلر برای موتور SI با چرخه چهار زمانه مجهز به توربو شارژر یا سوپر شـــارژر. اگر سوپاپ ورودی زود بسته شود چرخه کارکرد موتور، ۶-۵-۴-۳-۲-۷-۱-۷-۶ خواهد بود. اگر ســـوپـــاپ ورودی دیر بسته شود چرخه کارکرد موتور ۶-۵-۴-۳-۲-۷-۸-۷-۶ خواهد بود.

مقایسه چرخه میلروچرخه اتو

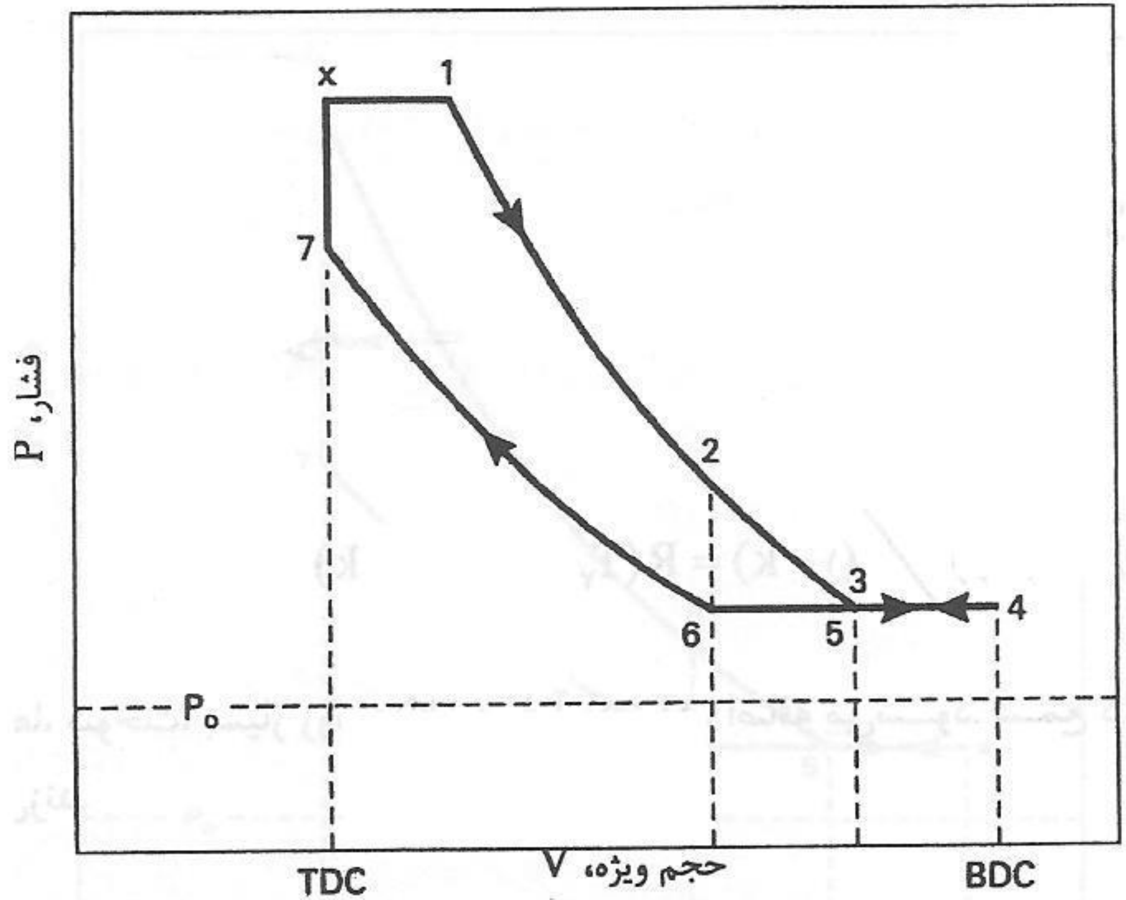
مقایسه چرخه‌های اتو و میلر

	چرخه میلر	چرخه اتو
دما در شروع احتراق $T_۲$:	۶۸۹ K	۷۰۷K
فشار در شروع احتراق $P_۲$:	۲۶۵۰ kPa	۱۸۲۶ kPa
حداکثر دما $T_۳$:	۳۹۰۸ K	۳۹۱۵ K
حداکثر فشار $P_۳$:	۱۵۰۳۱ kPa	۱۰۱۱۱ kPa
دمای گازهای خروجی:	۱۰۶۶ K	۱۱۸۳K
کار خالص اندیکاتوری به ازای هر سیلندر به ازای هر چرخه برای Q_{in} یکسان:	۱/۳۸۰ kJ	۱/۰۳۰ kJ
بازده حرارتی اندیکاتوری:	٪ ۵۶/۶	٪ ۵۲/۹
فشار موثر متوسط اندیکاتوری:	۲۲۰۸ kPa	۱۶۴۹ kPa

چرخه های دوزمانه

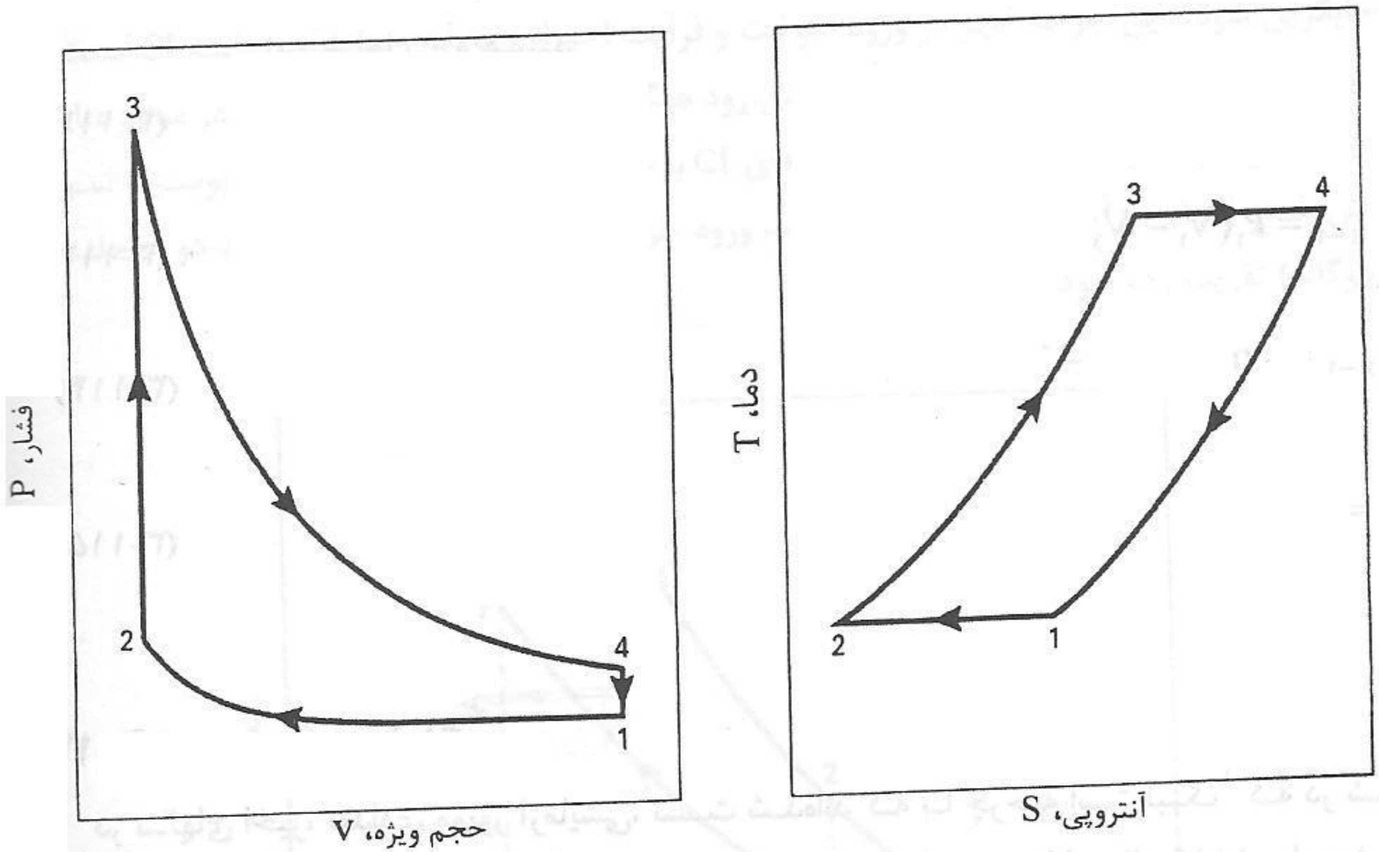


استفاده از چرخه استاندارد هوا بعنوان تقریبی برای موتور SI با چرخه دو زمانه، ۱-۷-۶-۵-۴-۳-۲-۱



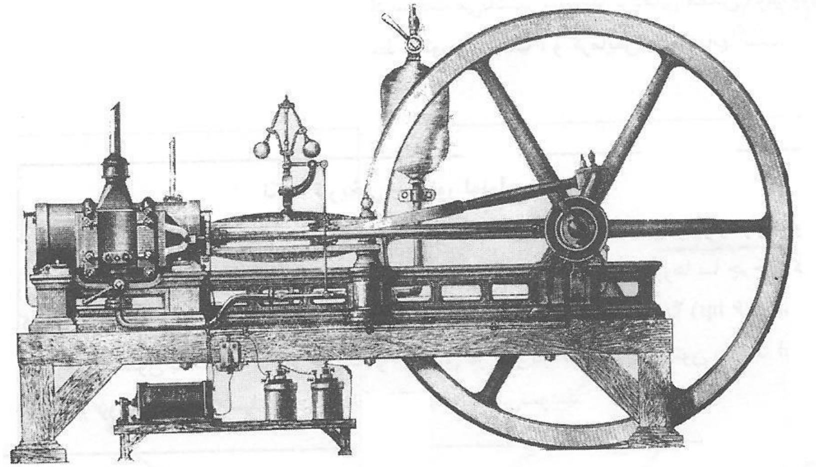
تقریب چرخه استاندارد هوا برای موتور CI با چرخه دو زمانه۱-x-۷-۶-۵-۴-۳-۲-۱

چرخه استرلینگ

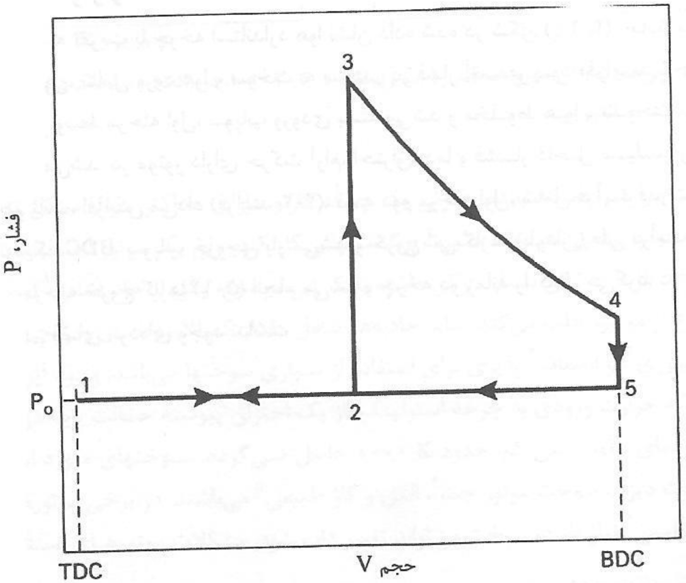


چرخه ایده آل هوای استاندارد استرلینگ، ۱-۴-۳-۲-۱، در (الف) مختصات فشار- حجم ویــژه، و (ب) مختصات دما- انتروپی

چرخه لونوار



موتور غیر تراکمی لونوار مربوط به سال ۱۸۶۱



تقریب چرخه استاندارد هوا برای چرخه موتور لونوار قدیمی، ۱-۵-۴-۳-۲-۱

Thermodynamics: Review from week 1

Entropy: it is a property that indicates the disorder of a system or how much reversible is a process. This last definition relates entropy to energy "quality".

• In a reversible isothermal process involving a heat transfer Q_{rev} at a temperature T_0, the entropy is defined as

$$\Delta S = \frac{Q_{rev}}{T_0}$$

In all processes involving energy conversion or interactions ΔS is non-negative. ΔS is zero only in reversible processes.

• For any process then $\Delta S \leq \frac{Q}{T}$

• The "=" in the above relationship will give us the minimum amount of heat Q_{min} required in a process.

Carnot Cycle

• Thermodynamic cycle for heat engines

• Describes the thermodynamic energy conversion process for the most efficient heat engine.

• The cycle has 4 states.

• Q_1 is the heat (i.e., energy) provided to the Carnot engine

• Q_2 is the heat that the engine returns to the environment (heat rejection)

• W is the work (i.e., energy) produced in one cycle

• Without losses

$$W = Q_1 - Q_2$$

•The power produced by the engine is

$$P = W.(\text{cycles per second})$$

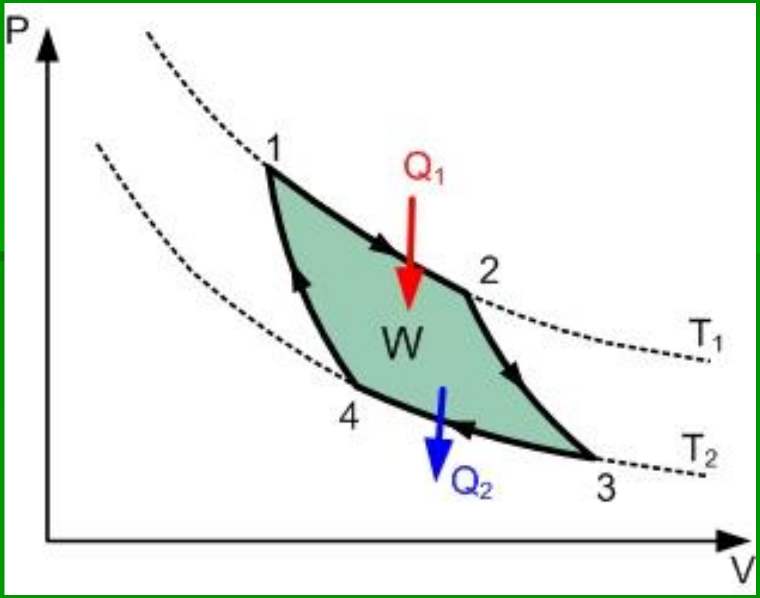
Carnot Cycle

- From the definition of "work":

$$W \equiv \int_C F dl = \int_C \frac{F}{dA} dA.dl = \int_C PdV$$

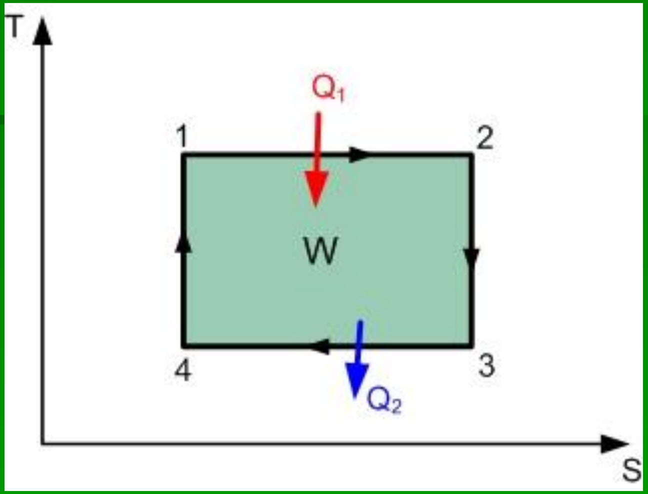
- If the curve is closed (a cycle), then

$$W = \oint PdV$$



Carnot Cycle

- But in a lossless process: $W = Q_1 - Q_2$
- Since $dS = \dfrac{Q}{T}$



then,

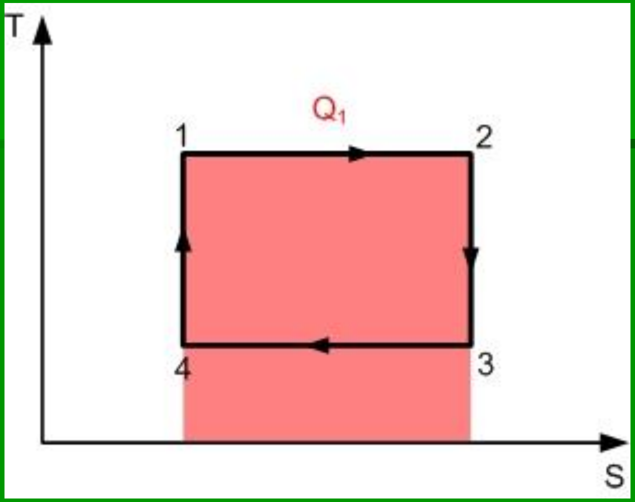
$$Q = \int T dS$$

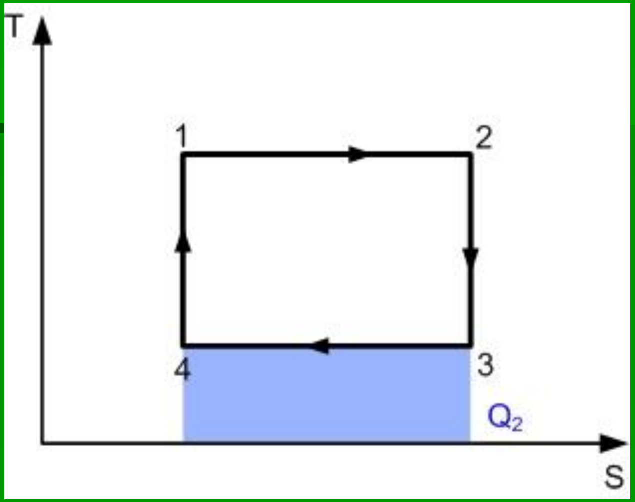
Thus,

$$W = Q_1 - Q_2 = \int_{S_1}^{S_2} T_1 dS - \int_{S_3}^{S_4} T_2 dS$$

So

$$W = Q_1 - Q_2 = (T_1 - T_2)(S_2 - S_1)$$





Carnot Cycle

- So

$$W = Q_1 - Q_2 = (T_1 - T_2)(S_2 - S_1)$$

- The efficiency is

$$\eta = \frac{W}{Q_1}$$

Hence,

$$\eta = \frac{(T_1 - T_2)(S_2 - S_1)}{T_1(S_2 - S_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

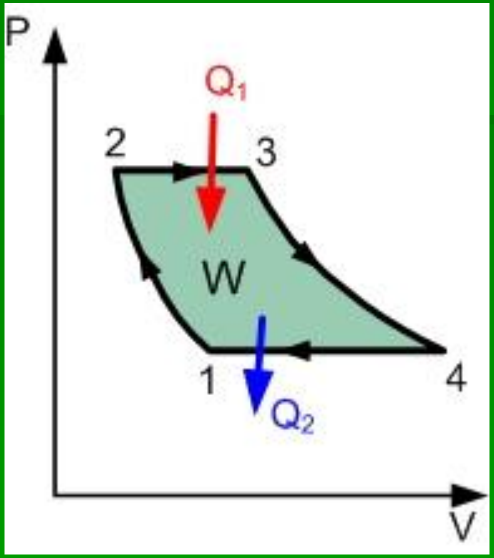
- Observation #1: The efficiency increases as T_1 increases (higher quality heat) and T_2 (typically the ambient temperature) decreases.

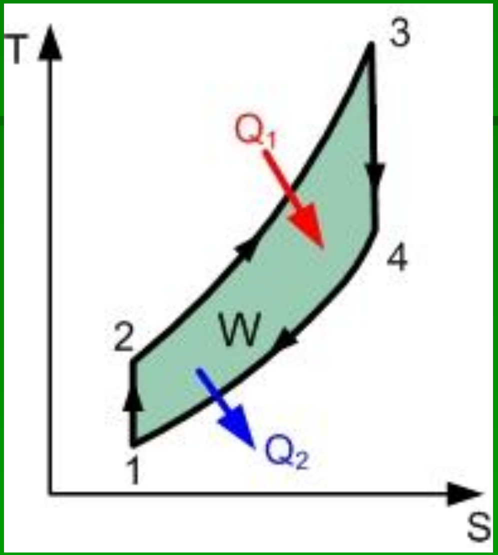
- Observation #2: Since T_2 can never be zero, the efficiency can never be 1.

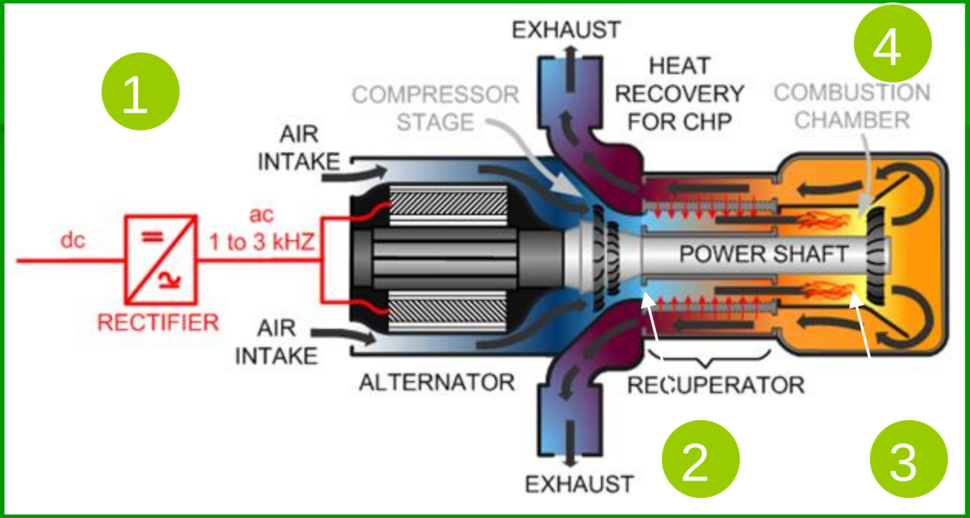
- Observation #3: Stirling engines operation approximates a Carnot Cycle.

Brayton Cycle

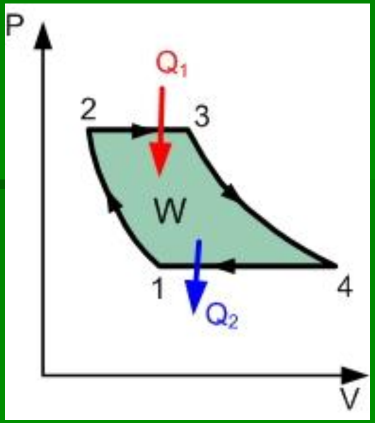
- Gas turbines operation follow a Brayton cycle







Brayton Cycle



- We already know that

$$W = Q_1 - Q_2$$

- Thus, the efficiency is

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Since heat injection and rejection occur at constant pressure then,

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = -c_p (T_1 - T_4)$$

- Hence, the efficiency is

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Brayton Cycle

• Between 1 and 2, and between 3 and 4, the process is adiabatic (no heat exchange) and reversible (S is constant). Hence, the temperature changes due to work related with a pressure change acting on a varying volume.

• In a reversible adiabatic process:

$$P.V^{\gamma} = \text{constant}$$

and

$$P^{\gamma-1}T^{-\gamma} = \text{constant}$$

where

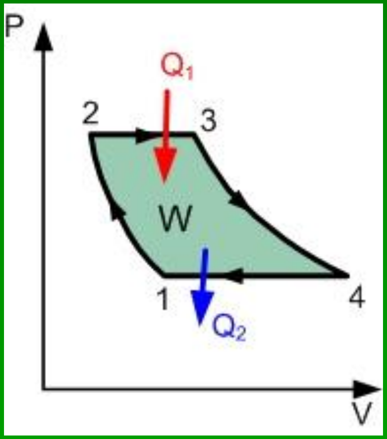
$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

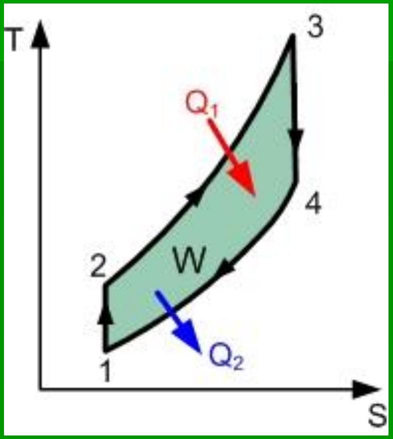
• Hence,

$$P_1V_1^{\gamma} = P_2V_2^{\gamma} = P_3V_2^{\gamma} = P_4V_1^{\gamma}$$

• Therefore

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{V_2^{\gamma}}{V_1^{\gamma}} = \frac{P_1}{P_2}$$





Brayton Cycle

- From the previous slide:

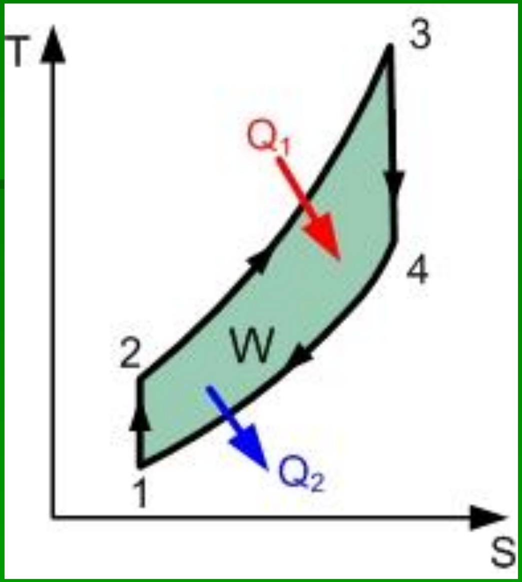
$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_1}{P_2}$$

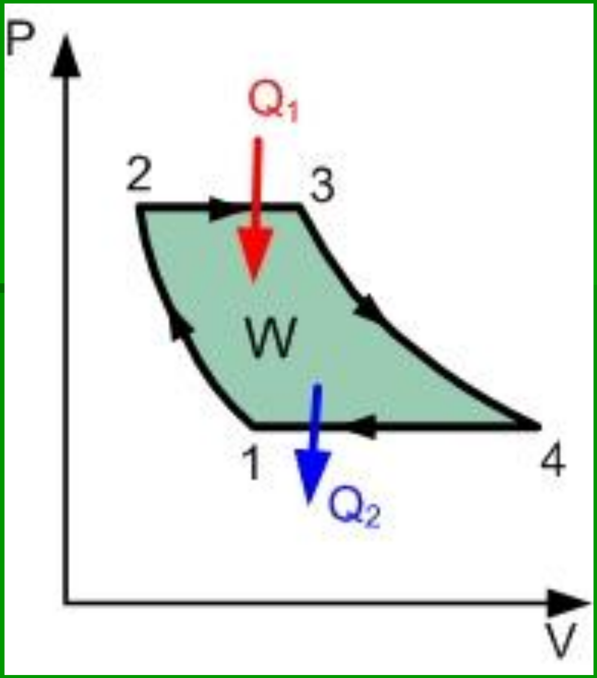
- Also, from the previous slide

$$P^{\gamma-1}T^{-\gamma} = \text{constant}$$

- Thus,

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





Brayton Cycle

•Since the efficiency is (see a couple of slides ago)

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

• Then the simplified expression for the efficiency is

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

• Usually, the efficiency is expressed in terms of the temperature ratio (TR) or the pressure ratio (PR)

$$\eta = 1 - \frac{1}{(TR)} = 1 - \frac{1}{(PR)^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

where $(TR) = \frac{T_2}{T_1}$ and $(PR) = \frac{P_2}{P_1}$


Questions?