V.- ELEMENTOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR,

MATERIALES

pfernandezdiez.es

V.1.- CONDICIONES A QUE ESTÁN SOMETIDOS LOS MATERIALES QUE CONSTITUYEN LOS ELEMENTOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Cada elemento de una turbina viene caracterizado por una serie de criterios, como: su función, solicitaciones de que es objeto, dimensiones, tipo de fabricación, etc., que permiten elegir los materiales idóneos que aseguren los servicios exigidos en el funcionamiento, en las mejores condiciones económicas posibles.

Características mecánicas.- Las características mecánicas de los metales se modifican extraordinariamente con la temperatura; en los aceros, a partir de los 400°C aparece el fenómeno de fluencia, que modifica su resistencia mecánica y su resiliencia, disminuyendo el módulo de elasticidad. La fluencia afecta a los mecanismos que se encuentran a temperaturas elevadas y están sometidos a esfuerzos de tracción prolongados, tales como las aletas móviles o los armazones de AP. Para determinadas piezas, el material constitutivo debe tener una buena resiliencia en caliente y conservarla en frío, lo que conduce a fenómenos de relajación.

La variación del módulo de elasticidad produce una modificación en las frecuencias propias de vibración de las aletas.

Características físicas y químicas

- Los materiales deben presentar a temperaturas elevadas una buena estabilidad estructural durante un espacio de tiempo muy prolongado; la no estabilidad se caracteriza, generalmente, por la fragilidad de algunos aceros débilmente aleados debido al fenómeno de grafitización y por fenómenos de precipitaciones cristalinas, (combinación del cromo con el carbono libre), que se manifiestan sobre todo en los aceros 18-8

- Los materiales deben presentar una buena resistencia a la oxidación y a la corrosión; las aletas de BP tienen que presentar una dureza superficial que las permita resistir la erosión sin dejar por ello de ser mecanizables por medios convencionales

En algunos elementos, la soldadura es el único modo de montaje aconsejado por consideraciones de resistencia y construcción, por lo que se necesitan materiales que sean soldables y que no se hagan frágiles por la soldadura.

El acero es el material que se utiliza en la construcción de las turbinas de vapor; para hacer frente a los imperativos señalados se alea con otros elementos que mejoran sus cualidades, como el níquel, cromo, molibdeno, vanadio, volframio, titanio, niobio, manganeso, etc; algunos de estos materiales son costosos, por lo que su utilización tiene una gran influencia en el coste de la máquina; a título orientativo, un acero austenítico con un porcentaje elevado de níquel cuesta aproximadamente cien veces más que un acero ordinario.

V.2.- ALABES GUIA DEL DISTRIBUIDOR

Los álabes guía del distribuidor transforman el salto térmico en energía cinética; se proyectan no sólo para asegurar un flujo de vapor con pérdidas reducidas, sino también para soportar con seguridad suficiente la influencia de la velocidad del fluido, las altas temperaturas y las tensiones originadas.

La disposición de los álabes varía según pertenezcan al escalonamiento de regulación o a los siguientes, y a que la turbina sea de acción o de reacción. En los álabes del escalonamiento de regulación, la inyección es parcial; el escalonamiento está constituido por una corona de acción o por una rueda Curtis.

Para presiones y temperaturas moderadas, los bloques de las toberas se colocan sobre un canal (toro de inyección), que forma parte del armazón.

Para presiones y temperaturas elevadas los bloques de las toberas se sitúan en los portatoberas.

Las toberas se agrupan en uno o varios bloques, que pueden estar constituidos por elementos unidos al toro de inyección con soldadura Fig V.1, remaches Fig V.2, o formados de una sola pieza de acero; las toberas se mecanizan en conjunto, operación que se ve favorecida cuando los canales son pequeñas toberas convergente-divergentes, siendo mucho más delicada y costosa cuando no lo son.

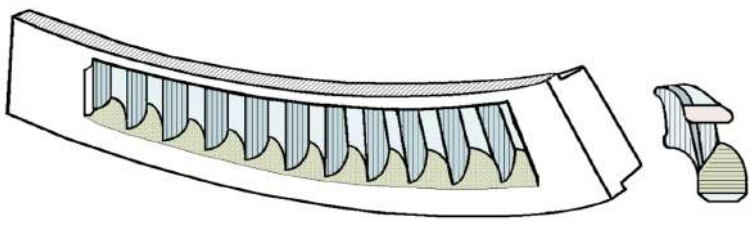


Fig V.1.- Bloque de toberas formados por elementos soldados

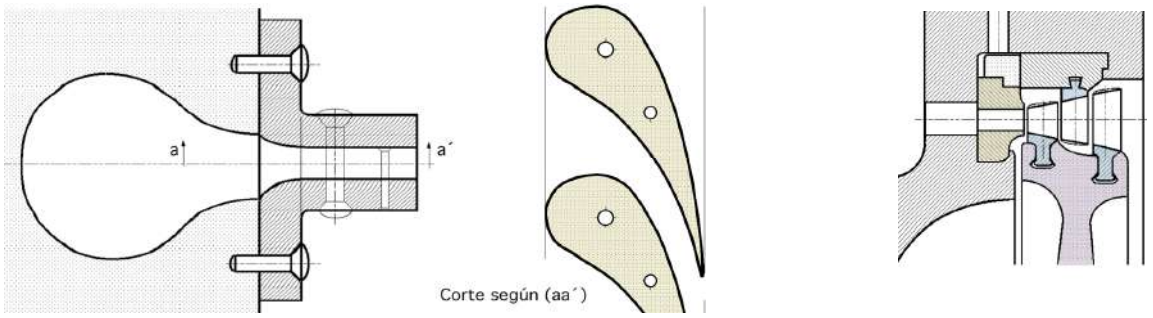


Fig V.2.- (a) Distribuidor de álabes fijos remachados al toro de inyección; (b) Fijación de los segmentos de la tobera

La Fig V.3 presenta el montaje de un portatoberas en un cuerpo de armazón doble, observándose la disposición que se ha previsto para permitir la libre dilatación, mediante un racord que desliza con la tubería de entrada del vapor; esta disposición presenta la ventaja de descargar al armazón de la presión y temperatura de admisión; eventualmente el portatoberas se puede refrigerar mediante circulación de vapor, Fig V.4.

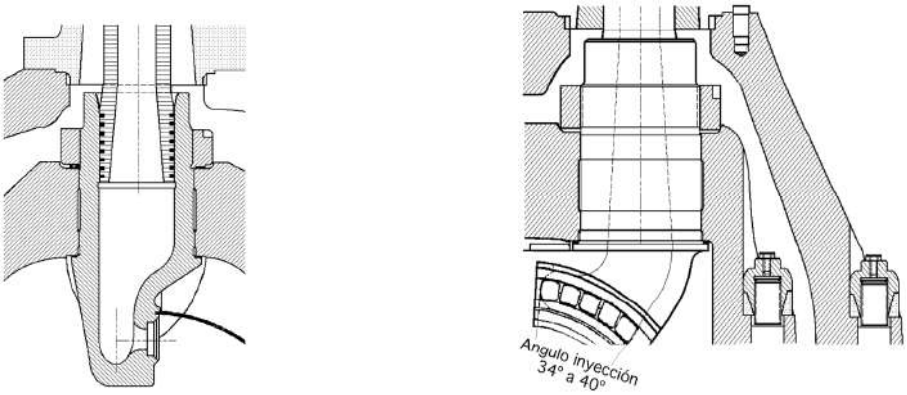


Fig V.3.- Montaje de un portatoberas en un cuerpo de AP de doble armazón

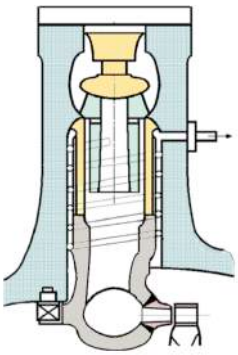
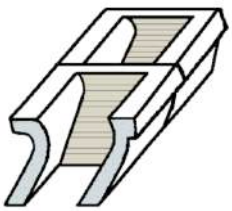


Fig V.4.- Refrigeración del cuerpo de válvula y caja de toberas



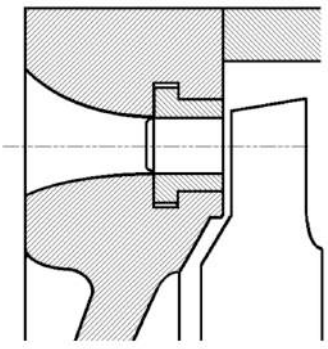


Fig V.5.- Toberas enclavadas en una ranura en T

Alabes distribuidores de los escalonamientos de las turbinas de acción.- Estos álabes se fijan sobre los diafragmas en las siguientes formas:

- *Constituyendo cajas distribuidoras empotradas (inyección parcial)*

- *Mediante elementos enclavados en una ranura en T, Fig V.5*
- *Mediante elementos mecanizados fijados por remaches a la periferia del disco, Fig V.6*
- *Mediante grupos de toberas moldeadas a la cera perdida y fijadas al disco por soldadura*
- *En los escalonamientos de BP, mediante la colada de las aletas de chapa en el diafragma de fundición*

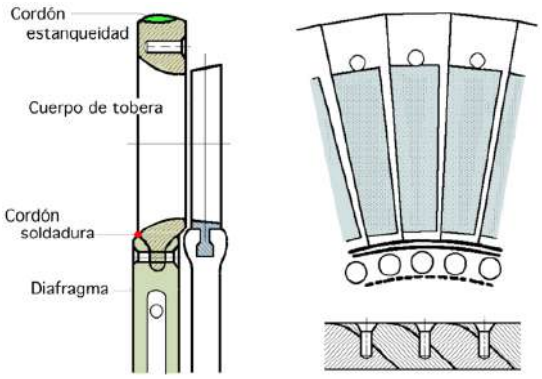


Fig V.6.- Toberas mecanizadas montadas sobre un diafragma

Alabes distribuidores de los escalonamientos de las turbinas de reacción.- Estos distribuidores están constituidos por aletas que se fijan en ranuras previstas en el cuerpo, Fig V.7. Pueden llevar en su extremo una cinta remachada para asegurar la estanqueidad y amortiguar las vibraciones, o estar simplemente guarnecidos a fin de limitar los desgastes en caso de contacto accidental con la parte móvil.

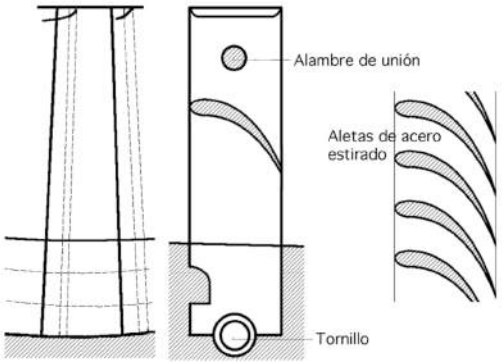


Fig V.7.- Alabes distribuidores turbinas de reacción

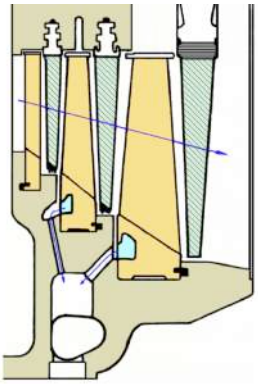


Fig V.8.- Sistema de drenaje del agua condensada en los últimos escalonamientos

La Fig V.8 muestra una disposición adoptada para asegurar la evacuación del agua condensada en los últimos escalonamientos de BP de una turbina de condensación. El diafragma soporta un empuje importante debido a la diferencia de presiones que existe en ambas partes de los álabes distribuidores. La existencia de un agujero en el centro duplica las tensiones, mientras que la división del disco multiplica las tensiones por 1,6 y las deformaciones por 2,4.

La Fig V.9a muestra la disposición adoptada para asegurar el drenaje de humedad en los escalonamientos de AP, y la Fig V.9b, el dispositivo y la cámara de drenaje de humedad.

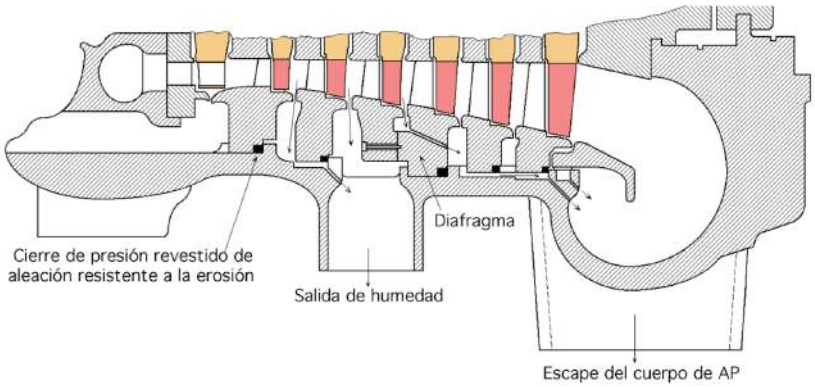


Fig V.9a.- Sistema de drenaje de humedad en los escalonamientos de AP

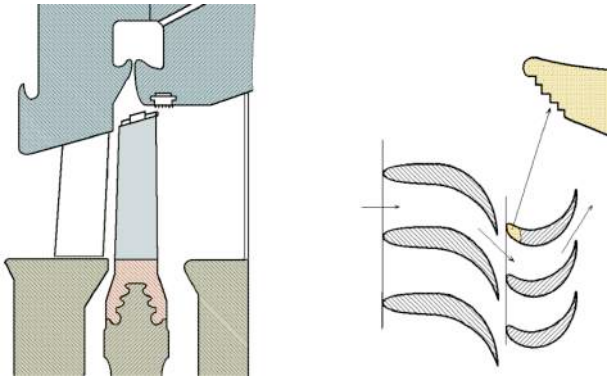


Fig V.9b.- Dispositivo y cámara de drenaje de humedad en los escalonamientos de AP

Los aceros utilizados en toberas y distribuidores, se resumen en:

Acero 2% Mn hasta 400°C
Acero Cr-Mo 13/1, hasta 450°C
Acero Cr-Ni-W 18/8/1, inoxidable, hasta 550°C
Acero 14% Cr, hasta 550°C

Debe evitarse la utilización de aceros austeníticos, salvo en los álabes más cortos de la AP, porque tienen unos coeficientes de dilatación demasiado altos. Es preferible utilizar aceros ferríticos, sobre todos en los largos álabes de BP.

V.3.- ALABES DE LAS CORONAS DEL ROTOR

Un álabe móvil consta de:
- *el pie que asegura la unión con el disco o el tambor*
- *el cuerpo que recibe la acción del vapor*
- *la cabeza unida generalmente a las aletas vecinas*

Las formas y disposiciones elegidas resultan de compaginar las exigencias de la resistencia de los materiales y las del movimiento del vapor; el trazado de las aletas de BP, fuertemente solicitadas por la acción del vapor y las fuerzas centrífugas, es muy delicado. En los escalones de cabeza de la AP, los álabes operan a temperaturas próximas a la máxima temperatura del vapor, por lo que hay que tener en cuenta la *fluencia*, que no debe superar nunca una deformación del 0,2% (límite

elástico) al cabo de 100.000 horas de funcionamiento.

A fin de resistir la erosión ocasionada por las gotas de agua arrastradas por el vapor en las últimas etapas, las aletas de BP presentan a menudo una arista de entrada templada o recubierta de stellita en la proximidad del extremo. Los perfiles de las aletas permanecen sensiblemente iguales de un constructor a otro; no sucede lo mismo con las formas de fijación, que presentan una gran diversidad, como se indica en los ejemplos que se presentan.

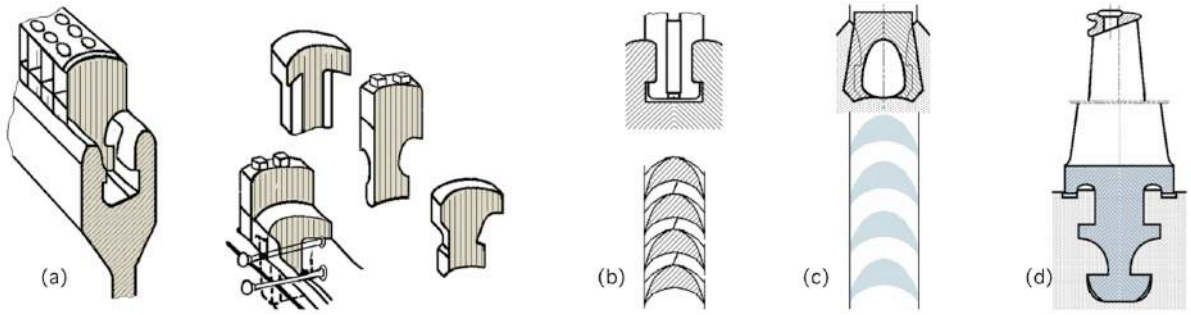


Fig V.10.- Diversos sistemas de fijación y montaje de aletas con cola de milano

Fijación de los álabes a los discos.- En la Fig V.10a se muestra un montaje de las aletas Oerlikon, en cola de milano simple, con cuñas intermedias, muescas de montaje y pieza terminal remachada.

En la Fig V.10b se muestra un montaje de aletas móviles de acción Brown-Boveri, sin muesca de montaje, aleta introducida por rotación, cerrojo en tres piezas. En la Fig V.10c se muestra un montaje de aletas móviles Allgemeine Electricitäts-Gesellschaft, en cerrojo constituido por una pieza en punta y un alojamiento para élla de acero maleable. En la Fig V.10d se muestra un montaje de las aletas de reacción Westinghouse en cola de milano múltiple, álabes fresados sin piezas intercaladas, piezas terminales.

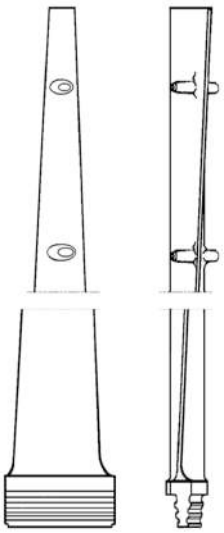


Fig V.11.- Montaje de aleta larga en forma de piña

En la Fig V.11 se presenta la fijación de las aletas largas Westinghouse del último escalonamiento de BP, en forma de piña por inserción en ranuras axiales individuales. En la Fig V.12a se muestra la fijación por soldadura de las aletas de acción en un escalonamiento de regulación Brown-Boveri. En la Fig V.12b se muestra el sistema de fijación de las aletas Parsons AP en el pie en diente de sierra.

Materiales utilizados en la construcción de los álabes móviles.- El material utilizado en las aletas de AP debe presentar una resistencia elevada, ser inoxidable y resistente al calor; en general se emplean aceros que tengan por lo menos un 12% de Cr.

Para soportar la corrosión, en los álabes de baja presión, se ha considerado el Ti como una posi-

ble alternativa al acero con 12% de Cr, por cuanto se ha comprobado que sus aleaciones soportan mejor la corrosión, en más de un 10%, que las de 12% de Cr. La desventaja del Ti radica en que sus aleaciones son más difíciles de mecanizar, sueldan con menos facilidad y cuestan el triple con relación a las aleaciones de 12% de C.

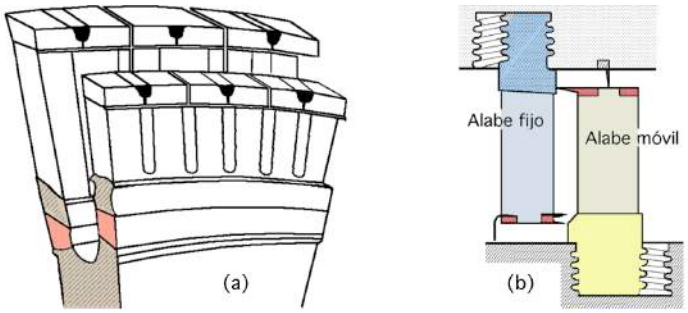


Fig V.12.- Fijación y montaje en la base a) por soldadura; b) por diente de sierra

Los materiales para álabes móviles son los mismos que para toberas y distribuidores, aceros Cr-Mo 12/1 y aceros Cr-Ni 18/8.

Modos de vibración de los discos.- Un disco está constituido por una placa fija en el eje y libre en la periferia, y puede vibrar de muchas formas caracterizadas todas ellas por el número y forma de las líneas nodales.

En la práctica sólo se consideran las formas de 2, 3 ó 4 diámetros nodales; las formas de círculos nodales no intervienen en los discos de las turbinas debido a que sus frecuencias son más elevadas.

La periferia del disco se deforma según una sinusoide y los nodos giran con una determinada velocidad angular. Las fuerzas de excitación, fijas en el espacio e invariables en el tiempo, constituyen respecto al disco un campo de fuerzas giratorias cualesquiera, desarrollables en serie de Fourier.

Cuando aumenta la velocidad, las fuerzas de inercia se suman a las fuerzas de excitación.

En las turbinas de vapor, la disminución del diámetro de los discos debido a las velocidades empleadas, y el refuerzo de las llantas necesario por los esfuerzos puestos en juego, conducen a frecuencias propias de vibración, siempre bastante por encima de las frecuencias posibles de excitación; la vibración de los discos es un fenómeno que casi ha desaparecido en las turbinas modernas.

Fijación de los discos al eje.- Existen las siguientes disposiciones:

- Disco no perforado situado a tope en el extremo del eje, Fig V.13

- Disco único enmangado y soldado, Fig V.14

- Disco enchavetado, normalmente con tres chavetas a 120° para mantener la concentrividad en caso de desfase.

- Discos forjados con el eje de una pieza, Fig V.15

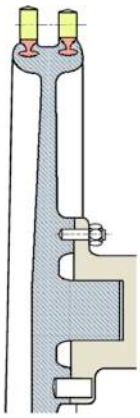


Fig V.13.- Disco no perforado a tope en el extremo libre

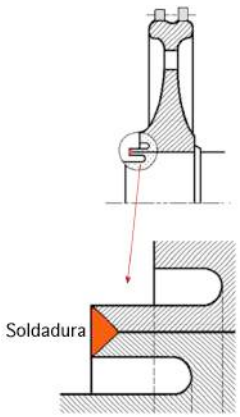


Fig V.14.- Disco único enmangado y soldado

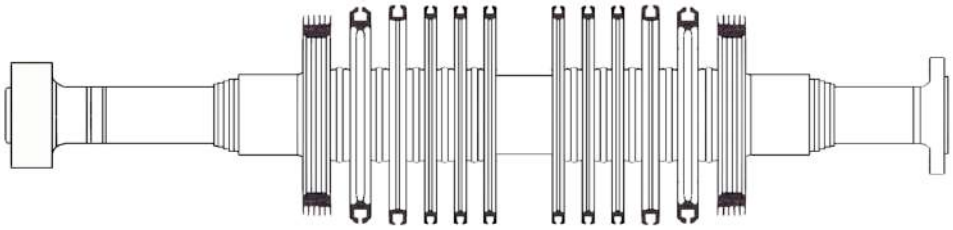


Fig V.15.- Rotor forjado con el eje, constituyendo una pieza

V.4.- VIBRACIONES EN EJES Y TAMBORES

Los ejes se dimensionan para satisfacer las condiciones exigidas por la presencia de velocidades críticas, ocasionadas generalmente por desequilibrios de los esfuerzos centrífugos, salvo en lo que concierne a los anillos fijos de los rodamientos cuyos diámetros se determinan en función de las presiones de apoyo admisibles.

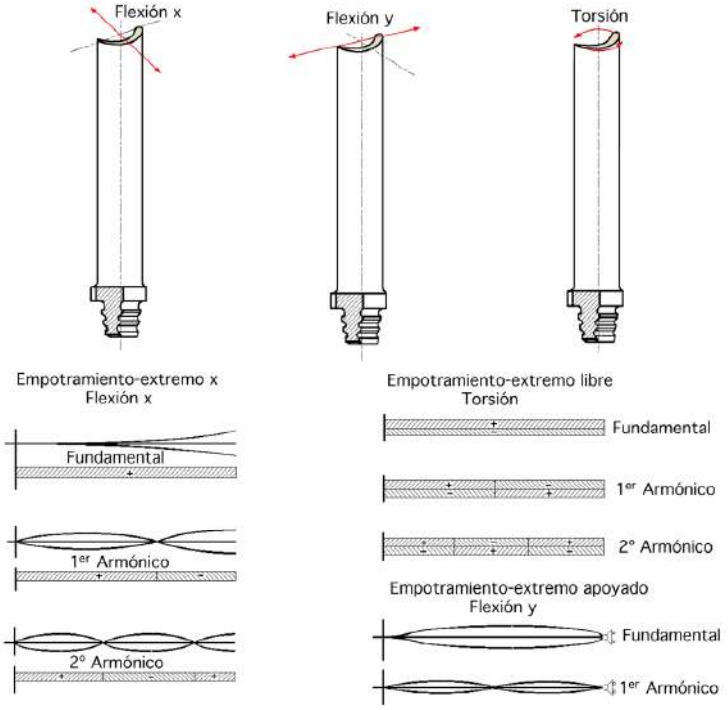


Fig V.16.- Modos de vibración de álabes aislados

Los momentos de arrastre son prácticamente constantes, por lo que las vibraciones de torsión son menos peligrosas que las vibraciones de flexión; de éstas sólo se consideran la fundamental y el segundo armónico, Fig V.16.

Las líneas de ejes tienen normalmente apoyos múltiples, pudiéndose considerar las velocidades críticas individuales de la turbina y del generador cuando están unidos de forma flexible.

Desde un punto de vista teórico, hay que evitar la resonancia directa entre las frecuencias propias de la línea del eje y la velocidad de rotación o un múltiplo de ella.

La frecuencia propia de vibración que corresponde a la primera velocidad crítica, se puede hallar por debajo o por encima del número de revoluciones de régimen, de donde resultan dos tipos de ejes: flexible o hipercrítico y rígido o subcrítico. El eje hipercrítico necesita menos material, es más fácil de fabricar, se calienta en el arranque de una manera más uniforme y después de pasar lo más rápidamente posible la velocidad crítica se produce una autorecuperación. El centro de gravedad del móvil tiende a acercarse al eje de rotación, lo que contribuye a reducir los riesgos de contacto con las partes fijas. En el caso de instalaciones con gran variación de velocidades (hélices marinas), conviene evitar que la velocidad de servicio no se aproxime demasiado al segundo armónico (basta un margen del 15%).

El eje subcrítico no presenta peligro desde el punto de vista de la resonancia, pero es pesado, de realización más delicada y tarda mucho en calentarse y en enfriarse.

V.5.- EQUILIBRADO DEL ROTOR

La presencia de algún tipo de desequilibrio lleva consigo vibraciones del rotor; las fuerzas centrífugas producidas generan reacciones en los cojinetes, fuerzas giratorias que además de perturbar el funcionamiento de los cojinetes pueden producir vibraciones en el estator. Estas reacciones pueden llegar a ser muy importantes, ya que por ejemplo, para un rotor de 1 Tm que gira a 3000 rpm, una excentricidad de 0,1 mm se correspondería con un esfuerzo centrífugo igual al peso del rotor.

Equilibrado estático.- El equilibrado estático permite situar el centro de gravedad del rotor sobre su eje; sin embargo, ésto no es suficiente, ya que además es necesario que el eje de rotación coincida con uno de los ejes principales de inercia del rotor, siendo éste el objeto del *equilibrado dinámico*. Los rotores llevan a menudo una ranura circular en cola de milano sobre las caras extremas en las que se pueden situar masas adicionales en una posición conveniente.

Equilibrado dinámico.- Para un rotor flexible, sólo es válido para la velocidad a que se ha efectuado, ya que la compensación de los desequilibrios residuales no se verifica generalmente en su propio plano, y las fuerzas centrífugas que tienen resultante nula y momento resultante nulo, pero que existen, producen una deformación del eje que modifica en función de la velocidad, la excentricidad de los distintos desequilibrios.

Vibraciones de los macizos de las cimentaciones.- Los grupos están instalados sobre soportes macizos de cimentaciones metálicas o de hormigón. Las fuerzas de giro a que están sometidos los cojinetes de las máquinas, que provienen de un desequilibrado eventual o de un residuo de desequilibrado, se transmiten a dichas cimentaciones y desempeñan el papel de fuerzas de excitación a la frecuencia de 50 ciclos a 3000 rpm, pudiéndose producir resonancias con las frecuencias propias del conjunto fundación-estator. La frecuencia más baja corresponde, generalmente, a una flexión transversal, pero se pueden producir otras más complicadas.

Para reducir la *flexibilidad de los cojinetes* se limita la altura del eje de los grupos al mínimo.

La *flexibilidad de los soportes* modifica las velocidades críticas de los rotores; la simplificación que considera separadamente el móvil y el conjunto fundación-estator conduce a resultados aproximados; un estudio más riguroso se haría de forma experimental.

Exposiciones de ejes y tambores.- En lo que respecta al rotor de las turbinas de acción, la tendencia actual es la de sustituir la antigua construcción con discos añadidos, por rotores forjados en un solo bloque, Fig V.15. Esta construcción suprime los montajes mecánicos, permite emplear temperaturas más altas y utilizar álabes de mayores dimensiones.

La fabricación del rotor va acompañada de un gran número de operaciones de control, como:

- Ensayos de probetas

- Sondeos con ultrasonidos

- Perforación en el centro del rotor

- Examen de la superficie interna, que es la zona con mayor probabilidad de tener restos de grietas o de estructuras relajadas, etc.

Puede suceder que un rotor convenientemente equilibrado produzca vibraciones durante su funcionamiento, motivadas por un defecto de fabricación del mismo, que produce una flecha por efecto de la elevación de la temperatura. Las causas pueden ser debidas a diversas circunstancias como:

- Que la superficie del material no sea homogénea debido al mecanizado

- Un tratamiento térmico inadecuado por lo que la conductibilidad o absorción de la radiación en la superficie del rotor es desigual

- Un reparto desigual en los componentes de la aleación que producen diferencias en los coeficientes de dilatación, defecto que se puede atenuar en gran manera, mediante una o varias operaciones de calentamiento a una temperatura superior a la de utilización, en un horno en donde se hace girar lentamente al rotor, operación que se realiza después del mecanizado

V.6.- MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE DISCOS Y ROTORES

Para los ejes y discos sometidos a tensiones y temperaturas moderadas del orden de 300ºC basta con aceros al 0,3% C, 70 kg/cm^2.

Los discos de los últimos escalonamientos de las turbinas de condensación, fuertemente solicitados, necesitan aceros de alta resistencia con adición de: Cr-Ni-Mo-V 1,6/1,8/0,2/0,15%, y 100 kg/cm^2.

Para temperaturas elevadas, mayores de 450ºC, los ejes de los rotores y los discos de AP se fabrican con aceros que contienen generalmente Cr-Mo-Mn-V, 1,5/0,4/1/0,6%, con resistencias bajo cargas prolongadas a 500ºC de 10 kg/cm^2.

Los tambores de las turbinas de reacción pueden ser macizos o compuestos. Los *tambores compuestos* se construyen a partir de elementos forjados, montados por soldadura en atmósfera inerte (argón) con electrodo de tungsteno, con el eje del rotor en posición vertical; una vez hecha esta operación, se pone el eje del rotor en posición horizontal, y se suelda automáticamente con arco sumergido (soldadura en escoria); finalmente se recuece y comprueba por gammagrafía.

V.7.- JUNTAS DE ESTANQUEIDAD

Su objeto es limitar las pérdidas por fugas desde una región de presión elevada a otra de menor presión, que se producen al pasar los elementos móviles del rotor por las partes fijas del estator.

Estas zonas son:

- *Entre dos escalonamientos de las turbinas de acción, en el paso del eje por el diafragma*
- *En los extremos de los álabes de las turbinas de reacción*
- *En los tambores de equilibrado de los empujes axiales*
- *En los pasos del eje a través de los cuerpos, etc.*

El caudal de fuga (pérdidas de vapor volumétricas), depende de la sección de paso y de la diferencia de presiones que exista en ambos lados de la junta, y no del caudal de vapor que circule por la turbina, por lo que su importancia relativa es más importante en las turbinas pequeñas que en las grandes.

Las juntas de estanqueidad pueden ser $\begin{cases} \textit{de laberintos} \\ \textit{de anillos de carbono} \\ \textit{hidráulicas} \end{cases}$, siendo las primeras las más corrientes.

Para juntas de estanqueidad interiores se emplean generalmente juntas de laberinto y raramente juntas de carbono.

Las juntas de estanqueidad exteriores se componen en general de dos partes:

- *Una larga o interior que asegura la estanqueidad, un cierto espacio anular*
- *Una corta o exterior que asegura únicamente la estanqueidad del espacio anular frente al aire exterior*

Juntas de estanqueidad de laberintos.- El sistema de laberintos consiste en crear estrangulamientos que laminen el caudal de escape; la sección de paso mínima viene impuesta por considera-

ciones de tipo constructivo, { *holguras de los cojinetes* / *flecha del rotor* / *dilataciones, etc* } por lo que hay que determinar el número de secciones de expansión, tambores de equilibradores, puntas o dummies.

Se supone que a su paso por los dummies, el fluido efectúa una expansión isentrópica *m* de forma que su energía térmica se transforma en energía cinética; a continuación, entre dos tambores, esta energía cinética se transforma en calor a presión constante *n*, siendo isentálpica la evolución media en la junta, lo que en el caso del vapor evita las condensaciones, Fig V.17

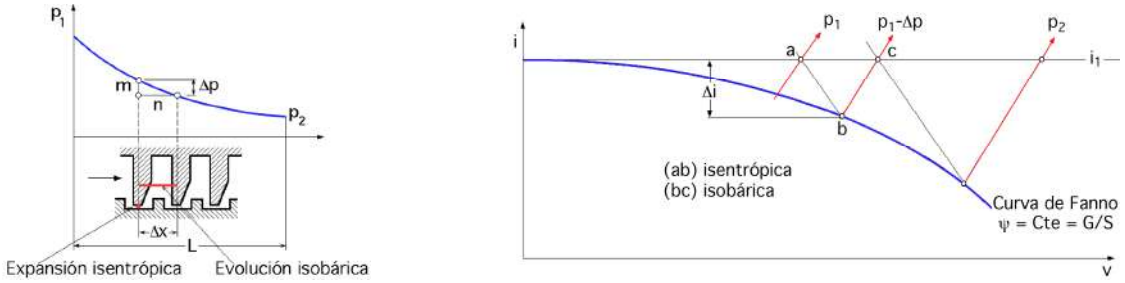


Fig V.17.- Evolución del vapor en una junta de laberinto

Si la caída de presión al pasar una punta es Δp, S es la sección de paso y γ el peso específico, el gasto másico correspondiente es:

$$G = S\sqrt{2\,g\,\Delta p\,\gamma}$$

y admitiendo fluido perfecto y transformación media isoterma $\frac{p}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma_1}$, resulta:

$$\frac{G}{S} = \sqrt{2\,g\,\Delta p\,\gamma} = \sqrt{2\,g\,\Delta p\,p\,\frac{\gamma_1}{p_1}} = \sqrt{\frac{g\,(p_1^2 - p_2^2)}{Z}\,\frac{\gamma_1}{p_1}}$$

siendo p_1 y γ_1 las características del fluido aguas arriba de la junta, p_2 la presión aguas abajo y Z el número de tambores $Z = \frac{L}{\Delta x}$; esta fórmula (Stodola) sólo es válida si no se alcanza la velocidad del sonido durante la expansión y la diferencia de presiones a lo largo de la estanqueidad es baja.

En cualquier caso se pueden utilizar las curvas de Fanno que representan en el diagrama (i, v) la evolución adiabática de un fluido compresible que se mueve en un canal de sección constante; la ecuación general del movimiento del fluido se reduce a:

$$di = -\frac{c\,dc}{g} \quad ; \quad i_1 - i = \frac{c^2 - c_1^2}{2\,g} = \frac{1}{2\,g}\left(\frac{G}{S}\right)^2 v^2 - \frac{c_1^2}{2\,g} \text{ , siendo, } G = \frac{S\,c}{v}$$

Si $c_1 = 0$, caso del laberinto, el vértice de la curva de Fanno se encuentra sobre el eje (Oi), Fig V.17.b.

La evolución a partir de un estado caracterizado por el punto *a* de coordenadas (i_1, p_1) bajo una punta dejando una sección S y circulando un caudal G viene representada por la isentrópica (ab).

Entre dos tambores, la transformación de la energía cinética adquirida se efectúa según la isobara (bc), siendo el punto c de coordenadas $(i_1 , (p_1 - \Delta p))$, y así sucesivamente hasta la presión aguas abajo p_2; el número de vértices de la línea (abc...) proporciona el número de los tambores de equilibradores.

En la práctica, en un diagrama (i,s) de las curvas de Fanno se tiene, para un gas perfecto, que la velocidad del sonido se alcanza en un punto donde la isentrópica es la tangente vertical a la curva de Fanno. Si se produce este hecho, es inútil añadir dummies más allá de este punto.

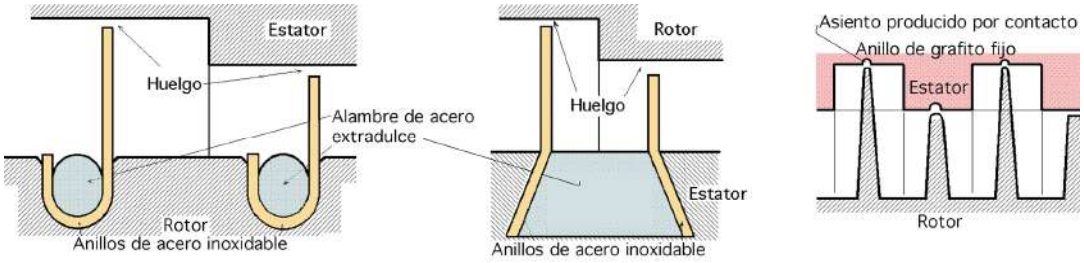


Fig V.18.- Laberinto de tambores radiales

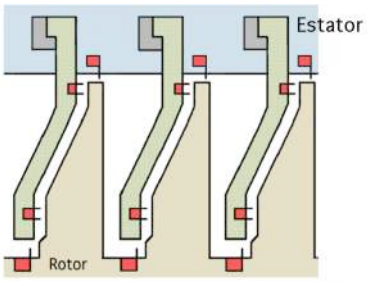


Fig V.19.- Laberinto de tambores radiales cilíndricos

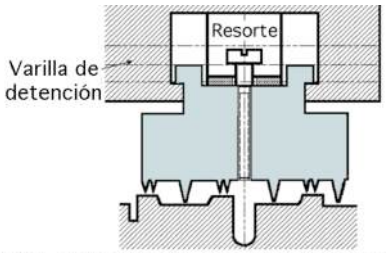


Fig V.20.- Laberinto de segmentos desmontables, limita los desgastes en caso de contacto

Juntas de anillos de carbono.- Están constituidas por segmentos apretados contra el eje mediante resortes, Fig V.21.

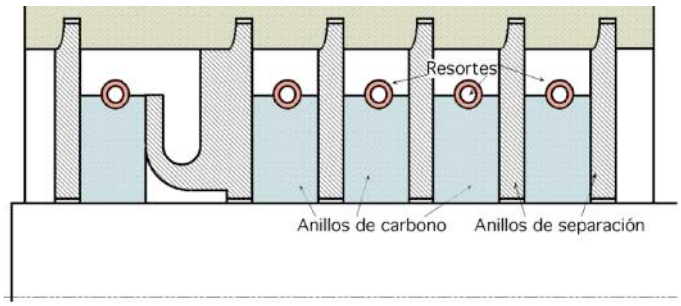


Fig V.21.- Junta de anillos de carbono

Juntas hidráulicas.- Se utilizan generalmente como junta exterior de estanqueidad de una junta en laberinto para suprimir todo desprendimiento de vapor en la sala de máquinas. Se compone de un rotor que gira en una cámara anular a la que llega desde el exterior el agua necesaria para

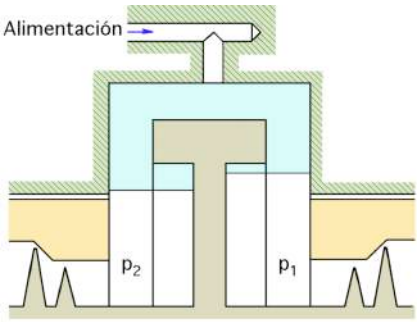


Fig V.22.- Junta hidráulica

la obturación. Este rotor puede ser liso o provisto de nervios, y produce la formación de un anillo de agua que asegura la estanqueidad; el agua se debe renovar constantemente para evitar su vaporización, Fig V.22. La estanqueidad es perfecta, pero estos dispositivos tienen el inconveniente de consumir cierta energía. Su regulación es delicada y se tiende a abandonarlos para presiones y temperaturas elevadas.

Disposiciones de las juntas exteriores.- Las fugas en las juntas de AP en las turbinas de condensación se conducen en parte a un escalonamiento conveniente de la turbina y en parte a las juntas de BP donde se utilizan como vapor de barrera, Fig V.23.a; el caudal de vapor de barrera se regula por medio de una compuerta de vapor vivo y de una compuerta de escape en el condensador.

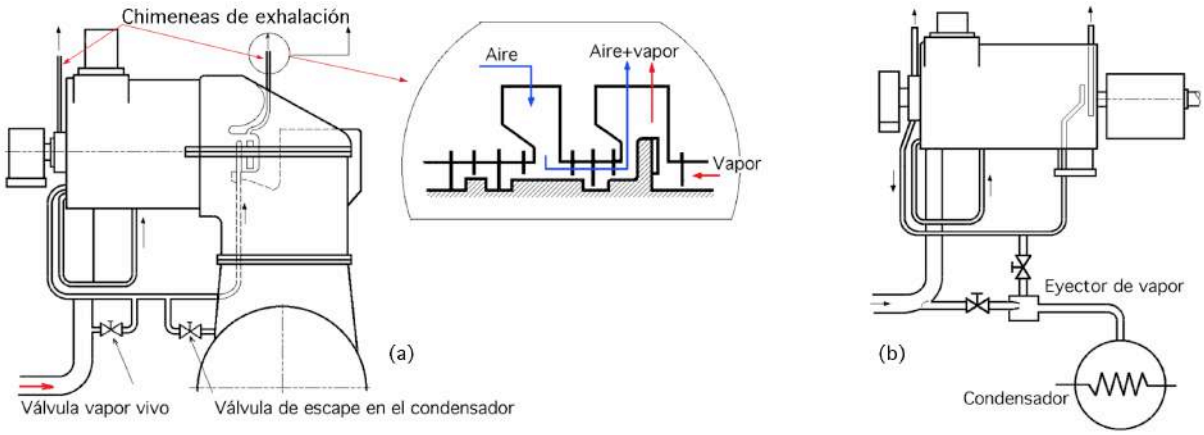


Fig V.23.- Esquemas de estanqueidad de una turbina de condensación y otra de contrapresión

Los conductos de exhalación (chimeneas de los vapores) proporcionan un escape de vapor visible que sirve de testigo para la regulación de la presión en el colector.

En las turbinas de contrapresión, las fugas de las juntas de AP se conducen, parte a un escalonamiento de la turbina, y el resto al condensador de vapor, utilizando una toma de vapor vivo en el arranque de la turbina, Fig V.23.b.

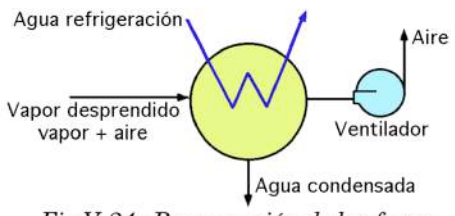


Fig V.24.- Recuperación de las fugas de vapor en las chimeneas

En las turbinas de alta temperatura y AP donde el agua de alimentación tiene cualidades especiales, esta fuga se recupera mediante un pequeño condensador, Fig V.24.

En los grupos modernos de potencia elevada, el deseo de recuperar las fugas al máximo, la automatización de las maniobras, y la multiplicación de los dispositivos de seguridad conducen a esquemas más complicados.

V.8.- ARMAZONES

En la construcción de los armazones de las turbinas hay que prevér que la accesibilidad a las partes interiores permita su examen fácilmente. Si las dimensiones de las piezas conducen a instalar juntas verticales de separación, éstas se sujetan con bulones antes del montaje de la turbina y no necesitan separarse posteriormente.

Las presiones elevadas implican para los cuerpos de AP tensiones mayores, al mismo tiempo que la elevación de las temperaturas disminuye la resistencia del metal, problema que se resuelve empleando aceros especiales resistentes al calor y espesores adecuados, no pudiendo sobrepasar un cierto valor por la aparición de tensiones térmicas transitorias, más sensibles en las piezas gruesas, utilización de portatoberas que permiten no someter al armazón de AP más que a la presión y temperatura de vapor que existen a la salida de la primera corona. Con la utilización de un cuerpo de doble armazón, el armazón exterior no soporte más que las presiones y la temperatura a la salida de la parte de AP, Fig V.25.

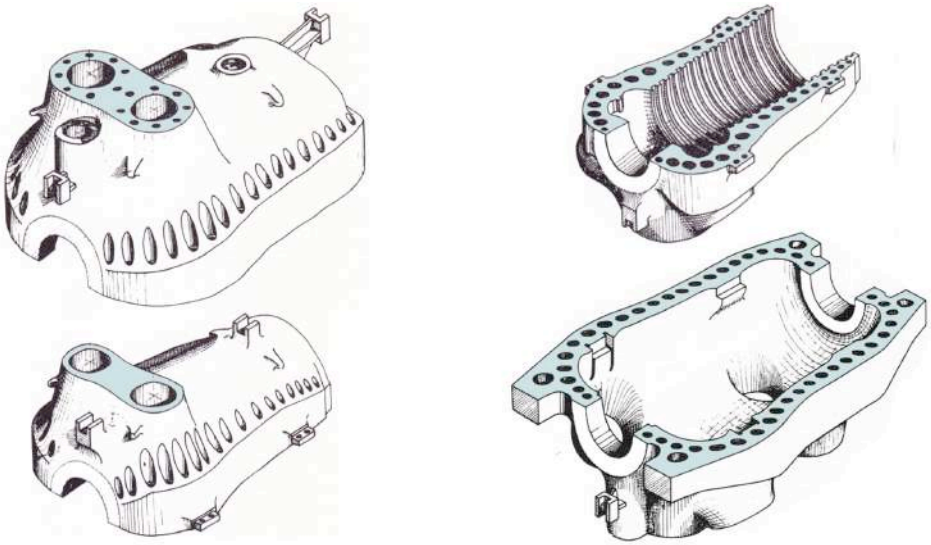


Fig V.25.- Cuerpo de AP de doble armazón

Las presiones elevadas plantean igualmente el problema de la estanqueidad en las juntas, lo que exige un buen contacto metal-metal, con una capa intermedia de barniz y numerosas clavijas de montaje. Las temperaturas elevadas plantean el problema de las dilataciones que, por su desigualdad, producen el alabeo de los armazones o de los contactos entre las piezas fijas y móviles. El primer problema se resuelve buscando formas simétricas para la disposición de las toberas, y el segundo por una adecuada elección de los emplazamientos de las juntas fijas y del tope. Los grandes cuerpos a BP de las turbinas de condensación deben ser lo suficientemente rígidos para resistir las deformaciones producidas por la presión atmosférica y las cargas del rotor aplicadas a los cojinetes, generalmente solidarios de la parte inferior del armazón.

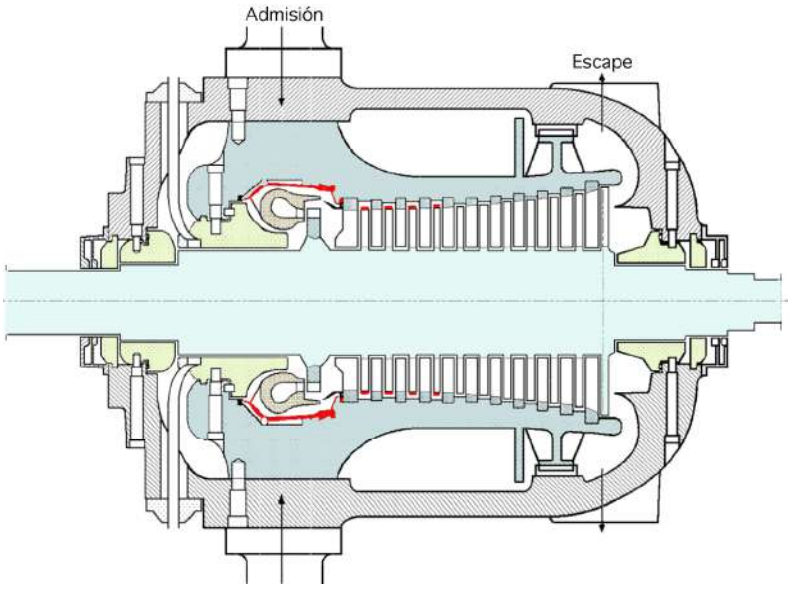


Fig V.26.- Armazón de AP de una turbina Rateau de 250 MW

Los conductos de descarga exigen un diseño cuidadoso para evacuar los considerables volúmenes de vapor que los atraviesan, con el mínimo de pérdidas. La llegada del vapor vivo se dispone de forma que no ejerza ningún empuje sobre el armazón, por lo que se utilizan tuberías de gran espesor que describen largos bucles para así reducir al mínimo las reacciones sobre el armazón imputables a las dilataciones, Fig V.27.

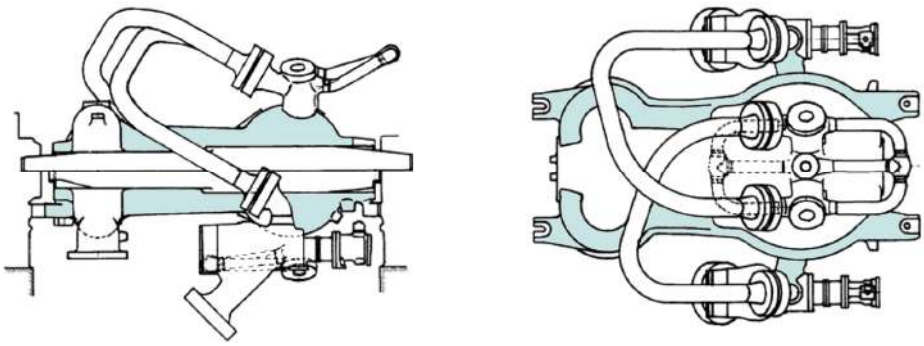


Fig V.27.- Llegada del vapor al cuerpo de AP de una turbina Brown-Boveri

V.9.- DILATACIONES

La dilatación del cuerpo de AP no debe destruir la concordancia de los ejes del armazón y del rotor. El armazón descansa sobre sus soportes, cuerpos de los cojinetes, mediante cuatro patines situados a la altura del eje, dos de los cuales están unidos transversalmente por chavetas a su soporte, y los otros dos pueden deslizar; otras dos guías aseguran la concordancia de los planos axiales verticales. Durante el arranque, las partes móviles se calientan más rápidamente que el estator, por lo que hay que tomar precauciones para evitar los contactos entre las partes fijas y móviles. Así, si el armazón solidario al condensador, se dilata de derecha a izquierda arrastrando al cojinete y al tope que deslizan sobre su soporte, el rotor se dilata en sentido inverso más rápidamente que el cuer-

po, llevando consigo una reducción de las holguras hacia detrás de las aletas móviles.

El procurar potencias elevadas, justificado por el hecho de que disminuyen todas las pérdidas excepto las de escape cuando la potencia unitaria es más grande, conduce al aumento de los caudales de salida; como los álabes mayores de la parte de BP están limitados a una longitud del orden de 800 mm con una velocidad periférica que puede sobrepasar los 500 m/seg, se hace necesario fraccionar el número de flujos, a menos que se tolere una velocidad de descarga mayor, la cual es fuente de pérdidas; de $30 \div 100$ MW, generalmente dos flujos, de $100 \div 190$ MW tres flujos y para potencias mayores, cuatro flujos.

El cuerpo de BP debe tener una gran rigidez frente a la presión exterior y los esfuerzos aplicados por el rotor y una guía correcta del flujo del vapor a fin de limitar las pérdidas aerodinámicas.

V.10.- COJINETES Y SOPORTES

El eje se apoya normalmente en tantos pares de cojinetes como cuerpos tenga la turbina; los cojinetes son del tipo de rodamiento liso con revestimiento antifricción y engrase por circulación de aceite a presión; el cojinete de anillos sólo se utiliza en máquinas pequeñas, en las que el empleo de rodamientos es muy raro.

El empuje axial, débil en las turbinas de acción y equilibrado en gran parte por dispositivos especiales en las de reacción (tambores de equilibrado), es absorbido por medio de topes de patines oscilantes. El tope de varias pestañas, en otro tiempo muy utilizado, se emplea ahora muy raramente debido a su reducida capacidad de carga y a las dificultades de una construcción perfecta. Conviene disponer un cojinete de tope por cada trozo del eje rígido. Lo más frecuente es que estén unidos rígidamente todos los trozos de distintas secciones y la máquina sólo lleve un tope capaz de resistir los esfuerzos en los dos sentidos. Su posición en el grupo depende de la manera en que se prevea el reparto de dilataciones; normalmente se sitúa próximo a la admisión de AP. El engrase de los cojinetes y los topes es hidrodinámico, por lo que en marcha, las superficies de rozamiento están separadas por una película de aceite suficientemente gruesa, que evita todo contacto entre las partes metálicas; la circulación del aceite por la película sigue las leyes del rozamiento fluido.

A continuación se presentan algunos de los parámetros que intervienen en el cálculo de cojinetes para turbinas de vapor:

$$\text{- En los cojinetes, la } \begin{cases} \text{presión media permanece comprendida entre } 100 \div 200\ N/cm^2 \\ \text{velocidad circunferencial máxima puede llegar a } 65\ m/seg \\ \text{holgura diametral llega a } 0{,}002\ D \text{ con un mínimo de } 0{,}25\ mm \end{cases}$$

El coeficiente de rozamiento, de valor medio del orden de 0,008, viene dado por la expresión:

$$\lambda = 9{,}5\ \sqrt{\frac{\eta\ n}{p}}\ ,\ \text{en la que,} \begin{cases} \eta \text{ es la viscosidad dinámica del aceite en centipoises } (N.seg/m^2\ ) \\ n \text{ es la velocidad de giro en revoluciones por segundo} \\ p \text{ es la presión media en } N/m^2 \end{cases}$$

Pérdidas mecánicas en el cojinete.- Vienen dadas por:

$$P = 0{,}042\, L\, D^2 \sqrt{\eta\, p\, n^3} \quad kW \;,\; con\ L\ y\ D\ en\ metros$$

- En los ***topes de patines oscilantes***, la presión media admisible en la superficie efectiva de los patines es del orden de $\begin{cases} 300 \div 350\ N/m^2 & para\ topes\ de\ grandes\ dimensiones \\ 200 \div 250\ N/m^2 & para\ topes\ de\ pequeñas\ dimensiones \end{cases}$, con una velocidad máxima de 65 m/seg.

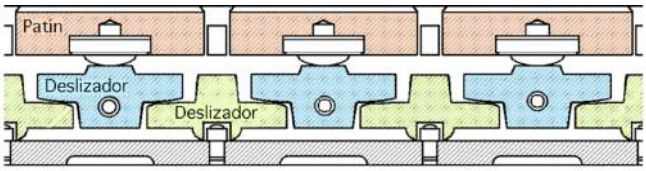


Fig V.28.- Topes de patines oscilantes

El coeficiente de rozamiento λ (del orden de 0,0025) viene dado por la expresión:

$$\lambda = 3\sqrt{\frac{\eta\, u^*}{p\, L}} \;,\; en\ la\ que, \begin{cases} u^* \text{ es la velocidad en el diámetro medio en } m/seg \\ L \text{ es la longitud desarrollada de los patines en la circunferencia media en metros} \\ p \text{ es la presión media en } N/m^2 \end{cases}$$

Las pérdidas mecánicas por rozamiento son:

$$P = 0{,}003\sqrt{\eta\, p\, b\, n^{*3}} \quad kW,\ con\ P\ en\ N,\ y\ la\ longitud\ b\ del\ patín\ en\ m$$

Los patines deben presentar una longitud suficiente en sentido perpendicular al movimiento y no ser demasiado largos, pudiéndose orientar libremente y permitir un reparto uniforme de las cargas sobre cada uno de ellos.

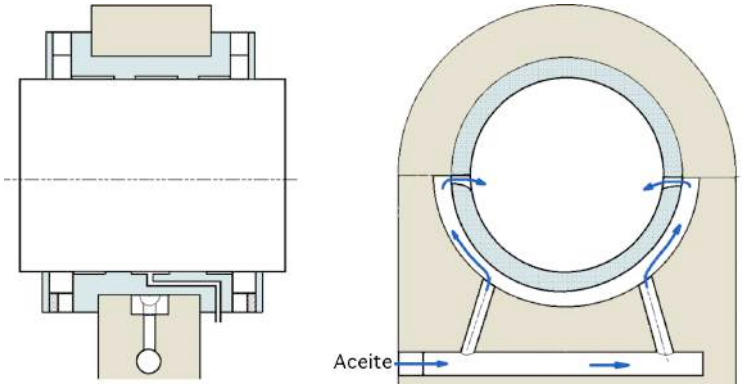


Fig V.29.- Circuitos de aceite en un cojinete

Caudal de aceite de engrase.- El caudal de aceite que corresponde a la absorción de 1 kW de pérdidas mecánicas, para una elevación de la temperatura del lubricante de 10ºC, admitiendo un calor específico medio del aceite de 0,53 Kcal/kg y una densidad media de 915 kg/m^3, es:

$$q = \frac{860}{60\ \Delta T\ c_{pF}\ \rho} = \frac{860}{60_x\, 10_x\, 0{,}53_x\, 0{,}915} = 2{,}96\ (litros\ por\ minuto\ y\ kW)$$

Presión del aceite de engrase: 5÷ 15 N/cm²

Velocidad del aceite en los conductos: 0,8÷ 1 m/seg

Caudal de agua de circulación en el refrigerante.- Se puede considerar un calentamiento del agua de circulación de 4ºC÷5ºC y un coeficiente medio de transmisión de calor por convección de 150 Kcal/m²hºC; la temperatura media del aceite es del orden de 55ºC, la temperatura del agua de circulación es de 15ºC cuando es agua de río y de 27ºC cuando la instalación tiene torres de refrigeración. Las funciones de engrase, regulación y seguridad, son servidas generalmente por una misma red de distribución de aceite que se complica excesivamente en las turbinas de gran potencia.

Los acoplamientos rígidos son los más sencillos y seguros, no necesitan engrase, no presentan desgastes, se fabrican en todos los tamaños y son los más empleados

El acoplamiento móvil más utilizado es el de doble dentado, en el que el engrase de los engranajes se asegura por inyección de aceite.

V.11.- CONDENSADORES

Es conocido el gran interés que tiene el bajar la contrapresión de escape de una turbina (o de una máquina alternativa de vapor), para así aumentar el salto entálpico isentrópico disponible.

Si a título de ejemplo consideramos un vapor a 25 atm y 350°C, entalpía de 746,1 Kcal/kg, que se expansiona hasta 1 atmósfera, entalpía final de 592 Kcal/kg, implica un salto entálpico de 154,1 Kcal/kg.

Si la expansión se prolonga hasta 0,1 atm abs, su entalpía final será de 517 Kcal/kg y el salto entálpico de 229 Kcal/kg, por lo que se han ganado 75 Kcal/kg, es decir, se ha conseguido una mejora del 49% frente al caso anterior que no tenía condensador; esta mejora en el rendimiento y en la potencia de la máquina se consiguen, de acuerdo con el Teorema de Carnot, al bajar la temperatura de la fuente fría.

Se define el grado de vacío, como la relación en %: $\frac{p_{atm} - p_{cond}}{p_{atm}} \ 100$

Un condensador de superficie puede llegar a dar un vacío del 96%, es decir, una presión absoluta de 0,04 kg/cm², para una presión atmosférica exterior de 1 kg/cm².

La presión en el condensador es suma de dos presiones:

- La presión parcial del vapor, a la temperatura del condensador

- La presión parcial del aire, que se ha introducido en el recinto sometido al vacío

En un proyecto hay que eliminar todo lo más posible el aire del condensador, y bajar la temperatura de condensación. En un condensador perfecto reinaría una presión igual a la tensión del vapor correspondiente a la temperatura de refrigeración.

Condensador de mezcla.- En este tipo de condensador, el vapor a condensar entra en contacto con el agua de refrigeración; ésta es usualmente agua corriente tomada de un río, y en consecuencia, con sales en disolución, por lo que es imposible enviar la mezcla condensada a la caldera y se pierde la energía contenida en el agua condensada; este tipo de condensador era el utilizado en las máquinas alternativas, siendo muy poco empleado en la actualidad.

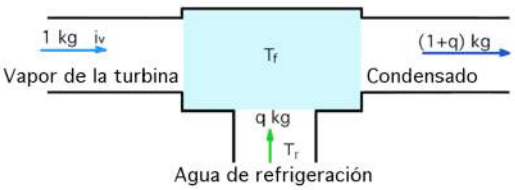


Fig V.30
Corrientes fluidas en un intercambiador de mezcla

Para calcular la cantidad de agua necesaria para la refrigeración, se parte del hecho de que el calor cedido por el vapor es igual al tomado por el agua de refrigeración; suponiendo que para 1 kg de vapor se precisan q kg de agua de refrigeración, el calor tomado por el agua es:

$$m\, c_p \Delta T = q\ 1\ (T_f - T_r\ )$$

en la que T_f es la temperatura final de la mezcla, y T_r la del agua de refrigeración.

El calor cedido por el vapor es $(i_v - 1.T_f\ )$ siendo i_v la entalpía del vapor a condensar.

Igualándolas y despejando el valor de q se obtiene:

$$i_v + q\ T_r\ = (q + 1)\ T_f \quad \Rightarrow \quad q = \frac{i_v - T_f}{T_f - T_r}$$

El valor de $(i_v - T_f\ )$ es del orden de 570, Kcal/kg, y el del agua de refrigeración q entre 20÷30 kg/kg; la temperatura T_f suele ser del orden de 40ºC, por lo que el descender mucho supone un consumo demasiado grande de agua; para, $T_f = 40°$, la presión parcial del vapor es de 0,075 kg/cm^2 mientras que la presión parcial del aire puede llegar a 0,025 kg/cm^2, por lo que la presión en el condensador llega a valer: 0,075 + 0,025 = 0,1 kg/cm^2.

El peso de la mezcla que debe evacuar la bomba de extracción es $(q + 1)$ kg/kg; pero también se tiene que evacuar el aire aportado disuelto en el agua de refrigeración, mediante un eyector que a 15°C y presión atmosférica, contiene alrededor de un 2% de su volumen, de aire disuelto. Si suponemos, por ejemplo que, q = 30 kg, ésto representa 0,6 litros de aire que expansionados a la presión parcial del aire, por ejemplo 0,01 kg/cm^2, ocupa un volumen, a la misma temperatura 15°C de:

$$\frac{p_0\ v_0}{p} = \frac{1\ (kg/cm^2\ )\ _x\ 0{,}6\ lit}{0{,}01\ (kg/cm^2\ )} = 60\ litros\ de\ aire$$

que habrá que evacuar por cada kg de vapor que entre en el condensador.

De entre los órganos de seguridad del condensador de mezcla destacaremos, de acuerdo con la Fig V.31, los siguientes:

- Una válvula de aislamiento, que permite el escape al aire libre en caso de avería en el condensador.

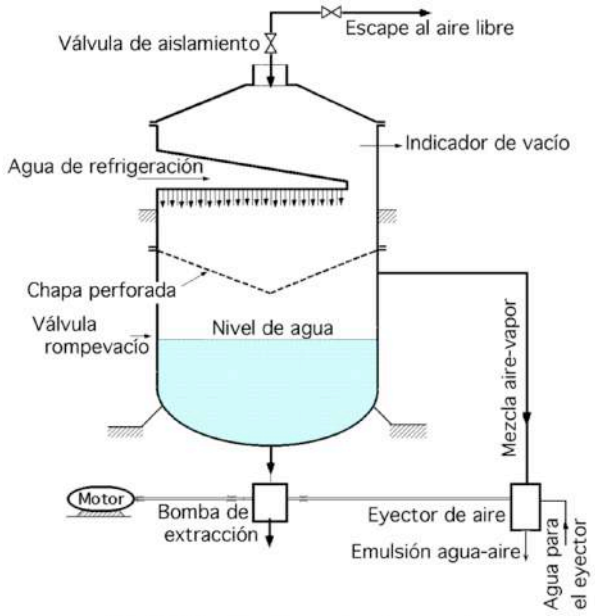


Fig V.31.- Condensador de mezcla

- *Un nivel de agua*
- *Un indicador de vacío*
- *Una válvula rompe-vacío*

El objeto de la válvula *rompe-vacío* es el siguiente: si la bomba de extracción funciona mal, el nivel del agua puede subir exageradamente en la cámara de condensación y llegar, incluso, hasta la turbina; en este momento interviene la válvula rompe-vacío, accionada por un flotador, que abre la cámara y establece en la misma la presión atmosférica, quedando así anulada la aspiración del agua de refrigeración. Los grandes volúmenes de aire a extraer del condensador se prestan al empleo de eyectores, en los que, el agua impulsada por una rueda (eyector de agua), o un chorro de vapor (eyector de vapor), arrastran por fricción el aire del condensador. Existen otros dispositivos, como los eyecto-condensadores, en los que un chorro de agua fría aspira el vapor según el principio del eyector y lo condensa simultáneamente.

Condensador de superficie.- En este tipo de condensadores, el vapor condensa sobre las paredes exteriores de tubos por cuyo interior circula el agua de refrigeración; en este caso, el agua condensada puede volver a la caldera, estando previsto, únicamente, un desgasificado que permita eliminar el aire que haya podido disolver el agua condensada al pasar por el condensador. El condensador de superficie es el complemento indispensable de las grandes turbinas de vapor, ya que, por ejemplo, el condensador de un grupo electrógeno (turbina-alternador) de 50 MW tiene que realizar la condensación de aproximadamente 200 Tm de vapor de agua por hora.

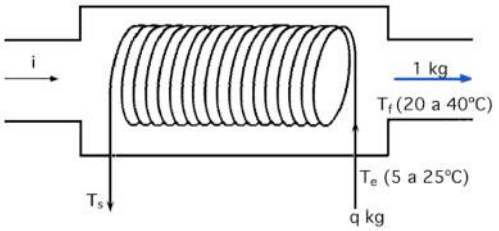


Fig V.32
Corrientes fluidas en un condensador de superficie

Para calcular la cantidad de agua necesaria para la refrigeración, utilizaremos la misma nomenclatura que para el de superficie; llamamos:

T_e a la temperatura del agua de refrigeración a la entrada, comprendida entre 5°C y 25°C
T_s a la temperatura del agua de refrigeración a la salida, comprendida entre 15°C y 35°C

De acuerdo con la Fig V.32, un balance de entalpías permite determinar q en la forma:

$$q \cdot 1\,(T_s - T_e) = i_v - 1\,T_f \quad \Rightarrow \quad q = \frac{i_v - T_f}{T_s - T_e}$$

Los valores de T_f suelen ser más bajos que en el condensador de mezcla, ya que se desea obtener

un vacío más perfecto; suelen ser unos 15°C superiores a T_e, es decir, entre 20°÷40°C.

En el condensador de superficie, el agua de refrigeración a la salida no tiene la misma temperatura del vapor, sino inferior a ella $(T_s < T_f)$ por lo que en el denominador de la fórmula del consumo de agua figura $(T_s < T_e)$ en lugar de $(T_f < T_e)$; el consumo de agua es mayor que en el anterior.

Para calcular la superficie de intercambio se parte del hecho de que el intercambio de calor se realiza entre un fluido caliente a temperatura constante (vapor), y otro (agua), a temperatura variable. La transferencia de calor es:

$Q = (i_v - T_f)\, G$, *en Kcal/hora, siendo G el gasto de vapor en kg/hora*

El valor de Q se puede poner también, en la forma:

$$Q = U\,\Omega\,\Delta T_m = U\,\Omega\,(LMTD)\text{, en la que } \begin{cases} U \text{ es el coeficiente global de transferencia de calor} \\ \Delta T_m = T_f - \dfrac{T_s + T_e}{2} \\ \Omega \text{ es la superficie de intercambio térmico} \end{cases}$$

El coeficiente global de transmisión de calor por convección U, depende del coeficiente de conductividad del metal de los tubos del condensador, que es conocido, y de los coeficientes de transmisión de calor del vapor a los tubos y de los tubos al agua fría que los recorre.

La velocidad que se suele tomar para el agua fría es de 2÷2,5 m/seg; para estas velocidades el valor de U es del orden de, 3000÷4500 Kcal/h.m^2°C.

El consumo de agua de refrigeración es del orden de 65 kg agua/kg vapor.

Una superficie de intercambio de Ω = 1 m^2 permite condensar de 35÷50 kg de vapor por hora, y en condiciones muy favorables, se podría llegar hasta 100 kg de vapor por hora.

En las instalaciones modernas, una mejora en el vacío del condensador de 1 mm de Hg, es decir, de un 1,3%, para una presión atmosférica de 760 mm de Hg, equivale a una elevación de la presión en la caldera de 1 atm. Una mejora en el vacío del condensador de un 1% (entre 90%÷95%), determina una disminución en el consumo de vapor de un 2%÷3% por kW

Una mejora de 1°C en la temperatura T_s de salida del agua de refrigeración, determina una mejora del orden de un 0,4% en el grado de vacío del condensador

El condensador de superficie indicado en la Fig V.33 es un intercambiador de calor (1-2); el fondo izquierdo, al cual llega el agua fría, está separado en dos mitades por medio de un tabique, lo que obliga al agua a circular de izquierda a derecha en los tubos situados en la mitad inferior del condensador y de derecha a izquierda en los situados en la mitad superior, sin que sea necesario ningún tabique separador en el fondo derecho; la longitud máxima de los tubos puede llegar a ser de 6 m; con doble circulación, y sólo a efectos de cálculo, se comportarían como tubos de 12 m de longitud.

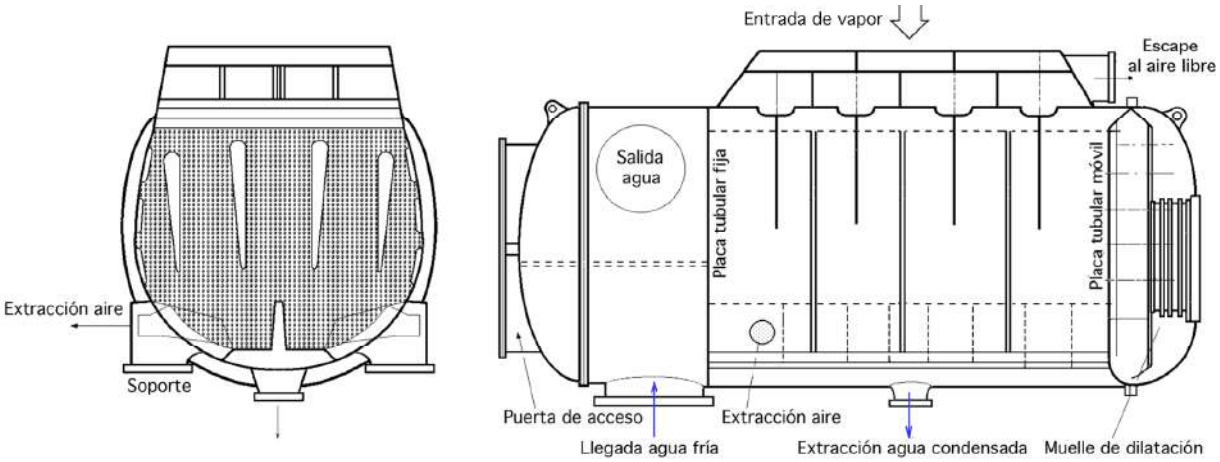


Fig V.33.- Condensador de superficie (1-2)

La eliminación del aire se consigue, generalmente, mediante un eyector de vapor (de dos escalones), dado el alto grado de vacío que debe obtenerse. También se prevé en el propio condensador un cierto número de tubos alimentados por agua fría, que juegan el papel de refrigerantes de aire, ocupando de esta forma el aire enfriado en el condensador un volumen menor, por lo que su extracción implica un menor consumo de energía.

La envoltura del condensador suele fabricarse con chapas soldadas, siendo la unión del condensador con la turbina, elástica, por cuanto se presentan diferencias de temperaturas entre la fase de reposo y de funcionamiento, disponiendo para tal fin de un fuelle de dilatación.

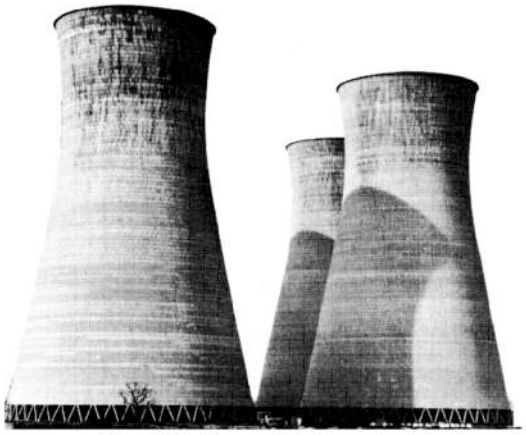


Fig V.34.- Torres de refrigeración

Si se sigue suponiendo el ejemplo de un grupo de 50 MW y 200 Tm de vapor por hora, es necesario prevér un gasto de agua de refrigeración del orden de, $200 \times 65 = 13.000$ m^3 por hora, lo que hace necesario que una central térmica tenga que instalarse en las proximidades de un un río de caudal importante, o cerca del mar.

En el caso en que la central no esté en las proximidades de un río, (porque el combustible que utilice, de calidad inferior, se obtenga en sus cercanías), se presenta el problema del agua de refrigeración, haciéndose necesario la utilización de refrigerantes, según los cuales, el agua de refrigeración recorre un circuito cerrado a partir del condensador en el que se calienta, refrigerante y vuelta al condensador; en estos refrigerantes el agua se enfría en contacto con el aire de la atmósfera; los refrigerantes son muy voluminosos y caros, pero necesarios, empleándose frecuentemente, no sólo en centrales térmicas, sino para otras aguas de refrigeración en industrias que no puedan disponer de aguas de calidad suficiente.

En los refrigerantes, el agua a refrigerar finamente dividida entra en contacto con una corriente

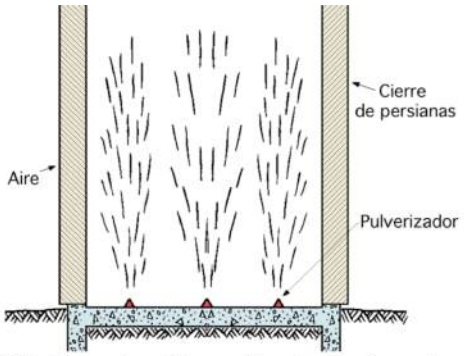


Fig V.35.- Torre de refrigeración simple, formada por un depósito con pulverizadores y cierre de persianas

de aire atmosférico que provoca la refrigeración del agua por contacto y transmisión de calor, pero sobre todo, por evaporación de parte del agua, que es luego arrastrada por la corriente de aire. Este efecto de refrigeración por evaporación sólo tiene lugar cuando el aire atmosférico no esté saturado de humedad; con él se puede conseguir refrigerar el agua por debajo de la temperatura del medio ambiente.

El máximo efecto refrigerante se consigue cuando en el agua se alcanza una temperatura igual a la del punto de rocío del aire ambiente, que es la temperatura a que sería necesario enfriar la atmósfera para que el aire ambiente se saturase. La temperatura que realmente se obtiene se aleja bastante, dependiendo sobre todo del flujo de aire que atraviesa el refrigerante.

Un grado de humedad relativa bajo resulta tan interesante como una temperatura ambiente baja, y así tener un punto de rocío bajo y un buen efecto refrigerante.

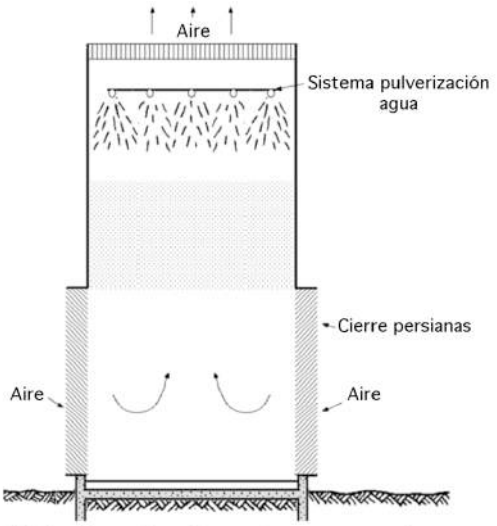


Fig V.36.- Torre de refrigeración por convección natural incrementada por la acción de la caída de agua procedente de múltiples salpicadores

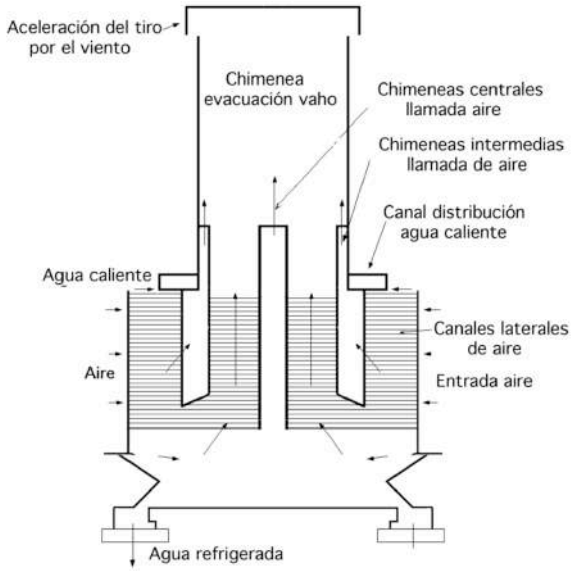


Fig V.37.- Esquema torre de refrigeración tiro natural

En las Fig V.34, 35, 36 y 37, se han representado los esquemas de algunos tipos de torres de refrigeración; en los países de clima cálido se suelen emplear refrigerantes de tiro forzado, que consumen energía, pero que son más pequeños y refrigeran más.