



CLASE V (B)

TURBINAS DE GAS TIPO BRAYTON: MODELIZACIÓN

Alejandro Medina, José Miguel Mateos Roco

Febrero 2018

<http://campus.usal.es/gtfe>

ESQUEMA

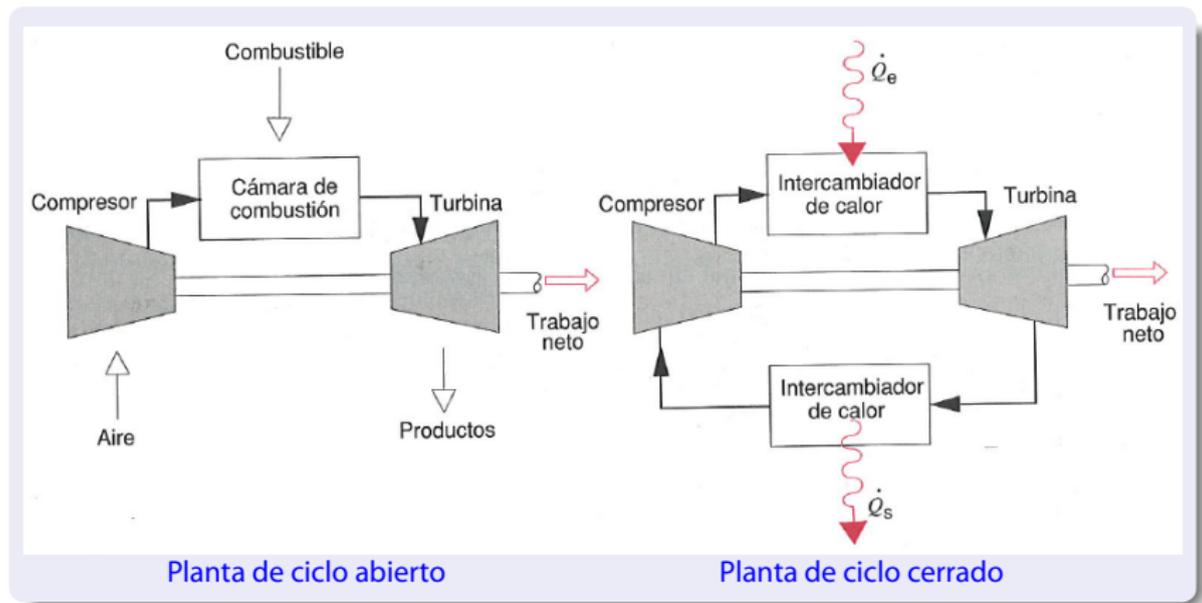
- 1 CICLO BRAYTON IDEAL
- 2 CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN
- 3 IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN
- 4 PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES
- 5 TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES



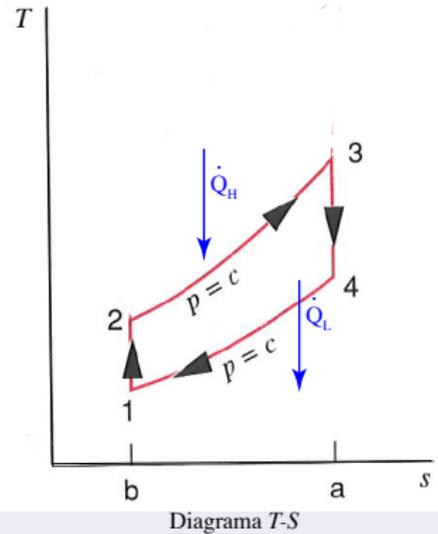
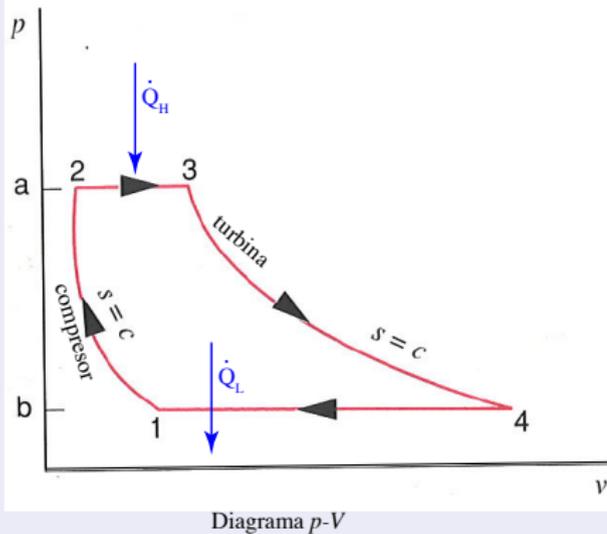
ESQUEMA

- 1 CICLO BRAYTON IDEAL
- 2 CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN
- 3 IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN
- 4 PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES
- 5 TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES

CICLO BRAYTON IDEAL



DIAGRAMAS $p - V$ Y $T - S$



HIPÓTESIS BÁSICAS

- 1 Tanto en el caso de turbina abierta como cerrada, el proceso es cíclico (los gases de escape intercambian calor con el ambiente a través de un intercambiador de calor y vuelven al compresor).
- 2 El fluido de trabajo es un gas ideal.
- 3 Sus capacidades caloríficas con constantes.
- 4 Se desprecian las transferencias de calor al ambiente cuando el fluido atraviesa el compresor y la turbina (procesos isoentrópicos).
- 5 Se desprecian las caídas de presión en la absorción y cesión de calor (procesos isóbaros).
- 6 El calor proveniente la combustión (cuando existe combustión) se considera como un aporte de calor desde una fuente externa.

RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_H/\dot{m}}$$

- \dot{W}_t : trabajo realizado por la turbina

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad \longrightarrow \quad \dot{W}_t = \dot{m}c_p(T_3 - T_4) > 0$$

- \dot{W}_c : trabajo consumido por el compresor

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \longrightarrow \quad \dot{W}_c = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) > 0$$

Si c_p representa el calor específico, el calor absorbido será:

$$\dot{Q}_H = c_p \dot{m}(T_3 - T_2) > 0 \quad \Longrightarrow \quad \eta = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO

Ecuaciones de las adiabáticas:

$$1 \rightarrow 2: T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$3 \rightarrow 4: T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{porque } p_2 = p_3; \quad p_1 = p_4$$

$$\rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow \eta = 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right) = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

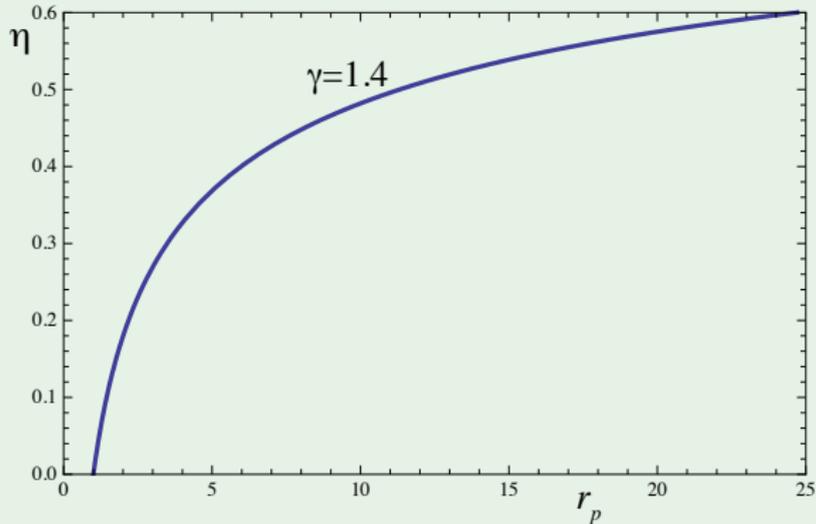
Por la ecuación de la adiabática 1 \rightarrow 2:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad \text{donde } r_p = \frac{p_2}{p_1}$$

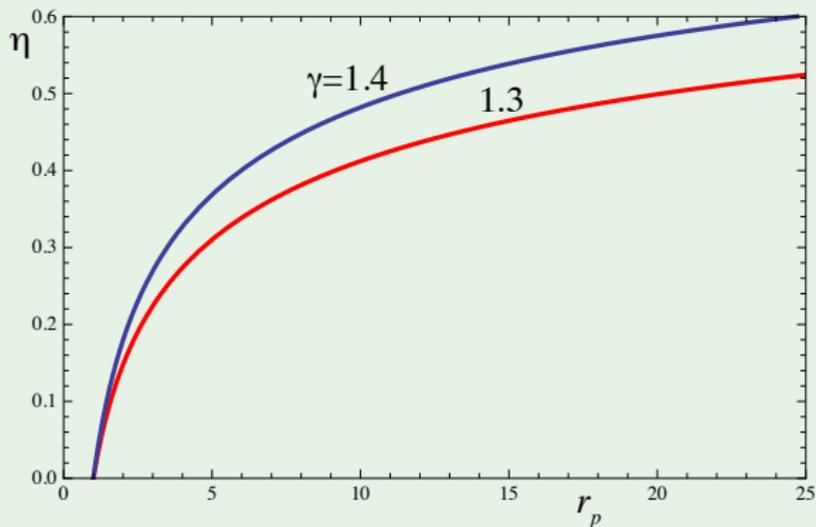
$$\Rightarrow \eta = 1 - r_p^{(1-\gamma)/\gamma}$$



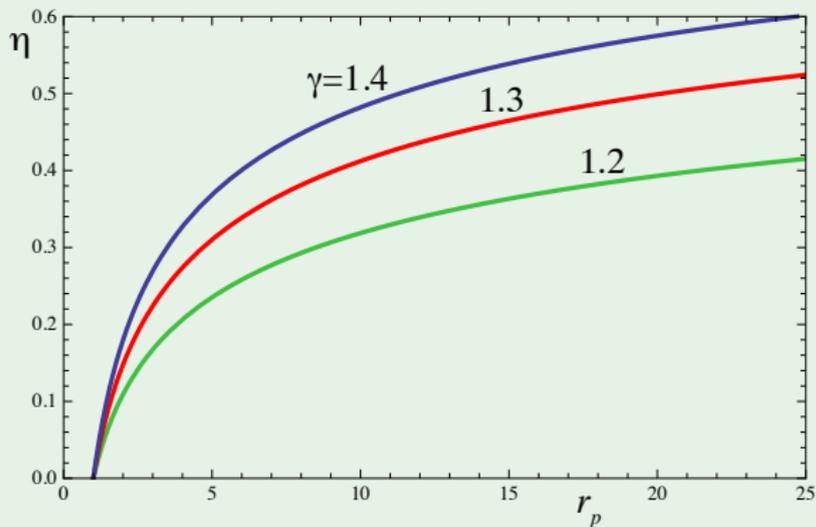
RENDIMIENTO DEL CICLO BRAYTON IDEAL



RENDIMIENTO DEL CICLO BRAYTON IDEAL



RENDIMIENTO DEL CICLO BRAYTON IDEAL

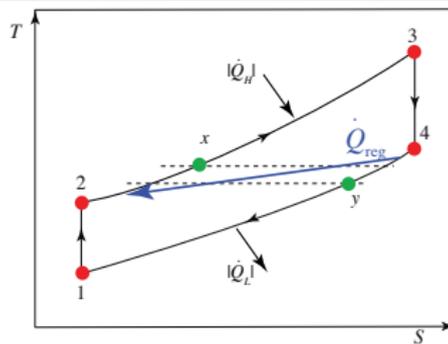
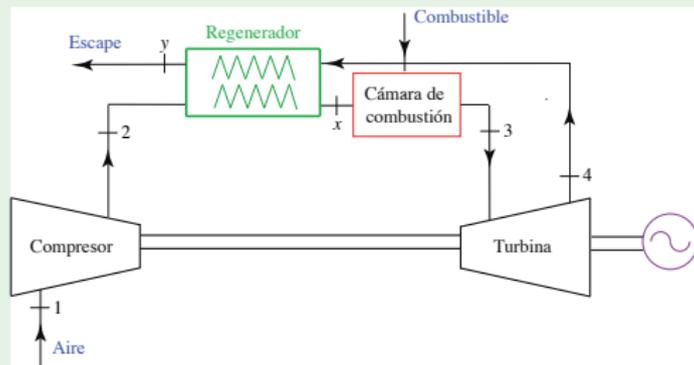




ESQUEMA

- 1 CICLO BRAYTON IDEAL
- 2 CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN
- 3 IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN
- 4 PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES
- 5 TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES

CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN



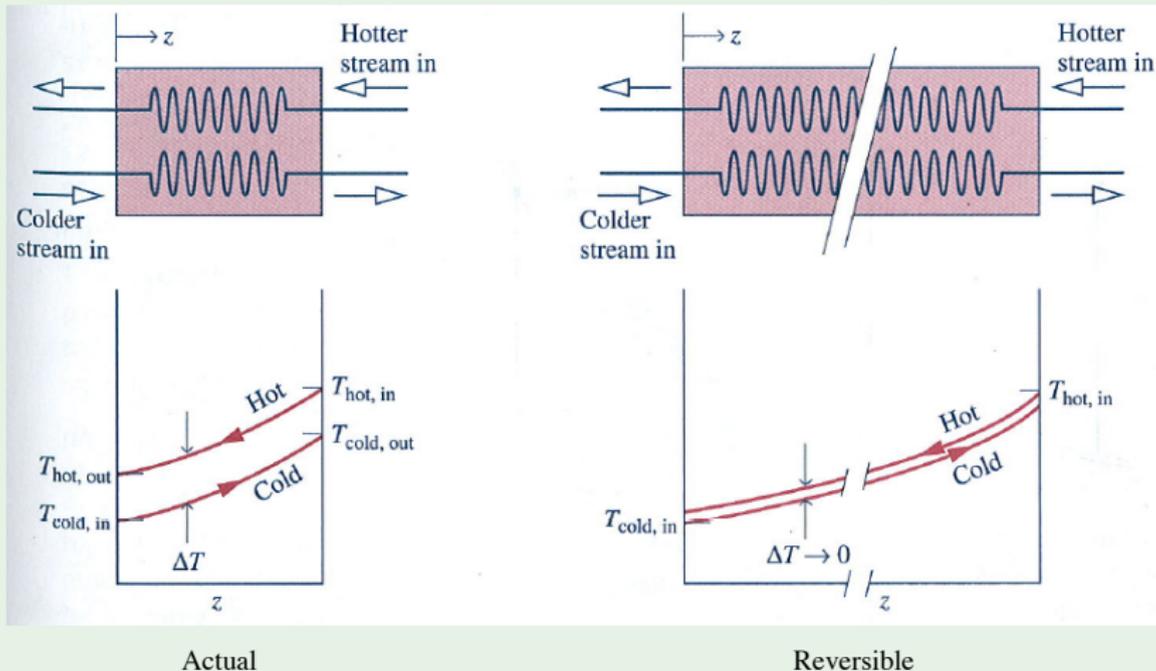
T_x : Temperatura que alcanza el gas fresco después de pasar por el regenerador.

T_y : Temperatura de los gases de escape cuando abandonan el regenerador.

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}} = h_3 - h_x$$

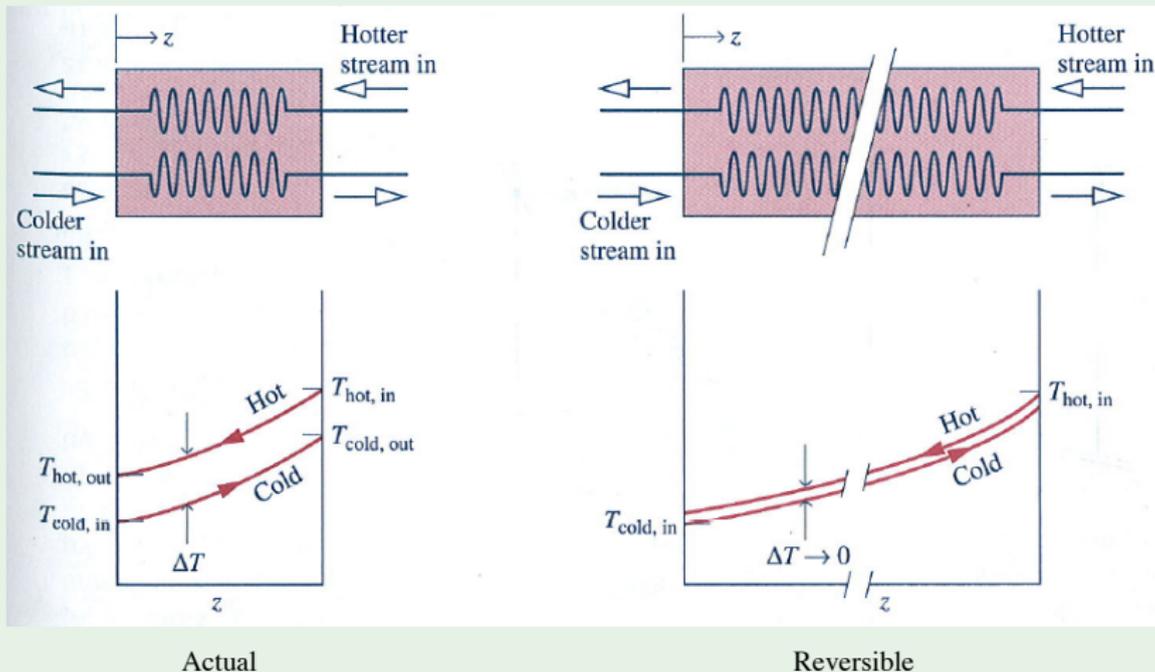
REGENERADORES REALES E IDEALES

Counterflow heat exchangers



REGENERADORES REALES E IDEALES

Counterflow heat exchangers



EFECTIVIDAD (*effectiveness*) DEL REGENERADOR

Cuantifica lo que se aleja un regenerador real del comportamiento ideal:

$$\epsilon_r = \frac{\dot{Q}_{\text{reg,real}}}{\dot{Q}_{\text{reg,ideal}}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

Sobre la adiabática en la que se cede calor:

$$\epsilon_r = \frac{h_4 - h_y}{h_4 - h_2}$$

En términos de temperaturas:

$$\epsilon_r = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_y}{T_4 - T_2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \epsilon_r = 0 \rightarrow \text{ciclo sin regeneración} \\ \epsilon_r = 1 \rightarrow \text{ciclo con regeneración límite o ideal} \\ \epsilon_r = 0,6 - 0,85 \rightarrow \text{valores típicos de un regenerador real} \end{array} \right.$$

EFICIENCIA DEL CICLO BRAYTON CON REGENERACIÓN IDEAL

$$T_x = T_4 \quad \longrightarrow \quad \dot{Q}_H = \dot{m}c_p(T_3 - T_4)$$

Igual que en el caso sin regeneración:

$$\dot{W}_t = \dot{m}c_p(T_3 - T_4) \implies \dot{Q}_H = \dot{W}_t$$

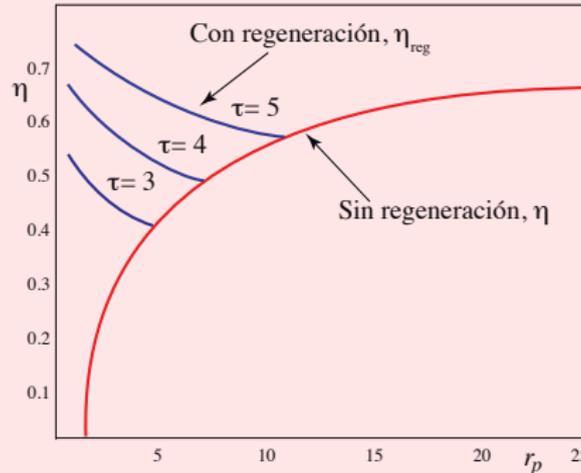
$$\dot{W}_c = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{W}_t} = 1 - \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t} \implies \eta = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{1 - \frac{T_4}{T_3}} \right)$$

Utilizando las ecuaciones de las adiabáticas se llega a:

$$\eta = 1 - \frac{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}}{\tau} \quad \text{donde} \quad \tau = \frac{T_3}{T_1} > 1$$

RENDIMIENTO DEL CICLO BRAYTON REGENERATIVO IDEAL



1 En un ciclo Brayton sin regeneración, η , aumenta con r_p . Sin embargo, con regeneración ideal, η_{reg} , disminuye con r_p .

2

$$\begin{cases} \text{Valores pequeños de } r_p & \rightarrow \eta_{reg} > \eta \\ \text{Valores altos de } r_p & \rightarrow \eta > \eta_{reg} \end{cases}$$

3 η_{reg} aumenta con τ , mientras que η es independiente de τ .

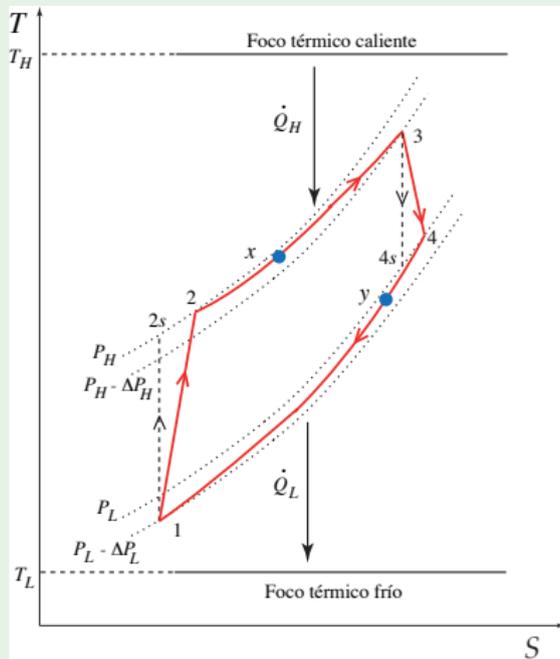


ESQUEMA

- 1 CICLO BRAYTON IDEAL
- 2 CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN
- 3 IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN
- 4 PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES
- 5 TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES

IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN

CICLO BRAYTON REGENERATIVO IRREVERSIBLE



PARÁMETROS RELEVANTES

PARÁMETROS *geométricos*

- Relaciones de compresión del compresor, a_c y de la turbina, a_t (ecuaciones de las adiabáticas):

$$a_c = \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_H}{p_L - \Delta p_L} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = r_p^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{donde} \quad r_p = \frac{p_H}{p_L - \Delta p_L} = \frac{p_2}{p_1}$$
$$a_t = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_H - \Delta p_H}{p_L} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

- Relación entre las temperaturas de las fuentes externas, τ :

$$\tau = \frac{T_H}{T_L} > 1$$

- Coefficiente adiabático del gas considerado, γ :

$$\gamma = C_p / C_v$$

PARÁMETROS RELEVANTES

PARÁMETROS DE *irreversibilidad*

- Eficiencias isoentrópicas del compresor ϵ_c y la turbina ϵ_t :

$$\epsilon_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} : \frac{\text{Trabajo mínimo que necesitaría el compresor}}{\text{Trabajo real que necesita el compresor}} \simeq 0,70 - 0,85$$

$$\epsilon_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} : \frac{\text{Trabajo real realizado por la turbina}}{\text{Máximo trabajo que podría realizar la turbina}} \simeq 0,75 - 0,9$$

- Eficiencia del regenerador, ϵ_r :

$$\epsilon_r = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} : \frac{\text{Calor real transferido por el regenerador}}{\text{Máximo calor que podría transferir}} \simeq 0,80 - 0,95$$

PARÁMETROS RELEVANTES

PARÁMETROS DE *irreversibilidad*

- Irreversibilidades en las transferencias de calor con los focos externos, ϵ_H y ϵ_L :

$$\epsilon_H = \frac{T_x - T_3}{T_x - T_H} : \frac{\text{Calor real que transmite la fuente caliente}}{\text{Máximo calor que se podría transmitir}} \simeq 0,80 - 0,95$$

$$\epsilon_L = \frac{T_1 - T_y}{T_L - T_y} : \frac{\text{Calor real que cede el fluido a la fuente fría}}{\text{Mínimo calor que podría cederse}} \simeq 0,80 - 0,95$$

- Caídas de presión en la absorción y cesión de calor, ρ_H y ρ_L :

$$\rho_H = \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{p_H - \Delta p_H}{p_H}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\rho_L = \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{p_L - \Delta p_L}{p_L}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\rightarrow a_T = a_C \rho_H \rho_L$$



CALORES TRANSFERIDOS

CALOR ABSORBIDO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

$$\begin{aligned} |\dot{Q}_H| &= C_W(T_3 - T_x) = C_W\epsilon_H(T_H - T_x) = \dots = \\ &= C_W\epsilon_H T_L \left[\tau - Z_C(1 - \epsilon_R)\frac{T_1}{T_L} - \epsilon_R Z_T \frac{T_3}{T_L} \right] \end{aligned}$$

CALOR CEDIDO A LA FUENTE FRÍA

$$\begin{aligned} |\dot{Q}_L| &= C_W(T_Y - T_1) = C_W\epsilon_C(T_Y - T_L) = \dots = \\ &= C_W\epsilon_L T_L \left[-1 + Z_T(1 - \epsilon_R)\frac{T_3}{T_L} + \epsilon_R Z_C \frac{T_1}{T_L} \right] \end{aligned}$$

donde Z_C , Z_T , $\frac{T_1}{T_L}$ y $\frac{T_3}{T_L}$ son funciones de los parámetros geométricos y de irreversibilidad.



CALORES TRANSFERIDOS

$$Z_C = 1 + \frac{a_c - 1}{\epsilon_c}$$

$$Z_T = 1 - \epsilon_t \left(1 - \frac{1}{a_t}\right)$$

$$\frac{T_1}{T_L} = \frac{\epsilon_L + (1 - \epsilon_L)(1 - \epsilon_r)Z_T \left(\frac{T_3}{T_L}\right)}{1 - (1 - \epsilon_L)\epsilon_r Z_C}$$

$$\frac{T_3}{T_L} = \frac{\tau \epsilon_H [1 - (1 - \epsilon_L)\epsilon_r Z_C] + \epsilon_L (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_r) Z_C}{[1 - (1 - \epsilon_L)\epsilon_r Z_C] [1 - (1 - \epsilon_H)\epsilon_r Z_T] - (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_L)(1 - \epsilon_r)^2 Z_T Z_C}$$

RENDIMIENTO Y POTENCIA

$$\eta = 1 - \frac{|\dot{Q}_L|}{|\dot{Q}_H|}$$

$$P = |\dot{Q}_H| - |\dot{Q}_L|$$

Rendimiento, potencia y cualquier otra función objetivo a optimizar dependen de:

$$(\tau, a_t, a_c, \gamma, \epsilon_c, \epsilon_t, \epsilon_r, \epsilon_H, \epsilon_L, \rho_H, \rho_L)$$

OPTIMIZACIÓN

VARIABLES Y PARÁMETROS

a_t y a_c están relacionados a través de la ecuación: $a_t = a_c \rho_H \rho_L$.

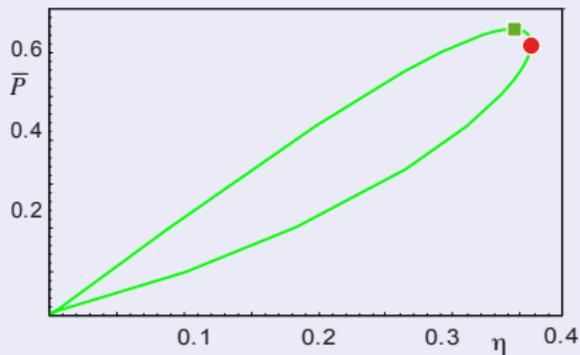
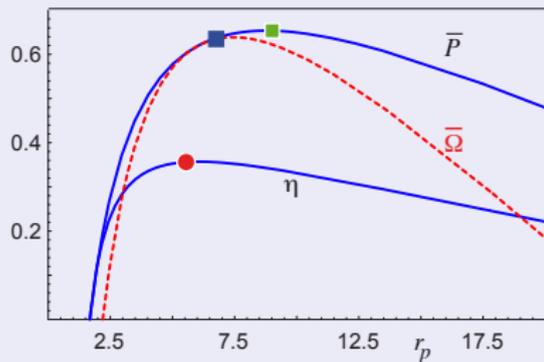
Elegiremos como variable independiente la relación entre las presiones extremas del ciclo, r_p :

$$r_p = a_c^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{p_H}{p_L - \Delta p_L} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

De este modo todas las **funciones objetivo** son de la forma:

$$f = f(r_p; \tau, \epsilon_c, \epsilon_t, \epsilon_r, \epsilon_H, \epsilon_L, \rho_H, \rho_L)$$

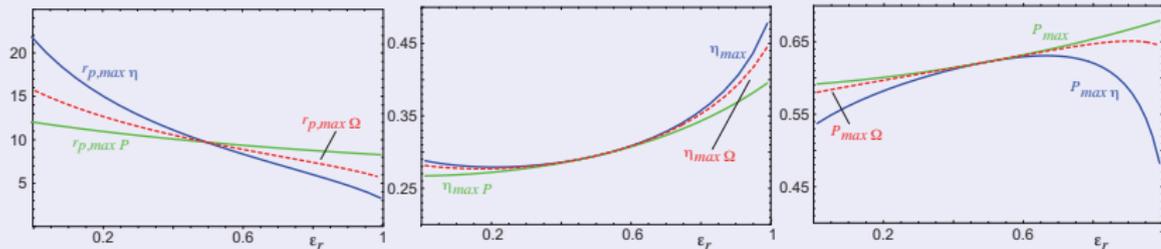
EVOLUCIÓN DE \bar{P} Y η CON r_p



$$\bar{P} = \frac{P}{C_w T_L}$$

$$\tau = 5, \epsilon_t = \epsilon_c = 0,9, \epsilon_r = 0,8, \epsilon_H = \epsilon_L = 0,9, \rho_H = \rho_L = 0,95$$

INFLUENCIA DEL REGENERADOR

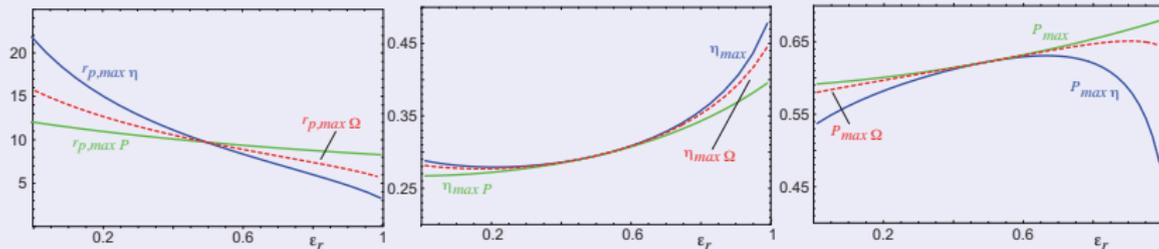


$$\tau = 5, \epsilon_t = \epsilon_c = 0,9, \epsilon_H = \epsilon_L = 0,9, \rho_H = \rho_L = 0,95$$

EJEMPLO: TRABAJANDO A MÁXIMA EFICIENCIA

- $\epsilon_r = 0,0 \rightarrow r_{p,max\eta} = 22,0 \quad \eta = 0,28 \quad P = 0,53$
- $\epsilon_r = 0,8 \rightarrow r_{p,max\eta} = 6,5 \quad \eta = 0,36 \quad P = 0,63$
- $\epsilon_r = 0,9 \rightarrow r_{p,max\eta} = 4,9 \quad \eta = 0,40 \quad P = 0,58$
- $\epsilon_r = 1,0 \rightarrow r_{p,max\eta} = 3,0 \quad \eta = 0,47 \quad P = 0,48$

INFLUENCIA DEL REGENERADOR

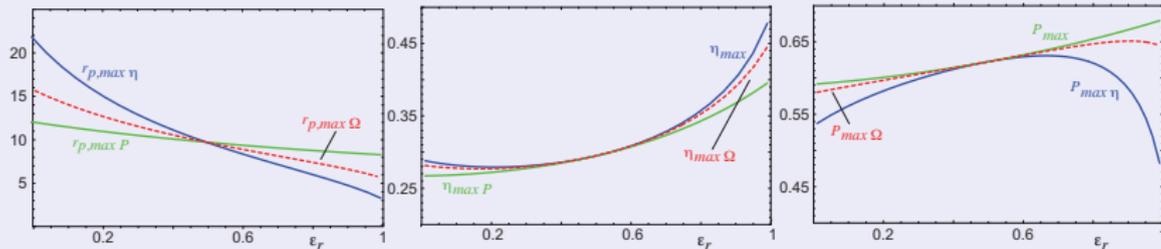


$$\tau = 5, \epsilon_t = \epsilon_c = 0,9, \epsilon_H = \epsilon_L = 0,9, \rho_H = \rho_L = 0,95$$

EJEMPLO: TRABAJANDO A MÁXIMA EFICIENCIA

- $\epsilon_r = 0,0 \rightarrow r_{p,max\eta} = 22,0 \quad \eta = 0,28 \quad P = 0,53$
- $\epsilon_r = 0,8 \rightarrow r_{p,max\eta} = 6,5 \quad \eta = 0,36 \quad P = 0,63$
- $\epsilon_r = 0,9 \rightarrow r_{p,max\eta} = 4,9 \quad \eta = 0,40 \quad P = 0,58$
- $\epsilon_r = 1,0 \rightarrow r_{p,max\eta} = 3,0 \quad \eta = 0,47 \quad P = 0,48$

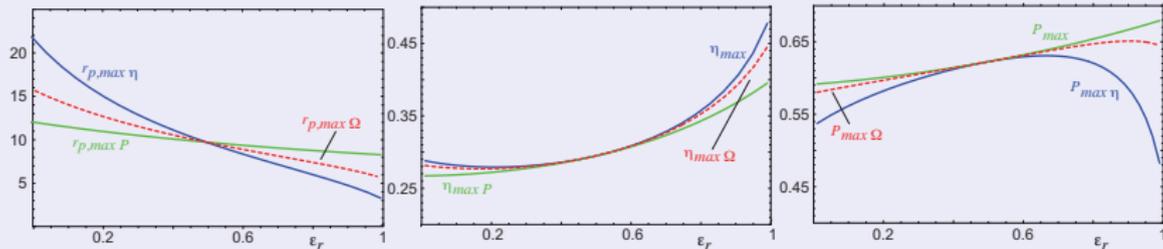
INFLUENCIA DEL REGENERADOR



$$\tau = 5, \epsilon_t = \epsilon_c = 0,9, \epsilon_H = \epsilon_L = 0,9, \rho_H = \rho_L = 0,95$$

EJEMPLO: TRABAJANDO A MÁXIMA EFICIENCIA

- $\epsilon_r = 0,0 \rightarrow r_{p,max\eta} = 22,0 \quad \eta = 0,28 \quad P = 0,53$
- $\epsilon_r = 0,8 \rightarrow r_{p,max\eta} = 6,5 \quad \eta = 0,36 \quad P = 0,63$
- $\epsilon_r = 0,9 \rightarrow r_{p,max\eta} = 4,9 \quad \eta = 0,40 \quad P = 0,58$
- $\epsilon_r = 1,0 \rightarrow r_{p,max\eta} = 3,0 \quad \eta = 0,47 \quad P = 0,48$

INFLUENCIA DEL REGENERADOR


$$\tau = 5, \epsilon_t = \epsilon_c = 0,9, \epsilon_H = \epsilon_L = 0,9, \rho_H = \rho_L = 0,95$$

EJEMPLO: TRABAJANDO A MÁXIMA EFICIENCIA

- $\epsilon_r = 0,0 \longrightarrow r_{p,max\eta} = 22,0 \quad \eta = 0,28 \quad P = 0,53$
- $\epsilon_r = 0,8 \longrightarrow r_{p,max\eta} = 6,5 \quad \eta = 0,36 \quad P = 0,63$
- $\epsilon_r = 0,9 \longrightarrow r_{p,max\eta} = 4,9 \quad \eta = 0,40 \quad P = 0,58$
- $\epsilon_r = 1,0 \longrightarrow r_{p,max\eta} = 3,0 \quad \eta = 0,47 \quad P = 0,48$

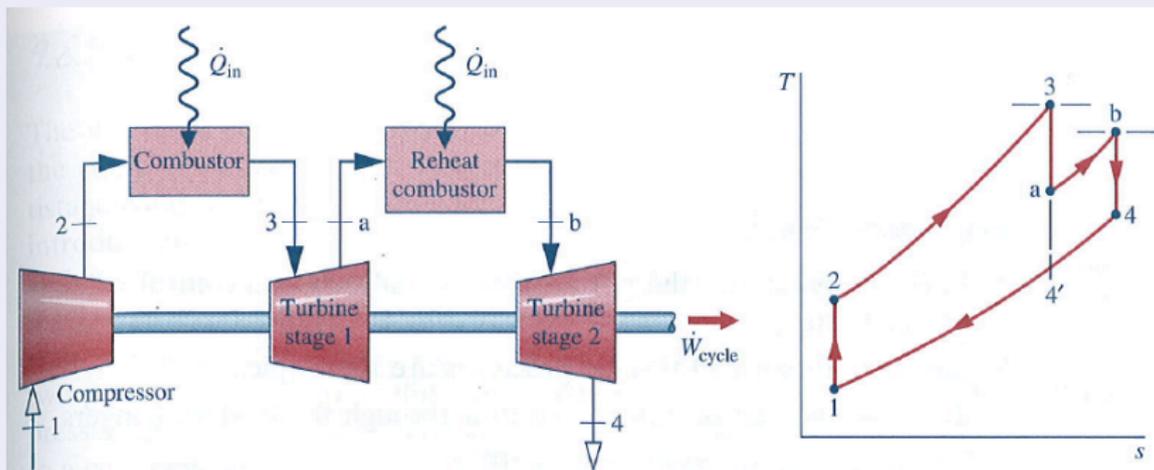


ESQUEMA

- 1 CICLO BRAYTON IDEAL
- 2 CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN
- 3 IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN
- 4 PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES
- 5 TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES

PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES

TURBINAS MULTIETAPA CON RECALENTAMIENTO

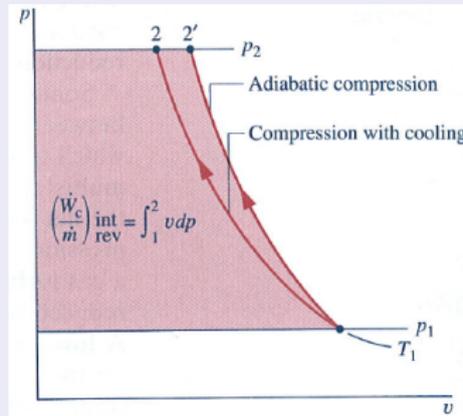




TURBINAS MULTIETAPA CON RECALENTAMIENTO

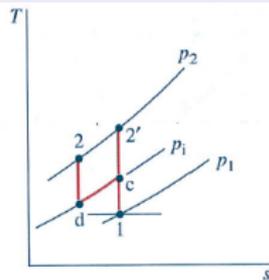
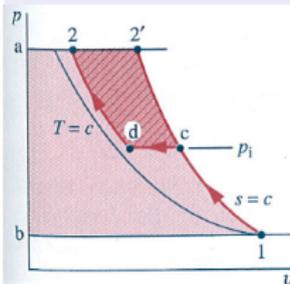
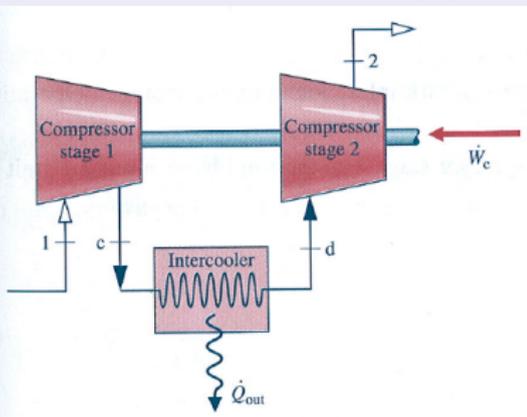
- Por razones metalúrgicas las temperaturas máximas en la turbina están limitadas. Esto se consigue añadiendo aire en exceso sobre el necesario para quemar el combustible.
- Los gases de escape son ricos en O_2 y soportan la combustión de más combustible.
- En el diagrama $T - S$ las isobaras son ligeramente divergentes, luego el trabajo total que se produce es mayor en el caso de dos etapas de expansión.
- Pero el consumo de combustible también es mayor, luego no es evidente que la eficiencia sea mayor.
- Pero la temperatura de salida de la segunda turbina (T_4) es bastante mayor que si el ciclo fuera monoetapa (T'_4), luego el potencial de regeneración aumenta.
- Se puede concluir que el efecto conjunto de varias etapas con recalentamiento intermedio y regeneración sí que aumenta la eficiencia de la planta.

COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA



- El objetivo es reducir el trabajo de compresión requerido por el compresor.
- El área a la izquierda de las curvas en el diagrama $p - V$ representa el trabajo por unidad de masa necesario en cada proceso.
- Es menor el trabajo en el proceso con enfriamiento, $1 \rightarrow 2$.
- Esto sugiere que enfriar de algún modo el gas durante la compresión reduce el trabajo requerido por el compresor.

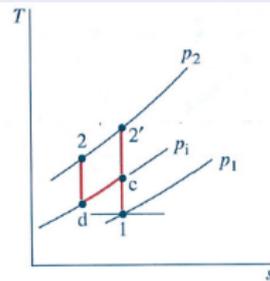
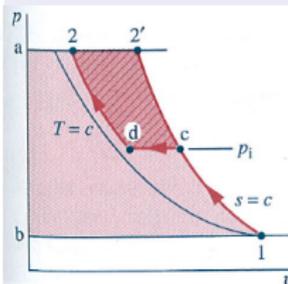
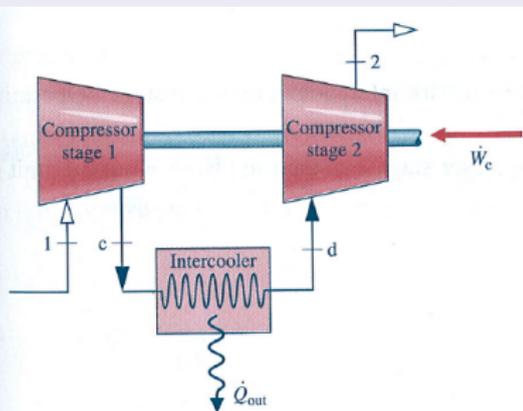
COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA



COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA

- En la práctica es complicado comprimir y enfriar simultáneamente. Lo que se hace es separar el proceso en dos partes: adiabática e isóbara.
- Para ello se utilizan intercambiadores de calor intermedios denominados *intercoolers*.

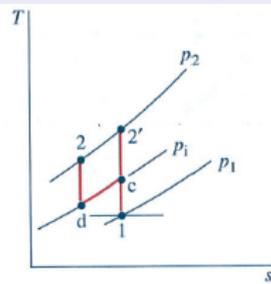
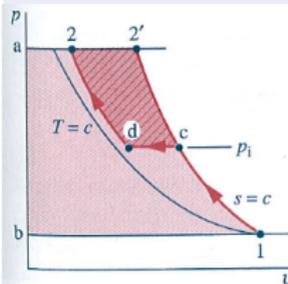
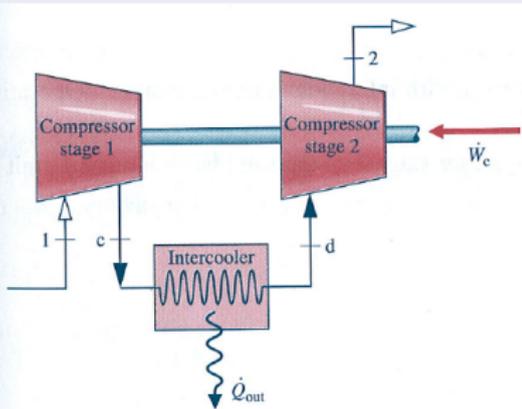
COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA



COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA

- **Proceso 1 → c:** compresión isoentrópica hasta la presión p_i .
- **Proceso c → d:** Enfriamiento isóbaro a la presión p_i desde la temperatura T_c hasta la T_d .
- **Proceso d → 2:** compresión isoentrópica desde el punto d hasta el 2.

COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA



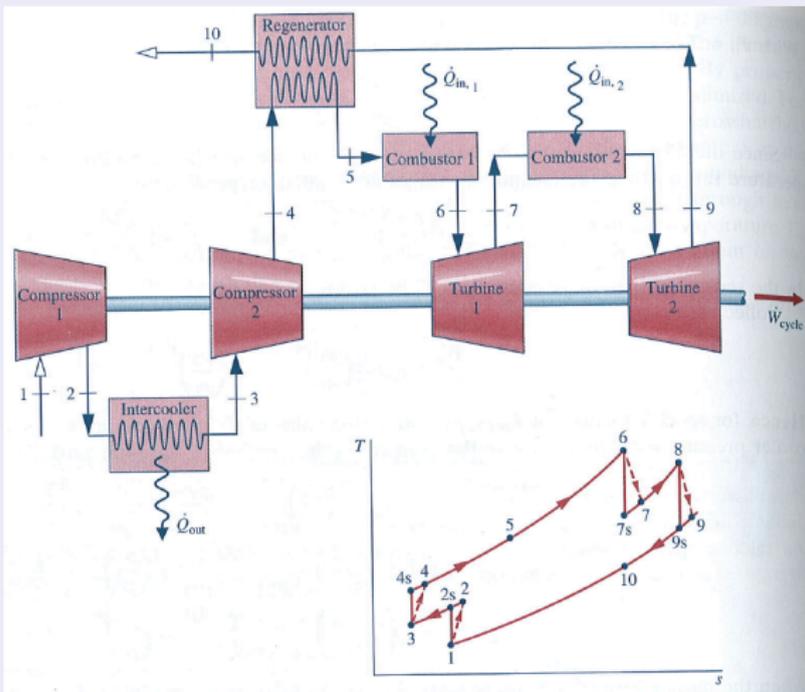
COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA

- Trabajo por unidad de masa con enfriamiento: diagrama $p - V$, área encerrada en $1 - c - d - 2 - a - b - 1$.
- Sin enfriamiento: área $1 - 2' - a - b - 1$.
- El área sombreada $c - 2' - 2 - d - c$ representa la reducción de trabajo como consecuencia del enfriamiento.

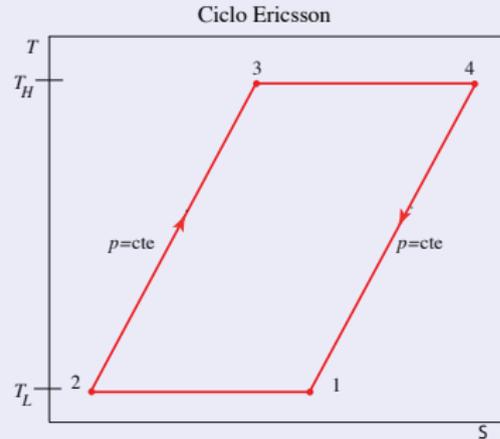
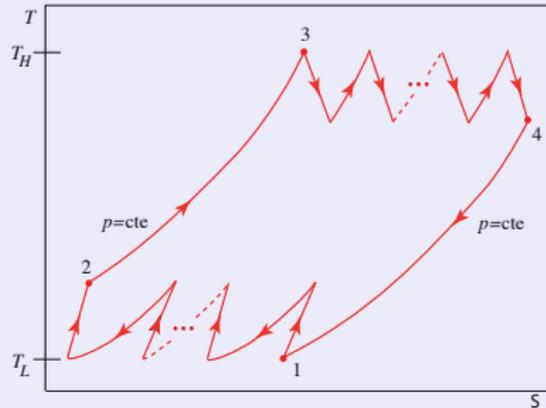
COMPRESIÓN MULTIETAPA CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA

- El número de etapas se puede, en principio, variar. La determinación del número de etapas óptimo es un problema de optimización de la planta.
- El uso de de varias etapas con refrigeración intermedia no asegura un aumento de la eficiencia: el trabajo requerido en el compresor disminuye, pero la temperatura después de la compresión (T_2) es menor que si no hubiera varias etapas (T_2') por lo que se requiere o más combustible o una buena regeneración.
- En general, cuando se utiliza compresión multietapa y regeneración conjuntamente la eficiencia del sistema aumenta.
- La reducción de trabajo en el compresor (área $c - 2' - 2 - d - c$) depende de p_i y de T_d .
- Si p_i es un valor fijado, el área es máxima (trabajo de compresión mínimo) si $T_d \simeq T_1$, que es la temperatura de entrada al compresor. Es decir, si después de cada isóbara nos acercamos a la isoterma T_1 .
- Del mismo modo, si se fija T_d , se podría buscar el valor de p_i que maximiza el área (trabajo ahorrado).

PLANTAS MULTIETAPA CON RECALENTAMIENTO Y REENFRIAMIENTO (SIN PÉRDIDAS)



CICLO BRAYTON CON INFINITAS ETAPAS DE RECALENTAMIENTO Y REFRIGERACIÓN: CICLO ERICSSON



RENDIMIENTO DEL CICLO ERICSSON

$$\eta_{\text{Ericsson}} = \eta_C = 1 - \frac{1}{\tau}$$



ESQUEMA

- 1 CICLO BRAYTON IDEAL
- 2 CICLO BRAYTON REVERSIBLE CON REGENERACIÓN
- 3 IRREVERSIBILIDADES Y OPTIMIZACIÓN
- 4 PLANTAS MULTIETAPA SIN IRREVERSIBILIDADES
- 5 TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES

TURBINAS MULTIETAPA IRREVERSIBLES

DIAGRAMA $p - V$

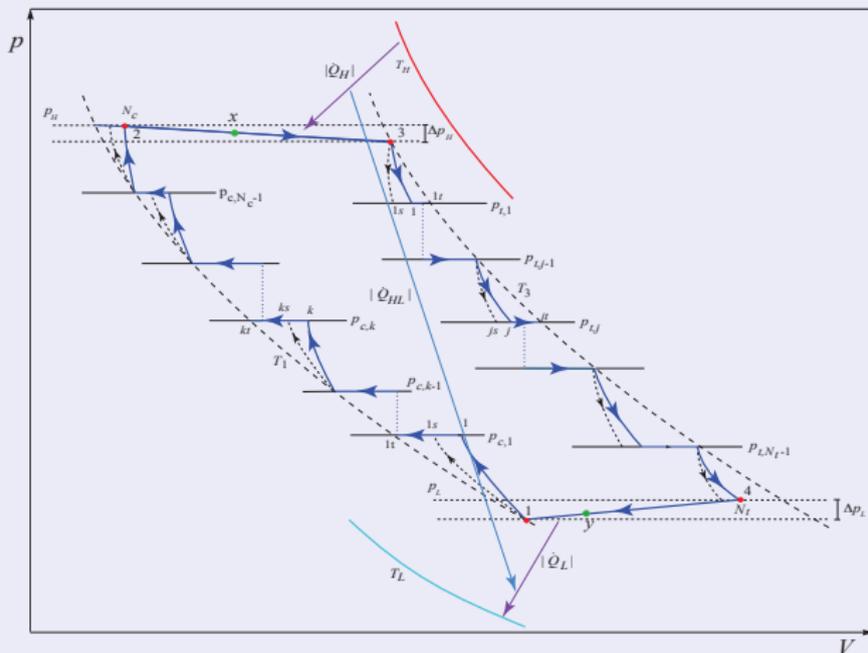
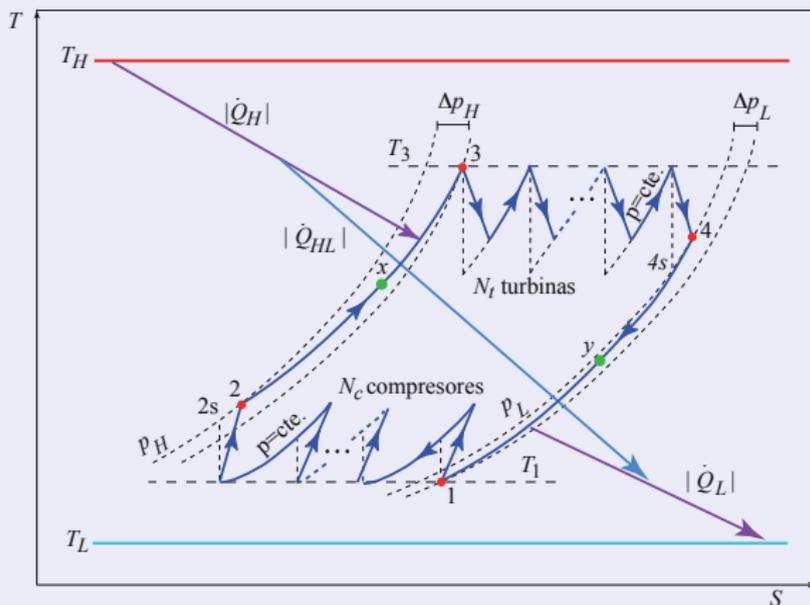


DIAGRAMA $T - S$



CALOR ABSORBIDO

$$\begin{aligned}
 |\dot{Q}_H| &= C_w(T_3 - T_x) + C_w \epsilon_t \sum_{j=1}^{N_t-1} (T_3 - T_{js}) + |\dot{Q}_{HL}| = \\
 &= C_w T_L \left\{ \epsilon_H \left[\tau - Z_C (1 - \epsilon_r) \frac{T_1}{T_L} - \epsilon_r Z_T \frac{T_3}{T_L} \right] + \epsilon_t (N_t - 1) (1 - a_t^{-1/N_t}) \frac{T_3}{T_L} + \xi(\tau - 1) \right\}
 \end{aligned}$$

CALOR CEDIDO

$$\begin{aligned}
 |\dot{Q}_L| &= C_w(T_y - T_1) + C_w \frac{1}{\epsilon_c} \sum_{k=1}^{N_c-1} (T_{ks} - T_1) + |\dot{Q}_{HL}| = \\
 &= C_w T_L \left\{ \epsilon_L \left[-1 + Z_T (1 - \epsilon_r) \frac{T_3}{T_L} + \epsilon_r Z_C \frac{T_1}{T_L} \right] + \frac{1}{\epsilon_c} (N_c - 1) (a_c^{1/N_c} - 1) \frac{T_1}{T_L} + \xi(\tau - 1) \right\} \\
 Z_C &= 1 + \frac{a_c^{1/N_c} - 1}{\epsilon_c}; \quad Z_T = 1 - \epsilon_t \left(1 - \frac{1}{a_t^{-1/N_t}} \right) \quad \left(\frac{T_1}{T_L} \text{ y } \frac{T_3}{T_L} \text{ son como en el caso irreversible monoetapa} \right)
 \end{aligned}$$



VALIDACIÓN DEL MODELO.

PLANTA PARA VALIDACIÓN CICBTX, A. ROMIER, APPL. THERMAL ENG., 24, 1709-1723 (2004)

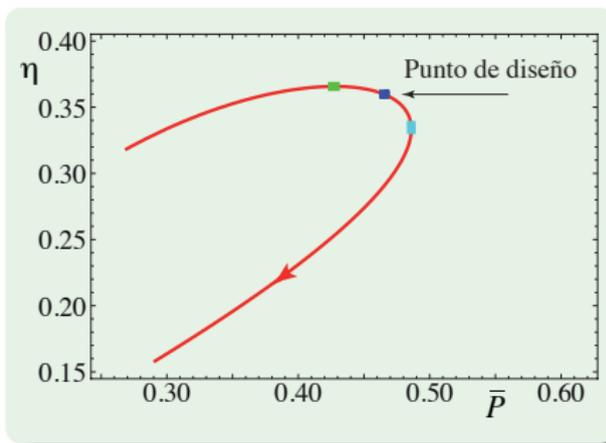
Combustible	Gas natural
Potencia en el eje, P	350 kW
Relación de compresión, r_p	6
Temperatura ambiente, T_1	288 K
Temperatura de entrada en la turbina, T_3	1223 K
Temperatura del aire tras el regenerador, T_x	830 K
Eficiencia eléctrica neta	0,33
Eficiencia termodinámica, η	0,36
Eficiencia isoentrópica de la turbina, ϵ_t	0,85
Eficiencia isoentrópica del compresor, ϵ_c	0,77
Eficiencia del regenerador, ϵ_r	0,85
Eficiencia térmica de cogeneración	0,48
Eficiencia global	0,80
Flujo másico de aire	1,97 kg/s

VALIDACIÓN DEL MODELO

PLANTA PARA VALIDACIÓN CICBTX

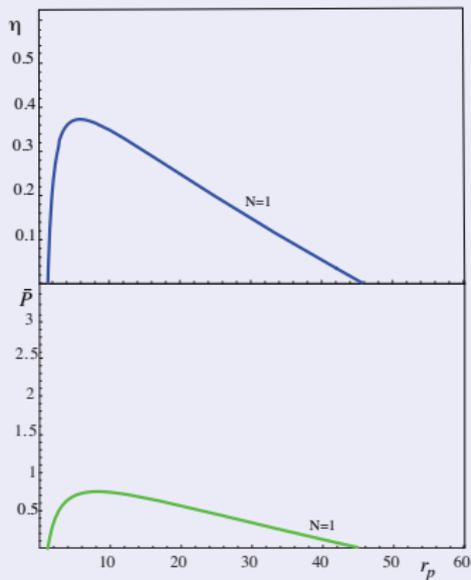
A. ROMIER, APPL. THERMAL ENG., 24, 1709-1723 (2004)

	η	P (kW)	$ \dot{Q}_H $ (kJ/s)
Modelo	0,37	346,1	928,1
Planta real	0,36	350	--
Desviación (%)	2,8	1,1	--





CURVAS DE POTENCIA Y RENDIMIENTO, $N_t = N_c \equiv N$

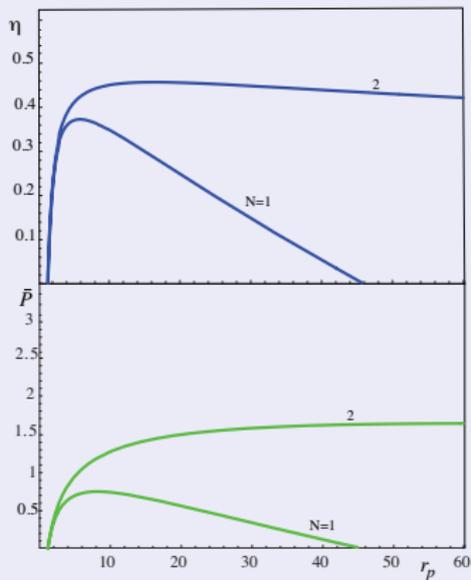


$$\bar{P} \equiv P/C_w T_L$$

$$\tau = 5, \rho_L = \rho_H = 0,97, \epsilon_c = \epsilon_t = 0,9, \epsilon_L = \epsilon_H = 0,9, \epsilon_r = 0,75, \xi = 0,02$$



CURVAS DE POTENCIA Y RENDIMIENTO, $N_t = N_c \equiv N$

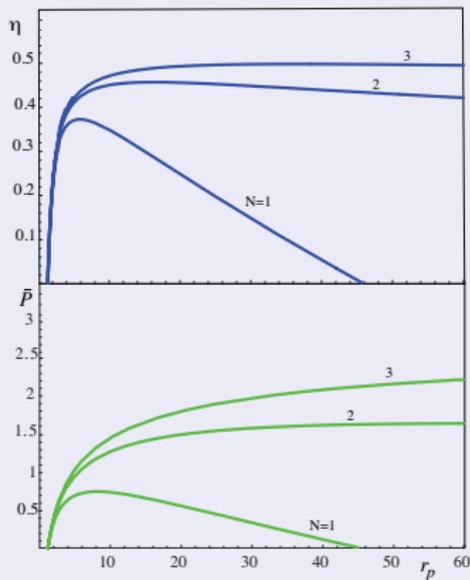


$$\bar{P} \equiv P/C_w T_L$$

$$\tau = 5, \rho_L = \rho_H = 0,97, \epsilon_c = \epsilon_t = 0,9, \epsilon_L = \epsilon_H = 0,9, \epsilon_r = 0,75, \xi = 0,02$$



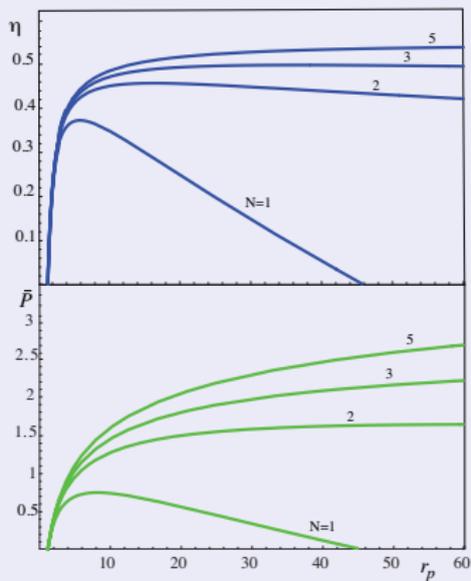
CURVAS DE POTENCIA Y RENDIMIENTO, $N_t = N_c \equiv N$



$$\bar{P} \equiv P/C_w T_L$$

$$\tau = 5, \rho_L = \rho_H = 0,97, \epsilon_c = \epsilon_t = 0,9, \epsilon_L = \epsilon_H = 0,9, \epsilon_r = 0,75, \xi = 0,02$$

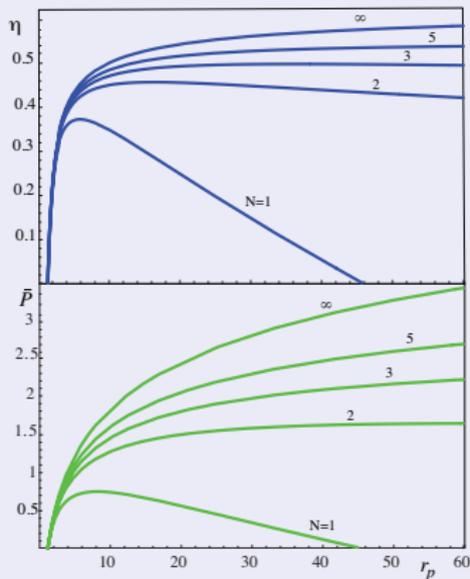
CURVAS DE POTENCIA Y RENDIMIENTO, $N_t = N_c \equiv N$



$$\bar{P} \equiv P/C_w T_L$$

$$\tau = 5, \rho_L = \rho_H = 0,97, \epsilon_c = \epsilon_t = 0,9, \epsilon_L = \epsilon_H = 0,9, \epsilon_r = 0,75, \xi = 0,02$$

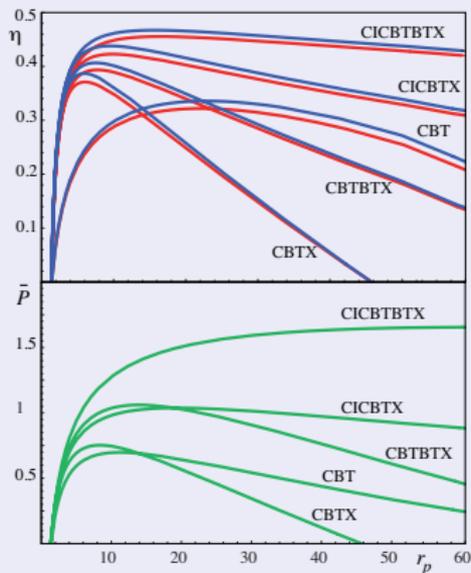
CURVAS DE POTENCIA Y RENDIMIENTO, $N_t = N_c \equiv N$



$$\bar{P} \equiv P/C_w T_L$$

$$\tau = 5, \rho_L = \rho_H = 0,97, \epsilon_c = \epsilon_t = 0,9, \epsilon_L = \epsilon_H = 0,9, \epsilon_r = 0,75, \xi = 0,02$$

CURVAS DE POTENCIA Y RENDIMIENTO, $N_t \neq N_c$



$\underbrace{CI \dots ICBT \dots BTX}_{N_c}$
 $\underbrace{\dots}_{N_t}$

COMPARACIÓN CON SIMULACIONES

SÓLO IRREVERSIBILIDADES INTERNAS, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$

	$r_p(\eta_{\text{máx}})$		$\eta_{\text{máx}}$		$r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$		$\bar{P}_{\text{máx}}$	
	H		H		H		H	
CBT	45	32	0,44	0,40	16	13	—	1,0
CBTX	9	7,5	0,46	0,45	16	13	—	1,0
CBTBTX	16	11	0,45	0,47	30	31	—	1,5
CICBTX	16	12	0,50	0,49	35	28	—	1,3
CICBTBTX	36	24	0,50	0,52	—	—	—	—

(H) Datos tomados de Horlock (2003)

RESULTADOS EN EL CASO IRREVERSIBLE

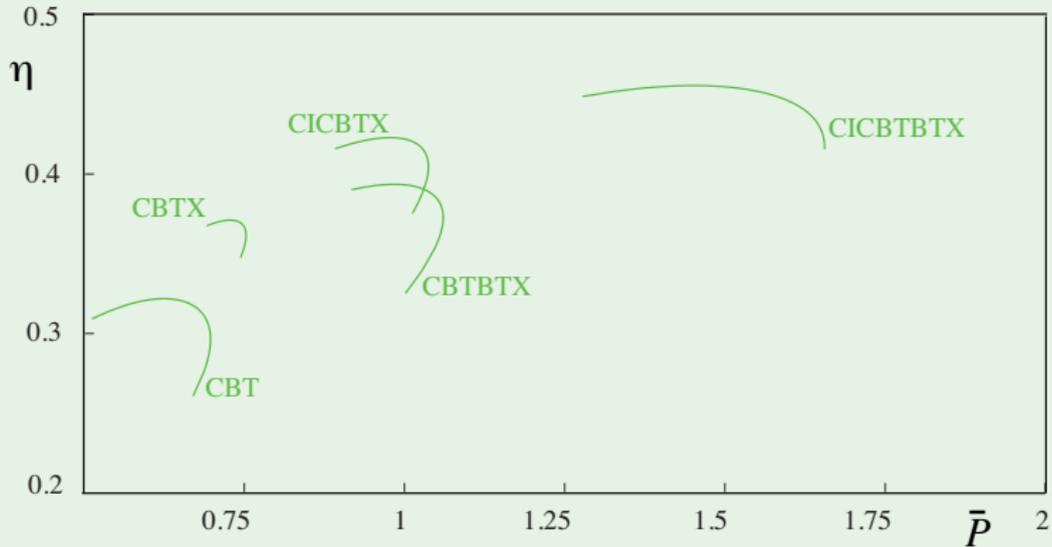
$$\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$$

	$r_p(\eta_{\max})$	η_{\max}	$r_p(\bar{P}_{\max})$	\bar{P}_{\max}
CBT	23(23)	0,34 (0,32)	11,5	0,71
CBTX	5,5(6)	0,39 (0,37)	8,3	0,76
CBTBTX	7,5(8)	0,41 (0,40)	13,7	1,1
CICBTX	9,3(10)	0,44 (0,43)	19,3	1,05
CICBTBTX	15,5(17)	0,47 (0,46)	—	—

$$\tau = 5, \rho_L = \rho_H = 0,97, \epsilon_c = \epsilon_t = 0,9, \epsilon_L = \epsilon_H = 0,9, \epsilon_r = 0,75, \xi = 0,0$$

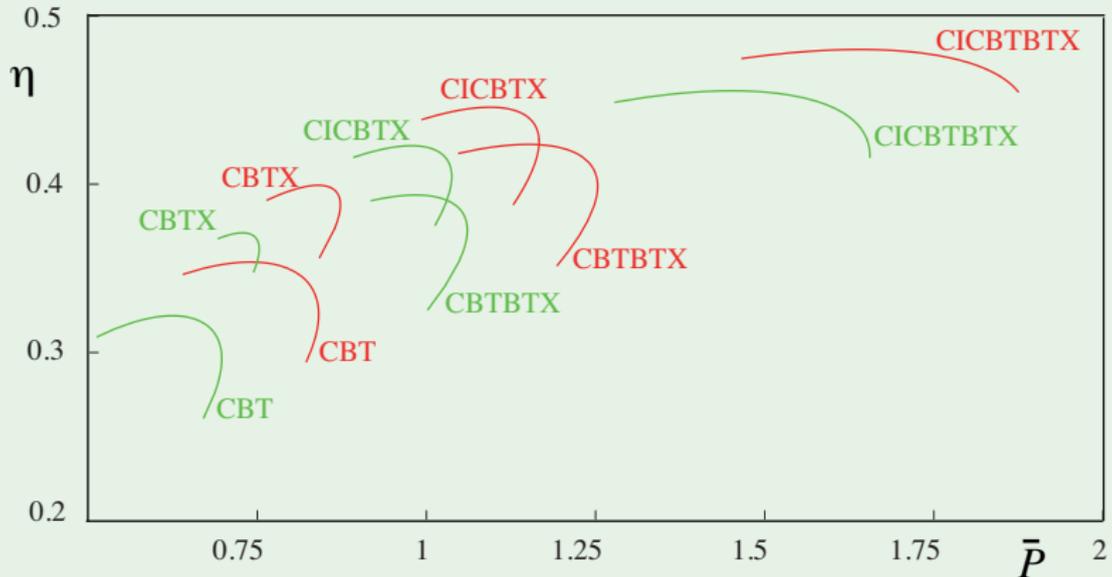
() Considerando un *heat-leak* con $\xi = 0,02$

CURVAS POTENCIA-RENDIMIENTO



$$\epsilon_L = \epsilon_H = 0,80$$

CURVAS POTENCIA-RENDIMIENTO



$$\epsilon_L = \epsilon_H = 0,95$$



BIBLIOGRAFÍA

- H. Cohen, G.F.C. Rogers, and H.R. Saravanamuttoo
Gas Turbine Theory, Addison Wesley (1996)
- A. Bejan
Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley (2006)
- J.H. Horlock
Advanced Gas Turbine Cycles, Pergamon (2003)
- J.M.M. Roco, S. Velasco, A. Medina, and A. Calvo Hernández
Optimum performance of a regenerative Brayton thermal cycle, J. Appl. Phys. 82, 2735-41 (1997)
- S. Sánchez Orgaz, A. Medina, and A. Calvo Hernández
Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle, Energy Conversion and Management 51, 2134-43 (2010)