

CONDENSACION: VACIO, CONDENSADOR, AGUA DE REFRIGERACION, CALOR TRANSMITIDO, SUPERFICIE DE REFRIGERACION.

DAMPFTURBINEN - F. DIETZEL - PAG. 252

En el diagrama i-s se observa lo que se puede ganar en el salto de entalpía, al efectuar la expansión del vapor hasta presiones inferiores a la atmosférica (vacío).

Ejemplo:

Salto de entalpía de vapor de 10 ata y 300 C:

111 kcal/kg con una contrapresión de 1 ata
217 kcal/kg con una contrapresión de 0,04 ata

Un mayor salto de entalpía significa un menor consumo específico de vapor

$$D_e = 860 / (\Delta i_s * \eta_e) \text{ [kg/kwh]}$$

O sea que con un mismo consumo de vapor m_v (kg/h) se alcanza en una turbina de condensación una potencia mayor.

La ganancia en el menor consumo de vapor por kwh producido, debe justificar el mayor costo de la turbina de condensación y las instalaciones accesorias necesarias.

PROCESO FISICO DE LA CONDENSACION:

Supongamos que el vapor que sale de una turbina es recibido en un gran recipiente (100 m³ de volumen), con una presión de 1 ata, 99,1 °C y un volumen específico de 1,73 m³/kg, o sea $100 / 1,73 = 58$ kg de vapor. Si mediante agua de refrigeración se extrae calor de ese vapor, se condensa y el líquido ocupa un volumen de solamente: $58 \text{ kg} * 0,001 \text{ m}^3/\text{kg} = 0,058 \text{ m}^3$; o sea que el recipiente que al comienzo del proceso estaba lleno, queda ahora prácticamente vacío. Se origina entonces una depresión llamada vacío. El recipiente recibe el nombre de condensador y el calor del vapor es extraído por grandes cantidades de agua de refrigeración, conducidas al condensador mediante tuberías.

CONDENSADORES DE SUPERFICIE:

Las turbinas de vapor emplean condensadores de superficie, en los cuales la condensación del vapor tiene lugar sobre la superficie exterior del tubo de refrigeración y el condensado no se mezcla con el agua de refrigeración. Esto no ocurre en los condensadores de mezcla, muy usados en las máquinas de émbolo, donde se pierde el condensado. Los condensadores de superficie son más costosos pero permiten recuperar el agua para alimentar las calderas y además se alcanzan vacíos más altos (presión absoluta más baja). (Ver el esquema de un condensador con las entradas y salidas de vapor, agua y aire).

El aire que penetra al condensador desde el exterior, empeora el vacío. Este aire debe ser extraído por medio de bombas o eyectores. El aire debe salir del condensador por un lugar próximo a la entrada de agua fría, pues de esa manera será menor su volumen.

CAUDAL DE AGUA DE REFRIGERACION:

Caudal de agua: m_A (kg/h) ;

Caudal de vapor: m_V (kg/h)

Entalpía del vapor: i_V (kcal/kg) ;

Entalpía del condensado: i_K (kcal/kg)

Temperatura del agua de entrada y salida: t_E, t_A (°C)

Se desprecia la entalpía de los gases incondensables

Relación agua / vapor: $W = m_A / m_V = (i_V - i_K) / (t_A - t_E)$

En caso de vapor de escape, con presión = 0,05 ata y título $x = 0,93$ a 0,88, la diferencia $i_V - i_K$ resulta 540 a 570 (kcal/kg).

En la práctica es $W = 40$ a 60 (kg agua/kg vapor). Cuanto mayor sea la relación W , más alto será el vacío y t_A más baja. Sin embargo existe un límite económico.

El calor que extrae el agua de refrigeración es:

$$Q = m_A * (t_A - t_E) \quad (\text{kcal/h}) \quad (1)$$

Éste es igual al calor transmitido del vapor al agua de refrigeración:

$$Q = F * K * (t_V - t_W) \quad (\text{kcal/kg}) \quad (2)$$

Superficie de refrigeración:

$$F = z * d * 3,1416 * L \quad (\text{m}^2)$$

Con z : cantidad de tubos; d : diámetro; L : longitud

Coefficiente de transmisión de calor:

K (kcal/m².h.°C); valor aproximado de 2.700 a 3.300.

Temperatura del vapor (saturado): t_V (°C)

Temperatura media del agua: $t_W = (t_A + t_E) / 2 \quad (3)$

De (1), (2) y (3) resulta:

$$t_V = t_E + Q / 2 * m_A + Q / F * K \quad (\text{°C})$$

Con la temperatura t_V se obtiene la presión de saturación p_s (ata) que representa el vacío teóricamente alcanzable. Se ve que t_V se aproxima más a t_E cuando mayor sea m_A, F, K y para cargas parciales o sea:

$$Q = m_V * (i_V - i_K) \text{ menor.}$$

• AUMENTO DEL CAUDAL DE AGUA DE REFRIGERACION:

El caudal de agua es aproximadamente 50 veces el caudal de vapor. Con un aumento de esta cifra se consigue un vacío mayor pero a costo de un gran aumento de la potencia de las bombas. Por ejemplo: En un condensador con $t_E = 15$ °C, se logra un vacío del 96%; para mejorar éste a 97% se debería aumentar el caudal de agua unas 10 veces más; con este vacío se logra una mejora del 2% en el consumo de vapor de la turbina, lo cual no alcanza para cubrir la mayor potencia de las bombas.

La temperatura t_E depende del origen del agua: ríos, represas o si se trata de agua recuperada de torres de refrigeración y de la estación del año.

• **AUMENTO DE LA SUPERFICIE DE REFRIGERACION:**

$$F = Q / K * (t_v - t_w) \quad [m^2] ; \quad Q = m_v * (i_v - i_k) \quad [kcal/h]$$

Con una mayor superficie F se consigue mejorar el vacío, pero también hay limitaciones de carácter económico. Para una misma relación W, para aumentar el vacío en 1%, debería ser F aproximadamente 4 veces mayor.

Una mejora del vacío se consigue con un mejor coeficiente de transmisión

$$K = 1 / (\alpha_1 + e/\lambda + 1/\alpha_2) \quad [kcal/m^2.h.^{\circ}C]$$

α_1, α_2 : son coeficientes de transmisión por convección

e: espesor de la pared del tubo

λ : coeficiente de transmisión por conductividad.

En el coeficiente K tiene influencia la velocidad y temperatura del agua, ensuciamiento de los tubos, contenido de aire en el vapor, disposición de los tubos, carga del vapor sobre la superficie de refrigeración en kg/m² (30 a 40) y formación de películas de agua sobre la superficie exterior de los tubos.

Considerando todas estas posibilidades se consiguió un valor de K de 2 a 3 veces mayor que los originales. Se alcanzan valores de 2.700 a 3.300 (kcal/m².h.^oC) y algo más. Se hacen más pasos de agua mediante la división de los caminos de agua y para esto se necesita una mayor velocidad (1,5 a 3,5 m/s). Pero principalmente las mejoras se logran del lado del vapor (evacuación de los gases incondensables).

DIFERENCIA ENTRE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE REFRIGERACION DE SALIDA Y LA TEMPERATURA DEL VAPOR:

Según el estado de la instalación de condensación (hermeticidad y grado de limpieza de los tubos), la temperatura del vapor puede ser normalmente de 3 a 6 °C mayor que la temperatura de salida del agua de refrigeración t_A. Con la comparación de esta temperatura del agua y el vacío alcanzado, se puede apreciar el estado del condensador y si es necesaria una limpieza de los tubos.

La FIG. C-2 permite para la mayoría de los casos, una buena estimación de la temperatura de salida del agua de refrigeración y el vacío alcanzable en función de la temperatura de entrada y el caudal de agua (Relación W):

$$Q = m_w * r = m_A * (t_A - t_E) ; \quad r: \text{ calor de vaporización } [kcal/kg]$$

$$t_A = r/W + t_E ; \quad W = m_A/m_V ; \quad t_V = t_A + (3 \text{ a } 6^{\circ}C)$$

con t_V se determina la presión absoluta del vapor y el vacío (%) alcanzable.

EJEMPLO:

$$W = 55; \quad t_E = 17^{\circ}C; \quad r = 575 \text{ kcal/kg}; \quad \text{resulta: } t_A = 27,5^{\circ}C$$

Vacío alcanzable teóricamente (100% de eficiencia):

$$T_V = t_A = 27,5^{\circ}C ; \quad p_V = 375 \text{ kp/m}^2 \quad (27,6 \text{ mm Hg})$$

Referido a 760 mm Hg:

$$(760 - 27,6) * 100 / 760 = 96,4 \%$$

Vacío alcanzable prácticamente:

$$T_V = t_A + 4,5^{\circ}C = 32^{\circ}C ; \quad p_V = 485 \text{ kp/m}^2 \quad (35,7 \text{ mm Hg})$$

Con eficiencia de 98,8% resulta un vacío relativo de 95,3%

EJEMPLO: Cálculo de la superficie de refrigeración del condensador de una turbina de cámara de una potencia efectiva $N_e = 18.000 \text{ kW}$
 $n = 3.000 \text{ rpm}$; Vapor vivo: 18 ata, 400 °C ; contrapresión = 0,08 ata
Salto de entalpía isoentrópico: 237 kcal/kp
Rendimiento interno: 0,85; Rend. mec.: 0,98; Rend. efect: 0,833
Entalpía vapor vivo: 777 kcal/kp Entalpía del vapor de esc: $777 - 237 * 0,85 = 576 \text{ kcal/kp}$
Consumo específico de vapor: $860 / (237 * 0,833) = 4,35 \text{ kg/kWh}$
Consumo de vapor: $4,35 * 18.000 = 78.500 \text{ kg/h}$
Temperatura del agua de refrigeración: $t_E = 27 \text{ °C}$
Temperatura del condensado: $t_K = 37 \text{ °C}$ (10 °C más que t_E), o sea que el condensado es subenfriado pues la temperatura del vapor saturado de 0,08 ata es $t_V = 41,1 \text{ °C}$.

Calor transmitido: $Q = 78.500 * (576 - 37) = 42.300.000 \text{ kcal/h}$
Coeficiente de transmisión: $K = 3.300 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ (estimado)
Relación agua/vapor = 55
Caudal del agua de refrigeración: $55 * 78.500 = 4.310.000 \text{ kg/h}$
Temperatura de salida del agua de refrigeración: $t_A = Q/m_A + t_E$
 $T_A = 42.300.000 / 4.310.000 + 27 = 36,8 \text{ °C}$
Temperatura media del agua de refrigeración: $t_W = 31,9 \text{ °C}$
Superficie de refrigeración:
 $F = 42.300.000 / 3.300 * (41,1 - 31,9) = 1.390 \text{ m}^2$

Resultan 3.860 tubos de 5 m de longitud de 24/22 mm de diámetro.

NOTA:

Una turbina de 60.000 kW tiene un condensador de 5.000 m², con 10.000 tubos de 7 m de longitud.

El diagrama de la figura C-2 permite determinar el vacío alcanzable prácticamente, en función de la relación agua/vapor y la temperatura del agua t_E , suponiendo que se logra el 99% del vacío teórico. Se pueden alcanzar en la actualidad vacíos de hasta 99,5% del teórico.

SISTEMA DE CONDENSACION COMBINADO O PARALELO

En este sistema, el vapor que sale de la turbina es conducido en paralelo a dos tipos de condensadores:

- Condensador de superficie, refrigerado por agua y con torre de refrigeración húmeda (CTs);
- Condensador refrigerado por aire ambiente, impulsado por ventiladores (AC).

Los dos condensados son recogidos en un recipiente común, incorporado al CTs.

La cantidad de vapor que entra en cada condensador, depende de las condiciones ambientales, disponibilidad de agua de refrigeración y de la carga de la planta. Ambos condensadores operan con presiones aproximadamente iguales.

La carga de cada condensador, varía con las condiciones del ambiente, que son fluctuantes durante el día y con las estaciones del año. En los días fríos, la carga del condensador se desplaza hacia el AC, hasta que alcanza su capacidad máxima. Si el vacío llega al valor límite (óptimo), se regula el CTs con la unidad de control. A temperaturas ambientes muy bajas, el CTs podría quedar fuera de servicio.

En los días cálidos, la carga se desplaza al CTs automáticamente y el sistema de control de éste mantiene el vacío en el valor óptimo. Pero a pesar de esto, una considerable parte de la carga térmica, permanece en el AC, reduciendo el consumo de agua y la superficie necesaria del CTs.

Un sistema de condensación paralelo, diseñado para consumir la mitad de la cantidad de agua que consumiría un condensador de superficie exclusivamente, consume durante el año, solamente 1/4 de esa cantidad.

El CTs ofrece un costo más bajo y mejor performance de la planta, en el caso de climas cálidos; mientras que el AC elimina el consumo de agua, la descarga de efluentes y la contaminación ambiental de las torres de refrigeración.

DATOS TECNICOS DEL CONDENSADOR REFRIGERADO POR AIRE

CAUDAL DE VAPOR NOMINAL DE SALIDA DE LA TURBINA	522.575 kg/h
PRESION DE ESCAPE DE LA TURBINA	127 mm HgA / 0,173 ata
ENTALPÍA DEL VAPOR DE ESCAPE	556 kcal/kg
TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA	37,2 °C
VENTILADORES (cantidad)	15
DIAMETRO	8534 mm
NUMERO DE PALETAS	7 / 6
MOTORES ELECTRICOS	15 X 150 kw , 380 V , 50 Hz, 1485 r.p.m.
EYECTORES DE AIRE	4 x DOS ETAPAS
CAPACIDAD (CADA UNO)	30,6 kg aire/h + 67,4 kg vapor/h
CONSUMO DE VAPOR MOTRIZ	677 kg/h y 4200 kg/h

CONDENSADOR DE SUPERFICIE

CARGA TERMICA	212 MW
VAPOR ENTRADA	95,98 kg/s
NO CONDENSABLES	81,56 kg/h
COEFIC. DE TRANSMISION U:	3097 W/(m ² .K)
TEMPERATURA DE SATURACION:	56,1 °C
PRESION DE OPERACION	0,169 ata
CAUDAL AGUA DE REFRIGERACION	2,76 m ³ /s
TEMPERATURA DE ENTRADA	31,67 °C
TEMPERATURA DE SALIDA	50,02 °C
NUMEROS DE PASOS : 2 ;	VELOCIDAD: 2,13 m/s
CANTIDAD DE TUBOS	5736 x 25,4 mm
RELACION AGUA/VAPOR	28,75 lt/kg
SUPERFICIE DE REFRIGERACION	5186 m ²