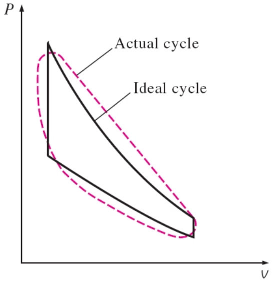
Ciclos Termodinámicos

- Las dos áres más importantes de aplicación de lo visto hasta ahora son la **generación de potencia y de refrigeración**.
- Los dispositivos o sistemas que se usan para generar potencia neta operan en ciclos termodinámicos llamados **ciclos de potencia**.
- Los ciclos pueden ser categorizados como **ciclos de gas** y **ciclos de vapor**, dependiendo de la fase del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo. En los ciclos de vapor se produce condensación.
- Las máquinas térmicas se categorizan como de **combustión interna** y **combustión externa**, según si el calor adicionado al fluido de trabajo se hace dentro del sistema o si proviene de una fuente externa.

Ciclos de potencia

- Un modelo idealizado simple de un ciclo seguido por un dispositivo real permite determinar los efectos de los parámetros que dominan el proceso.

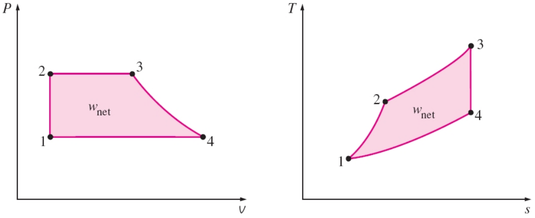


- Las máquinas térmicas se diseñan con el propósito de convertir energía térmica en trabajo y el rendimiento es expresado en términos de la **eficiencia térmica**, η,

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{entra}}$$

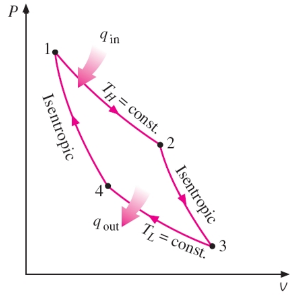
Ciclos de potencia

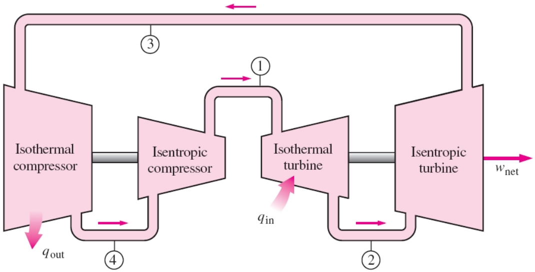
- Las máquinas térmicas que operan en un ciclo reversible (máquina de Carnot) tienen la máxima eficiencia de todas las máquinas térmicas que operan entre las mismas temperaturas.
- En los diagramas P-v y T-s de propiedades, el área encerrada por la curva del proceso respresenta el trabajo neto producido durante el ciclo, el cual es equivalente al calor neto transferido para ese ciclo.

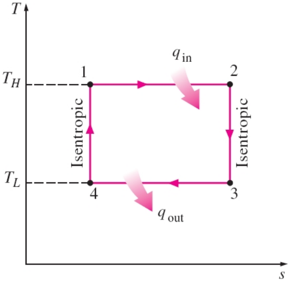


Cualquier modificación que aumente el cociente entre las áreas encerradas por el ciclo en estos diagramas, aumentará la eficiencia del ciclo.

Ciclo de Carnot







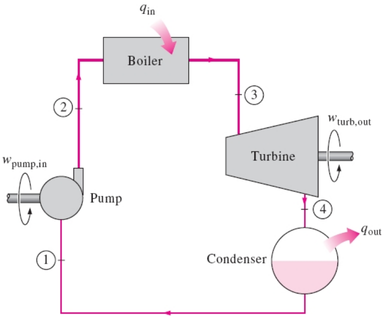
$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$$

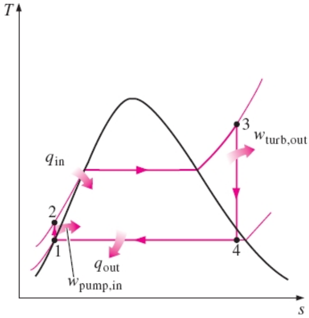
A mayor T_{max} y/o menor T_{min}, mayor será η_{Carnot}.

En la práctica existen condiciones para los valores de las temperaturas.

Ciclo Rankine

Es el ciclo ideal de una planta generadora a vapor.





El ciclo consiste en los siguientes 4 procesos:

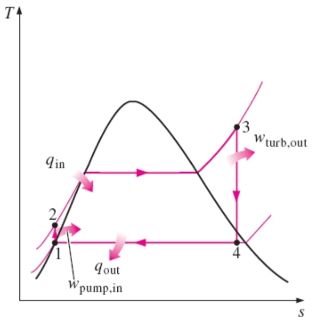
1 $\rightarrow$ 2: compresión isoentrópica (bomba)

2 $\rightarrow$ 3: adición de calor a presión constante (caldera)

3 $\rightarrow$ 4: expansión isoentrópica (turbina)

4 $\rightarrow$ 1: liberación de calor a presión constante (condensador)

Ciclo Rankine



Estado 1: el agua entra a la bomba como líquido saturado y es comprimida. La temperatura se eleva levemente debido a la disminución del volumen específico.

Estado 2: el agua entra a la caldera como líquido comprimido y sale vapor supercalentado.

Estado 3: el vapor supercalentado entra a la turbina, donde se expande y produce trabajo, y sale una mezcla saturada.

Estado 4: la mezcla saturada, con calidad alta, entra al condensador, libera calor, y sale como líquido saturado.

Todos los elementos de la planta son dispositivos de flujo estacionario y los cambios de energía cinética y potencial del fluido de trabajo son despreciables.

El balance de energía se reduce a

$$(q_{entra} - q_{sale}) + (w_{consumido} - w_{producido}) = h_{salida} - h_{entrada}$$

Ciclo Rankine

- **Para la bomba** (q = 0, $s_2 = s_1$),

$$w_{consumido\ por\ la\ bomba} = h_2 - h_1 = v_1\,(P_2 - P_1)$$

$$w_{consumido\ por\ la\ bomba} = h_2 - h_{f@P_1} = v_{f@P_1}\,(P_2 - P_1)$$

- **Para la caldera** (w = 0)

$$q_{entra} = h_3 - h_2$$

h_3 se saca de las Tablas Termodinámicas para la P_3 y la T_3 dadas.

- **Para la turbina** (q = 0, $s_4 = s_3$)

$$w_{producido\ por\ la\ turbina} = h_3 - h_4$$

$$h_4 = h_{f@P_4} + x_4\,h_{fg@P_4} \qquad x_4 = \frac{s_3 - s_{f@P_4}}{s_{fg@P_4}}$$

- **Para el condensador** (w = 0)

$$q_{sale} = h_4 - h_1$$

Ciclo Rankine

La **eficiencia térmica del ciclo** es

$$\eta_{Rankine} = \frac{w_{neto}}{q_{entra}} = \frac{w_{producido\ por\ la\ turbina} - w_{consumido\ por\ la\ bomba}}{q_{entra}}$$

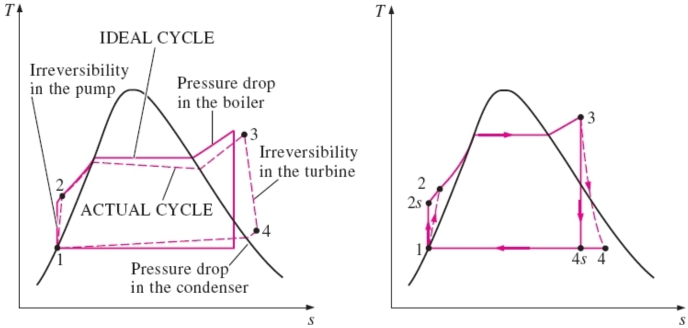
$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{q_{sale}}{q_{entra}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

- El ciclo de potencia real difiere del ciclo de Rankine ideal debido a las irreversibilidades.
- Las fuentes más comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores.
- La fricción provoca pérdidas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías que conectan los componentes de la planta.
- Las pérdidas de calor hacen necesario aumentar el calor entregado en la caldera y, en consecuencia, disminuye la eficiencia del ciclo.

Las irreversibilidades dentro de la bomba y de la turbina son muy importantes y se consideran con las eficiencias adiabáticas,

$$\eta_{bomba} = \frac{w_{s=cte.}}{w_{real}} = \frac{h_{2,s=cte.} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad \eta_{turbina} = \frac{w_{real}}{w_{s=cte.}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s=cte.}}$$

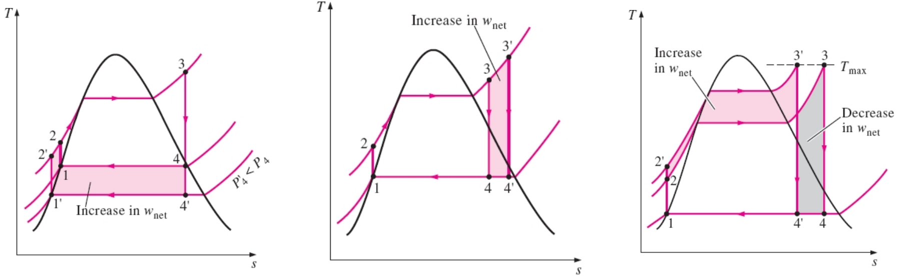
Modificaciones debidas a las irreversibilidades posibles (izquierda) y, en particular, debido a la bomba y la turbina reales (derecha)



Ciclo Rankine

¿Cómo aumentar la eficiencia del ciclo Rankine?

- Reducir la presión del condensador (T_{baja} sea menor)
- Supercalentar el vapor en la caldera (T_{alta} sea mayor)
- Aumentar la presión en la caldera (T_{alta} sea mayor)



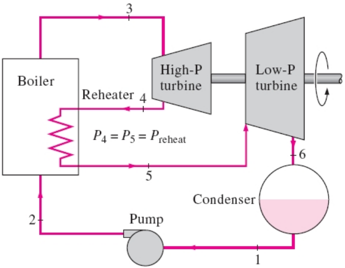
¿Qué pasa con la calidad de la mezcla saturada a la salida de la turbina?

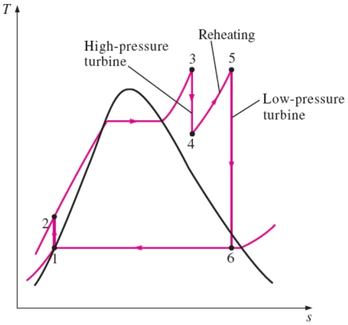
$$P_{caldera} \uparrow \;\Rightarrow \eta_{Rankine} \uparrow \;\Rightarrow x_{salida\,turbina} \downarrow \Rightarrow \text{humedad del vapor} \uparrow$$

Ciclo Rankine con recalentamiento

¿solución? $\longrightarrow$ **recalentamiento en la turbina**

La expansión en la turbina se hace en dos etapas, las cuales son mediadas por un proceso de transferencia de calor hacia el vapor en la turbina.



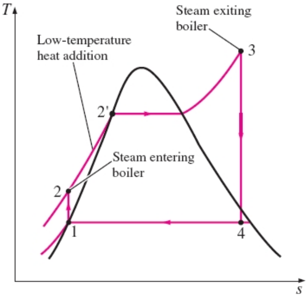


$\eta \uparrow \approx 5\,\%$

$$q_{entra} = q_{caldera} + q_{turbina} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{producido\ por\ la\ turbina} = w_{turbina\ I} + w_{turbina\ II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

Ciclo Rankine regenerativo



El q_{entra} en el proceso 2 $\rightarrow$ 2' disminuye la T_{prom} a la que se agrega calor $\Rightarrow \quad \eta \quad \downarrow$

¿solución?

$\uparrow$ *T* antes de entrar a la caldera

(regeneración)

La regeneración se logra extrayendo vapor de la turbina para calentar el agua; así se aumenta la eficiencia y, al retirar aire del agua, se evita la corrosión en la caldera.

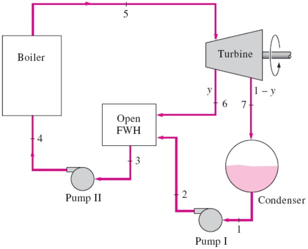
Los calentadores de agua son intercambiadores de calor donde se transfiere calor del vapor al agua mediante la mezcla de ambos fluídos (calentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlos (calentadores de agua de alimentación cerrados).

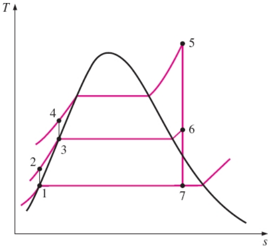
Ciclo Rankine regenerativo

Calentadores de agua de alimentación abiertos

Es una cámara de donde la mezcla sale como líquido saturado a la presión del calentador.

Los flujos de masa son distintos en cada componente de la planta; si $\dot{m}$ es el flujo de masa en la caldera, en el condensador será $(1-y)\,\dot{m}$ y en el calentador el flujo de masa será $y\,\dot{m}$.





$$q_{entra} = h_5 - h_4$$
$$q_{sale} = (1-y)\,(h_7 - h_1)$$
$$y = \dot{m}_6/\dot{m}_5$$
$$w_{bomba\,I} = v_1\,(P_2 - P_1)$$
$$w_{bomba\,II} = v_3\,(P_4 - P_3)$$

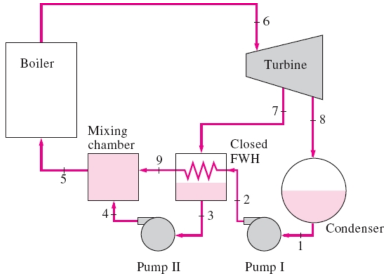
$$w_{turbina} = (h_5 - h_6) + (1-y)\,(h_6 - h_7)$$

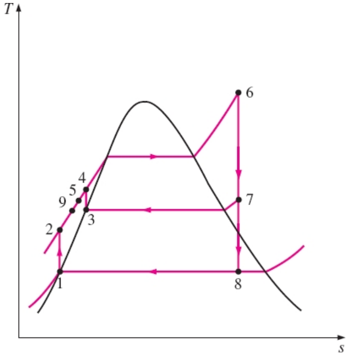
$$w_{bomba} = (1-y)\,w_{bomba\,I} + w_{bomba\,II} = (1-y)\,v_1\,(P_2 - P_1) + v_3\,(P_4 - P_3)$$

Calentadores de agua de alimentación cerrados

Los flujos de vapor y de agua pueden estar a diferentes P y el agua es calentada hasta la T del vapor.

El vapor sale del calentador como líquido saturado a la presión de salida del calentador.





Ciclo Rankine ideal - Ejemplos de cálculo de eficiencia

1.- Básico

El vapor deja la caldera y entra a la turbina a 4 MPa y 400^{o}C. La presión del condensador es 10 kPa.

2.- Con recalentamiento

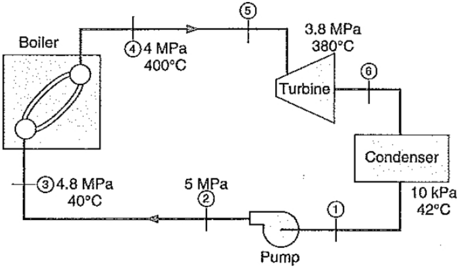
Después de la expansión en la turbina hasta 400 kPa, el vapor es recalentado a 400^{o}C y luego expandido hasta 10 kPa.

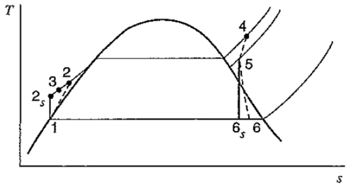
3.- Con regeneración

Después de la expansión en la turbina hasta 400 kPa, una parte del vapor es extraído de la turbina y desviado hacia el calentador de agua abierto, el cual opera a 400 kPa, de donde el agua sale como líquido saturado a 400 kPa. EL vapor que no se extrajo se expande hasta 10 kPa.

Eficiencia del ciclo Rankine real - Ejemplos

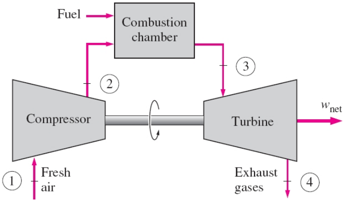
Una planta de potencia a vapor opera en el ciclo mostrado en la figura. La eficiencia de la turbina es 86 % y la eficiencia de la bomba es 80 %.

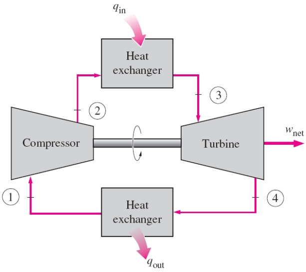


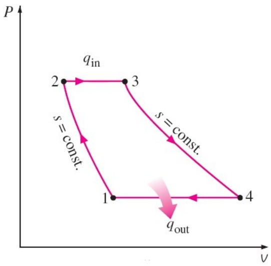


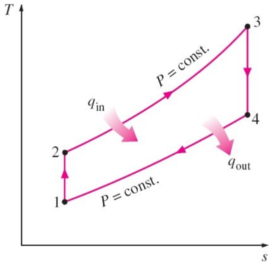
Ciclo Brayton

Es el ciclo ideal para las turbinas a gas. Fue propuesto en 1870.









Ciclo Brayton

El ciclo está formado por cuatro procesos reversibles,

$1 \rightarrow 2$: compresión isoentrópica
$2 \rightarrow 3$: adición de calor a presión constante
$3 \rightarrow 4$: expansión isoentrópica
$4 \rightarrow 1$: liberación de calor a presión constante

Todos los procesos del ciclo son ejecutados en condiciones de flujo estacionario y los cambios de energía cinética y potencial del fluido de trabajo son despreciables.

El balance de energía, por unidad de masa, se reduce a

$$(q_{entra} - q_{sale}) + (w_{entra} - w_{sale}) = h_{salida} - h_{entrada}$$

Si c_P es constante,

$$q_{entra} = h_3 - h_2 = c_p\,(T_3 - T_2)$$

$$q_{sale} = h_4 - h_1 = c_p\,(T_4 - T_1)$$

Ciclo Brayton

La eficiencia térmica del ciclo es

$$\eta_{Brayton} = \frac{w_{neto}}{q_{entra}} = 1 - \frac{q_{sale}}{q_{entra}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

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

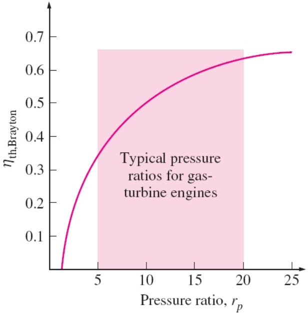
Los procesos $1 \to 2$ y $3 \to 4$ son isoentrópicos, $P_3 = P_2$ y $P_4 = P_1$,

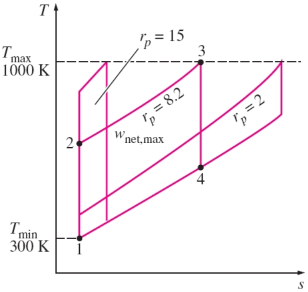
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{T_3}{T_4}$$

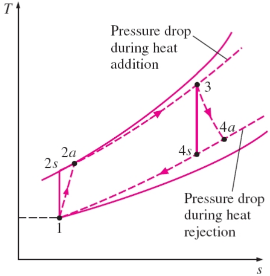
Reemplazando en la definición de la eficiencia,

$$\eta_{Brayton} = 1 - r_p^{(1-\gamma)/\gamma} \qquad r_p = \frac{P_2}{P_1} \qquad \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Ciclo Brayton







$$\eta_{compresor} = \frac{w_{s=cte.}}{w_{real}} = \frac{h_{2,s=cte.} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{turbina} = \frac{w_{real}}{w_{s=cte.}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s=cte.}}$$

Ciclo Brayton - Ejemplo

Un ciclo de Brayton simple usa aire como fluido de trabajo y tiene una razón de presiones de 8. Las temperaturas mínima y máxima del ciclo son 310 K y 1160 K, respectivamente. Asumiendo una eficiencia isentrópica de 75 % para el compresor y de 82 % para la turbina, determine:

a) la temperatura del aire a la salida de la turbina.

b) el trabajo neto producido.

c) la eficiencia térmica del ciclo.

$1 \rightarrow 2$: Compresión isentrópica (en un compresor)

$T_1 = 310$ K

$h_1 = 310.24$ kJ/kg

$P_{r1} = 1.5546$

$P_{r2} = P_{r1}\, P_2/P_1 = 12.44$

$h_{2s} = 562.58$ kJ/kg

$T_{2s} = 557.25$ K

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \longrightarrow \quad h_2 = 646.7 \text{ kJ/kg}$$

Ciclo Brayton - Ejemplo

$3 \rightarrow 4$: Expansión isentrópica (en la turbina)

T_3 = 1160 K
h_3 = 1230.92 kJ/kg
$P_{r3} = 207{,}2$

$P_{r4} = P_{r3}\, P_4/P_3$ = 25.90
h_{4s} = 692.19 kJ/kg
T_{4s} = 680.3 K

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad \longrightarrow \quad h_4 = 789.16 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad T_4 = 770.1 \text{ K}$$

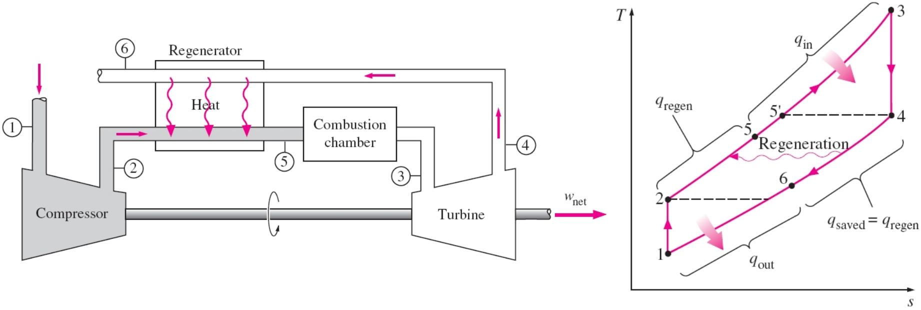
$2 \rightarrow 3$: Calentamiento isobárico y $4 \rightarrow 1$: Enfriamiento isobárico

$q_{entra} = h_3 - h_2 = 584.2$ kJ/kg

$q_{sale} = h_4 - h_1 = 478.92$ kJ/kg

$$w = q_{entra} - q_{sale} = 105.3 \text{ kJ/kg} \quad \longrightarrow \quad \eta = \frac{w}{q_{entra}} = 0.18$$

Ciclo Brayton con regeneración



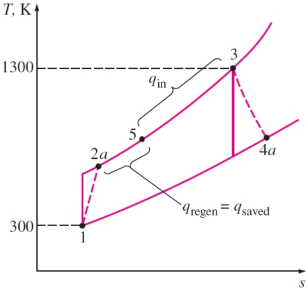
$$q_{regen.,real} = h_5 - h_2 \qquad q_{regen.,máximo} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

$$\epsilon_{regenerador} = \frac{q_{regen.,real}}{q_{regen.,máximo}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \approx \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

$$\eta_{Brayton\ regen.} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (r_p)^{(k-1)/k}$$

Ciclo Brayton con regeneración - Ejemplo

Una planta generadora operando en un ciclo Brayton tiene un cociente de presiones de 8. La temperatura del gas es 300 K en la entrada al compresor y 1300 K en la entrada a la turbina. La eficiencia adiabática del compresor es 80 % y de la turbina es 85 %. Determinar la eficiencia térmica si tiene instalado un regenerador con una efectividad del 80 %.



$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}} = 0{,}80 \rightarrow h_5 = 825{,}37 kJ/kg$$

$$q_{entra} = h_3 - h_5 = 570.6 \text{ kJ/kg}$$

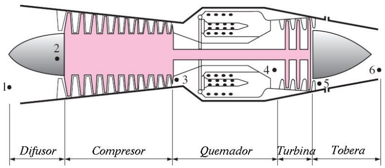
$$\eta_{Brayton\ regen.} = \frac{w_{neto}}{q_{entra}} = 0{,}369$$

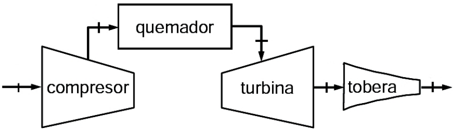
$$\eta_{Brayton\ sin\ regen.} = 0{,}266$$

Ciclo para propulsión jet

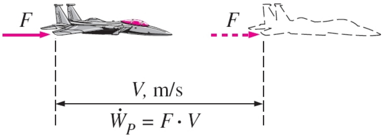
Es como un ciclo Brayton más una tobera adiabática y reversible.

El trabajo de la turbina es el necesario para operar el compresor.





Los gases se expanden en la tobera hasta P_{atm}, de donde salen a alta velocidad y el cambio de momentum de los gases propulsa el avión.



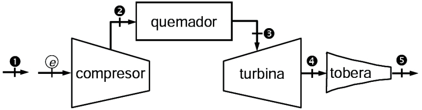
$$F = \dot{m}\,(v_{salida} - v_{entrada})$$

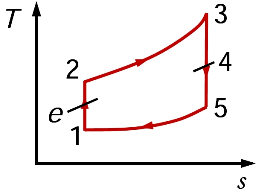
$$\dot{W}_{propulsión} = F\, v_{avión}$$

$$\eta_{jet} = \frac{\dot{W}_{propulsión}}{\dot{Q}_{entra}}$$

Ciclo para propulsión jet - Ejemplo

Considere un ciclo de propulsión con turbina jet ideal. El aire entra al compresor a 0.1 MPa y 15^{o}C y sale a 1 MPa.
La expansión en la turbina se produce hasta una presión tal que el trabajo generado es igual al trabajo del compresor.
Al salir de la turbina, el aire se expande en una boquilla a 0.1 MPa. El proceso es reversible y adiabático. La T_{max} es 1100^{o}C.
Determinar la velocidad del aire a la salida de la boquilla.





aire: gas ideal
k = 1.4, c_p = 1.004 kJ/kg K

Compresor:
P_1 = 0.1 MPa, T_1 = 288 K
P_2 = 1 MPa, T_2 = 556.8 K

$$w_{compresor} = h_2 - h_1 = c_p\,(T_2 - T_1)$$

$$w_{compresor} = 269.5 \text{ kJ/kg}$$

Ciclo para propulsión jet - Ejemplo

Turbina:
P_3 = 1 MPa, T_3 = 1373 K
P_4 = ?, T_4 = ?

$$w_{turbina} = w_{compresor} = 269.5 \text{ kJ/kg} = c_p\,(T_3 - T_4) \quad \rightarrow T_4 = 1104.6 \text{ K}$$

Proceso adiabático, $T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{(k-1)/k} \quad \rightarrow P_4$ = 0.467 MPa.

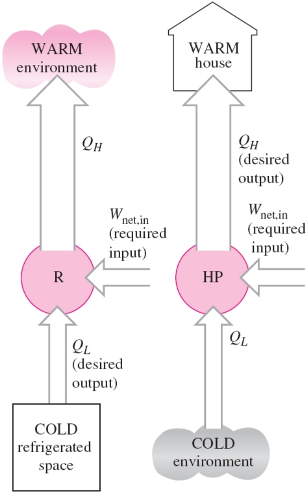
Tobera:
P_4 = 0.467 MPa, T_4 = 1104.6 K
P_5 = 0.1 Mpa, T_5 = ?
Primera ley en estado estacionario

$$q - w = (h_5 - h_4) + (v_5^2 - v_4^2)/2 + g\,(z_5 - z_4) = 0 \quad \rightarrow h_4 - h_5 = v_5^2/2$$

Proceso isoentrópico, $T_5/T_4 = (P_5/P_4)^{(k-1)/k} \quad \rightarrow T_5$ = 710.8 K

$$v_5^2 = 2\,c_p\,(T_4 - T_5) \quad \rightarrow v_5 = 889 \text{ m/s}$$

Ciclos de refrigeración



$$Q_{T_{baja} \to T_{alta}} \Longleftrightarrow \text{refrigeradores}$$

Refrigerador y bomba de calor son esencialmente iguales pero que difieren en sus objetivos.

Coeficiente de funcionamiento (CDF)

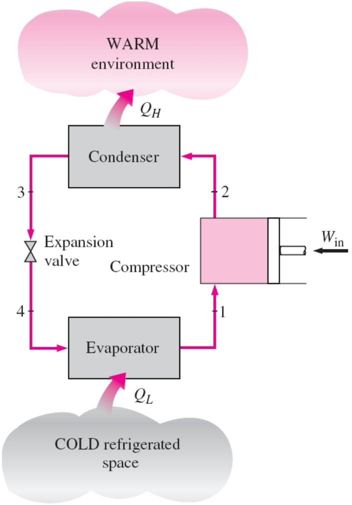
$$CDF_{refrigerador} = CDF_R = \frac{Q_L}{W_{entra}}$$

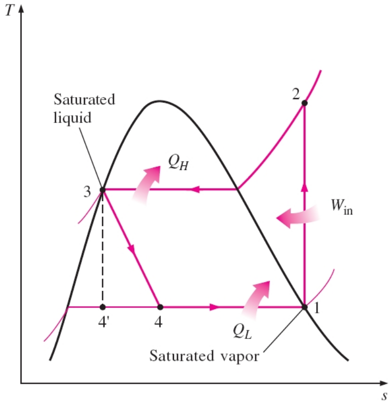
$$CDF_{bomba\,de\,calor} = CDF_{BC} = \frac{Q_H}{W_{entra}}$$

$$CDF_R > 1 \qquad CDF_{BC} > 1$$

$$CDF_{BC} = CDF_R + 1$$

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor





refrigeradores, sistemas de aire acondicionado y bombas de calor

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo está formado por cuatro procesos reversibles,

- $1 \rightarrow 2$: compresión isentrópica en un compresor
- $2 \rightarrow 3$: liberación de calor a P constante en un condensador
- $3 \rightarrow 4$: estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- $4 \rightarrow 1$: absorción de calor a P constante en un evaporador.

El ciclo no es reversible debido al proceso de estrangulamiento

Los cuatro componentes asociados al ciclo son dispositivos de flujo estacionario, en los cuales los cambios de energías cinética y potencial pueden despreciarse.
El balance de energía en cada uno se reduce a

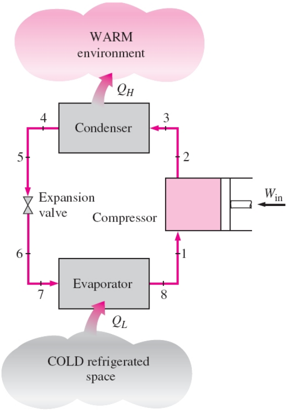
$$(q_{entra} - q_{sale}) + (w_{entra} - w_{sale}) = h_{entrada} - h_{salida}$$

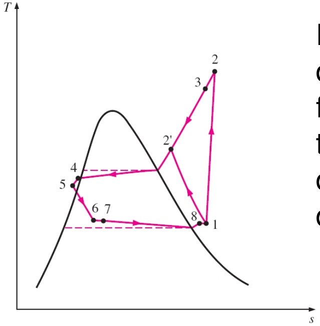
El condensador y el evaporador no involucran trabajo.
El condensador se considera adiabático.

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

$$CDF_R = \frac{q_L}{w_{entra}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad CDF_{BC} = \frac{q_H}{w_{entra}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$h_1 = h_{g@P_1}$ y $h_3 = h_{f@P_3}$ para el caso ideal

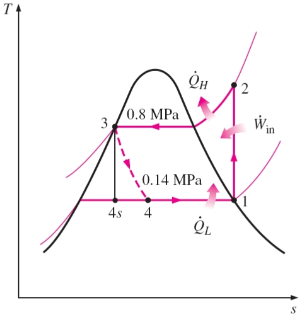




El ciclo real difiere del ideal debido a la fricción del fluido de trabajo y las transf. de calor hacia o desde el entorno

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor - Ej. 1

En un refrigerador se usa R-134a como fluido de trabajo y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.14 MPa y 0.8 MPa. Si el flujo de masa del refrigerante es 0.05 kg/s, determinar la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado, la entrada de potencia al compresor, la tasa de eliminación de calor al ambiente y el coeficiente de funcionamiento del refrigerador.



P_1 = 0.14 MPa

$h_1 = h_{g@0,14MPa}$ = 239.16 kJ/kg

$s_1 = s_{g@0,14MPa}$ = 0.94456 kJ/kg K

P_2 = 0.8 MPa y $s_2 = s_1$

h_2 = 275.39 kJ/kg

P_3 = 0.8 MPa

$h_3 = h_{f@0,8MPa}$ = 95.47 kJ/kg

Estrangulamiento, $h_4 \approx h_3$ = 95.47 kJ/kg

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor - Ej. 1

La tasa de remoción de calor del espacio refrigerado viene dada por

$$\dot{Q}_L = \dot{m}\,(h_1 - h_4) = 0.05 \times (239.16 - 95.47) = 7.18 \text{ kW}$$

La potencia entregada al compresor viene dada por

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}\,(h_2 - h_1) = 0.05 \times (275.39 - 239.16) = 1.81 \text{ kW}$$

La tasa de eliminación de calor del refrigerante es

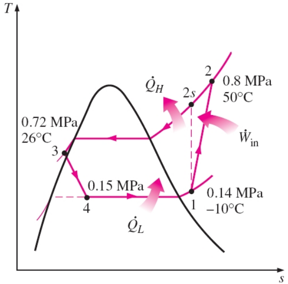
$$\dot{Q}_H = \dot{m}\,(h_2 - h_3) = 0.05 \times (275.39 - 95.47) = 9.0 \text{ kW} = \dot{Q}_L + \dot{W}_{compresor}$$

El coeficiente de funcionamiento del refrigerador es

$$CDF_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{compresor}} = \frac{7{,}18}{1{,}81} = 3{,}97$$

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor - Ej. 2

Al compresor de un refrigerador entra R-134a como vapor sobrecalentado a 0.14 MPa y -10^{o}C a una tasa de 0.05 kg/s y sale a 0.8 MPa y 50^{o}C. El R-134a se enfría en el condensador a 26^{o}C y 0.72 MPa y se estrangula a 0.15 MPa. Descartar toda transferencia de calor y caída de presión en las líneas de conexión entre componentes. Determinar la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, la entrada de potencia al compresor, la eficiencia isentrópica del compresor y el coeficiente de funcionamiento del refrigerador.



$P_1 = 0.14$ MPa y $T_1 = -10^{o}$C
$h_1 = 246.36$ kJ/kg

$P_2 = 0.8$ MPa y $T_2 = 50^{o}$C
$h_2 = 286.69$ kJ/kg

$P_3 = 0.72$ MPa y $T_3 = 26^{o}$C
$h_3 \approx h_{f@26^{o}C} = 87.83$ kJ/kg

Estrangulamiento, $h_4 \approx h_3 = 87.83$ kJ/kg

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor - Ej. 2

La tasa de remoción de calor viene dada por

$$\dot{Q}_L = \dot{m}\,(h_1 - h_4) = 0.05 \times (246.36 \text{ - } 87.83) = 7.93 \text{ kW}$$

La potencia entregada al compresor viene dada por

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}\,(h_2 - h_1) = 0.05 \times (286.69 \text{ - } 246.36) = 2.02 \text{ kW}$$

La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene de

$$\eta_{compresor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 0{,}939$$

h_{2s} = 284.21 kJ/kg para P_{2s} = 0.8 MPa, $s_{2s} = s_1$ = 0.9724 kJ/kg K.

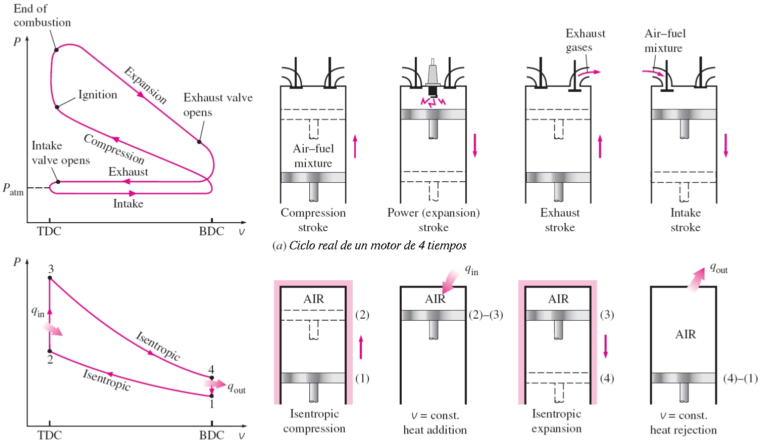
El coeficiente de funcionamiento del refrigerador es

$$CDF_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{compresor}} = \frac{7{,}93}{2{,}02} = 3{,}93$$

Ciclo de Otto

Es el ciclo de gas ideal correspondiente a un motor a gasolina o de combustión interna

El primer motor fué construído por N. Otto en 1876 usando el ciclo propuesto por Beau de Rochas en 1862.



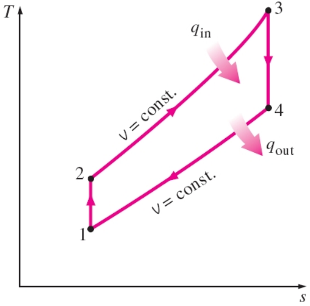
(*a*) *Ciclo real de un motor de 4 tiempos*

(*b*) *Ciclo de Otto ideal*

Ciclo de Otto

El ciclo ideal Otto consiste de 4 procesos reversibles:

1. compresión isoentrópica
2. adición de calor a volumen constante
3. expansión isoentrópica
4. liberación de calor a volumen constante



El ciclo Otto se ejecuta en un sistema cerrado, prácticamente sin cambios de energía cinética y potencial y sin trabajos involucrados.

$$q_{entra} = u_3 - u_2 = c_v\,(T_3 - T_2) \qquad q_{sale} = u_4 - u_1 = c_v\,(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{Otto} = \frac{w_{neto}}{q_{entra}} = 1 - \frac{q_{sale}}{q_{entra}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1\,(T_4/T_1 - 1)}{T_2\,(T_3/T_2 - 1)}$$

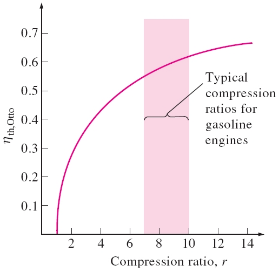
Ciclo de Otto

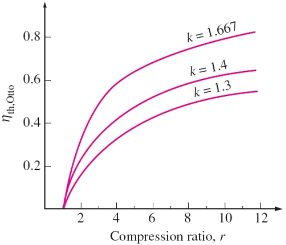
Considerando que los procesos $1 \to 2$ y $3 \to 4$ son isoentrópicos y que $v_2 = v_3$ y $v_4 = v_1$ resulta que

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

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{T_1\,(T_4/T_1 - 1)}{T_2\,(T_3/T_2 - 1)} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \qquad r = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

r es la razón de compresión y $k = c_p/c_v$ es el índice adiabático.





$$\eta_{Otto} \approx 25 - 30\,\%$$

Ciclo Otto - Ejemplos

- La razón de compresión en un ciclo de Otto estándar es 10. Al comienzo del proceso de compresión la presión es 0.1 MPa y la temperatura 15^{o}C. El calor transferido al aire en cada ciclo es 1800 kJ/kg. Determine la presión y temperatura al final de cada proceso en el ciclo, la eficiencia térmica, la presión media efectiva y la potencia desarrollada para 400 rpm.

Ciclo Otto - Ejemplos

- La razón de compresión en un ciclo de Otto estándar es 10. Al comienzo del proceso de compresión la presión es 0.1 MPa y la temperatura 15^oC. El calor transferido al aire en cada ciclo es 1800 kJ/kg. Determine la presión y temperatura al final de cada proceso en el ciclo, la eficiencia térmica, la presión media efectiva y la potencia desarrollada para 400 rpm.

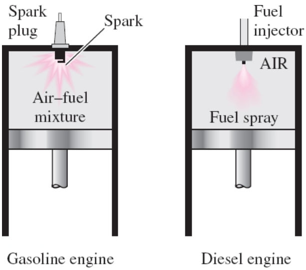
- Un ciclo Otto ideal tiene una relación de compresión de 9.2 y usa opera con aire como fluido de trabajo. Al comiendo de la compresión, el aire está a 98 kPa y 27^o. La presión es duplicada durante el proceso de agregar calor a volumen constante. Considerando la variación con la temperatura de los calores específicos, determinar la cantidad de calor transferido al aire, el trabajo neto generado, la eficiencia térmica y la presión media efectiva para el ciclo.

Ciclo diesel

Es el ciclo ideal de un motor diesel, el cual fue propuesto por R. Diesel en 1897.

La única diferencia con el motor de gasolina es el modo en que se produce la ignición.

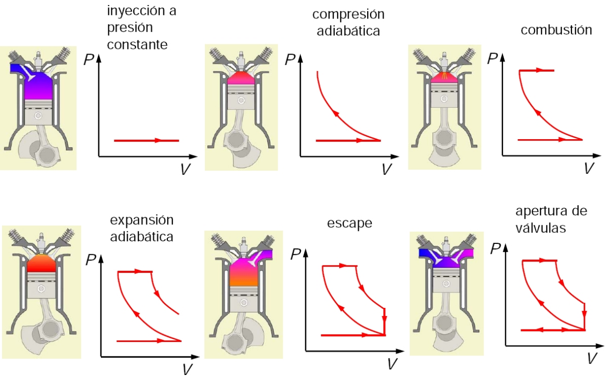
Una mezcla de aire y combustible es comprimida hasta llegar a la temperatura de autoignición del combustible.

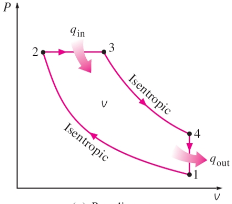


El ciclo ideal Diesel consiste de 4 procesos reversibles:

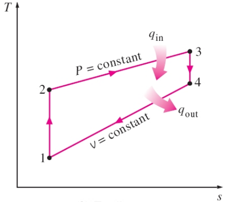
1. compresión isoentrópica
2. adición de calor a presión constante
3. expansión isoentrópica
4. liberación de calor a volumen constante

Ciclo diesel





(a) P- v diagram



(b) T-s diagram

El ciclo diesel se desarrolla en un sistema cerrado.
Las transferencias de calor hacia el sistema es a presión constante y desde el sistema a volumen constante.

$$q_{entra} - w_{sale} = u_3 - u_2 \longrightarrow q_{entra} = h_3 - h_2 = c_p\,(T_3 - T_2)$$

$$q_{sale} = u_4 - u_1 = c_v\,(T_4 - T_1)$$

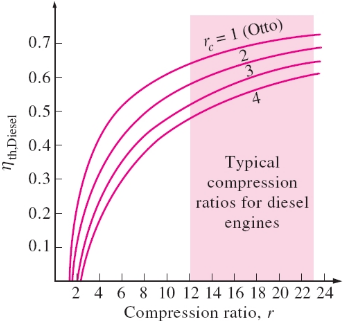
Ciclo diesel

La eficiencia térmica del ciclo es

$$\eta_{diesel} = \frac{w_{neto}}{q_{entra}} = 1 - \frac{q_{sale}}{q_{entra}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k\,(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\,(T_4/T_1 - 1)}{k\,T_2\,(T_3/T_2 - 1)}$$

Definiendo la razón de corte como el cociente del volumen del sistema después y antes de la combustión, $r_c = v_3/v_2$, y considerando las características de los procesos en las distintas etapas, la eficiencia se reduce a

$$\eta_{diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k\,(r_c - 1)}\right]$$



Para igual razón de compresión, r,

$$\eta_{Otto} > \eta_{diesel}$$

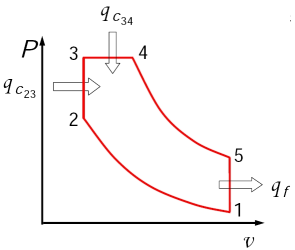
$$\eta_{diesel} \approx 35 - 40\,\%$$

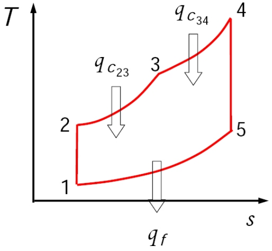
Ciclo dual

Aproximar el proceso de combustión en un motor de combustión interna como un proceso a volumen constante (ciclo Otto) ó a presión constante (ciclo diesel) es demasiado simplista y no muy realista.

Una mejor aproximación sería modelar el proceso de combustión como combinación de dos procesos de transferencia de calor, uno a volumen constante y otro a presión constante.

Las cantidades de calor transferidas bajo una u otra condición pueden ajustarse para aproximar mejor al ciclo real.





Ciclo dual

El ciclo dual ideal consiste de 5 procesos reversibles:

1. $1 \rightarrow 2$: compresión isoentrópica
2. $2 \rightarrow 3$: adición de calor a volumen constante
3. $3 \rightarrow 4$: adición de calor a presión constante
4. $4 \rightarrow 5$: expansión isoentrópica
5. $5 \rightarrow 1$: liberación de calor a volumen constante

Para calcular la eficiencia consideremos que el fluido de trabajo es un gas ideal con calores específicos constantes.
Mediante el balance de energía,

$$q_{entra} = c_v \left(T_3 - T_2 \right) + c_p \left(T_4 - T_3 \right) \qquad q_{sale} = c_v \left(T_5 - T_1 \right)$$

$$\eta_{dual} = 1 - \frac{q_{sale}}{q_{entra}} = 1 - \frac{T_1 \left(T_5 / T_1 - 1 \right)}{T_2 \left(T_3 - 1 \right) + k \, T_2 \left(T_4 / T_2 - T_3 / T_2 \right)}$$

Ciclo dual

El cambio de entropía que sufre el gas durante los procesos de adición de calor a volumen y presión constantes es igual al cambio de entropía durante el proceso de liberación de calor a volumen constante.

$$c_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + c_p \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) = c_v \ln\left(\frac{T_5}{T_1}\right) \quad \longrightarrow \quad \frac{T_5}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}\left(\frac{T_4}{T_3}\right)^k$$

Usando $r = v_1/v_2$, $r_c = v_4/v_3 = T_4/T_3$ y $r_p = P_3/P_2 = T_3/T_2$,

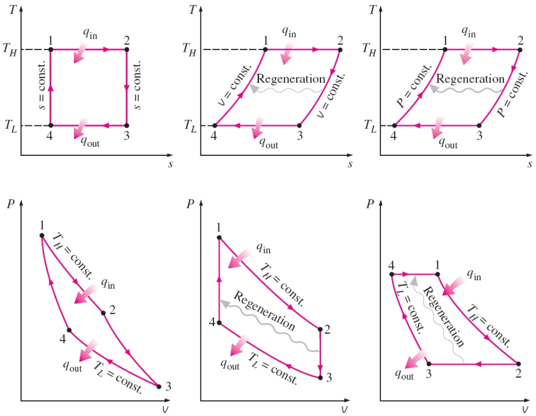
$$\eta_{dual} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}}\,\frac{r_p\, r_c^{(k-1)} - 1}{k\, r_p\,(r_c - 1) + r_p - 1}$$

Si $r_c = r_p = 1$ ($v_4 = v_3$ y $P_3 = P_2$) ... ciclo dual $\rightarrow$ ciclo Otto

Si $r_p = 1$ ($P_3 = P_2$) ... ciclo dual $\rightarrow$ ciclo diesel

Ciclos de Stirling y de Ericsson

Ciclos de gas reversibles que involucran transferencia de calor a temperatura constante y procesos a volumen constante (Stirling) y a presión constante (Ericsson).



(a) Carnot cycle (b) Stirling cycle (c) Ericsson cycle

$$\eta_{Stirling} = \eta_{Ericsson} = \eta_{Carnot}$$

Ciclos de Stirling y de Ericsson - Ejemplo

En un ciclo Stirling ideal, 90 kPa y 15^{o}C son las condiciones del aire justo antes de la compresión isotérmica. Si la relación de compresión es 10 y el calor suministrado es 300 kJ/kg, calcular la eficiencia y la temperatura máxima.

La liberación de calor es a temperatura constante, $T = T_4$,

$$|q_{sale}| = |w_{3\to 4}| = R_{aire}\, T_4 \, \ln(v_3/v_4) = 190.3 \text{ kJ/kg}$$

El trabajo neto del ciclo,

$$w_{neto} = q_{entra} - q_{sale} = 109.7 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia

$$\eta = \frac{w_{neto}}{q_{entra}} = 0{,}366$$

Además,

$$\eta = 1 - \frac{T_{baja}}{T_{alta}} \;\; \to T_{alta} = \frac{T_{baja}}{1-\eta} = 454 \text{ K} = T_1$$

Ciclo combinado de gas y vapor

Ciclo de turbina de gas (Brayton)combinado con un ciclo de turbina de vapor (Rankine) tiene una eficiencia más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente.

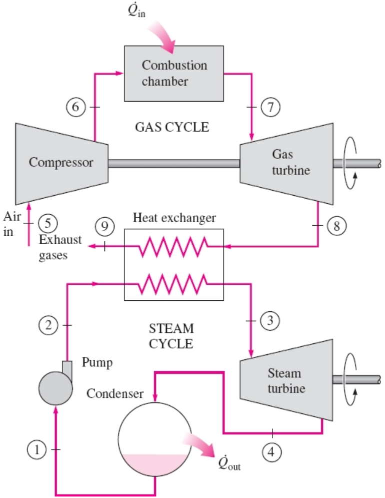
T_{max} turbina de vapor $\approx 620^o$C T_{max} turbina de gas $\approx 1425^o$C

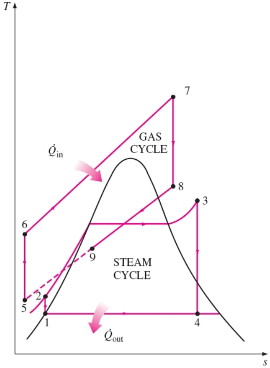
La idea es aprovechar las características del ciclo de turbina a gas a alta temperatura y utilizar los gases de escape como fuente de energía para un ciclo de potencia de vapor que funciona a temperaturas menores.

Como resultado de la combinación se han reportado eficiencias térmicas muy por encima del 40 %.

Central Atacama en la Bahía de Mejillones, 740 MW.

Ciclo combinado de gas y vapor





$\dot{m}_{aire}$: flujo de masa en ciclo Brayton

$\dot{m}_{vapor}$: flujo de masa en ciclo Rankine

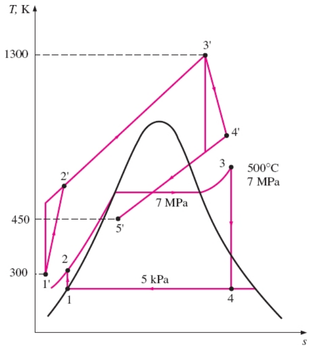
$$\dot{m}_{aire}\,(h_8 - h_9) = \dot{m}_{vapor}\,(h_3 - h_2)$$

$$\eta_{combinado} = \frac{\dot{W}_{t.aire} + \dot{W}_{t.vapor}}{Q_{entra}}$$

Ciclo combinado de gas y vapor - Ejemplo

Considere el ciclo de potencia combinado mostrado en la figura. El ciclo superior es un ciclo de turbina a gas que tiene una relación de presión de 8. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1300 K. Las eficiencias isentrópica del compresor y la turbina son 80 % y 85 %, respectivamente. El ciclo inferior es un ciclo Rankine ideal simple que opera entre los límites de presión de 7 MPa y 5 kPa.

El vapor se calienta en un intercambiador de calor por medio de los gases de escape hasta una temperatura de 500^{o}C. Los gases de escape salen del intercambiador de calor a 450 K. Determinar la relación entre los flujos de masa del vapor y de los gases de combustión y la eficiencia térmica del ciclo combinado.



Ciclo combinado de gas y vapor - Ejemplo

Ciclo de gas

$h_{4'}$ = 880.36 kJ/kg
$T_{4'}$ = 853 K
$h_{5'} = h_{@450K}$ = 451.80 kJ/kg
$q_{entrada}$ = 790.58 kJ/kg
w_{neto} = 210.41 kJ/kg
η_{gas} = 0.266

Ciclo de vapor

h_2 = 144.78 kJ/kg
T_2 = 33^{o}C
h_3 = 3411.4 kJ/kg
T_3 = 500^{o}C
w_{neto} = 1331.4 kJ/kg
η_{vapor} = 0.408

En el intercambiador de calor,

$$\dot{m}_{vapor}\left(h_3 - h_2\right) = \dot{m}_{gas}\left(h_{4'} - h_{5'}\right) \longrightarrow \frac{\dot{m}_{vapor}}{\dot{m}_{gas}} = y = 0{,}131$$

El trabajo neto producido por kg de gases de combustión es

$$w_{neto} = w_{neto,gas} + y\dot{w}_{neto,vapor} = 384.8 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia térmica está dada por

$$\eta = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 0{,}487$$