

**LAS TRANSFORMACIONES ENERGETICAS EN CENTRALES TERMICAS DE VAPOR**  
 (Bibliografía: "THERMISCHE KRAFTANLAGEN" de H. J. Thomas)

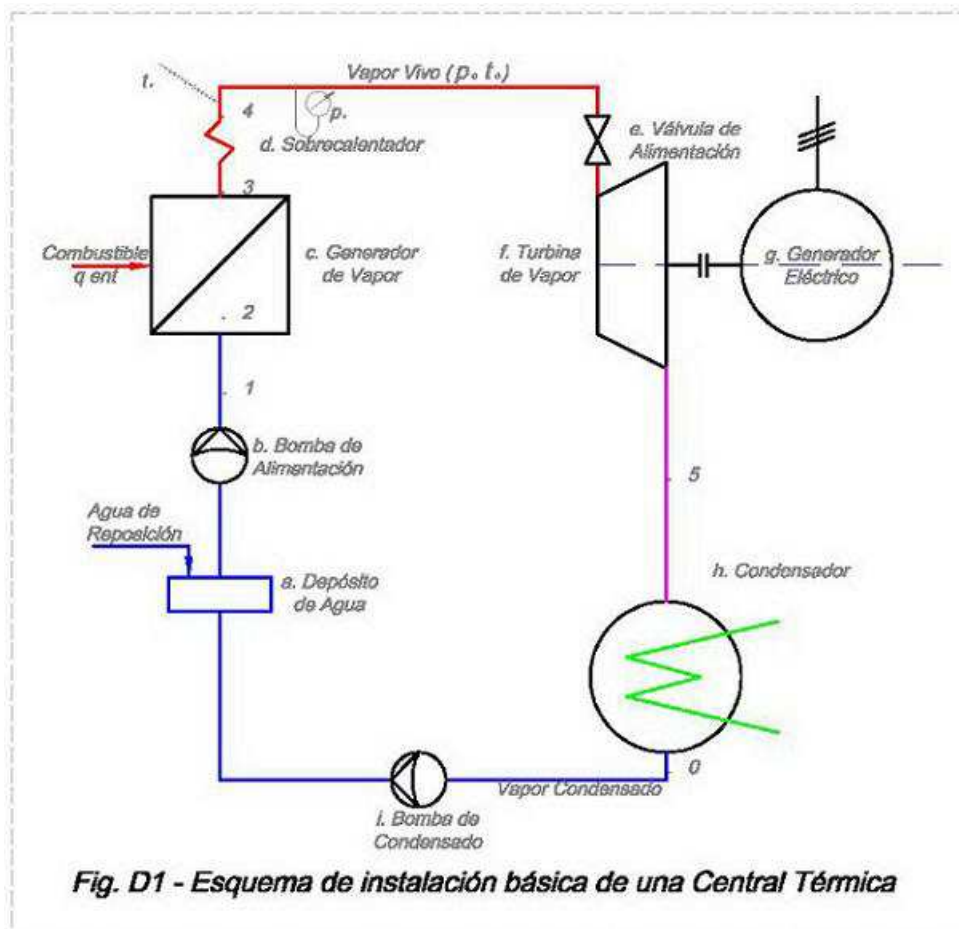
**EL CICLO DE CARNOT (1824) COMO PROCESO IDEAL COMPARATIVO:**

La transformación de energía en las Centrales Térmicas, se basa en procesos cíclicos de la Termodinámica; o sea que el fluido al completar el ciclo, vuelve a su estado termodinámico inicial.

Las magnitudes de estado correspondientes al fluido son:

	S. I.	S. T.
p: presión	[N/m <sup>2</sup> ]	[kp/m <sup>2</sup> ]
T: temperatura absoluta	[°K]	[°K]
v: volumen específico	[m <sup>3</sup> /kg]	[m <sup>3</sup> /kp]
i: entalpía	[kJ/kg]	[kcal/kp]
s: entropía	[kJ/kg °K]	[kcal/kp °K]

Para representar el ciclo térmico, se presta con preferencia el diagrama T - s (temperatura - entropía); mientras que para caracterizar el proceso que se desarrolla en la maquina es más apropiado el diagrama i - s (Mollier) o el p - v (presión - volumen específico). Ver figuras D1, D2 y D3



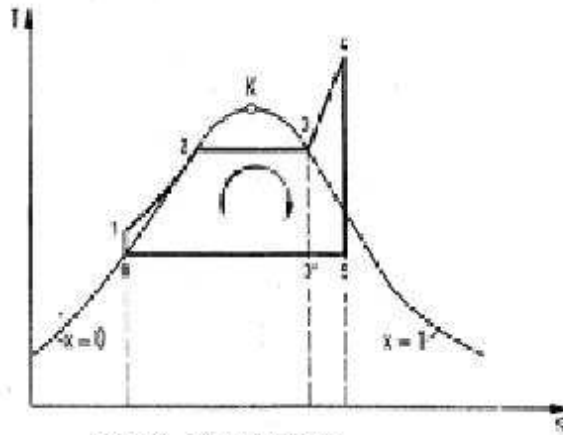


Fig. D2 - Diagrama T-s

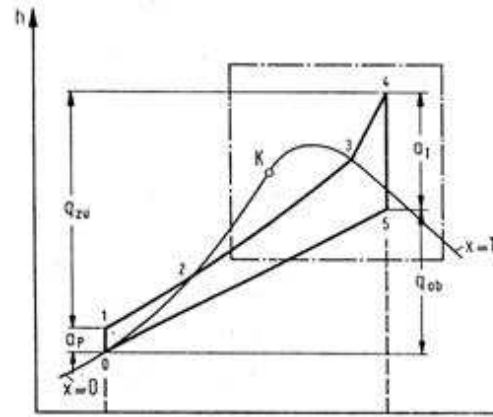


Fig. D3 - Diagrama de Mollier

Estado del vapor a la salida del generador:  $p_0$  (bar)  $t_0$  (C)

$q_{ent}$ : Calor introducido a 1 kg de agua - vapor en el generador

$q_{sal}$ : Calor que se extrae a 1 kg de vapor en el condensador

$w$ : Trabajo mecánico obtenido o trabajo útil

Según el Primer Principio de la Termodinámica:

$$w = q_{ent} - q_{sal} \quad (1)$$

El grado de calidad o de bondad de esta transformación de energía calórica en energía mecánica es el rendimiento térmico del ciclo:

$$\text{Rend. term.} = w / q_{ent} = 1 - (q_{sal}/q_{ent}) \quad (2)$$

El proceso cíclico ideal, es el de Carnot, que según el 2º Principio de la Termodinámica representa el proceso que da el máximo de trabajo mecánico que se puede obtener de energía calórica. En el diagrama T - s, se representa por un rectángulo. Ver fig. D4

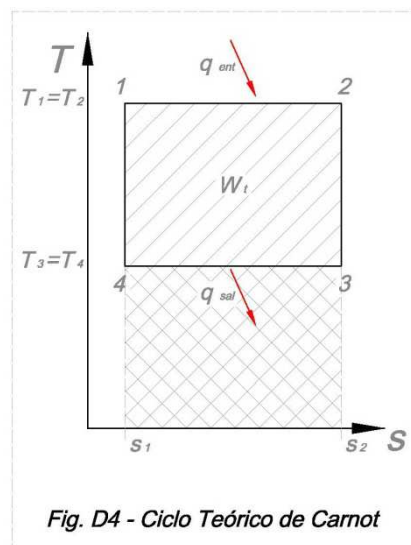


Fig. D4 - Ciclo Teórico de Carnot

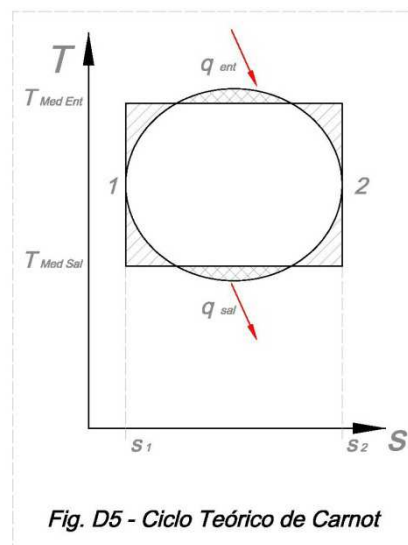


Fig. D5 - Ciclo Teórico de Carnot

1 - 2: Expansión isotérmica; se introduce el calor  $q_{ent}$

2 - 3: Expansión isoentrópica

3 - 4: Compresión isotérmica; se extrae el calor  $q_{sal}$

4 - 1: Compresión isoentrópica

El rendimiento térmico de este ciclo se conoce como rendimiento de Carnot:

$$\text{Rend. Carnot} = (q_{ent} - q_{sal}) / q_{ent} = (T_2 - T_4) / T_2 = 1 - T_{sal}/T_{ent} \quad (3)$$

$$\text{Con: } q_{ent} = T_2 * (s_2 - s_1) ; q_{sal} = T_4 * (s_4 - s_1)$$

siendo  $T_{ent}$  y  $T_{sal}$  las temperaturas constantes del fluido al introducir y extraer calor.

Como se ve en (3), el rendimiento de Carnot es mayor, cuanto más alta sea la  $T_{ent}$  y menor la  $T_{sal}$ . Esto se puede generalizar para otros ciclos reversibles que se desarrollan entre dos límites de entropía  $s_1$  y  $s_2$  (Fig. D5):

$T_{m,ent}$  (°K) = temperatura media de entrada de calor

$T_{m,sal}$  (°K) = temperatura media de salida de calor

o sea que los calores  $q_{ent}$  y  $q_{sal}$ , están representados por las superficies de los rectángulos:

$$q_{ent} = T_{m,ent} * (s_2 - s_1)$$
$$q_{sal} = T_{m,sal} * (s_2 - s_1)$$

El rendimiento térmico de cualquier ciclo se puede expresar entonces por:

$$\text{Rend. term.} = 1 - (T_{m,sal}/T_{m,ent})$$

La  $T_{sal}$  esta limitada por la temperatura ambiente o la del fluido refrigerante del condensador de la turbina y la  $T_{ent}$  por la resistencia de los aceros a elevadas temperaturas. Consumo específico de calor:

$$\text{S.I.} \quad q_{espec} = 3600 / \text{Rend.term.} \quad [\text{kJ/kWh}]$$

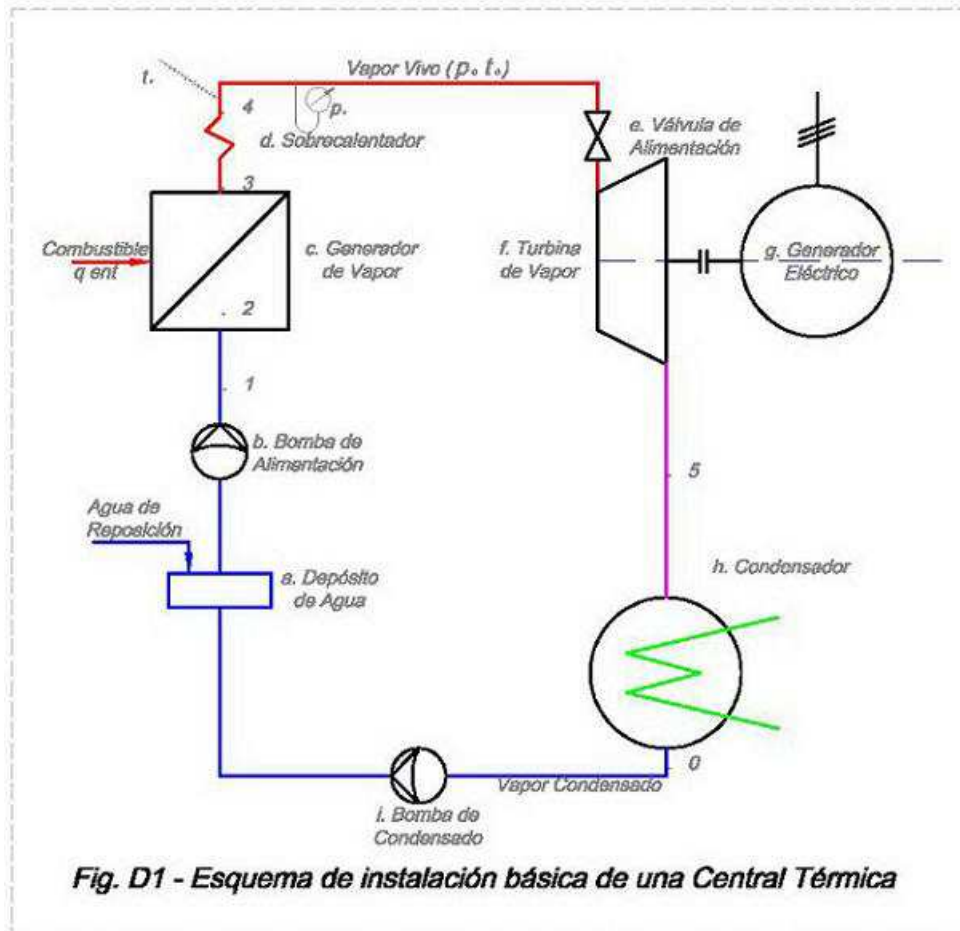
$$\text{S.T.} \quad 860 / \text{Rend.term.} \quad [\text{kcal/kWh}]$$

$$1 \text{ kWh} = 3600 \text{ [kJ]}; \quad 1 \text{ kWh} = 860 \text{ [kcal]}; \quad \text{siendo: } 1 \text{ kcal} = 4,186 \text{ kJ}$$

El rendimiento térmico es solamente una indicación de calidad de procesos termodinámicos y no caracteriza correctamente otros aspectos económicos. Deben ser consideradas una serie de pérdidas en las distintas secciones de la instalación y los costos de las mismas, combustibles, personal, etc.

## PROCESO DE CLAUSIUS – RANKINE

Ciclo ideal en los diagramas T – s, i – s (Fig. D1, D2 y D3):



- a : depósito de agua de alimentación
- b : bomba de alimentación
- c : generador de vapor
- d : sobrecalentador
- e : turbina de vapor
- g : generador eléctrico
- h : condensador
- i : bomba de condensado

0 - 1 : trabajo de la bomba de alimentación ( $W_b$ ) para introducir el condensado en la caldera a la presión  $p_1$  (exagerado en el esquema):

$$-W_b = (p_1 - p_0) * v = - (i_1 - i_0)$$

1 - 2 : calentamiento del agua en la caldera hasta la temperatura de saturación a la presión  $p_1$ :

$$q_{liq} = (i_2 - i_1)$$

2 - 3 : evaporación a la presión  $p_1 = p_2 = p_3$  constante

3 - 4 : sobrecalentamiento del vapor a  $p_3 = p_4$  constante

4 - 5 : expansión teórica del vapor en la turbina

5 - 0 : condensación del vapor a presión y temperatura conste.

$q_{ent}$  : calor transmitido por el combustible a 1 kg de agua-vap. en la caldera a presión constante:  $q_{ent} = (i_4 - i_1)$

$q_{sal}$  : calor extraído en el condensador =  $(i_5 - i_o)$

$W_t$  : trabajo técnico de la turbina:  $W_t = (i_4 - i_5)$

$W_u$  : trabajo útil:  $W_u = W_t - W_b = i_4 - i_5 - (i_1 - i_o)$

Rendimiento térmico del ciclo:

$$\text{Rend. term.} = W_u / q_{ent} = 1 - (q_{sal}/q_{ent}), \quad \eta_t = \frac{i_4 - i_5 - (i_1 - i_o)}{i_4 - i_1} = 1 - \frac{i_5 - i_o}{i_4 - i_1}$$

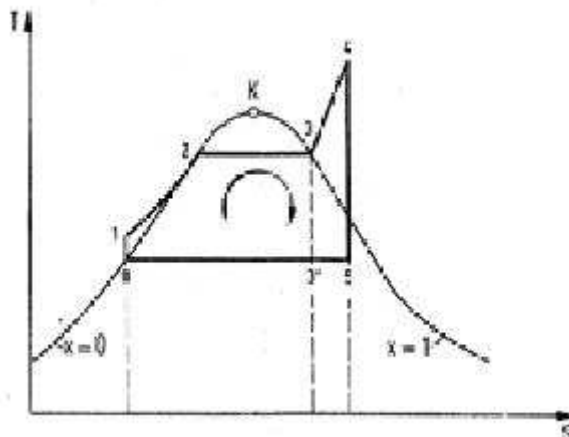


Fig. D2 - Diagrama T-s

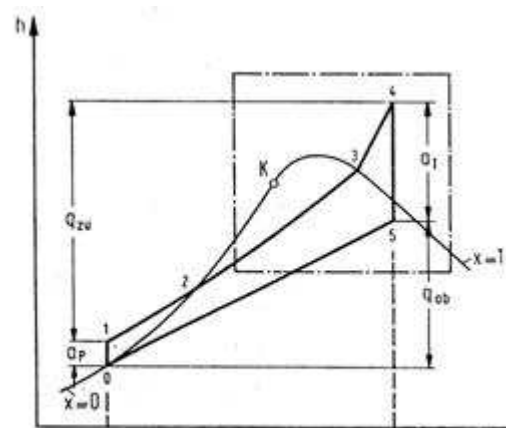


Fig. D3 - Diagrama de Mollier

Aparte del trabajo de la bomba de alimentación, hay otros consumos de energía para las bomba de condensado y de agua de refrigeración para el condensador, ventiladores de aire y gases de combustión, molinos de carbón, transporte de combustible, etc.; pero normalmente el trabajo de la bomba de alimentación es mayor que los demás en conjunto (consumos propios de la central).

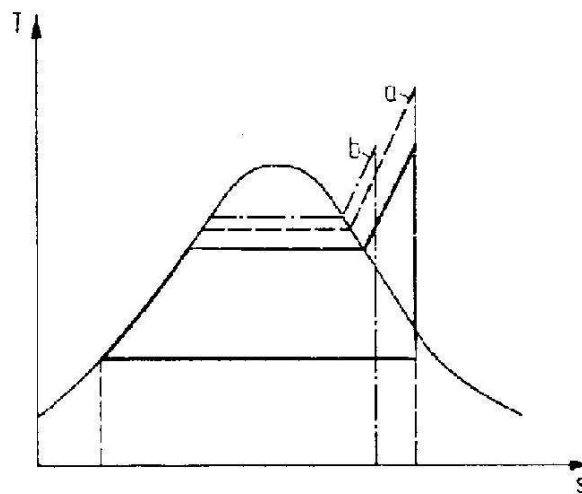
Al proyectar una central de vapor de debe considerar los estados del vapor. Cómo influye éste sobre el rendimiento térmico, se ve en el ciclo del diagrama T - s. El vapor entra al condensador normalmente en estado húmedo, de manera que la temperatura a que se extrae el calor es:  $T_{m\ sal} = T_5 = T_0$  y depende de la temperatura y caudal del fluido refrigerante (agua o aire) a temperatura ambiente, variable con las condiciones climáticas, región y estaciones del año.

A veces no conviene bajar demasiado la temperatura a que se extrae el calor, pues a una presión absoluta muy baja, aumenta inversamente proporcional el volumen del vapor y con esto el tamaño de las últimas etapas de la turbina, para evitar velocidades de salida muy altas.

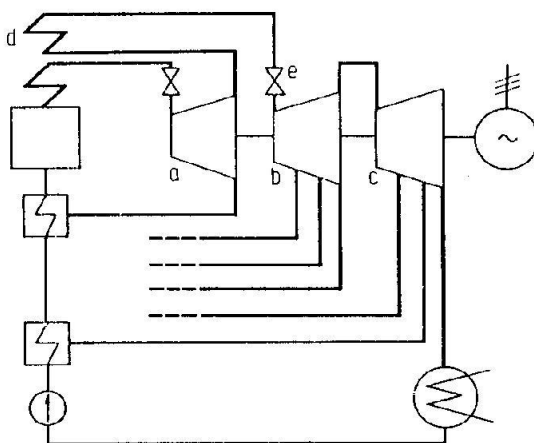
La temperatura media a que se introduce el calor en la caldera, resulta de la razón entre su cantidad y la diferencia de entropía:

$$T_{m\text{ ent}} = q_{\text{ent}} / (s_4 - s_1) = \frac{i_4 - i_1}{s_4 - s_1}$$

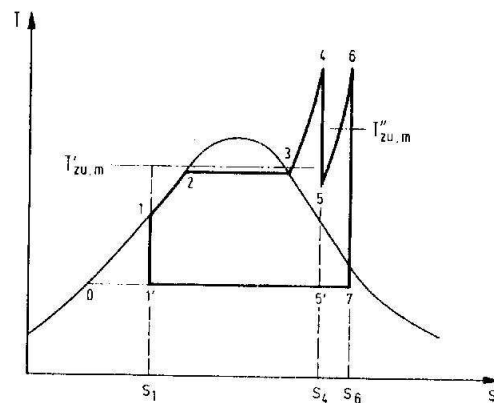
Esta temperatura se puede elevar, conforme al esquema de la fig. D6: a) elevando la entalpía del vapor vivo con presión y temperatura más altas; b) disminuyendo su entropía aumentando solamente la presión; en este caso disminuye el título del vapor de salida (mayor humedad) lo cual no es bueno para las últimas etapas de la turbina por la erosión de las gotas de agua sobre la superficie de las paletas (título del vapor más bajo admisible:  $X_s = 0,85$ ).



- Otras formas de mejorar el rendimiento térmico son:
- a) con recalentamiento intermedio de vapor (fig. D12 y D14)
  - b) con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación mediante extracciones de vapor en la turbina.
  - c) ciclo combinado de la turbina de gas (TG) con la turbina de vapor (TV), introduciendo calor a temperatura más alta en la TG y extrayéndolo en el condensador de la TV.



D12 - Ciclo Clausius Rankine con recalentamiento intermedio y extracciones de vapor para precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.



D14 - Diagrama T-s del ciclo Clausius Rankine con Recalentamiento Intermedio

## **CICLO DE C – R CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO**

El objetivo del recalentamiento intermedio, es mejorar el rendimiento térmico del ciclo, elevando la temperatura media de entrada de calor  $T_{m\ ent}$ . El vapor que sale del cuerpo de alta presión (AP), es conducido por tuberías hasta la caldera, donde se recalienta a presión constante, desde la temperatura  $T_5$  a  $T_6$  (ver esquema del ciclo en el diagrama T-s), introduciendo una cantidad de calor igual a  $c_p * (T_6 - T_5)$ . Esta presión intermedia es aproximadamente  $(0,2 \text{ a } 0,3) * p_1$ .

Se demuestra teóricamente (ver Termodinámica de Baehr), que en el caso del ciclo ideal sin pérdidas y con  $T_4 = T_6$ , que el mejor aprovechamiento (rend. térmico máximo) se consigue cuando la temperatura final  $T_5$  de la expansión en el cuerpo A.P es igual a la temperatura media de entrada de calor  $T'_{m\ ent}$  desde el punto 1 a 4 (el área 1-2-3-4-5-6-7-0 que representa el trabajo técnico, es máxima). O sea que para obtener un incremento del rendimiento, debe ser  $T''_{m\ ent} = (T_5 + T_6) / 2$  mayor que  $T'_{m\ ent}$ .

Generalmente se hace  $T_6 = T_4 \pm 15 \text{ a } 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Otra ventaja del recalentamiento intermedio es el título de vapor  $x_7$ , mayor en la salida de la TV, con lo que mejora el rendimiento interno de las últimas etapas.

Se pueden hacer hasta 2 recalentamientos intermedios, debido al mayor costo de las tuberías y a la escasa mejora del rendimiento con un número mayor (ver gráfico 3).

En el gráfico 1 se indican los estados de vapor vivo, presión en bar y temperatura en  $^\circ\text{C}$ , y la mejora del rendimiento con respecto a un ciclo de 80 bar y  $510^\circ\text{C}$ . Para presiones y temperaturas inferiores a la línea de trazos, que corresponde a títulos de vapor de 0,85, es necesario hacer un recalentamiento intermedio.

## PRECALENTAMIENTO REGENERATIVO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LA CALDERA DE VAPOR

La posibilidad de aumentar el rendimiento térmico del ciclo de C-R, con la utilización de vapores de elevadas temperaturas, está limitada por el mayor costo de los aceros necesarios para la construcción de los sobrecalentadores, tuberías y órganos de regulación y primera etapa de la turbina. Por esa razón se buscaron otros medios para elevar la temperatura media a que se introduce el calor del combustible en la caldera.

Esto se logra mediante extracciones de vapor en diferentes etapas de la turbina, para calentar el agua de alimentación (ver el esquema de la instalación y la representación esquemática del ciclo de vapor en el diagrama T – s, teniendo en cuenta que las áreas rayadas, representan las cantidades de calor intercambiadas entre el vapor y el agua).

El agua en la caldera, se calienta con el calor que introduce el combustible ( $q_{ent} = i_4 - i_1$ ), recién a partir del punto 1, que corresponde a una temperatura mayor y por lo tanto resulta una  $T_{m\ ent}$  más elevada:

$$T_{m\ ent} = \frac{q_{ent}}{\Delta s} = \frac{i_4 - i_1}{s_4 - s_1}$$

Y el rendimiento térmico del ciclo resulta:  $\eta_t = 1 - \frac{i_5 - i_1}{i_4 - i_1}$

El calor necesario para calentar el agua desde la temperatura  $T_0$  a  $T_1$ , está representado por el área 01ba y es igual al calor del vapor extraído de la turbina y se representa por el área debajo de la línea "e, f", que no representa un cambio de estado, sino solamente un balance de calor.

En el gráfico que representa la mejora del rendimiento térmico en función de la temperatura final del agua y del número de etapas de calentamiento, se observa que para cada caso existe una temperatura máxima, por encima de la cual, la mejora del rendimiento disminuye. Esto se debe a que para alcanzar una temperatura mayor, se deben realizar las extracciones de vapor a presiones mayores con un calor latente de vaporización menor. Para bloques de gran potencia se usan 7 a 8 (10) extracciones o etapas de calentamiento. Las cantidades de vapor extraídas oscilan entre 25 y 35 % del vapor vivo, o sea que al condensador fluye solamente el 75 o 65%.

Las extracciones de vapor se autorregulan con diferentes cargas del generador. El flujo de vapor de cada extracción está limitado por la superficie del intercambiador de calor y la cantidad de éste varía con el caudal de agua. La función de las trampas de vapor es permitir solamente el paso del condensado de un calentador al anterior con una presión menor y que debido a la diferencia de temperaturas se auto evapora.



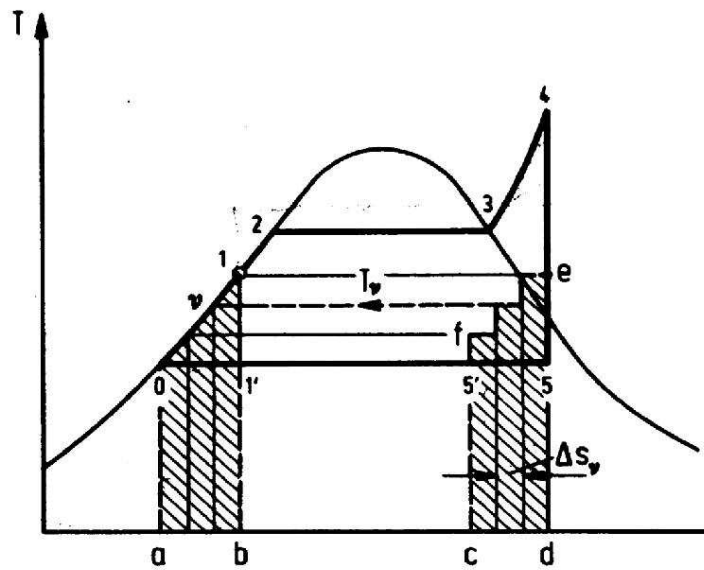
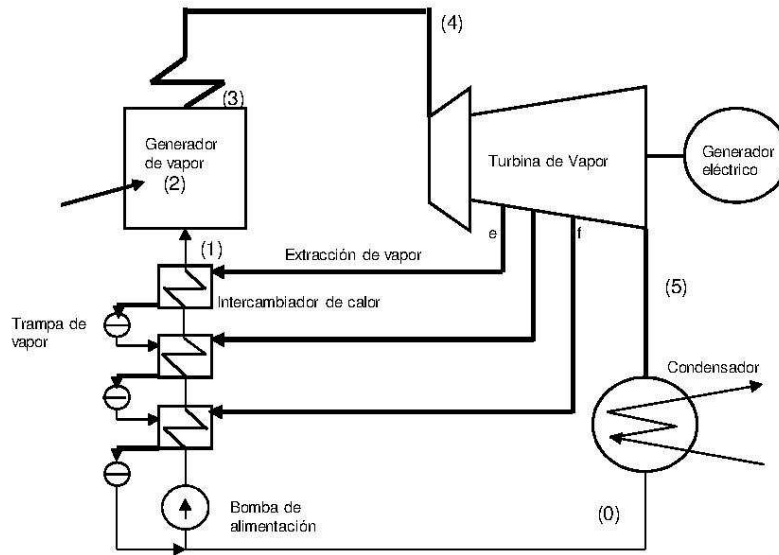


Diagrama T - S: Las áreas ralladas representan el calor intercambiado entre el vapor y el agua

### **CICLO COMBINADO DE LA TURBINA DE GAS Y LA TURBINA DE VAPOR - (Cap. III)**

La turbina de gas permite introducir calor a temperaturas más elevadas que en la instalación de vapor; son menos materiales expuestos a elevadas temperaturas (cámara de combustión y menos etapas). Sin embargo el rendimiento térmico de ésta, es generalmente más elevado, debido a que la salida de calor se realiza a una temperatura considerablemente baja (con la condensación del vapor a temperatura constante), en contraposición a la salida de calor no isotérmica en la TG.

Es posible acoplar ambos procesos, de tal manera que la introducción de calor (parcial o total) tenga lugar en la TG, mientras que la salida de calor tenga lugar en la instalación de vapor. El calor que sale de la TG, se introduce en el proceso de vapor.

La fig. D16 muestra una instalación en la cual los gases de salida de dos grupos de TG (con elevada temperatura), son introducidos en un intercambiador de calor (caldera de recuperación), donde se genera vapor para accionar la TV, consiguiendo una potencia adicional equivalente a más o menos el 50 % de la potencia útil de la TG. La representación de ambos ciclos juntos en el diagrama T – s (fig. D15), es solamente simbólica, pues los fluidos son diferentes. Se indican las temperaturas de gases y vapor de agua y las áreas de calor que se introduce y sale en ambos ciclos.

La fig. D13 muestra otra posibilidad, de una instalación en la cual los gases de salida de la TG, con un alto contenido de oxígeno, son utilizados en un generador de vapor para quemar un combustible fósil. Con esto se logra en la TV, una potencia que puede llegar a ser 4 a 8 veces la potencia útil de la TG.

La siguiente es una expresión teórica del rendimiento térmico del ciclo combinado:

$$\text{Rend. term.} = RT_v + RT_g * (1 - RT_v) * q_{eg} / q_e$$

$RT_v$  = rendimiento térmico del ciclo de vapor

$RT_g$  = rendimiento térmico del ciclo de gas

$q_e$  = calor total introducido en ambos ciclos

$q_{eg}$  = calor introducido en el ciclo de gas

Se ve que teóricamente, es mayor el rendimiento térmico, cuando más alto sea el rendimiento del ciclo de vapor y mayor sea el porcentaje de calor introducido en el ciclo de gas, o sea cuando la relación  $q_{eg}/q_e$  vale uno. Pero en la práctica, resultan mayores los rendimientos que se alcanzan al introducir el calor de un combustible adicional en el ciclo de vapor, pues con bloques de mayor potencia, resulta mayor el  $RT_v$ . En la actualidad se alcanzan valores de rendimiento del ciclo combinado, próximos a 60 %.

Otra ventaja del ciclo combinado es el menor tiempo necesario para la puesta en servicio de la CT, comparado con un ciclo convencional de vapor.

En el montaje de una CT con ciclo combinado, se debe ejecutar primero la instalación de la TG. Cuando está terminada se pone en servicio y mientras se

amortiza el costo de la obra (con la venta de la energía eléctrica), se continúa con el montaje de la instalación de vapor.

