

TD. T5.- Ciclos de Potencia

Las transparencias son el material de apoyo del profesor para impartir la clase. No son apuntes de la asignatura. Al alumno le pueden servir como guía para recopilar información (libros, ...) y elaborar sus propios apuntes

Departamento: Ingeniería Eléctrica y Energética
Area: Máquinas y Motores Térmicos

CARLOS J RENEDO renedoc@unican.es
Despachos: ETSN 236 / ETSIIT S-3 28
<http://personales.unican.es/renedoc/index.htm>
Tlfn: ETSN 942 20 13 44 / ETSIIT 942 20 13 82

TD. T5.- Ciclos de Potencia

Objetivos:

Este tema es el más extenso del bloque, en él se estudian los ciclos termodinámicos, destinados a la obtención de potencia o trabajo. En primer lugar se abordan los ciclos de vapor, para finalizar con los ciclos de gas. Se estudiarán tanto los ciclos simples como los mejorados con recalentamiento, regeneración, extracción, o refrigeración intermedia

El tema se complementa con una práctica de laboratorio sobre la simulación por ordenador de ciclos termodinámicos de potencia

- 1.- Introducción
- 2.- Ciclos de Vapor
 - 2.1.- Ciclo de Carnot
 - 2.2.- Ciclo Rankine
 - 2.3.- Ciclo Rankine con recalentamiento
 - 2.4.- Ciclo Rankine con regeneración
 - 2.5.- Ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento
 - 2.6.- Ciclo Rankine supercrítico
 - 2.7.- Pérdidas en el ciclo Rankine
- 3.- Ciclos de Aire
 - 3.1.- Compresores
 - 3.2.- Ciclo de aire estándar
 - 3.3.- Ciclo de Carnot
 - 3.4.- Ciclo Otto
 - 3.5.- Ciclo Diesel
 - 3.6.- Ciclo Dual
 - 3.7.- Ciclos Ericson y Stirling
 - 3.8.- Ciclo Brayton
 - 3.9.- Ciclo Brayton regenerativo
 - 3.10.-Ciclo Brayton con recalentamiento
 - 3.11.- Ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración
- 4.- Ciclo Combinado
- 5.- Cogeneración
- 6.- Máquinas Térmicas
 - 6.1.- Turbinas de vapor
 - 6.2.- Motores de combustión
 - 6.3.- Turbinas de gas
 - 6.4.- Motor Stirling

1.- Introducción

Los ciclos termodinámicos son la base de la utilización energética

En los ciclos de potencia:

- Se extrae calor (combustible), Q_{FC} , de un foco a alta temperatura, T_{FC}
- Se obtiene trabajo útil, W
- Se cede calor residual Q_{FF} , a un foco a baja temperatura, T_{FF} (aire ambiente, o agua de mar, de un río, ...)

Se cumple la condición de equilibrio de la energía:

$$\begin{cases}
 \text{[T2] Sist. Ab.} & \left\{ \begin{array}{l}
 w = \int_1^2 v \cdot dp \quad \text{En bombas (liq) } v \approx \text{cte} \Rightarrow w = v \cdot (p_2 - p_1) \\
 Q_{FC} = W + Q_{FF} & dq + |dw_r| = dh - v \cdot dp \quad \text{En cald/cond (p = cte)} \Rightarrow dq = dh \\
 Q = M \cdot \left(h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) + W_t \\
 \text{En las Turbinas } Q = 0, \text{ y } \Delta E_{cin} = 0 \Rightarrow W_t = M \cdot (h_1 - h_2) \\
 c = \frac{dq + |w_r|}{dT} \quad \text{gas perfecto} \quad h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)
 \end{array} \right.
 \end{cases}$$

1.- Introducción (II)

VAPOR DE AGUA

$p = 1,0 \text{ bar}$

| T | v | Entalpia | kJ / m ³ |
|-------|--------------------|----------|---------------------|
| °C | m ³ /kg | kJ / kg | |
| 0 | 1,2559 | 503,5 | 400.91 |
| 250 | 2,4136 | 980,6 | 406.28 |
| 500 | 3,6735 | 1.545,8 | 420.80 |
| 750 | 4,7211 | 2.053,0 | 434.86 |
| 1.000 | 5,8748 | 2.647.4 | 450.64 |

$p = 10 \text{ bar}$

| T | v | Entalpia | kJ / m ³ |
|-------|--------------------|----------|---------------------|
| °C | m ³ /kg | kJ / kg | |
| 0 | 0,1260 | 503,5 | 3.996,03 |
| 250 | 0,2414 | 980,6 | 4.062,14 |
| 500 | 0,3674 | 1.545,8 | 4.207,40 |
| 750 | 0,4721 | 2.053,0 | 4.348,65 |
| 1.000 | 0,5875 | 2.647.4 | 4.506,21 |

AIRE

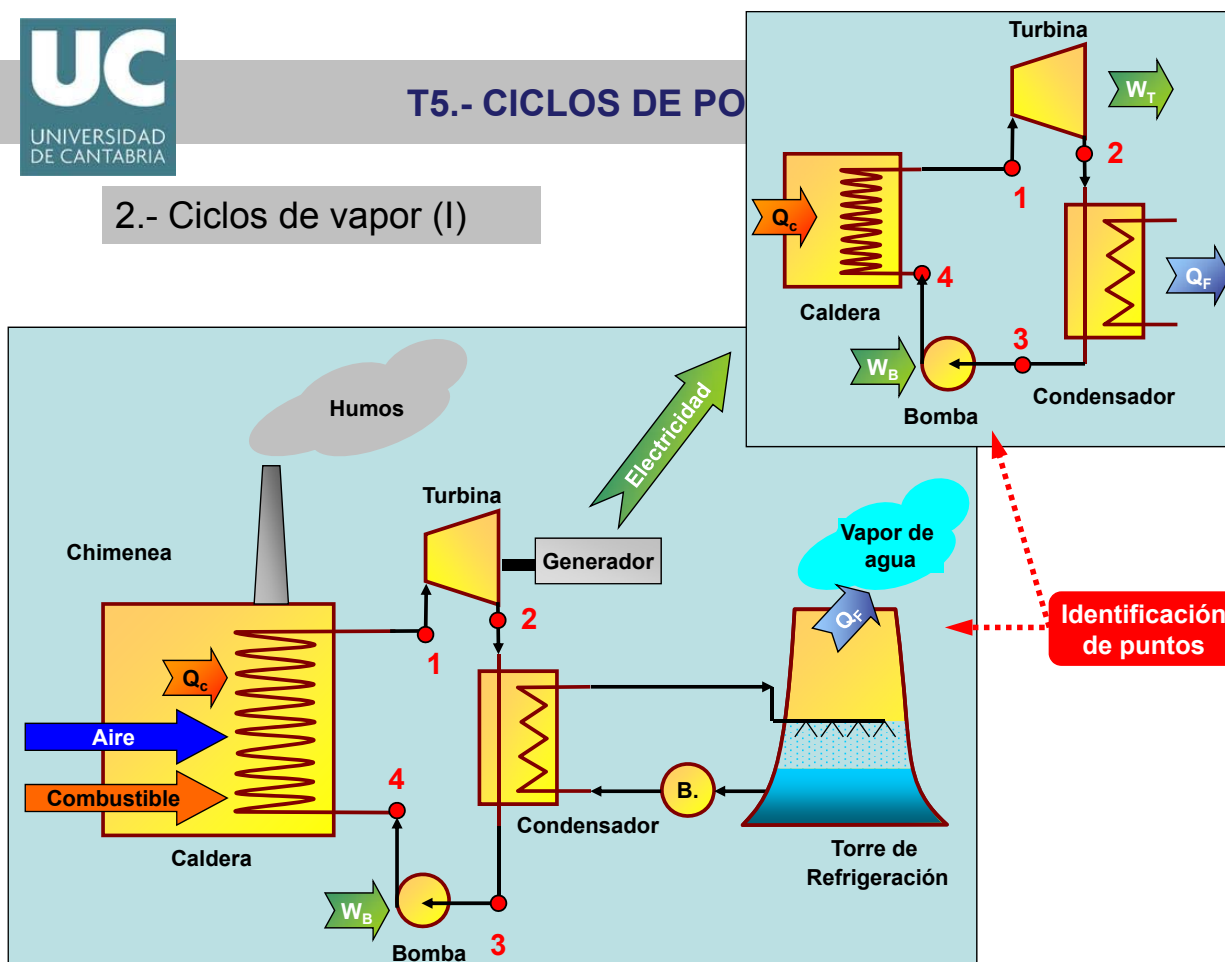
$p = 1,0 \text{ bar}$

| T | v | Entalpia | kJ / m ³ |
|-------|--------------------|----------|---------------------|
| °C | m ³ /kg | kJ / kg | |
| 0 | 0,7837 | 274 | 349.62 |
| 250 | 1,5013 | 528,6 | 352.09 |
| 500 | 2,2189 | 795 | 358.29 |
| 750 | 2,9366 | 1.075,9 | 366.38 |
| 1.000 | 3,6542 | 1.368,6 | 374.53 |

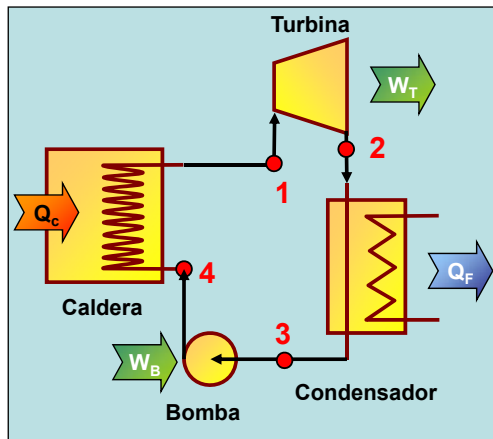
$p = 10 \text{ bar}$

| T | v | Entalpia | kJ / m ³ |
|-------|--------------------|----------|---------------------|
| °C | m ³ /kg | kJ / kg | |
| 0 | 0,0784 | 274 | 3.494,90 |
| 250 | 0,1501 | 528,6 | 3.521,65 |
| 500 | 0,2219 | 795 | 3.582,69 |
| 750 | 0,2937 | 1.075,9 | 3.663,26 |
| 1.000 | 0,3654 | 1.368,6 | 3.745,48 |

2.- Ciclos de vapor (I)



2.- Ciclos de vapor (II)



Identificación de puntos

$$w_{Turb} = h_1 - h_2$$

$$w_{bomb} = v_L \cdot (p_4 - p_3) \quad v_L = 1/\rho_L$$

$$q_{FC} = q_{cald} = h_1 - h_4$$

$$q_{FF} = q_{cond} = h_2 - h_3$$

Por unidad de masa

$$W = W_{Turbina} - W_{Bomba} \approx W_{Turbina}$$

$$\eta = \frac{W}{Q_{FC}} = \frac{M \cdot w}{M \cdot q_{FC}} = \frac{w}{q_{FC}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \approx \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_4} = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \approx 1 - \frac{h_2 - h_4}{h_1 - h_4}$$

2.- Ciclos de vapor (III)

Dos ciclos termodinámicos básicos de vapor, el ciclo de Carnot (ideal), y el ciclo de Rankine (real), que tiene diferentes variantes

2.1.- Ciclo de Carnot (I)

Es el ideal

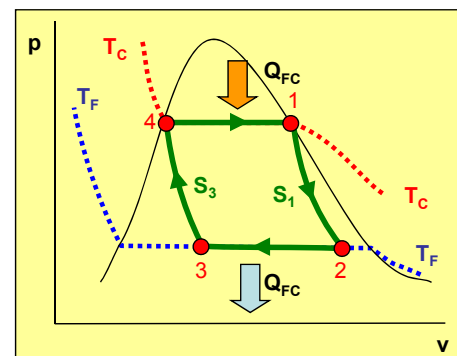
Limitado por dos isotermas y dos adiabáticas (s cte)

$$\eta = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}}$$

$$q = \int_a^b T \cdot ds \Big|_{T=cte} = T \cdot (s_b - s_a) \quad [T4]$$

$$\eta = 1 - \frac{T_{FF} \cdot (s_2 - s_3)}{T_{FC} \cdot (s_1 - s_4)}$$

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FC}}$$



El foco frío es el medio ambiente, su temperatura es conocida, y W_{max} es:

$$W = \eta_C \cdot Q_{FC} = \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{FC}}\right) \cdot Q_{FC}$$

El calor cedido al medio ambiente en ciclos reales es superior al 55%, y se expresa:

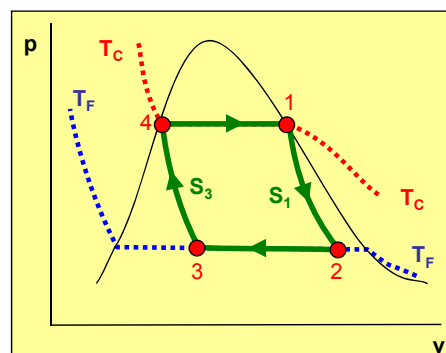
$$Q_{FF} = Q_{FC} \cdot \frac{T_{amb}}{T_{FC}}$$

2.- Ciclos de vapor (IV)

2.1.- Ciclo de Carnot (II)

Los elementos esenciales del ciclo son:

- **la turbina** de vapor, (1-2) el vapor se expande con s cte, obteniendo W
- **un condensador**, (2-3) condensa el vapor saliente de la turbina a T (y p) ctes
- **una bomba**, (3-4) en la que se eleva la presión isoentrópicamente
- **una caldera**, (4-1) a T (y p) ctes se vaporiza el agua



El trabajo absorbido en la bomba, en primera aproximación, se desprecia, ya que el obtenido en la turbina es mucho mayor

2.- Ciclos de vapor (V)

2.2.- Ciclo Rankine (I)

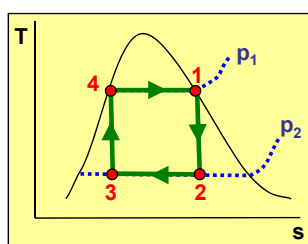
El ciclo de *Carnot* presenta dos problemas prácticos:

La bomba trabaja mal si lo hace con vapor

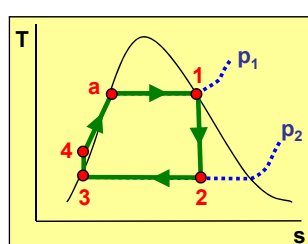
Si la expansión se realiza en la zona de vapor saturado corren peligro los álabes de la turbina, hay que limitar formación de agua líquida

El ciclo real trabaja con cambio de fase, el ciclo *Rankine*

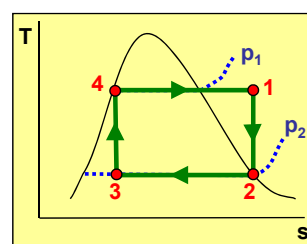
Este ciclo, también lo describen dos isoentrópicas y dos isobaras



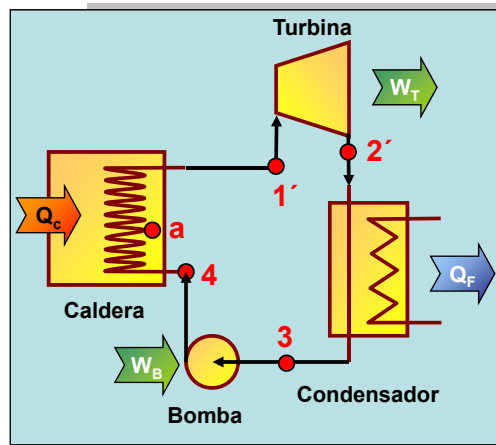
Ciclo de Carnot



Ciclo de Rankine evitando vapor en la bomba



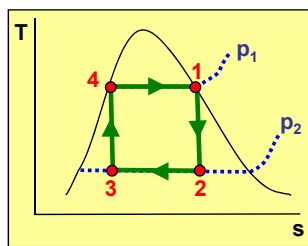
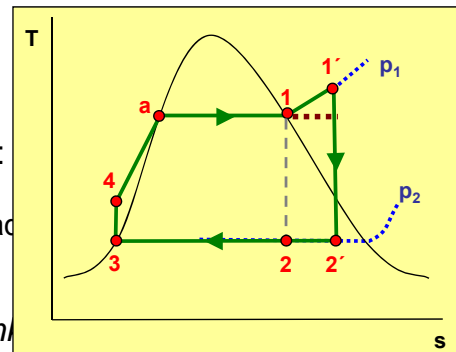
Ciclo de Rankine evitando vapor en la turbina (teórico)



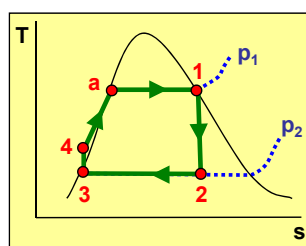
problemas prácticos:
de vapor
la zona de vapor saturada
ación de agua líquida

de fase, el ciclo Rankine

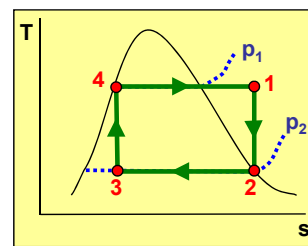
dos isoentrópicas y dos isobaras



Ciclo de Carnot



Ciclo de Rankine evitando vapor en la bomba



Ciclo de Rankine evitando vapor en la turbina (teórico)

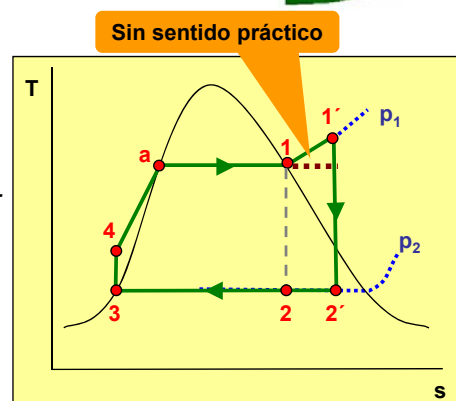
2.- Ciclos de vapor (VII)

2.2.- Ciclo Rankine (II)

Para evitar líquido en la turbina, se aumenta la T_1 de entrada, **sobrecalentamiento**

El aumento de T_{max} del ciclo ($T_1 > T_1$) $\uparrow \eta$

$$\eta_C > \eta_R$$



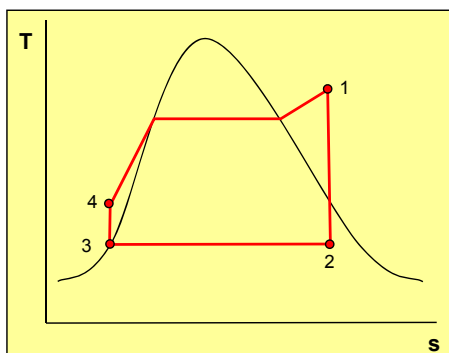
Para que ($T_1 = T_1$) debería $\downarrow p$ a medida que se evapora el agua esto no tiene sentido práctico

En primera aproximación se desprecia el trabajo absorbido por la bomba

$$\left. \begin{aligned} w_{Turb} &= h_1 - h_2 \\ w_{bomb} &= v_L \cdot (p_4 - p_3) \\ q_{FC} &= q_{cald} = h_1' - h_4 \\ q_{FF} &= q_{cond} = h_2' - h_3 \end{aligned} \right\}$$

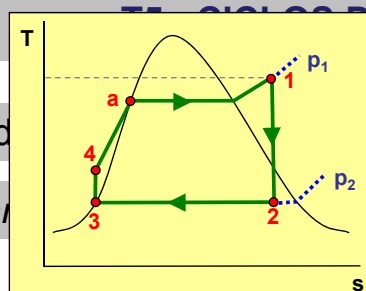
$$\eta_R = \frac{W_{turb} - W_{bomb}}{Q_{cald}} \approx \frac{W_{turb}}{Q_{cald}} = \frac{h_1' - h_2'}{h_1' - h_4}$$

En una planta de potencia de vapor de agua que funcione entre las presiones de 10 kPa y 2 MPa con una temperatura máxima de 400°C. ¿Cual es el máximo rendimiento de ese ciclo?

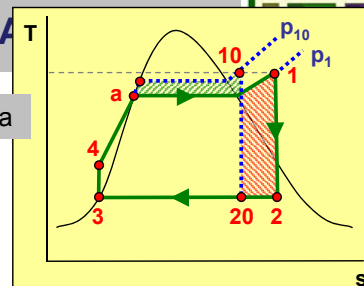


2.- Ciclos de potencia

2.2.- Ciclo Rankine



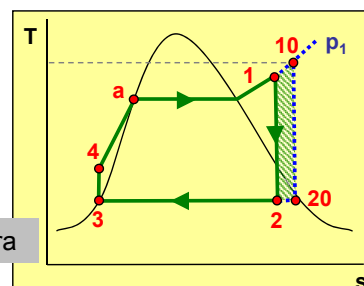
↑p caldera



Para mejorar el rendimiento hay que: ↑W y/o ↓Q₁:

- aumentar la presión en la caldera (?i)
- aumentar la temperatura en la caldera
- disminuir la temperatura de salida de la turbina

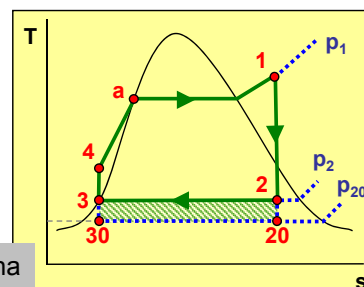
↑T caldera



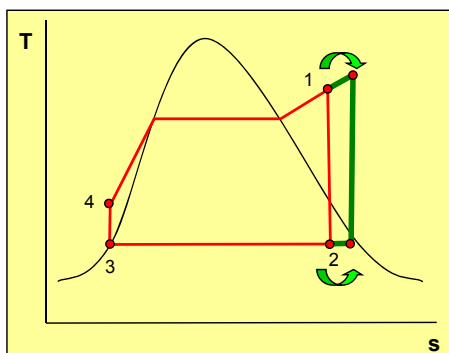
Se debe:

- respetar la T_{max} de la caldera, limitada por los materiales, del orden de 600°C
- evitar trabajar en la zona de vapor saturado
- considerar la T_{min} que se dispone para condensar

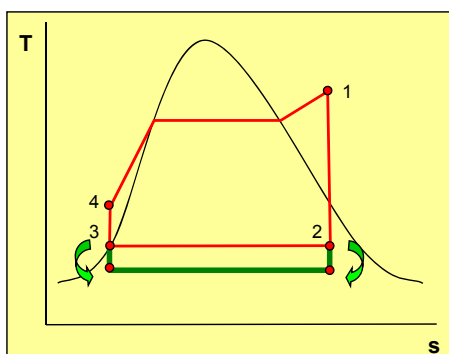
↓T salida Turbina



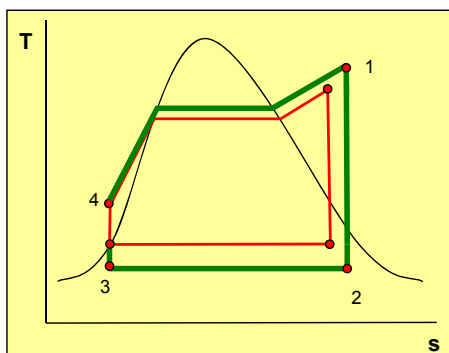
En una planta de potencia de vapor de agua que funcione entre las presiones de 10 kPa y 2 MPa con una temperatura máxima de **600°C**.
¿Cual es el máximo rendimiento de ese ciclo?



En una planta de potencia de vapor de agua que funcione entre las presiones de **4 kPa** y 2 MPa con una temperatura máxima de 400°C.
¿Cual es el máximo rendimiento de ese ciclo?



En una planta de potencia de vapor de agua que funcione entre las presiones de **4 kPa** y **4 MPa** con una temperatura máxima de **600°C**.
¿Cual es el máximo rendimiento de ese ciclo?

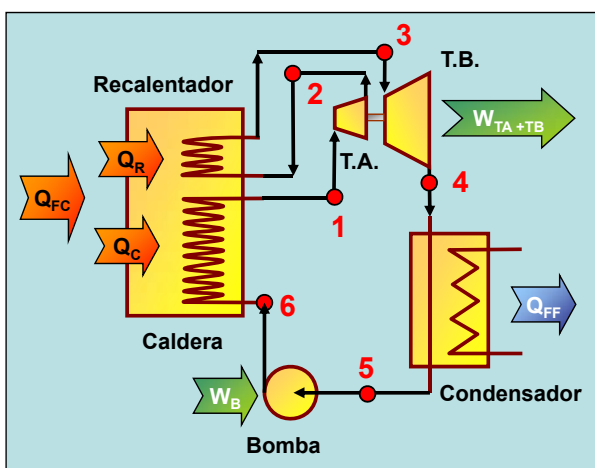


2.- Ciclos de vapor (VIII)

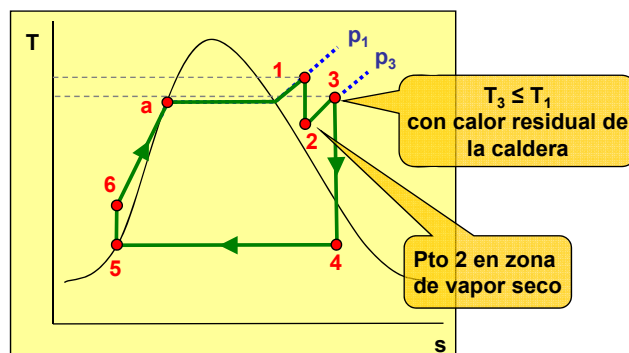
2.3.- Ciclo Rankine con recalentamiento

Tras expandir el vapor en una turbina de alta presión (T.A./T.H.P) se recalienta para volver a ser expandirlo en una turbina de baja (T.B./T.L.P.)

Es posible encontrar turbinas que incluyan las dos etapas



$$\eta_{R \text{ Recal}} \approx \frac{W_{T_{HP}} + W_{T_{LP}}}{Q_{\text{Cald+Rec}}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

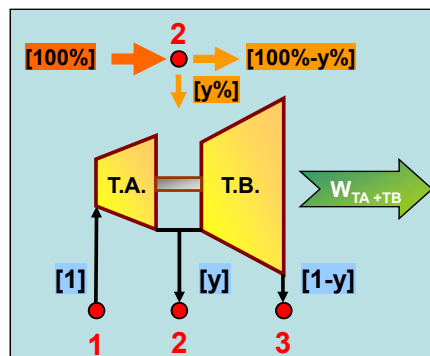


↑ W, pero no η, ya que también ↑ Q_{FC}

2.- Ciclos de vapor (IX)

2.4.- Ciclo Rankine con regeneración (I)

Para $\downarrow Q_1$ se puede precalentar el agua que entra en la caldera con un sangrado o extracción de vapor de la turbina



La p del sangrado debe ser tal que su T de saturación sea la intermedia entre la de condensación y la de saturación en la caldera

Si hay varios sangrados, las temperaturas deben ser "equidistantes"

$$\Delta T_{\text{Sat Sangrado}} = \frac{T_{\text{Sat Caldera}} + T_{\text{Sat Condensador}}}{n^{\circ} \text{ Sangrados} + 1}$$

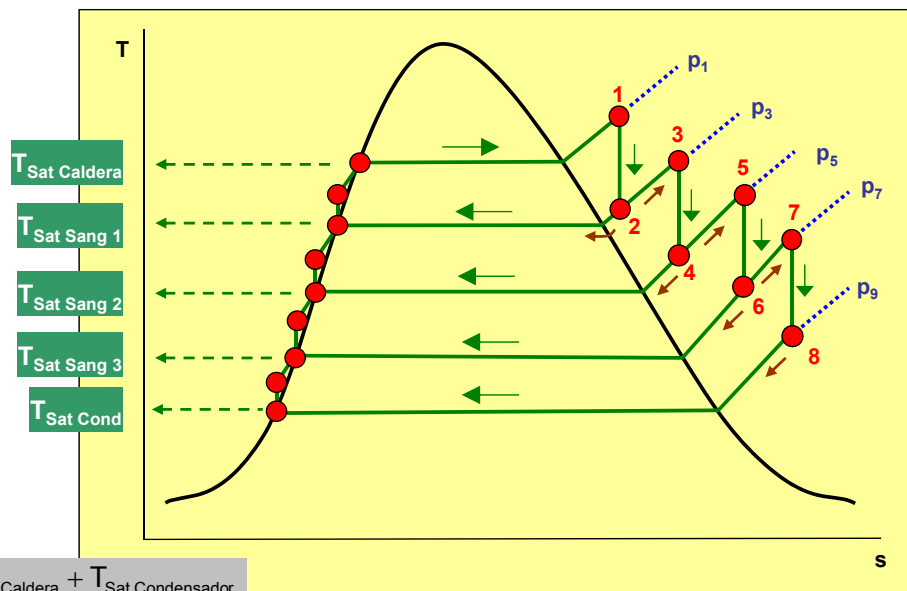
La unión del sangrado con el condensado se realiza en un elemento calentador, que puede ser abierto (mezcla) o cerrado (intercambio térmico)

$$m_{\text{alim}} = m_{\text{sv}} + m_{\text{c}}$$

$$[1] = [y] + [1-y]$$

2.- Ciclos de vapor (X)

2.4.- Ciclo Rankine con regeneración (II)

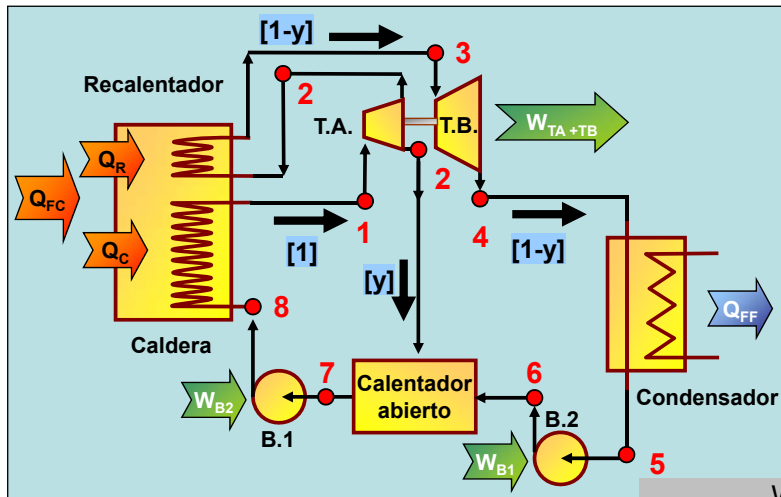


$$\Delta T_{\text{Sat Sangrado}} = \frac{T_{\text{Sat Caldera}} + T_{\text{Sat Condensador}}}{n^{\circ} \text{ Sangrados} + 1}$$

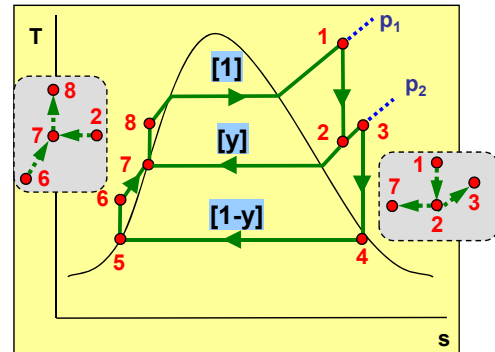
2.- Ciclos de vapor (XV)

2.5.- Ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento

El ciclo con regeneración $\uparrow \eta$, pero puede presentar problemas de vapor en la turbina, se suele combinar con el ciclo con recalentamiento



Possible con Regenerador cerrado



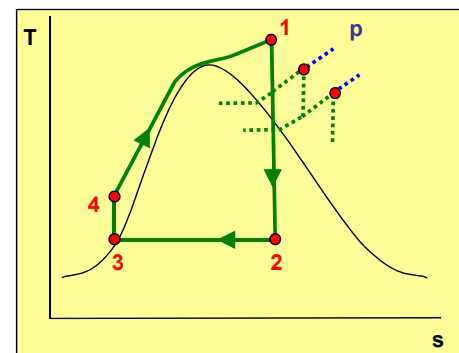
$$\eta_{R\text{RegRec}} \approx \frac{W_{\text{THP}} + W_{\text{TLP}}}{Q_{\text{Cald}}} = \frac{1 \cdot (h_1 - h_2) + [1-y] \cdot (h_3 - h_4)}{1 \cdot (h_1 - h_8) + [1-y] \cdot (h_3 - h_2)}$$

2.- Ciclos de vapor (XVI)

2.6.- Ciclo Rankine supercrítico

En los ciclos vistos hasta ahora, la mayor parte de la transferencia de calor se realiza a T igual o inferior a la de vaporización (del orden de 250°C)

Pero la T de los gases en la caldera puede ser mucho mayor



Para mejorar el rendimiento hay que intentar que $T_{\text{vapor}} = T_{\text{humos caldera}}$, para lo que se intenta que la transferencia térmica se haga a T

Este ciclo trata de evitar la zona bifásica

Implica $\uparrow p$ de trabajo, y por lo tanto mayor coste de instalación

Para evitar la formación de agua en la turbina es necesario que este ciclo se combine con etapas de regeneración y de recalentamiento.

2.- Ciclos de vapor (XVII)

2.7.- Pérdidas en el Ciclo Rankine

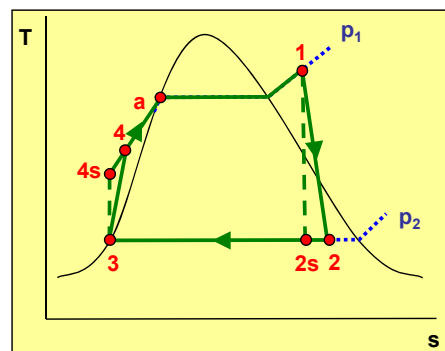
Los ciclos reales tienen pérdidas, debidas a enfriamientos, pérdidas de carga en conductos, en la bomba, etc

El mayor porcentaje se produce en la etapa de expansión, que tiene un rendimiento entre el 80 y el 90%

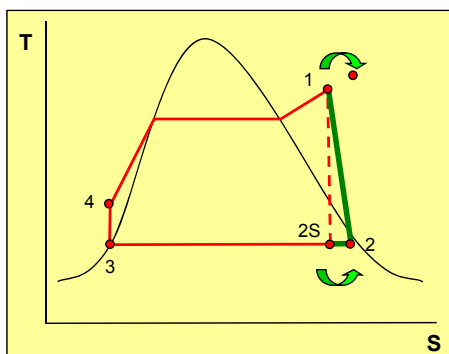
Este efecto $\downarrow \eta$, pero reduce la posibilidad de encontrar agua en la turbina

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{\text{Bomb}} = \frac{W_{s=\text{cte}}}{W_{\text{real}}} = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_4} \\ h_4 = h_3 - \frac{h_3 - h_{4s}}{\eta_{\text{Bomb}}} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \eta_{\text{Turb}} = \frac{W_{\text{real}}}{W_{s=\text{cte}}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \\ h_2 = h_1 - \eta_{\text{Turb}} \cdot (h_1 - h_{2s}) \end{array} \right.$$

Existen otras pérdidas, como las de la caldera, del orden del 15% del calor suministrado por el combustible, y que deben ser tenidas en cuenta en el rendimiento de la planta térmica ..., por ello el η de los ciclos ronda el 35%



En una planta de potencia de vapor de agua que funcione entre las presiones de 10 kPa y 2 MPa con una temperatura máxima de **600°C**. Si la **turbina**, que está térmicamente aislada, tiene un **rendimiento** adiabático del **90%**. Determinar el máximo rendimiento del ciclo y la temperatura de salida del vapor de agua de la turbina



3.- Ciclos de gas (I)

3.1.- Compresores (I)

Comprimen, mediante el empleo de un trabajo exterior, un gas, (aire, o mezcla)
Elevan su temperatura

El trabajo aplicado al compresor es: $w_{compS} = h_{Salida} - h_{Entrada}$

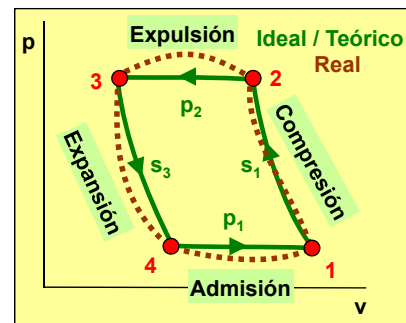
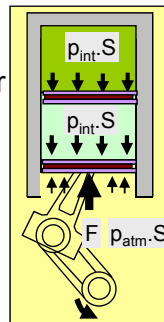
Por unidad de masa

Los **compresores volumétricos**:

- Para bajos caudales
- Las válvulas hacen que el ciclo real sea mayor

Las etapas del ciclo de compresión son:

- 1-2 compresión (s cte)
- 2-3 expulsión (p cte) (abre val. de escape)
- 3-4 expansión (s cte)
- 4-1 admisión (p cte) (abre val. de adm.)



$$\eta_{Vol} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

$\eta \uparrow$ al \downarrow el espacio muerto (V_3)
(al modificar V_3 también lo hace V_4)

técnicamente es necesario por las válvulas y las tolerancias mecánicas

3.- Ciclos de gas (II)

3.1.- Compresores (II)

W_{comp} se puede \downarrow si se extrae Q, (refrigerando)

Suponiendo la compresión adiabática es:

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad [T2] \quad c_p = \frac{\Delta h}{\Delta T} \quad w_{comp} = c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

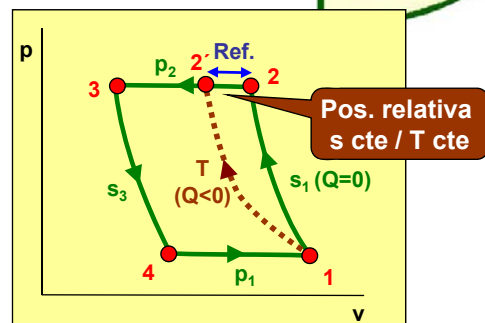
Si la capacidad térmica es cte, en una compresión con s = cte: [T1]

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

De esta manera se puede expresar el trabajo como:

$$w_{comp} = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

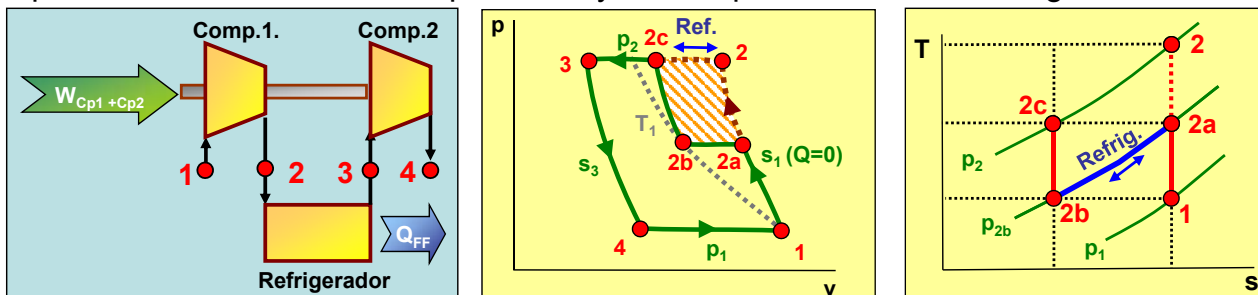
Interesa T_1 baja



3.- Ciclos de gas (III)

3.1.- Compresores (III)

Constructivamente es difícil refrigerar en el interior del compresor; en la práctica se instalan dos compresores, y una etapa intermedia de refrigeración



w_{comp} es suma de dos etapas

$$w_{\text{comp}} = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{2a}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \cdot T_{2b} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{2b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

La refrigeración ideal es la que iguala la T de entrada a la segunda etapa a la de entrada a la primera; además será ideal si no se pierde presión

$$T_1 = T_{2b} ; p_{2a} = p_{2b}$$

3.- Ciclos de gas (IV)

3.1.- Compresores (IV)

$$w_{\text{comp}} = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{2a}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \cdot T_{2b} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{2b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Para optimizar la presión intermedia, p_c : $\frac{dw}{dp_c} = 0$

Se obtiene: $p_c = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$ $\frac{p_c}{p_1} = \frac{p_2}{p_d}$

Es decir, la relación de presiones es la misma en cada etapa

Si la compresión se realizara en más etapas esta regla se mantendría

$$\frac{p_c}{p_1} = \frac{p_e}{p_d} = \frac{p_2}{p_f} \quad p_c = \sqrt[3]{p_1^2 \cdot p_2} \quad p_e = \sqrt[3]{p_1 \cdot p_2^2}$$

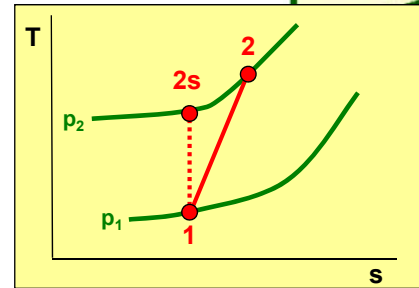
Los **compresores centrífugos y axiales**

- aptos para grandes caudales de gas
- proporcionan pequeñas relaciones de compresión
- si se desea alcanzar grandes presiones es necesario colocar varias etapas

3.- Ciclos de gas (V)

3.1.- Compresores (V)

El Compresor tiene un rendimiento isoentrópico



$$\eta_{s \text{ comp}} = \frac{W_{s \text{ comp}}}{W_{\text{comp}}}$$

$$\begin{cases} w_{s \text{ comp}} = h_{2s} - h_1 \\ w_{\text{comp}} = h_2 - h_1 \end{cases}$$

$$\eta_{s \text{ comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s \text{ comp}}}$$

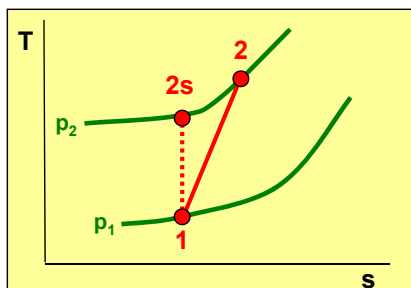
$$c_p = \frac{\Delta h}{\Delta T} \Rightarrow \Delta h = c_p \cdot \Delta T \quad \begin{cases} w_{s \text{ comp}} = c_p \cdot (T_{2s} - T_1) \\ w_{\text{comp}} = c_p \cdot (T_2 - T_1) \end{cases}$$

$$\eta_{s \text{ comp}} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

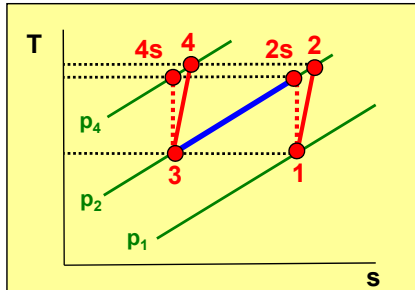
• con $s = \text{cte}$: $T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{s \text{ comp}}}$$

Un compresor volumétrico debe proporcionar 20 kg/min de aire a 1.600 kPa. Al compresor le entra aire atmosférico a 20°C. Determinar el trabajo necesario si se supone que el compresor tiene un rendimiento del 90%



Si para realizar la compresión anterior se utilizan dos compresores, de rendimiento del 90%, con una refrigeración intermedia. Determinar el trabajo necesario



3.- Ciclos de gas (VI)

3.2.- Ciclo de aire estándar

Formado por dos adiabáticas y dos isócoras

Se supone:

- un ciclo de trabajo
- todo es aire, el combustible es “despreciable”
- gas ideal, capacidades caloríficas constantes
- no existe proceso de admisión
- el escape es una transferencia de calor al exterior a volumen constante
- los PMS y PMI son los volúmenes mínimo y máximo, (V_2 y V_1)
- el volumen correspondiente al PMS es el espacio muerto

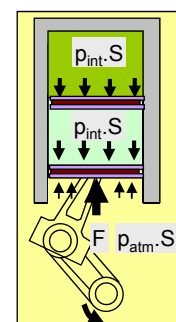
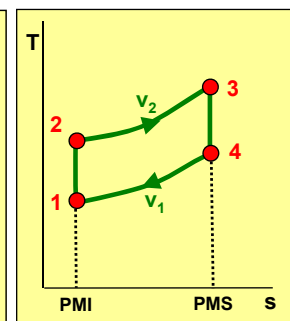
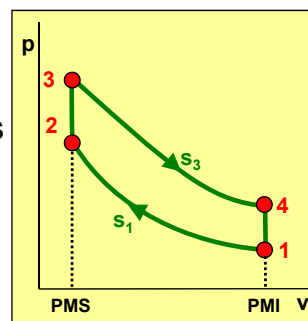
Cilindrada = $V_1 - V_2$

Relación de compresión: $r_{cmp} = V_1 / V_2$

Porcentaje de volumen muerto: $c = \frac{V_2}{V_1 - V_2} = \frac{V_2}{V_1 - V_2}$

Presión media efectiva: $PME = \frac{W_{ciclo}}{V_1 - V_2}$

relación de corte: $r_{crt} = \frac{V_3}{V_2}$



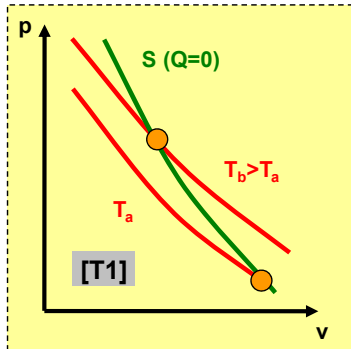
Inicio y final de la combustión

3.- Ciclos de gas (VII)

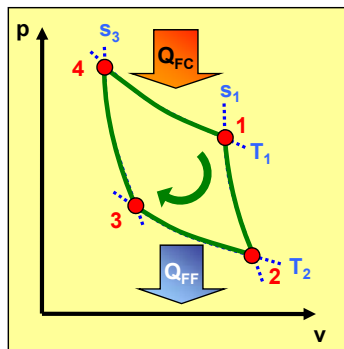
3.3.- Ciclo de Carnot

Formado por dos adiabáticas y dos isotermas

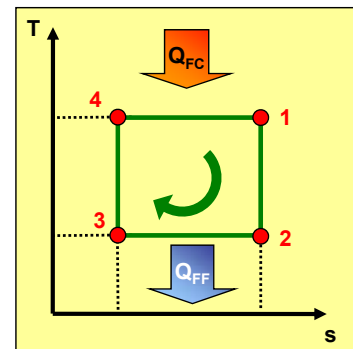
- 4 a 1 expansión a T cte en la que se transfiere calor, Q_{FC} , de un foco caliente a T_{FC}
- 1 a 2 expansión a s cte
- 2 a 3 compresión a T cte en la que se transfiere calor, Q_{FF} , a un foco frío a T_{FF}
- 3 a 4 compresión a s cte



$$W = Q_{FC} - Q_{FF}$$



$$\eta = \frac{W}{Q_{FC}} = \frac{Q_{FC} - Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FC}}$$



3.- Ciclos de gas (VIII)

3.4.- Ciclo Otto (I)

Formado por dos adiabáticas y dos isócoras

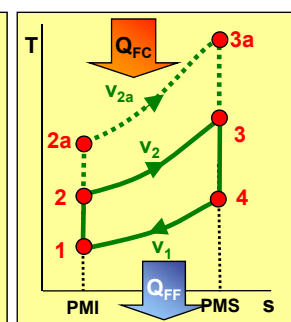
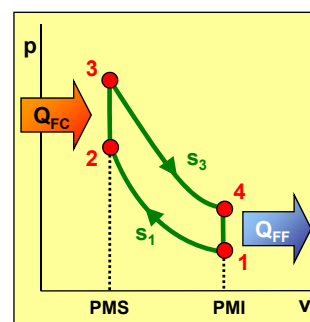
- Se comprime el aire a s cte (1-2)
- Se realiza la combustión brusca, necesita una chispa que la inicie; el calor generado eleva la presión interior (2-3) a v cte
- Se produce una expansión a s cte (3-4)
- Finalmente se comunica a v cte el calor al exterior (4-1)

$$Q_{FC} = m_{\text{aire}} \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

$$Q_{FF} = m_{\text{aire}} \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)$$

Isoentrópicas ($p \cdot v^\gamma = \text{cte}$)
(1-2, y 3-4)

Isocoras ($v = \text{cte}$), (2-3, y 4-1):



$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r_{\text{cmp}}^{\gamma-1}}$$

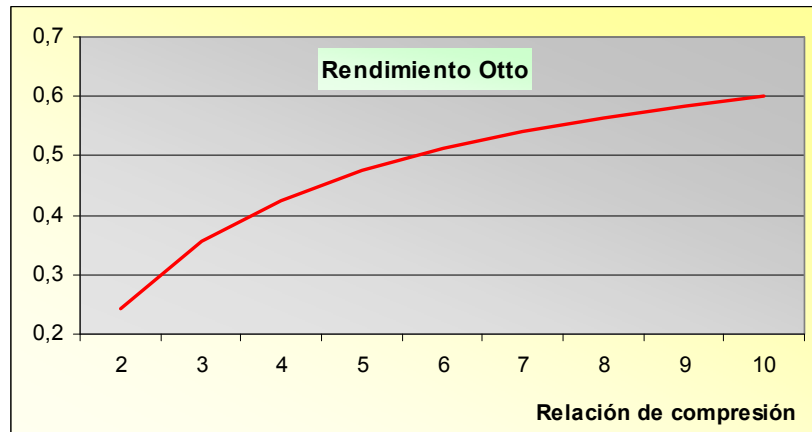
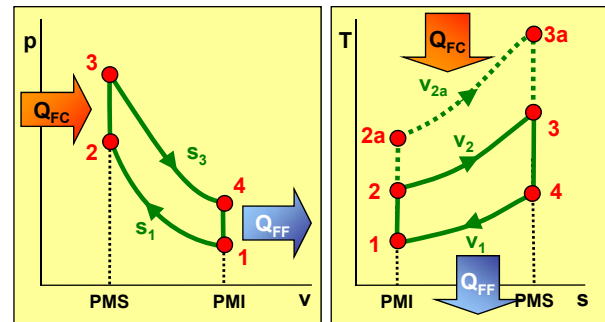
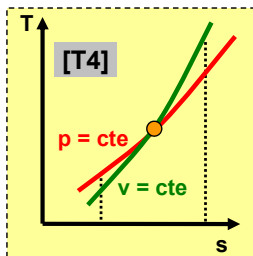
3.- Ciclos de gas (IX)

3.4.- Ciclo Otto (II)

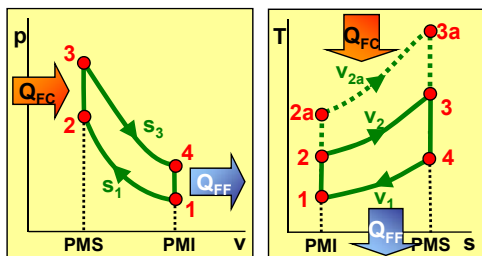
$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r_{\text{cmp}}^{\gamma-1}}$$

En el ciclo Otto, al $\uparrow r_{\text{cmp}}$ $\uparrow \eta$

Si $\uparrow T_3$ y V_3 , $\eta \uparrow$, la isóbara y la isócara divergen;
($Q_{\text{FC}} \uparrow$ pero $W \uparrow \uparrow$)



Un motor de ignición forzada tiene una relación de compresión de 10, mientras funciona con T^a mínima de 200°C y presión de mínima de 200 kPa . Si el trabajo que debe proporcionar es 1.000 kJ/kg . Calcular el rendimiento térmico máximo posible y comparar con un ciclo de Carnot. Calcular la PME



3.- Ciclos de gas (X)

3.5.- Ciclo Diesel (I)

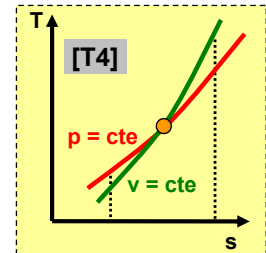
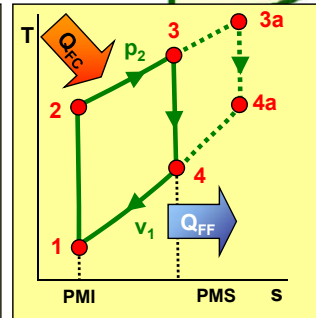
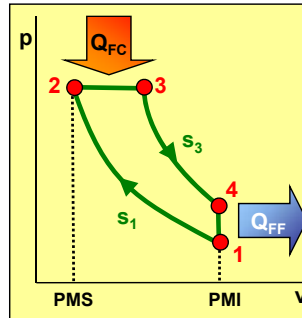
Si r_{cmp} es grande (>14) autodetona el combustible sin necesidad de chispa

- Se comprime el aire a s cte (1-2)
- La p hace que detone, el calor provoca una expansión con p cte (2-3)
- Se produce una expansión a s cte (3-4)
- Se comunica el calor al exterior a v cte (4-1)

Isóbara ($p = cte$): (2-3)

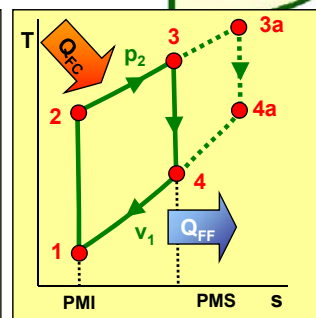
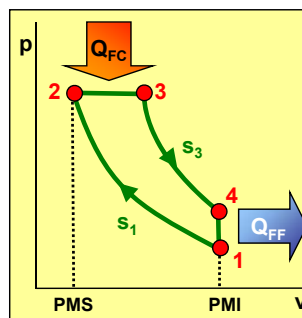
Adiabáticas: ($p \cdot v^\gamma = cte$)

Isocora ($v = cte$): (4-1)



3.- Ciclos de gas (XI)

3.5.- Ciclo Diesel (II)



$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot r_{cmp}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_{crt}^{\gamma} - 1}{(r_{crt} - 1)}$$

En el ciclo Diesel, al $\uparrow r_{cmp}$ $\uparrow \eta$ (al igual que en el ciclo Otto)

Para una r_{cmp} $\eta_{Otto} > \eta_{Diesel}$

En la práctica $r_{cmp Diesel} > r_{cmp Otto}$ y $\eta_{Otto} < \eta_{Diesel}$

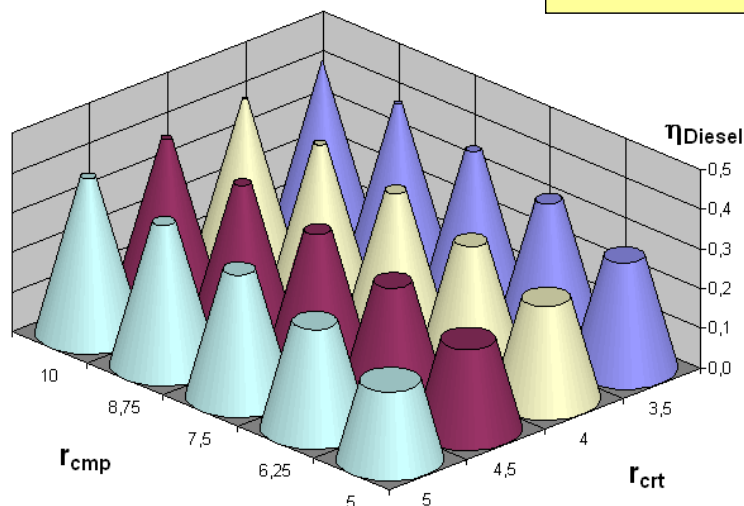
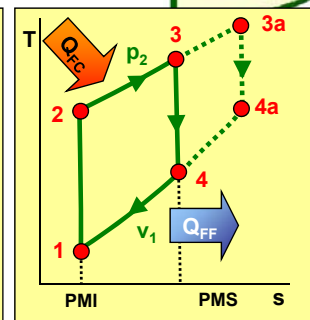
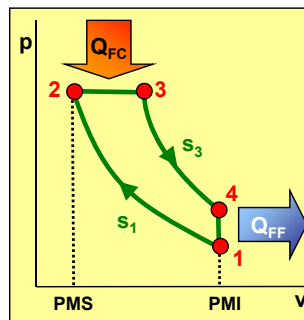
Si $\uparrow T_3$ y V_3 , $\eta \downarrow$, la isóbara y la isócora convergen; $W \uparrow$ pero $Q_{FC} \uparrow \uparrow$

(En el ciclo Otto este efecto es contrario)

3.- Ciclos de gas (XII)

3.5.- Ciclo Diesel (III)

$$\eta_{\text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot r_{\text{cmp}}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_{\text{crt}}^{\gamma} - 1}{(r_{\text{crt}} - 1)}$$

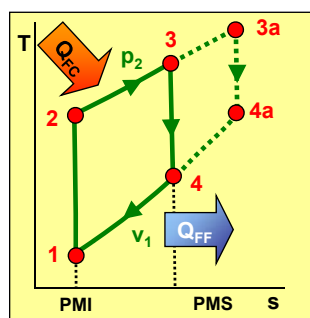
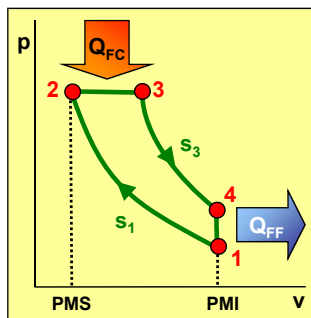


En el ciclo Diesel:

- al $\uparrow r_{\text{cmp}} \uparrow \eta$
- al $\uparrow r_{\text{crt}} \downarrow \eta$

$$r_{\text{cmp}} = \frac{V_1}{V_2} \quad r_{\text{crt}} = \frac{V_3}{V_2}$$

Un ciclo diesel con una relación de compresión de 18 funciona con aire y presión de mínima de 200 kPa y Tª mínima de 200°C. Si el trabajo producido es de 1.000 kJ/kg. Calcular el rendimiento térmico máximo posible y compara con un ciclo de Carnot. Calcular la PME, y comparar con un ciclo Otto funcionando con la misma presión máxima

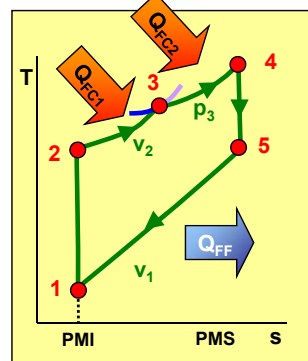
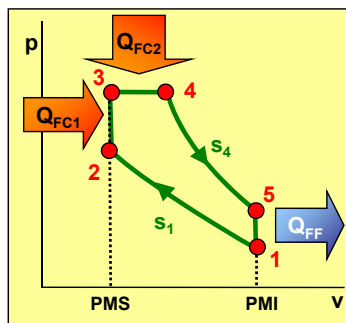


3.- Ciclos de gas (XIII)

3.6.- Ciclo Dual (I)

Modela la combustión en dos etapas:

- una primera a v cte (Otto)
- otra segunda a p cte (Diesel)
- Se inicia comprimiendo a s cte (1-2)
- Se suministra calor a v cte (2-3) [Otto]
- Se sigue comunicando calor, pero a p cte (3-4) [Diesel]
- Se produce una expansión a s cte (4-5)
- Finalmente se comunica el calor al exterior a v cte (5-1)



$$r_{crt} = \frac{V_4}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Final de inicio de la combustión

Si el motor es Otto el punto 3 es coincidente con el 4, y si el Diesel el 2 con el 3

$$Q_{FC} = m_{aire} \cdot [c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)]$$

$$Q_{FF} = m_{aire} \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1)$$

Relación de presiones: $r_p = \frac{p_4}{p_2} = \frac{p_3}{p_2}$

Final e inicio de la combustión

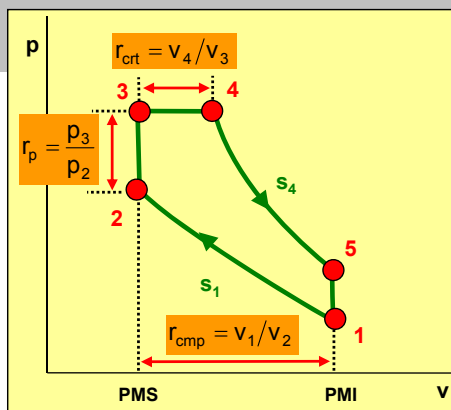
$$\eta_{Dual} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \gamma \cdot (T_4 - T_3)}$$

$$\eta_{Dual} = 1 - \frac{1}{r_{cmp}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_p \cdot r_{crt}^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot r_p \cdot (r_{crt} - 1) + r_p - 1}$$

3.- Ciclos de gas (XIV)

3.6.- Ciclo Dual (II)

$$\eta_{Dual} = 1 - \frac{1}{r_{cmp}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_p \cdot r_{crt}^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot r_p \cdot (r_{crt} - 1) + r_p - 1}$$

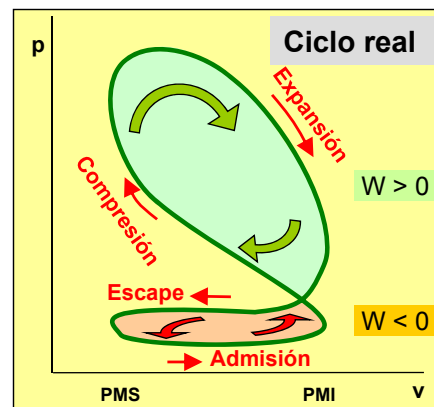


En el ciclo Otto $r_{crt} = 1$ $r_{crt} = V_4/V_3$

$$\eta_{Dual} \Big|_{r_{crt} = 1} = 1 - \frac{1}{r_{cmp}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_p - 1}{0 + r_p - 1} = 1 - \frac{1}{r_{cmp}^{\gamma-1}} = \eta_{Otto}$$

En el ciclo Diesel $r_p = 1$ $r_p = p_3/p_2$

$$\eta_{Dual} \Big|_{r_p = 1} = 1 - \frac{1}{r_{cmp}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_{crt}^{\gamma} - 1}{\gamma \cdot (r_{crt} - 1) + 0} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot r_{cmp}^{\gamma-1}} \cdot \frac{r_{crt}^{\gamma} - 1}{(r_{crt} - 1)} = \eta_{Diesel}$$



← 4 carreras / 4 tiempos →

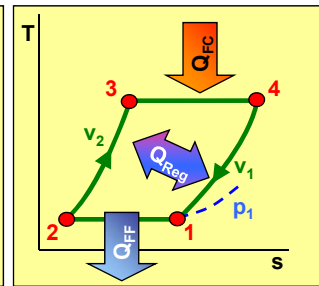
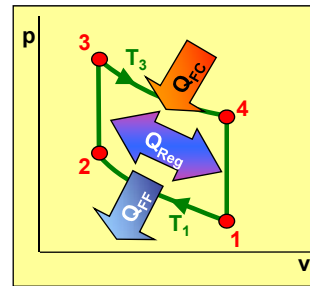
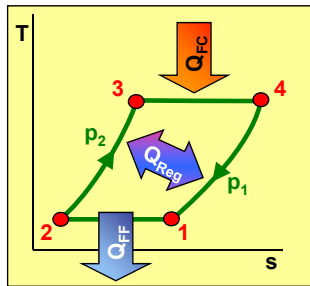
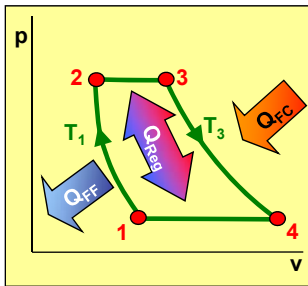
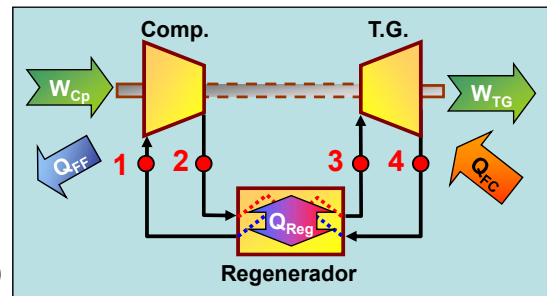
3.- Ciclos de gas (XV)

3.7.- Ciclos Ericson y Stirling

Ericsson: dos isotermas y dos isobaras
Stirling: por dos isotermas y dos isócoras

El suministro de Q se realiza a T cte ($Q_{23} = Q_{41}$)

En el regenerador, el aire de escape precalienta el aire de entrada



Q_{FC} a T cte, $\eta = \eta_{Carnot}$

$$\eta = 1 - \frac{T_{FF}}{T_{FC}}$$

Problemas constructivos $\eta_{real} < \eta_{teórico}$

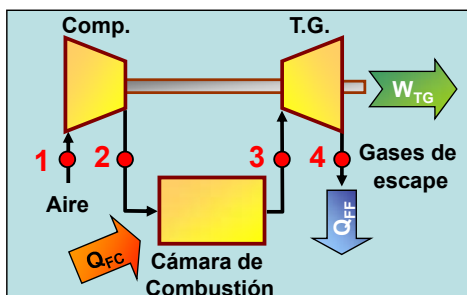
El calor se puede obtener mediante **combustión externa** (malos combustibles)

3.- Ciclos de gas (XVI)

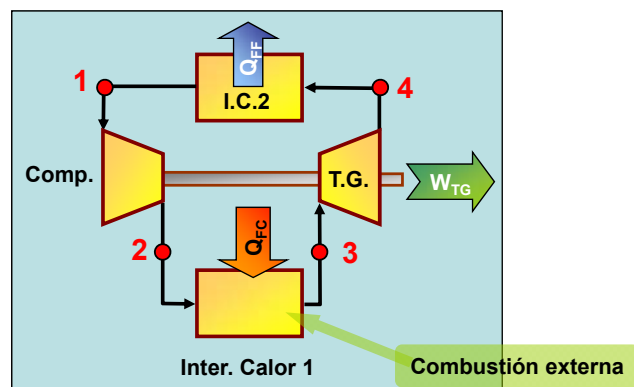
3.8.- Ciclo Brayton (I)

La turbina de gas puede funcionar:

- Con un ciclo abierto, con una cámara de combustión
- Con uno cerrado, con dos intercambiadores de calor



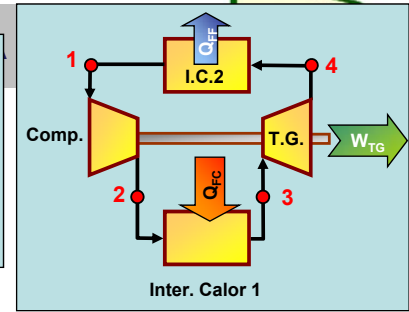
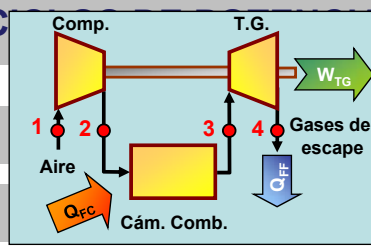
$$\text{Relación de acoplamiento} = \frac{W_{\text{compresor}}}{W_{\text{turbina}}}$$



puede alcanzar el 80%

3.- Ciclos de gas (XVII)

3.8.- Ciclo Brayton (II)

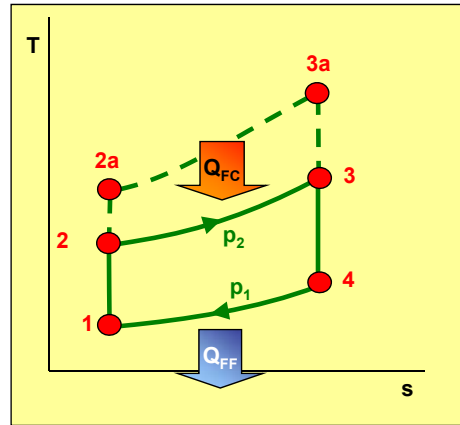
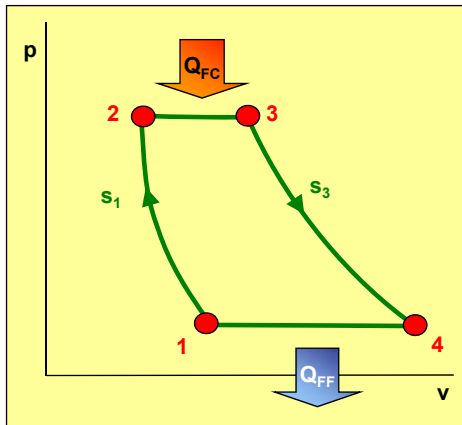


El ciclo Brayton es:

con dos adiabáticas y dos isobaras

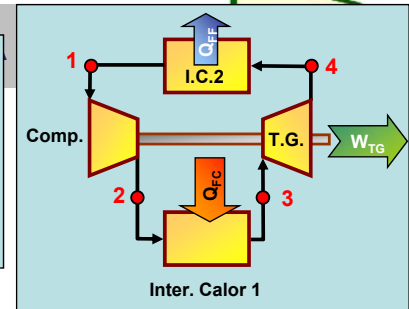
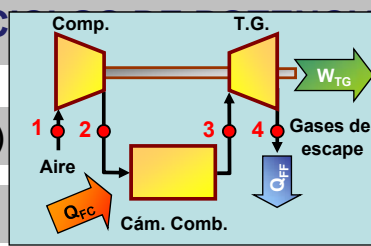
- La compresión y expansión son isoentrópicas
- El calor se comunica y extrae con p cte

Relación de presiones : $r_p = \frac{p_2}{p_1}$



3.- Ciclos de gas (XVIII)

3.8.- Ciclo Brayton (III)



Se supone c_p cte

Cálculos precisos deben tener en cuenta su variación

$$Q_{FC} = m_{\text{aire}} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

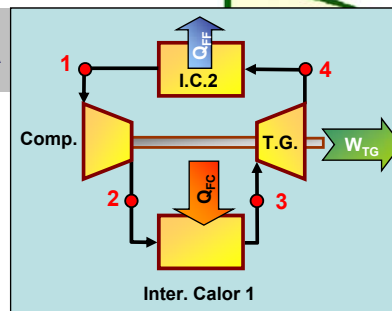
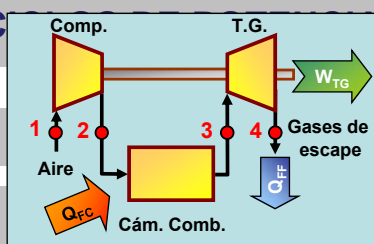
$$Q_{FF} = m_{\text{aire}} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1)$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

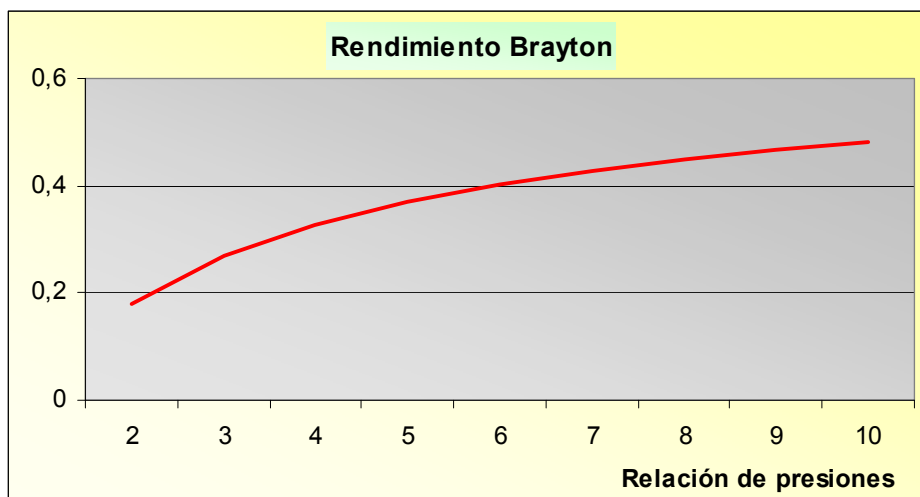
$$\eta_{\text{Brayton}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left| \begin{array}{l} r_p = p_2 / p_1 \\ \end{array} \right| = 1 - r_p^{-[(\gamma-1)/\gamma]}$$

3.- Ciclos de gas (XIX)

3.8.- Ciclo Brayton (IV)

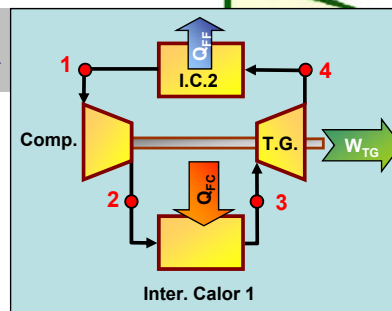
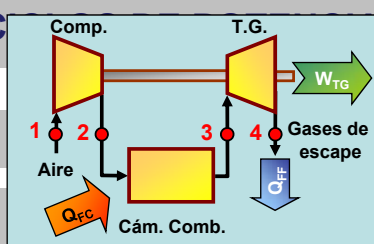


$$\eta_{\text{Brayton}} = 1 - r_p^{-[(\gamma-1)/\gamma]}$$



3.- Ciclos de gas (XX)

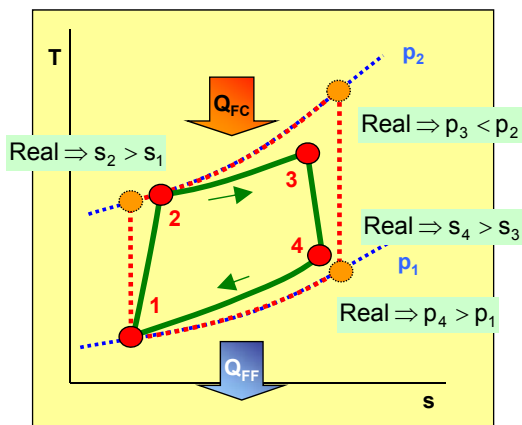
3.8.- Ciclo Brayton (III)



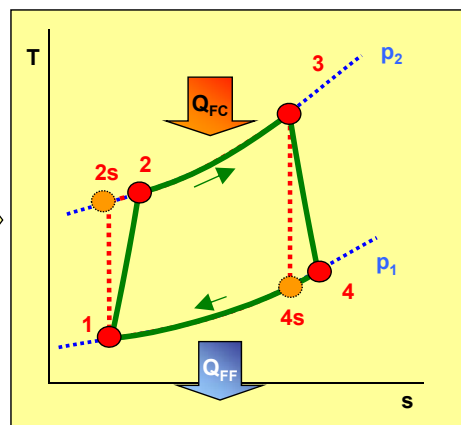
s no cte $\Rightarrow \downarrow \eta$ aprox. 15%

$$\eta_{\text{isoent Turb}} = \frac{W_{\text{real}}}{W_{s=\text{cte}}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

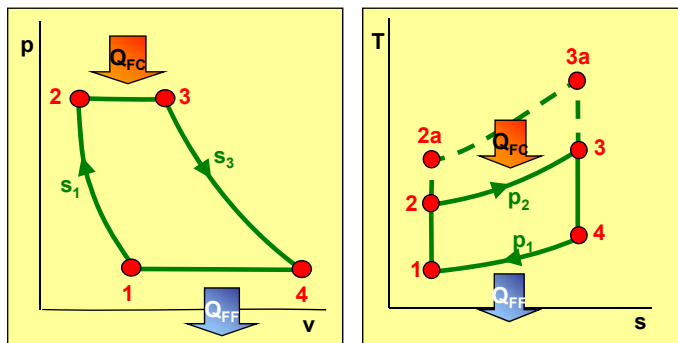
$$\eta_{\text{isoent Comp}} = \frac{W_{s=\text{cte}}}{W_{\text{real}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$



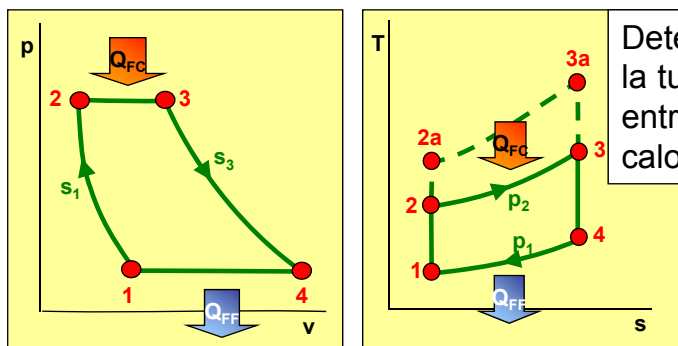
Sólo se considera
s ≠ cte



Al compresor de una turbina de gas entra aire a 100 kPa y 25°C. Para una relación de presiones de 5 y una temperatura máxima de 850°C determinar la relación de acoplamiento y el rendimiento térmico utilizando el ciclo Brayton



Al compresor de una turbina de gas entra aire a 100 kPa y 25°C. Para una relación de presiones de 5 y una temperatura máxima de 850°C determinar la relación de acoplamiento y el rendimiento térmico utilizando el ciclo Brayton



Determinar: los trabajos desarrollados por la turbina, absorbido por el compresor, el entregado por el grupo al exterior, y los calores suministrados y expulsado

Si el compresor y la turbina del ejercicio anterior tienen un rendimiento del 80%. Determinar: los trabajos desarrollados por la turbina y absorbido por el compresor, el trabajo que entrega el grupo t-c al exterior, la relación de acoplamiento, los calores suministrados y expulsado, y el rendimiento térmico

3.- Ciclos de gas (XXI)

3.9.- Ciclo Brayton regenerativo (I)

El calor cedido al exterior se aprovecha con un regenerador (interc. de calor)

El ideal iguala $T_x = T_4$; $T_y = T_2$

$$T_x = T_4; T_y = T_2$$

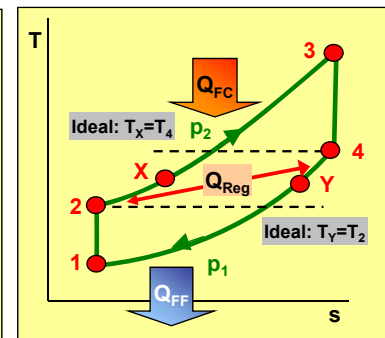
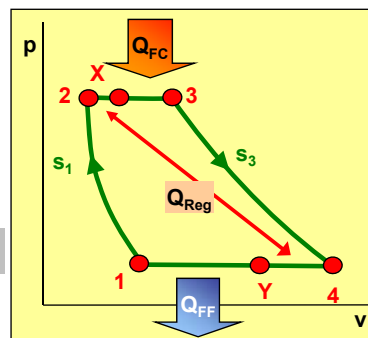
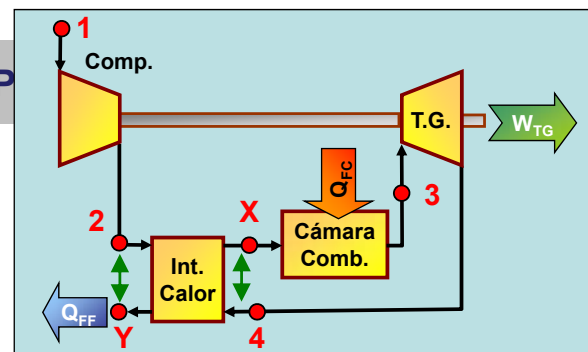
Real: $Q_{FC} = m_{aire} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_x)$

Ideal: $Q_{FC} = m_{aire} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4)$

[T2] $s = cte \Rightarrow$

$$\begin{cases} W_{turb} = m_{aire} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \\ W_{comp} = m_{aire} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \end{cases}$$

$h_a - h_b = c_p \cdot (T_a - T_b) \Rightarrow Q_{FC} = W_{turb}$

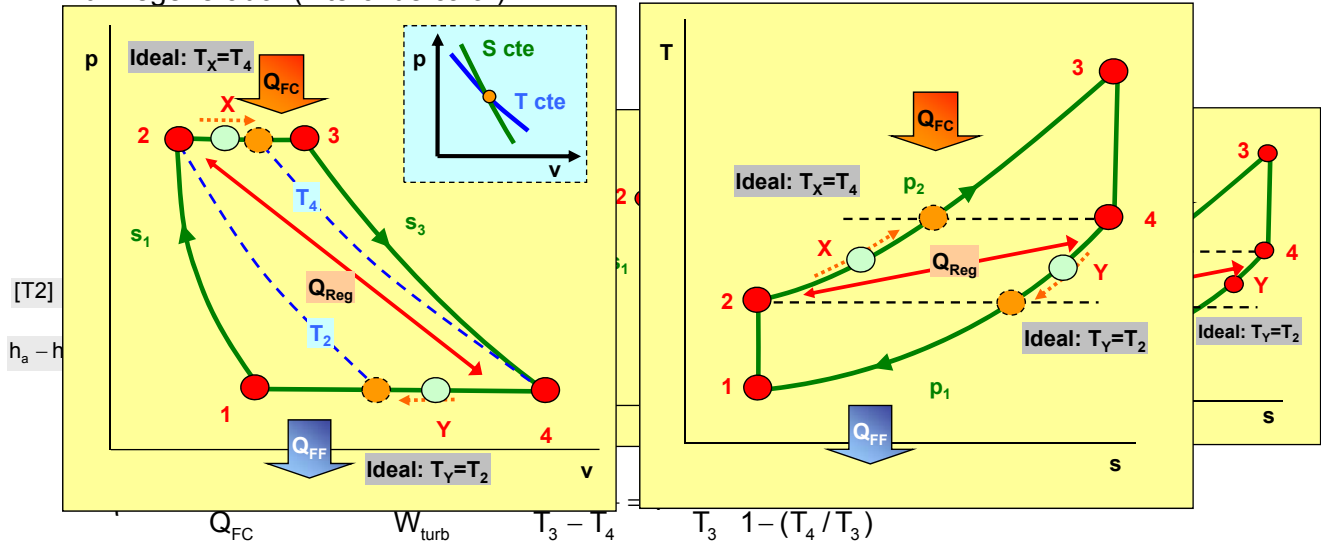
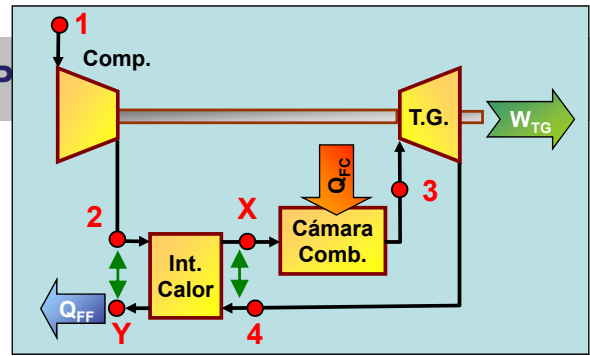


$$\eta = \frac{W_{turb} - W_{comp}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{W_{comp}}{W_{turb}} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{(T_2/T_1) - 1}{1 - (T_4/T_3)}$$

3.- Ciclos de gas (XXI)

3.9.- Ciclo Brayton regenerativo (I)

El calor cedido al exterior se aprovecha con un regenerador (interc. de calor)



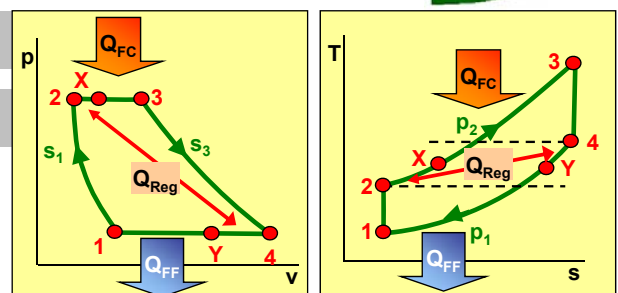
3.- Ciclos de gas (XXII)

3.9.- Ciclo Brayton regenerativo (II)

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{(T_2/T_1) - 1}{1 - (T_4/T_3)}$$

Adiabáticas: $\left\{ \begin{array}{l} (3-4) \\ (1-2) \end{array} \right.$

Isobaras: (2-3) y (4-1):



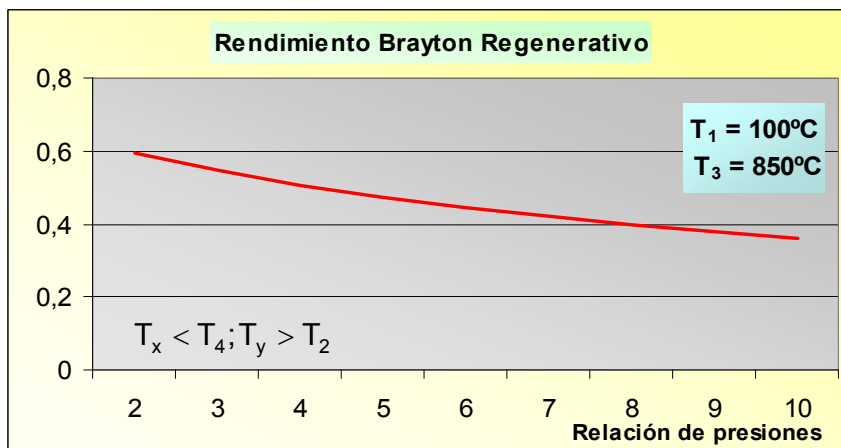
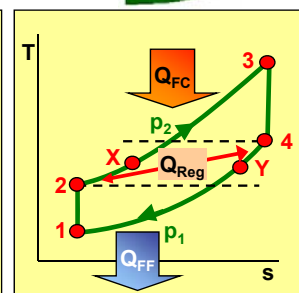
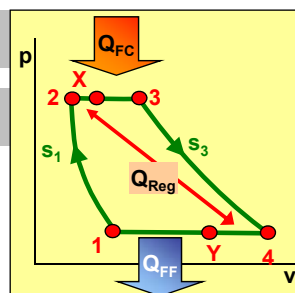
$$\eta_{BReg} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$$

3.- Ciclos de gas (XXIII)

3.9.- Ciclo Brayton regenerativo (III)

$$\eta_{BReg} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$\eta_{BReg} \downarrow$ al $\uparrow r_p$

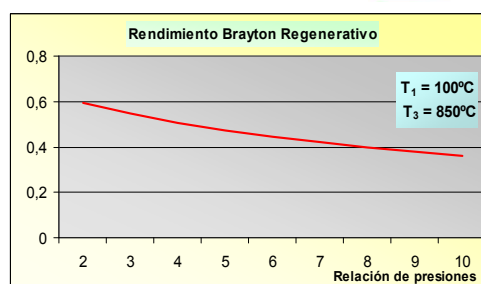


3.- Ciclos de gas (XXIV)

3.9.- Ciclo Brayton regenerativo (IV)

$$\eta_{BReg} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$\eta_{BReg} \downarrow$ al $\uparrow r_p$



En el regenerador no se pueden igualar las T_{as}

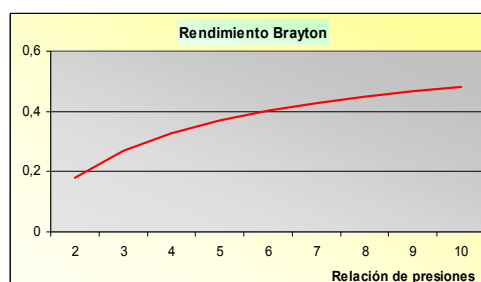
$$T_x < T_4; T_y > T_2$$

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2}$$

$$\eta_{Br} = 1 - r_p^{-(\gamma-1)/\gamma} = 1 - r_p^{-(\gamma-1)/\gamma}$$

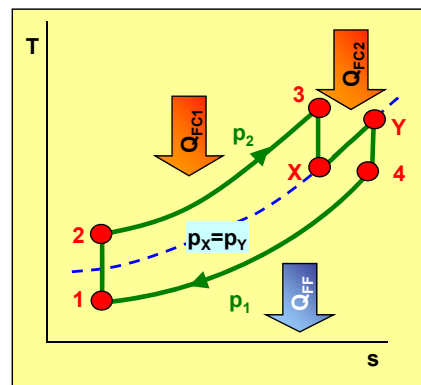
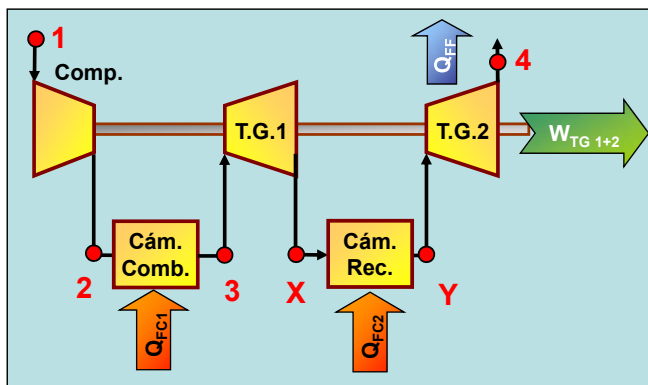
$\eta_B \uparrow$ al $\uparrow r_p$

{ Para r_p bajas $\eta_{BReg} > \eta_B$
Para r_p altas $\eta_{BReg} < \eta_B$



3.- Ciclos de gas (XXV)

3.10.- Ciclo Brayton con recalentamiento



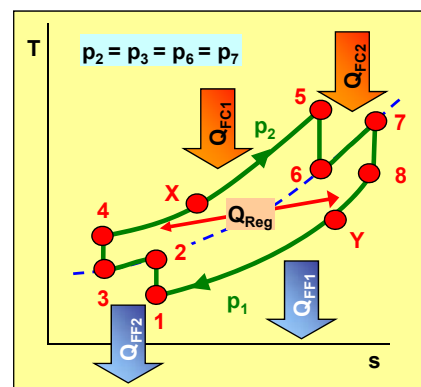
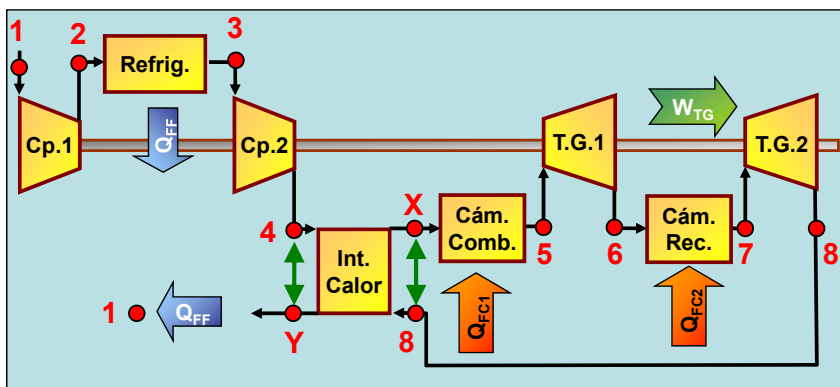
T_{max} limitada por los álabes de la turbina
El recalentamiento \uparrow el área del ciclo sin $\uparrow T_{max}$
Se necesitan dos turbinas y una segunda cámara de combustión (recalentador)

La presión intermedia debe hacer que las relaciones de presiones sean iguales

$$\frac{p_2}{p_X} = \frac{p_X}{p_1}$$

3.- Ciclos de gas (XXVI)

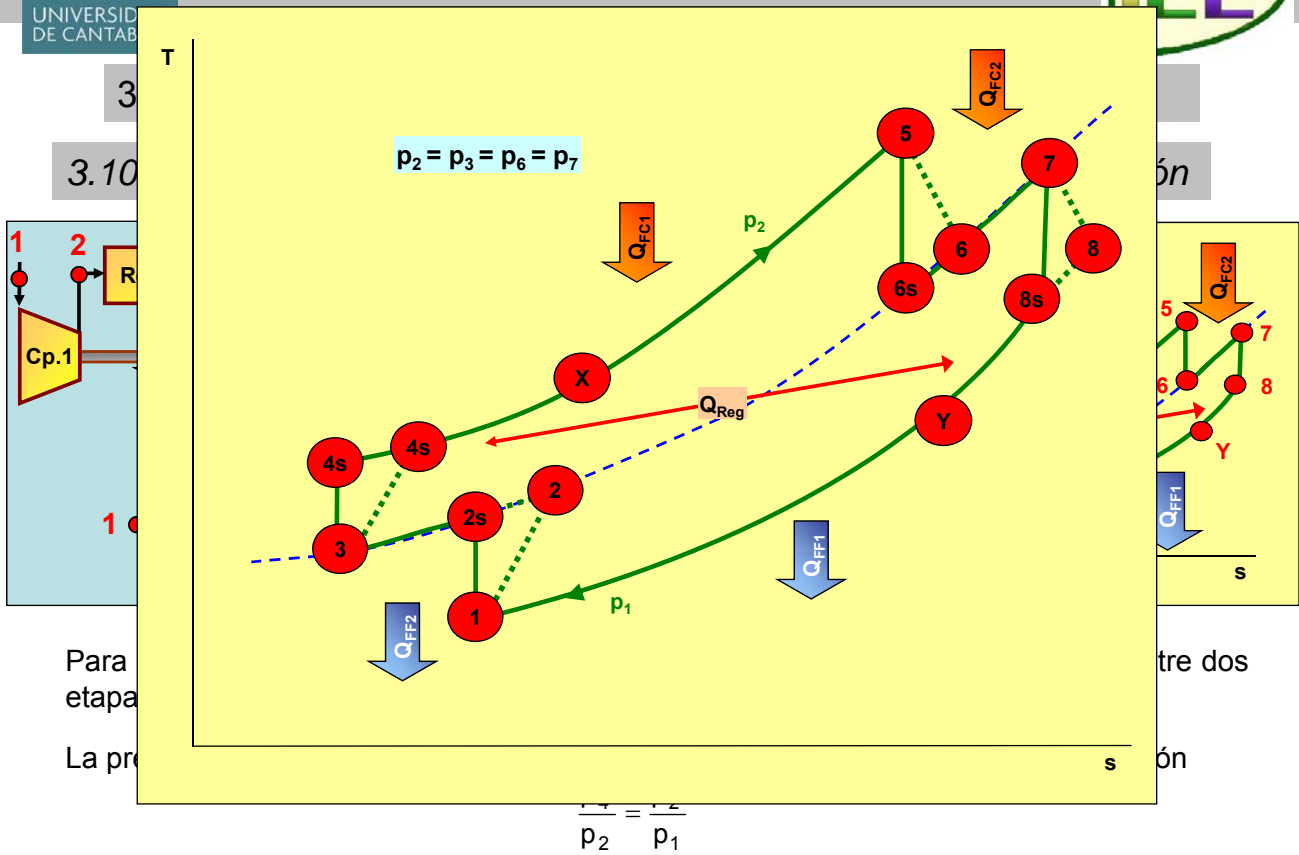
3.10.- Ciclo Brayton regenerativo con recalentamiento y refrigeración



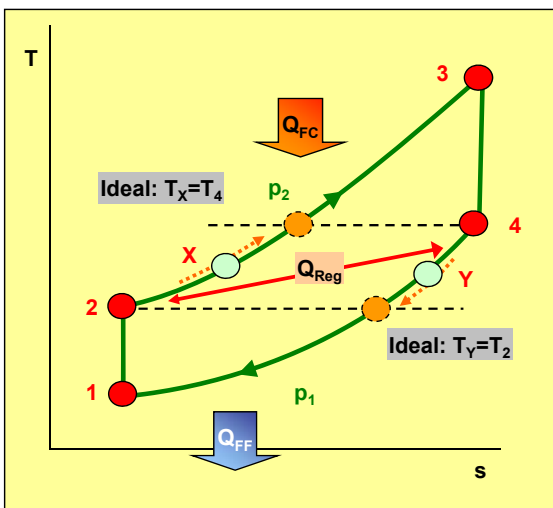
Para mejorar el funcionamiento se puede introducir una refrigeración intermedia entre dos etapas de compresión complementado con un recalentamiento y un regenerador

La presión intermedia en el recalentamiento debe ser la misma que en la refrigeración

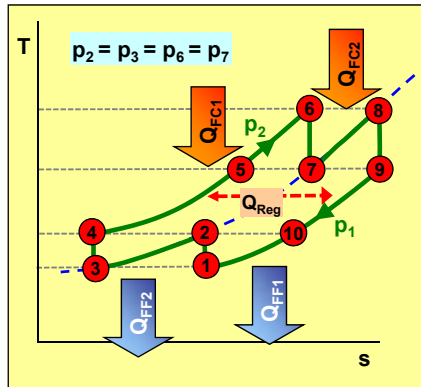
$$\frac{p_4}{p_2} = \frac{p_2}{p_1}$$



Determinar la relación de acoplamiento y el rendimiento térmico Si al compresor de una turbina de gas le entra aire a 100 kPa y 25°C, tiene una relación de presiones de 5 y una temperatura máxima de 850°C, se le añade un regenerador ideal.

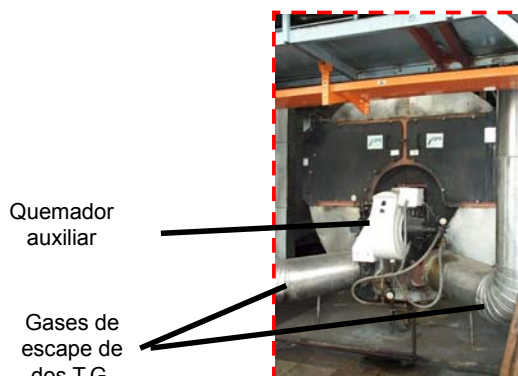
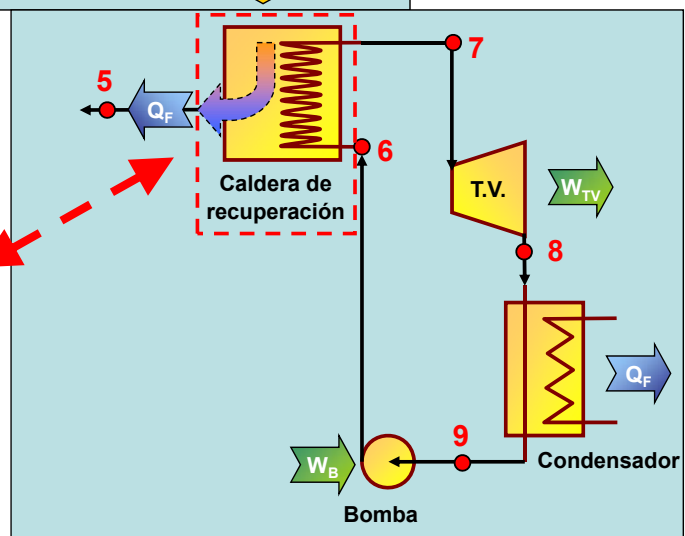
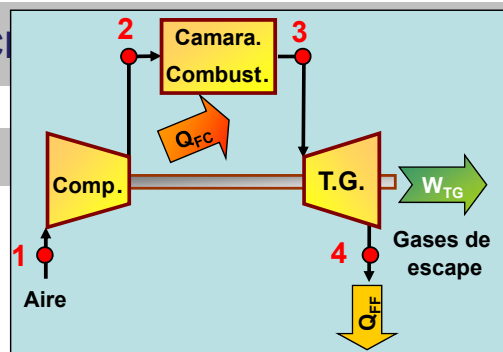


Una turbina de gas tiene una compresión en dos etapas con refrigeración intermedia, un recalentador ideal y una postcombustión. Considerando el compresor y la turbina isoentrópicos, determinar el rendimiento si al compresor le entra aire a 100 kPa y 25°C, la relación de presiones es de 5 y la temperatura máxima de 850°C



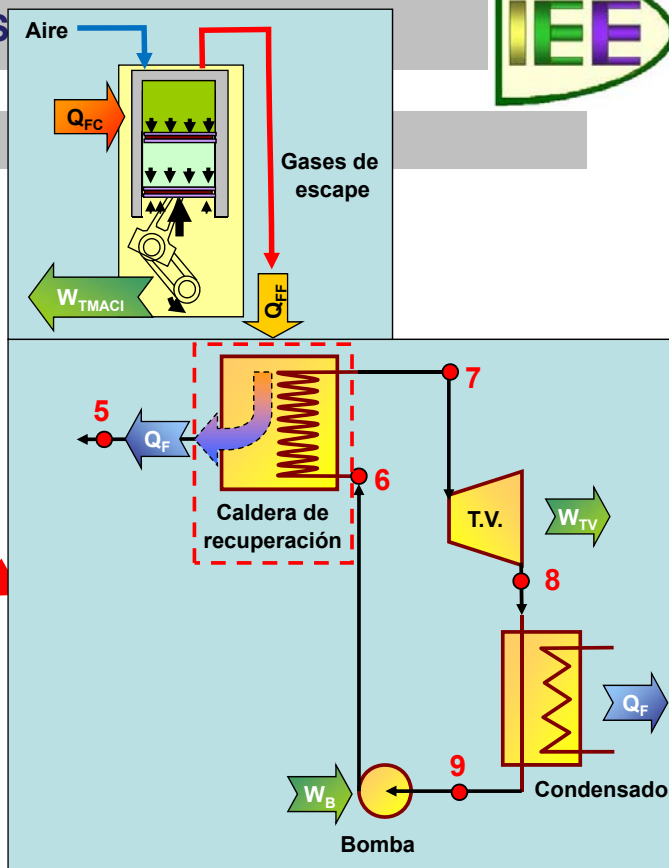
4.- Ciclo Combinado (I)

Los gases de escape de una turbina de gas, o un motor de combustión, se emplean para alimentar térmicamente una caldera de recuperación de un ciclo de vapor



4.- Ciclo Combinado (I)

Los gases de escape de una turbina de gas, o un motor de combustión, se emplean para alimentar térmicamente una caldera de recuperación de un ciclo de vapor



4.- Ciclo Combinado (II)

Ideal:

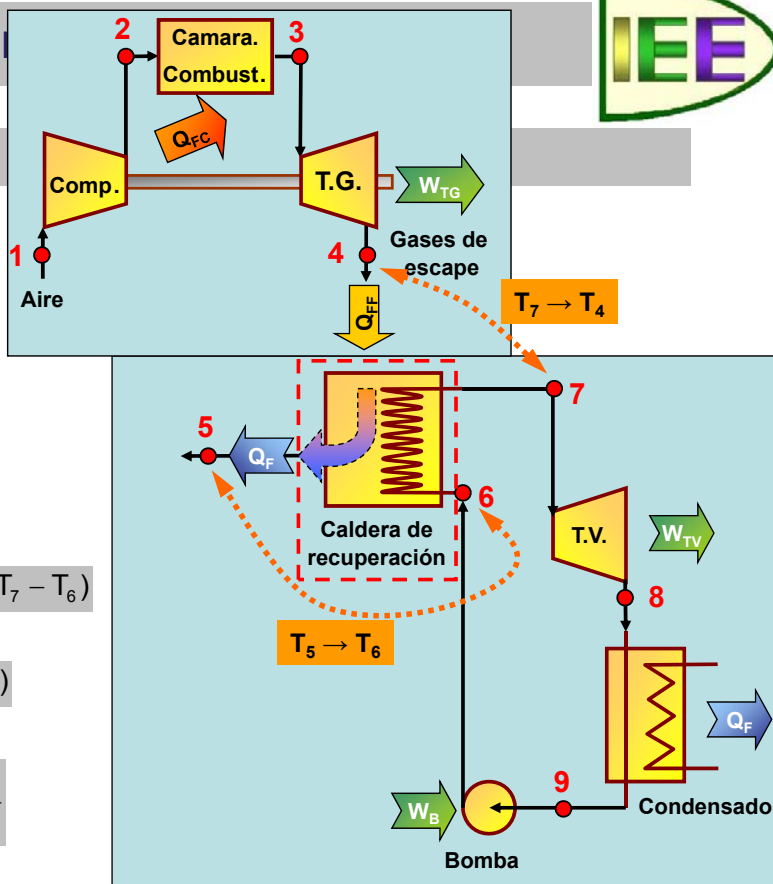
$$T_5 = T_6 \text{ y } T_7 = T_4$$

$$p_4 = p_5 \text{ y } p_7 = p_8$$

$$m_{\text{aire}} \cdot c_{\text{paire}} \cdot (T_4 - T_5) = m_{\text{vapor}} \cdot c_{\text{pvapor}} \cdot (T_7 - T_6)$$

$$m_{\text{aire}} \cdot (h_4 - h_5) = m_{\text{vapor}} \cdot (h_7 - h_6)$$

$$\eta_{\text{Ciclo Comb}} = \frac{(W_{\text{TG}} - W_{\text{cmp}}) + W_{\text{TV}}}{Q_{\text{FC}}}$$



Central Térmica de Ciclo Combinado (I)
Arrubal, La Rioja (2 x 400 MW)



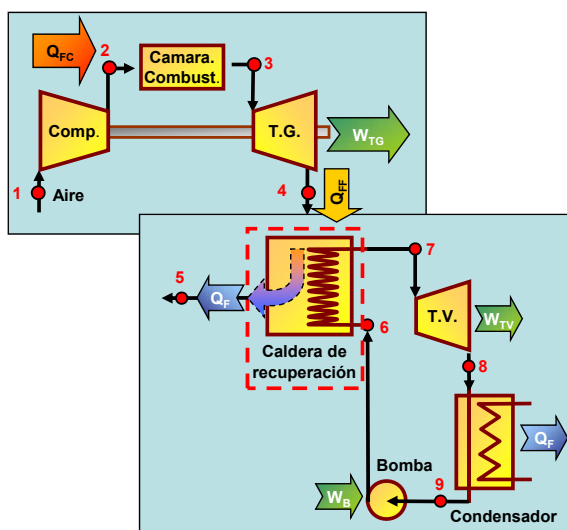
Central Térmica de Ciclo Combinado (II)
Arrubal, La Rioja (2 x 400 MW)



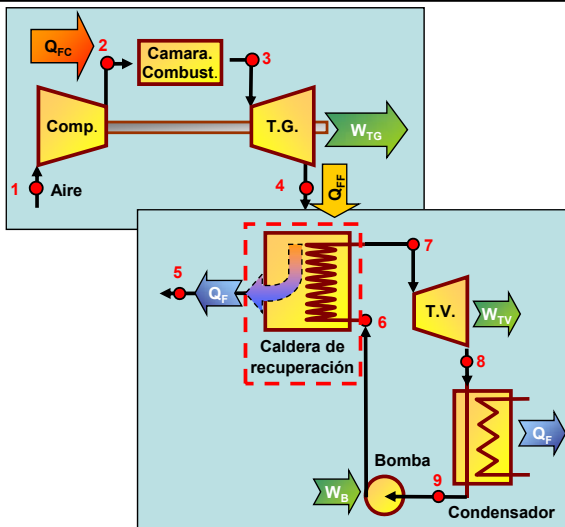
*Central Térmica de Ciclo Combinado (III)
Arrubal, La Rioja (2 x 400 MW)*



Una planta simple de potencia de vapor funciona entre las presiones de 10 kPa y 4 MPa con una T^a máxima de 400°C . La potencia obtenida en la turbina de vapor es de 100 MW. La energía suministrada a la caldera se toma de una T.G. que toma aire a 100 kPa a 25°C , tiene una relación de presiones de 5 y una T^a máxima de 850°C . Los gases de escape salen de la caldera a 350K. Determinar el rendimiento del ciclo combinado (Brayton-Rankine)

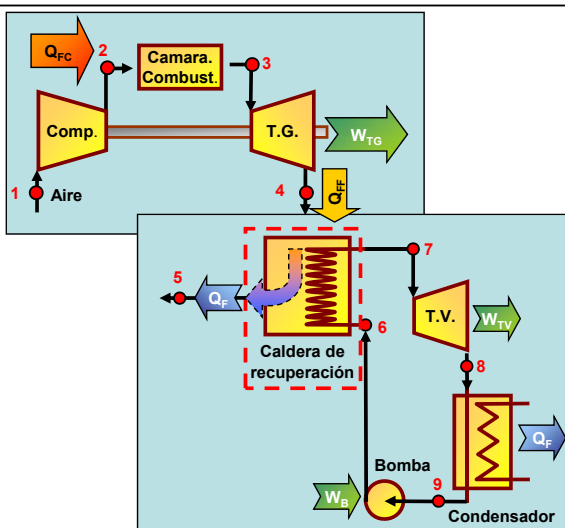


En un ciclo combinado los gases de escape de la TG (que entrega en el eje 100 MW, de los que parte son absorbidos por el compresor) se aprovechan en una caldera de recuperación para producir vapor de agua y alimentar una TV. El compresor tiene una relación de presiones de 5 y toma aire a 100 kPa y 25°C, siendo la T alcanzada en el combustor de 850°C, y saliendo los gases de escape de la caldera de recuperación a 80°C. El vapor se obtiene a 8,6 MPa y 300°C, y la condensación del ciclo se produce a 10 kPa. ($W_{bomba} = 0$, y turbinas y compresor son ideales, $s = cte$; $\gamma_{aire} = 1,4$; $C_{p_{aire}} = 1,1$ kJ/kgK)



- Relación de acoplamiento en la T.G.
- El rendimiento del ciclo Brayton
- Masa de aire en kg/s
- Trabajos desarrollado por la TG, absorbido por el compresor, y entregado en el eje por el grupo
- Calores a comunicar en el combustor y extraído en el escape de la TG
- Masa de vapor
- Trabajo desarrollado por la T.V.
- Rendimiento del ciclo combinado

En un ciclo combinado los gases de escape de la TG (que entrega en el eje 100 MW, de los que parte son absorbidos por el compresor) se aprovechan en una caldera de recuperación para producir vapor de agua y alimentar una TV. El compresor tiene una relación de presiones de 5 y toma aire a 100 kPa y 25°C, siendo la T alcanzada en el combustor de 850°C, y saliendo los gases de escape de la caldera de recuperación a 80°C. El vapor se obtiene a 8,6 MPa y 300°C, y la condensación del ciclo se produce a 10 kPa. ($W_{bomba} = 0$, y turbinas y compresor son ideales, $s = cte$; $\gamma_{aire} = 1,4$; $C_{p_{aire}} = 1,1$ kJ/kgK)



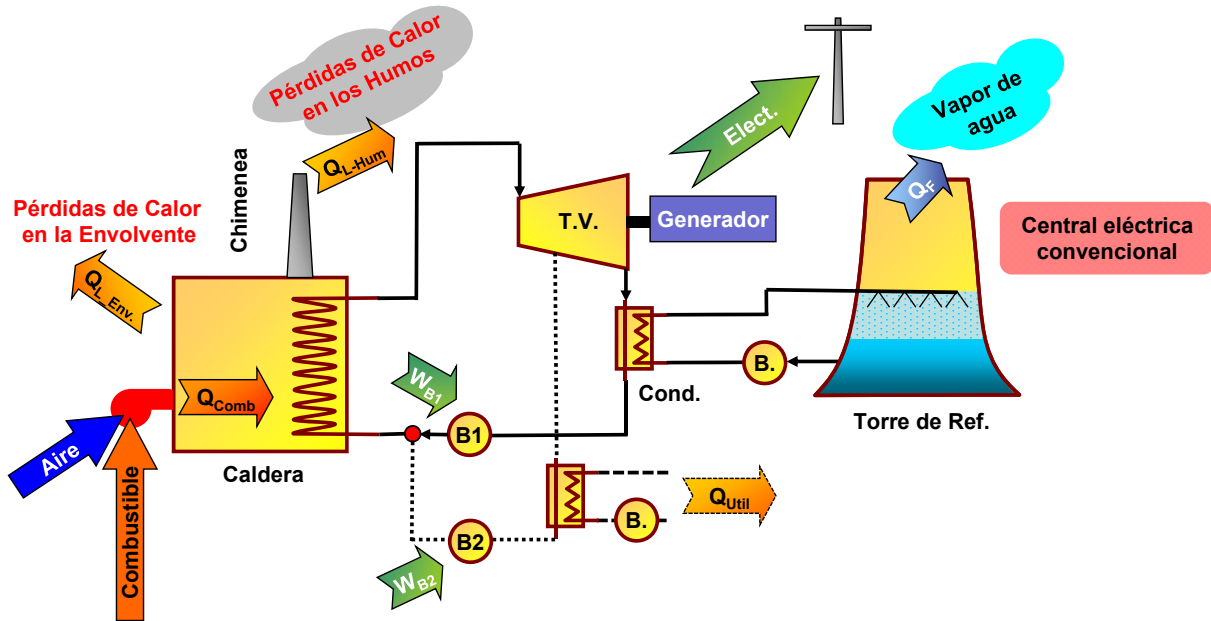
| Pa | Vapor seco | |
|-------|-----------------------|-------------|
| | 10 10 ³ Pa | |
| | h (kJ/kg) | s (kJ/kg K) |
| 45°C | 188 | 6,4 |
| 300°C | 3.080 | 9,3 |

| Pa | 8,6 10 ⁶ Pa | |
|-------|------------------------|-------------|
| | h (kJ/kg) | |
| | h (kJ/kg) | s (kJ/kg K) |
| 45°C | 196 | 0,64 |
| 300°C | 1.350 | 3,3 |

| °C | Vapor húmedo | | | |
|------------|--------------------|-------|---------------------|-------|
| | Líqu. | | Vapor | |
| | 45 | | 300 | |
| Pa | 10 10 ³ | | 8,6 10 ⁶ | |
| h (kJ/kg) | 188 | 2.580 | 1.350 | 2.750 |
| s (kJ/kg)K | 0,64 | 8.2 | 2,3 | 5,7 |

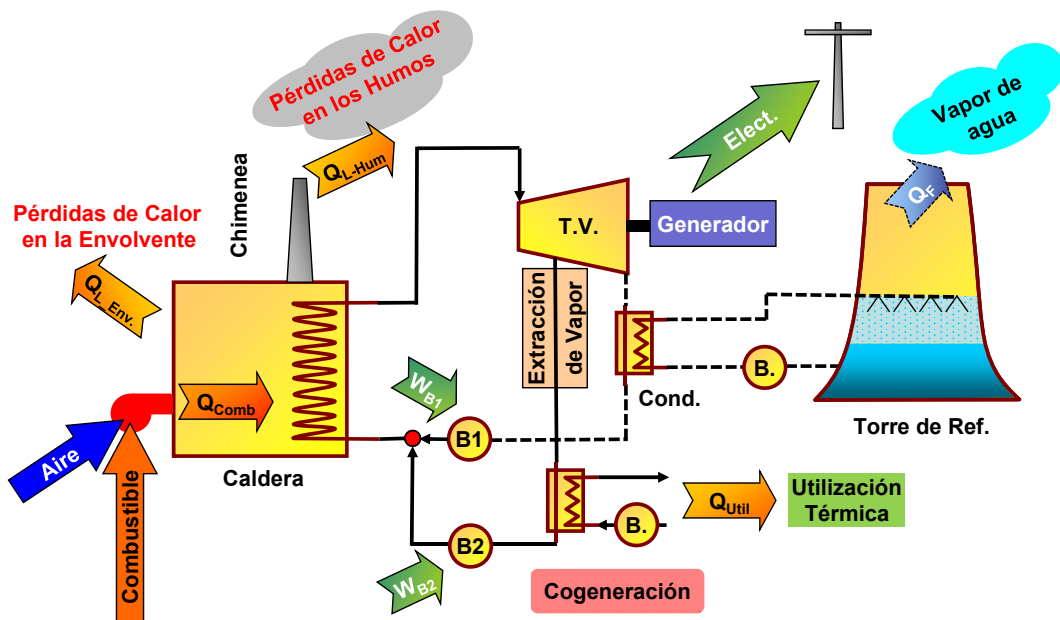
5.- Cogeneración (II)

Centrales de extracción



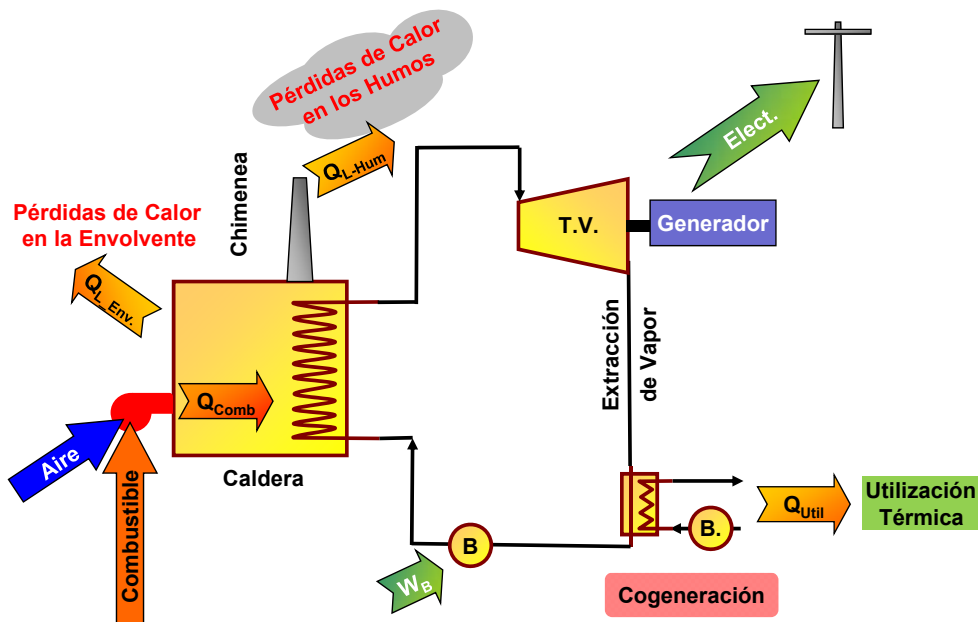
5.- Cogeneración (II)

Centrales de extracción



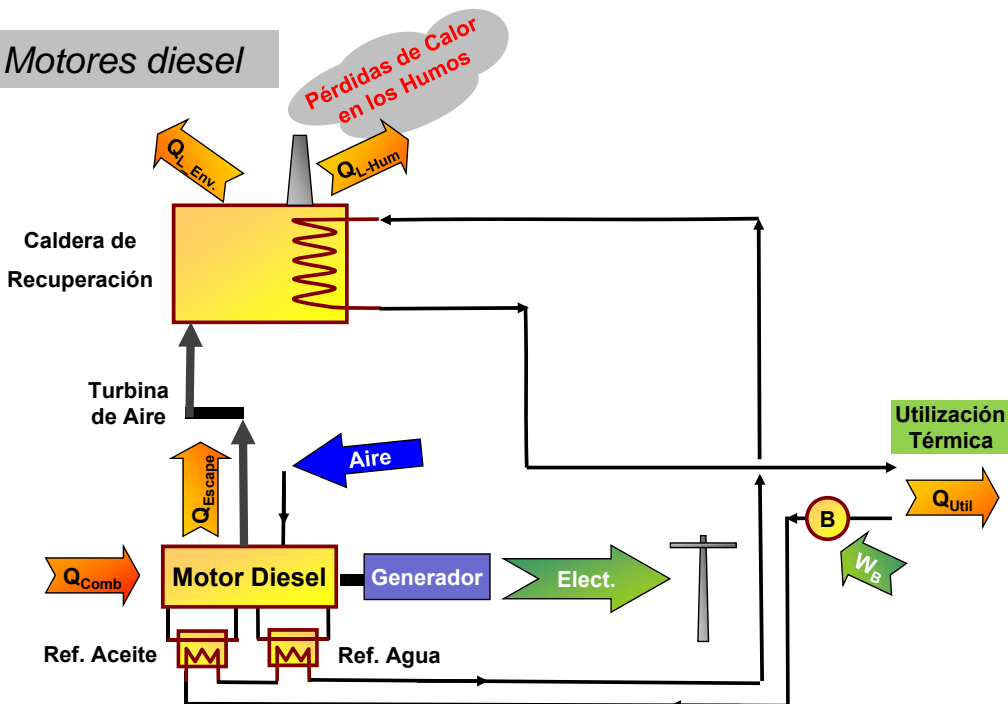
5.- Cogeneración (III)

Central Back-Pressure o Contrapresión

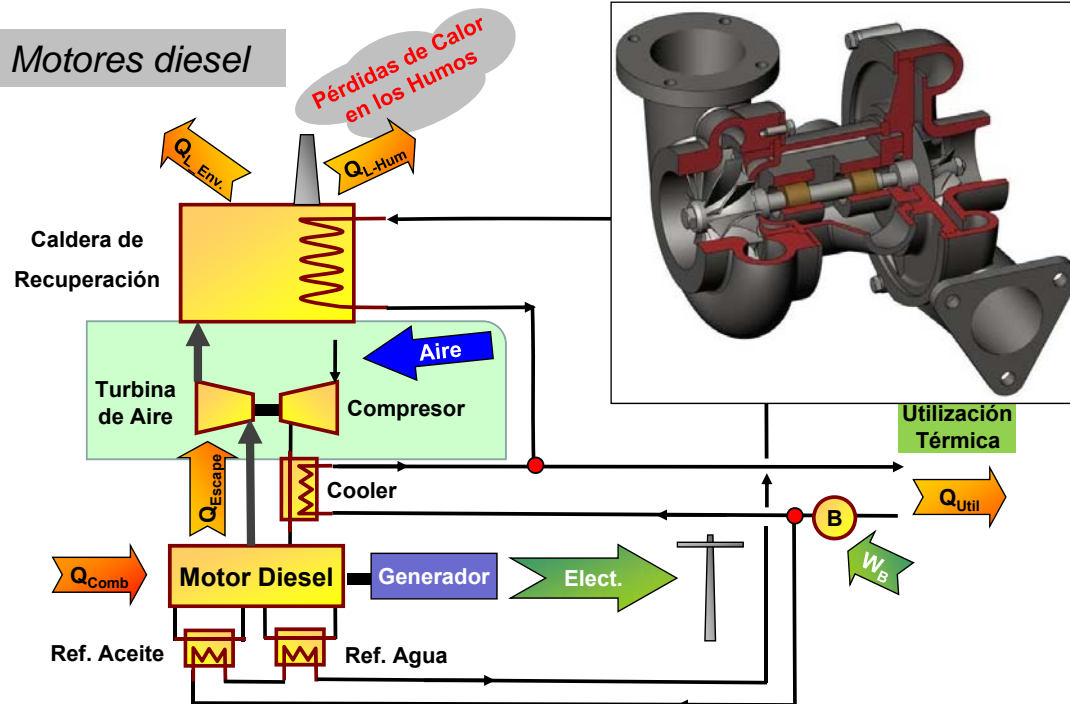


5.- Cogeneración (IV)

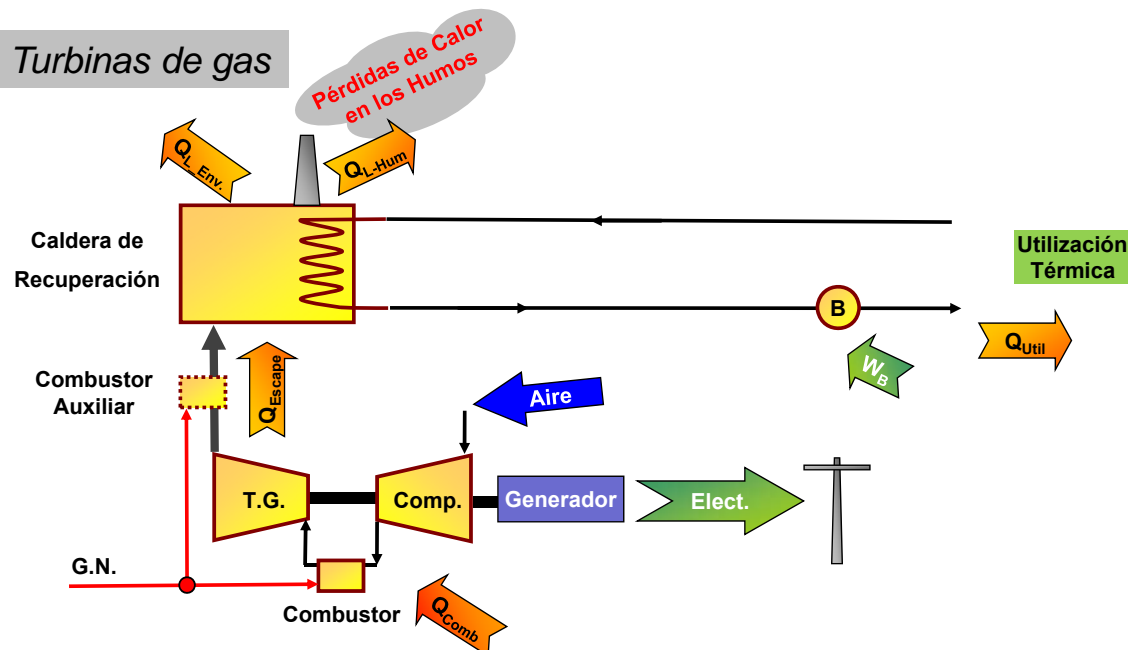
Motores diesel



5.- Cogeneración (IV)

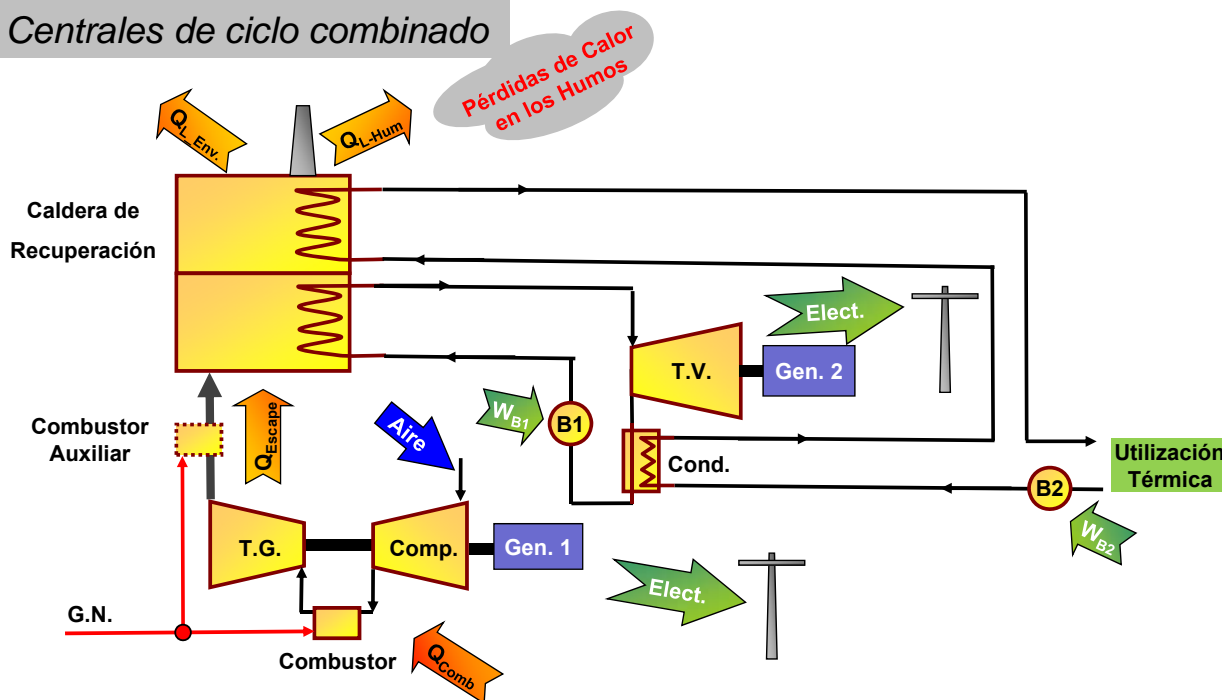


5.- Cogeneración (V)



5.- Cogeneración (VI)

Centrales de ciclo combinado



5.- Cogeneración (VII)

| | T. Gas | Motor Diesel |
|------------------------------------------------|---------|------------------------------------------------------|
| Rendimiento mecánico | 35% | 40% |
| O ₂ en los gases de escape | 14% | 1-2% |
| Nivel entálpico de la energía térmica | Alto | Alto en gases de escape Bajo en refrig. del motor |
| Coste económico | Alto | Medio |
| Costes de mantenimiento | Alto | Medio |
| Respuesta a los cambios de potencia solicitada | Mala | Buena |
| Ruidos y vibraciones | Alto | Medio |
| Contaminación atmosférica | Similar | |

5.- Cogeneración (VIII)

| | Rendimiento anual | | Ratio Electricidad/Calor | |
|------------------------------------------------------|-----------------------|--------------------|--------------------------|------------|
| | Combustible líq o gas | Combustible sólido | District Heating | Industrial |
| Turbina de vapor de contrapresión | 85 % | 84 % | 0,45 | 0,30 |
| Turbina de vapor de condensación y extracción | 85 % | 84 % | 0,45 | 0,30 |
| Turbina de gas | 86 % | | 0,55 | 0,40 |
| Ciclo combinado | 88 % | | 0,95 | 0,75 |
| Motor de combustión | 84 % | | 0,75 | 0,60 |

5.- Cogeneración (IX)

| Presión salida (bar) | Ratio Electricidad / Calor para turbinas de vapor | | | | | | |
|-----------------------------------------------|---------------------------------------------------|------|------|------|------|--------|--------|
| 0,4 | 0,33 | 0,41 | 0,45 | 0,48 | 0,50 | 0,5 | 0,62 |
| 0,4 a 0,8 | 0,31 | 0,38 | 0,42 | 0,45 | 0,47 | 0,55 | 0,58 |
| 0,8 | 0,3 | 0,35 | 0,40 | 0,43 | 0,45 | 0,52 | 0,55 |
| 1,5 | 0,26 | 0,32 | 0,35 | 0,38 | 0,41 | 0,47 | 0,49 |
| 2 | 0,24 | 0,29 | 0,32 | 0,36 | 0,40 | 0,44 | 0,47 |
| 3 | 0,21 | 0,26 | 0,30 | 0,33 | 0,38 | 0,40 | 0,43 |
| 4 | 0,19 | 0,24 | 0,28 | 0,30 | 0,35 | 0,37 | 0,40 |
| 5 | | 0,22 | 0,26 | 0,29 | 0,32 | 0,35 | 0,38 |
| 6 | | 0,21 | 0,24 | 0,26 | 0,29 | 0,33 | 0,36 |
| 8 | | 0,18 | 0,22 | 0,24 | 0,27 | 0,31 | 0,33 |
| 10 | | | 0,20 | 0,22 | 0,25 | 0,27 | 0,30 |
| 12 | | | 0,18 | 0,21 | 0,23 | 0,26 | 0,28 |
| 14 | | | 0,17 | 0,19 | 0,22 | 0,24 | 0,26 |
| 16 | | | | 0,18 | 0,21 | 0,23 | 0,24 |
| Presión vapor (bar) vivo / reinyectado | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140/40 | 180/45 |
| Tª vapor (°C) | 450 | 480 | 500 | 520 | 530 | 535 | 535 |
| Tª agua alimentación (°C) | 140 | 180 | 200 | 210 | 225 | 240 | 260 |
| Potencia entregada (MW) | 10 | 20 | 30 | 35 | 40 | 100 | 150 |

6.- Máquinas Térmicas (I)

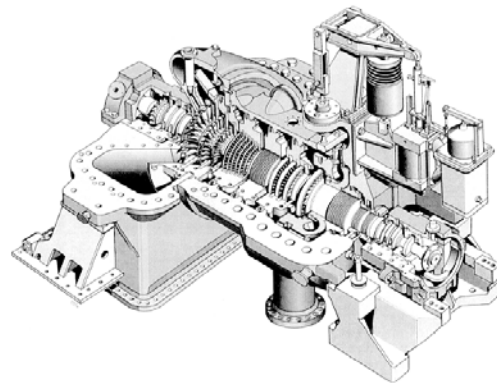
6.1.- Turbinas de vapor (I)

Transforma la entalpía del vapor de agua en energía mecánica en su eje

Su rendimiento es el más bajo de todas las máquinas térmicas cíclicas

Según el número de etapas se pueden clasificar en:

- Turbinas simples o monoetapas poseen un único escalonamiento
- Turbinas compuestas o multietapa con varios escalonamientos

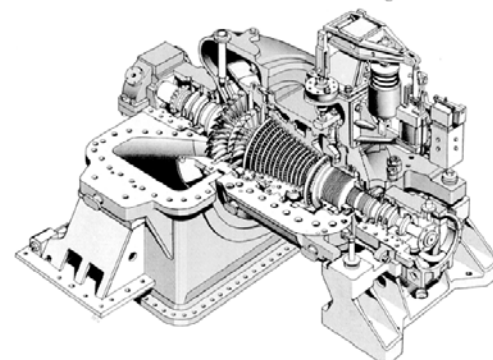
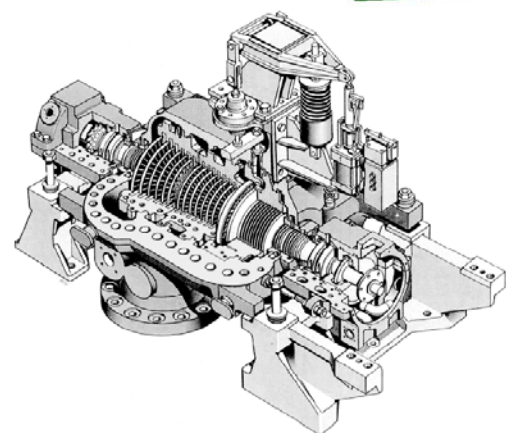


6.- Máquinas Térmicas (II)

6.1.- Turbinas de vapor (II)

En función de la presión del vapor a la salida:

- Turbinas de contrapresión; el vapor se extrae a $p > p_{atm}$, el vapor tras su paso por la turbina tiene un aprovechamiento
- Turbinas de condensación; el vapor sale a $p < p_{atm}$, llegando a salir vapor húmedo

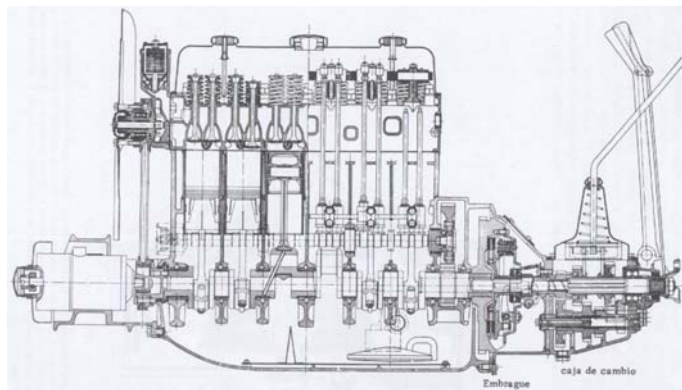


6.- Máquinas Térmicas (III)

6.2.- Motores de combustión (I)

La combustión del combustible se realiza en el interior de un cilindro, cuyo cierre lo forma un émbolo que lo recorre (pistón)

- Gasolina
- Diesel (autodetona por compresión)
- Gas



$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Potencia} \propto \text{Diámetro Cilindro}^2 \\ \text{Cilindrada} \propto \text{D.C.}^3 \\ \text{Masa Motor} \propto \text{D.C.}^3 \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{\text{Potencia (kW)}}{\text{Cilindrada (cc)}} \propto \frac{1}{\text{D.C.}} \\ \frac{\text{Potencia (kW)}}{\text{Masa (kg)}} \propto \frac{1}{\text{D.C.}} \end{array} \right. \Rightarrow \downarrow \text{al } \uparrow \text{D.C}$$

6.- Máquinas Térmicas (IV)

6.2.- Motores de combustión (I)

- De 4 tiempos; (mayor peso y mayor rendimiento)
- De 2 tiempos; admisión-compresión y expansión-escape con = cilindrada y rpm, desarrolla más potencia (trabajo en cada carrera)
 - ⇒ cortocircuito admisión escape
 - ⇒ OTTO desperdicio de combustible

| | 2T | 4T |
|--------|---------------------|------------|
| OTTO | Pot Bajas (ligeros) | Pot Medias |
| DIESEL | Pot Altas (tamaño) | Pot Medias |

6.- Máquinas Térmicas (V)

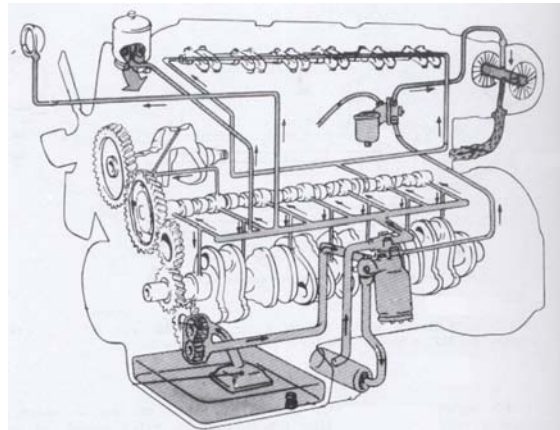
6.2.- Motores de combustión (III)

Los motores pueden tener aspiración natural o ser sobrealimentados

Necesitan refrigeración, lubricación y salida de gases (se puede extraer el calor)

Los gases están a $T \approx 400^\circ\text{C}$, en una caldera se puede producir vapor o agua caliente de $0,45 \text{ kW}_{\text{th}}$ por cada kW_{eje}

De la refrigeración de las camisas se puede obtener agua caliente a $T \approx 80$ a 90°C de $0,5$ a $0,8 \text{ kW}_{\text{th}}$ por cada kW_{eje}



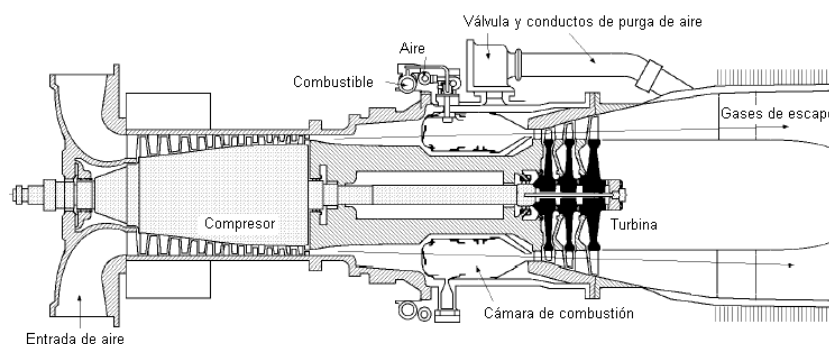
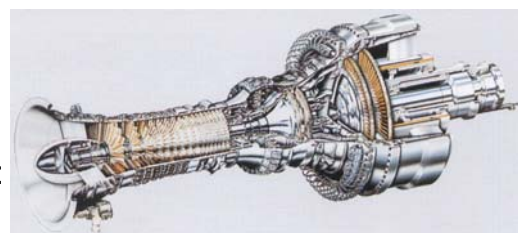
6.- Máquinas Térmicas (VI)

6.3.- Turbinas de gas (I)

Se componen principalmente de tres elementos:

- Compresor, que comprime el aire comburente
- Cámara(s) de combustión, dispuesta(s) radialmente
- Turbina accionada por los gases

La turbina es serie de álabes con un cierto ángulo de inclinación ángulo, solidarios con una parte móvil, sobre los que incide el gas y hace girar



6.- Máquinas Térmicas (VII)

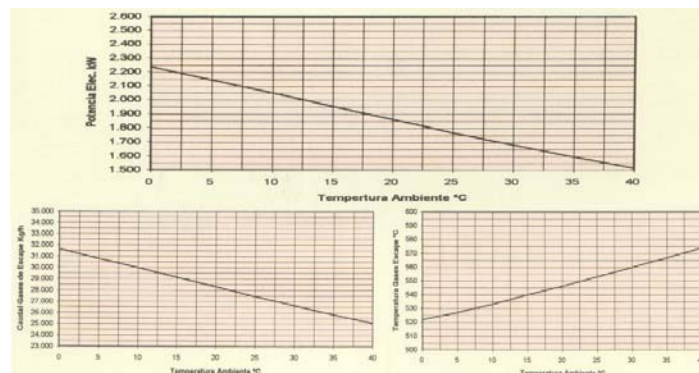
6.3.- Turbinas de gas (II)

Giran a gran velocidad, peligro con los desequilibrio
Las partículas que pueda arrastrar el aire en la entrada son muy perjudiciales
El combustible debe estar perfectamente filtrado

En los gases de escape está contenido el calor que cede la máquina térmica

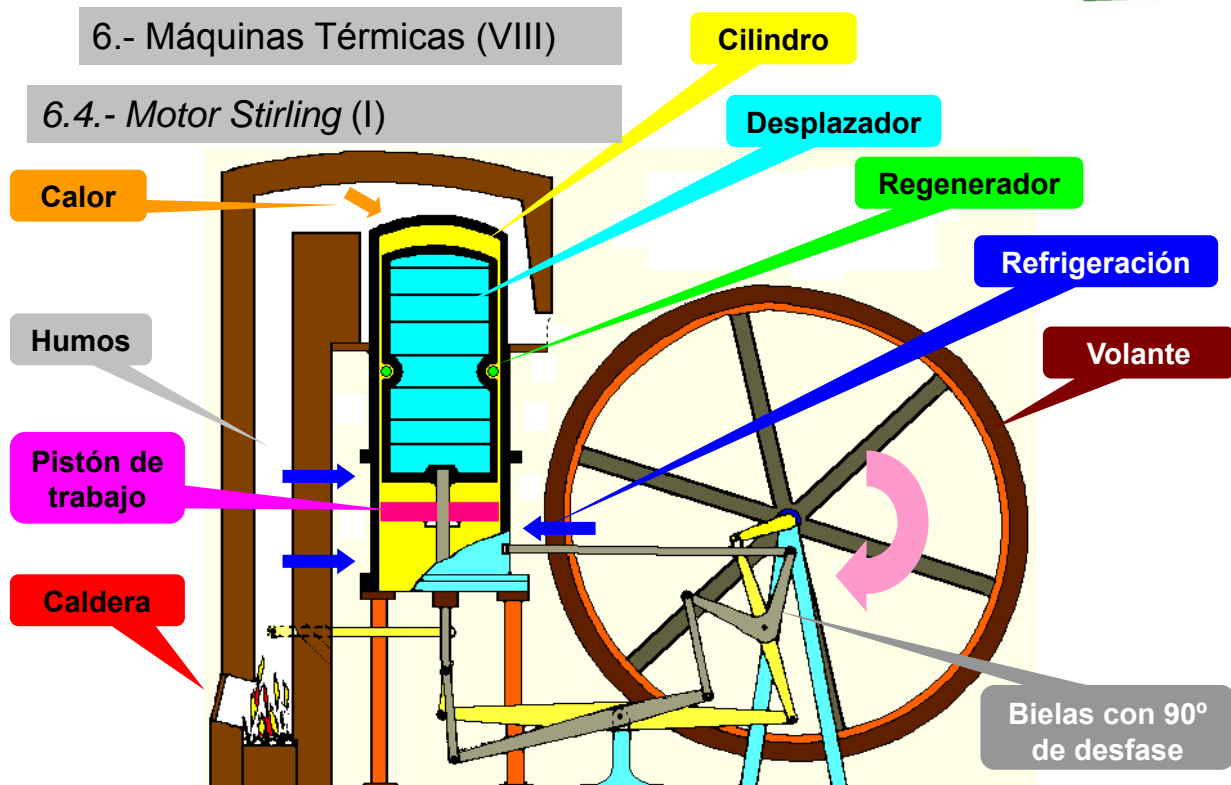
Las turbinas de gas pueden tener varias etapas

↑T empeora su funcionamiento



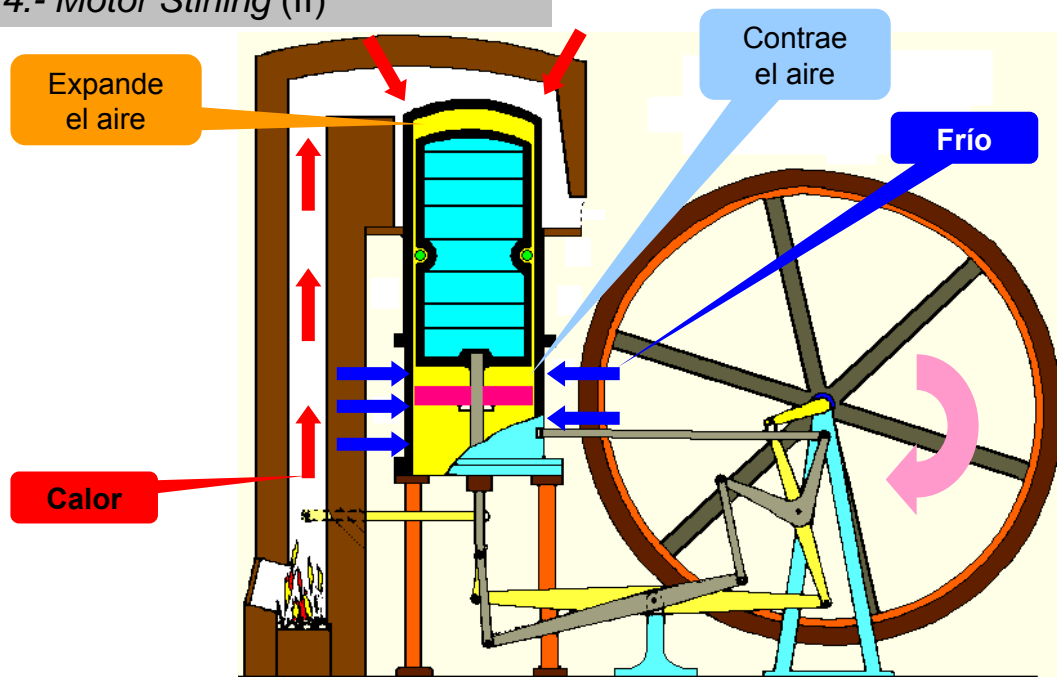
6.- Máquinas Térmicas (VIII)

6.4.- Motor Stirling (I)



6.- Máquinas Térmicas (IX)

6.4.- Motor Stirling (II)



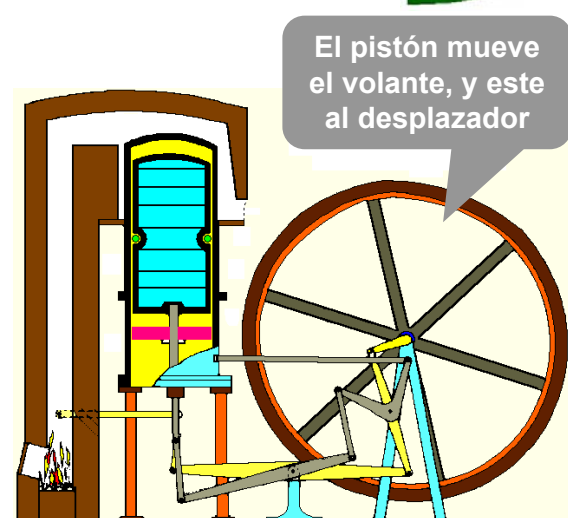
6.- Máquinas Térmicas (X)

6.4.- Motor Stirling (III)

El **desplazador** es liviano y no conduce fácilmente calor de un extremo a otro

Al medio existe un anillo de material capaz de absorber y ceder calor que es el **regenerador**

Cuando el desplazador se mueve hacia abajo, la mayor parte del aire dentro del **cilindro** queda en la zona caliente y se expande, empujando el **pistón de trabajo** hacia abajo



Aquí se entrega trabajo al exterior y gira el **volante**

Al suceder esto, una serie de **bielas** mueven el desplazador hacia arriba, desplazando la mayor parte del aire a través del regenerador hacia la zona fría
(carrera desplazador > carrera del pistón; desfasadas 90°)

Allí se enfría el aire, baja la presión, el pistón sube, y se repite el ciclo

6.- Máquinas Térmicas (XI)

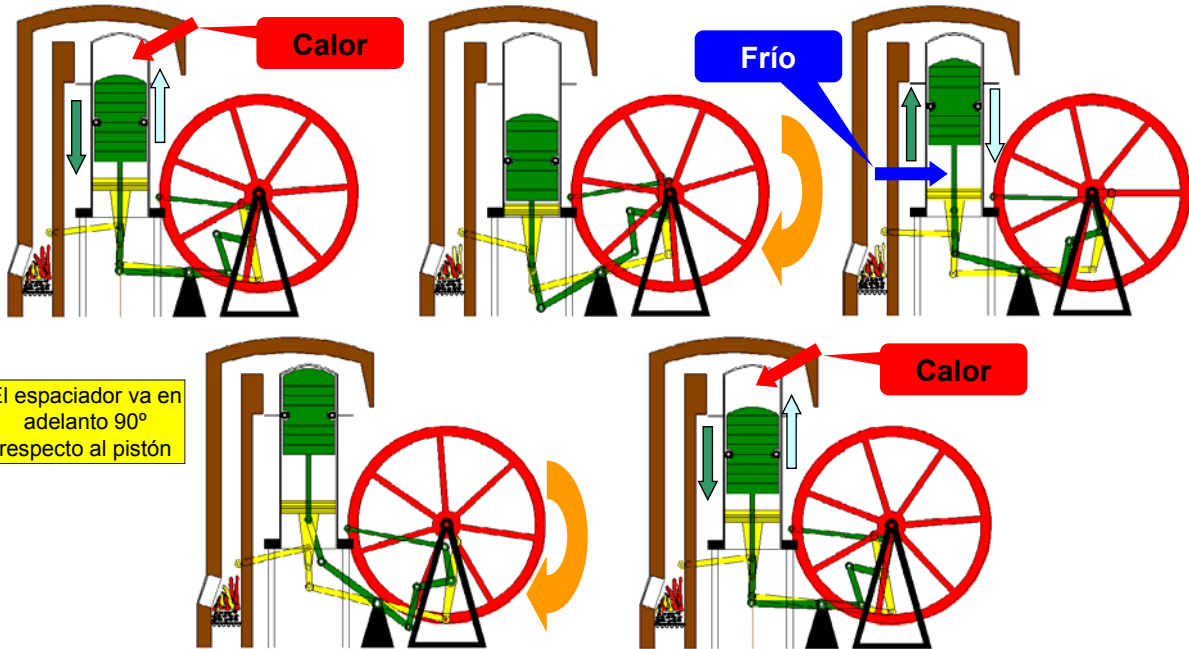
En movimiento en:

<http://www.moteur-stirling.com/Diapo8.gif>

6.4.- Motor Stirling (IV)

Aire en el cilindro Inercia del volante mueve el desp.

Espaciador



6.- Máquinas Térmicas (XII)

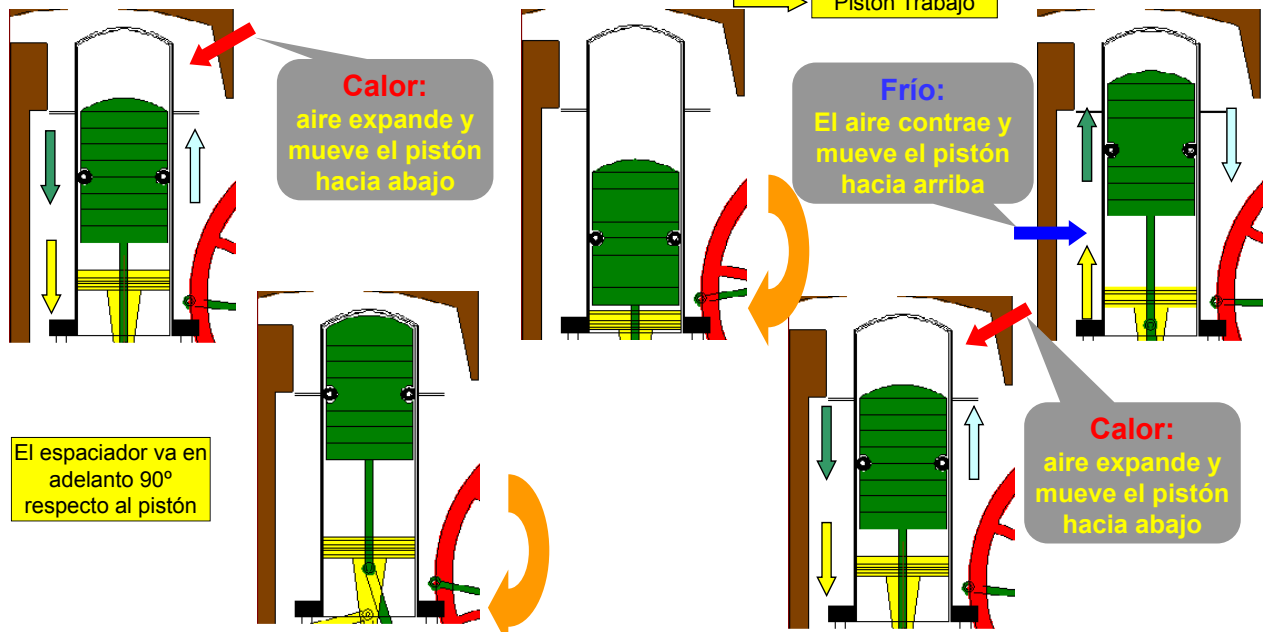
En movimiento en:

<http://www.moteur-stirling.com/Diapo8.gif>

6.4.- Motor Stirling (V)

Aire en el cilindro Inercia del volante mueve el desp.

Espaciador

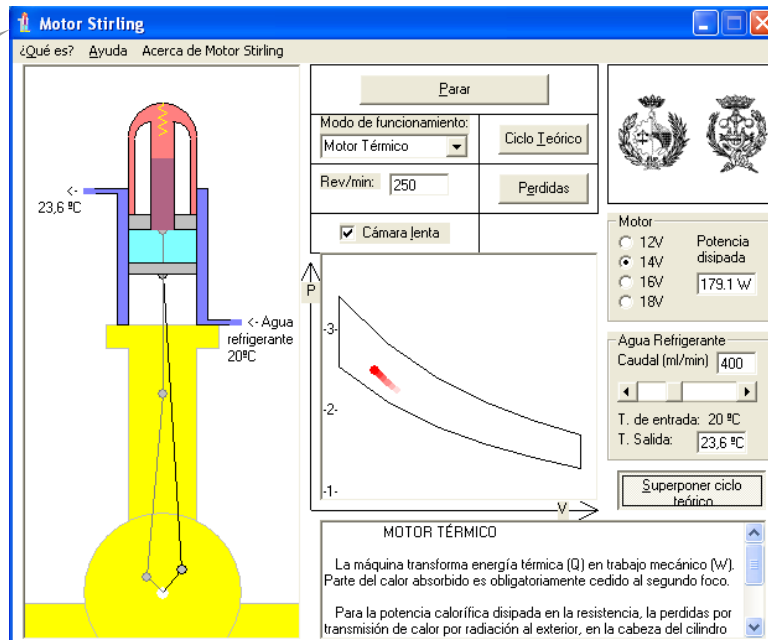


6.- Máquinas Térmicas (XIII)

6.4.- Motor Stirling (VI)

<http://www2.ubu.es/ingelec/maqmot/>

Programa de simulación del funcionamiento de una Máquina Stirling



MOTOR TÉRMICO

La máquina transforma energía térmica (Q) en trabajo mecánico (W). Parte del calor absorbido es obligatoriamente cedido al segundo foco.

Para la potencia calorífica disipada en la resistencia, la pérdidas por transmisión de calor por radiación al exterior, en la cabeza del cilindro