IV.- ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR.- REGULACION

pfernandezdiez.es

IV.1.- TURBINA DE CONDENSACIÓN

Si las características del vapor son moderadas, del orden de 25 kg/cm^2, la construcción puede ser muy sencilla, Fig IV.1 y 2. La Fig IV.3 muestra una turbina de potencia moderada que lleva una corona en cabeza con dos escalonamientos de velocidad seguida de 36 escalonamientos de reacción.

El uso del doble armazón y de los portatoberas se justifica para valores elevados de la presión.

El armazón consta de dos elementos unidos mediante bulones, siendo, en general, el elemento de BP de fundición y el de AP de acero moldeado; la parte de BP de la máquina está sujeta por su fondo de escape a una placa de cimentación, mientras que la parte de AP puede deslizarse sobre su apoyo mediante un cojinete de bancada.

La turbina se puede dividir en un cuerpo de AP de flujo único y un cuerpo de BP de dos flujos. La disposición de dos cuerpos facilita su construcción cuando el número de escalonamientos es elevado, o cuando no se puede evacuar el vapor en el último escalonamiento a través de una sola corona, debido a un vacío del orden de 0,04 atm o menos, o a que su volumen es grande, o a las dos causas a la vez. Las dimensiones de las últimas coronas se limitan por razones de resistencia mecánica.

El recalentamiento del agua de alimentación se puede asegurar mediante una serie de trasiegos, por ejemplo, cuatro en el cuerpo de AP y dos en el cuerpo de BP.

La evolución actual de la construcción de las turbinas de las centrales térmicas viene motivado por el aumento de las potencias unitarias de las características del vapor en la admisión y por el empleo del recalentamiento intermedio, que implican una elevación del rendimiento térmico y un menor coste de la energía. Si la presión de admisión es del orden de los 100 kg/cm^2 y la temperatura de la admisión y del recalentamiento intermedio es del orden de los 550ºC, la construcción puede ser

de tres cuerpos AP, MP o (MP-BP), y BP. El cuerpo de AP puede estar constituido por una rueda Curtis situada en cabeza, o por una serie de escalonamientos de acción, en los que el vapor vivo puede entrar a la parte media del cuerpo de AP, y se expande en la corona de cabeza y en los escalonamientos de acción antes del recalentamiento intermedio; los cuerpos de (MP-BP) y de BP están alimentados con doble flujo.

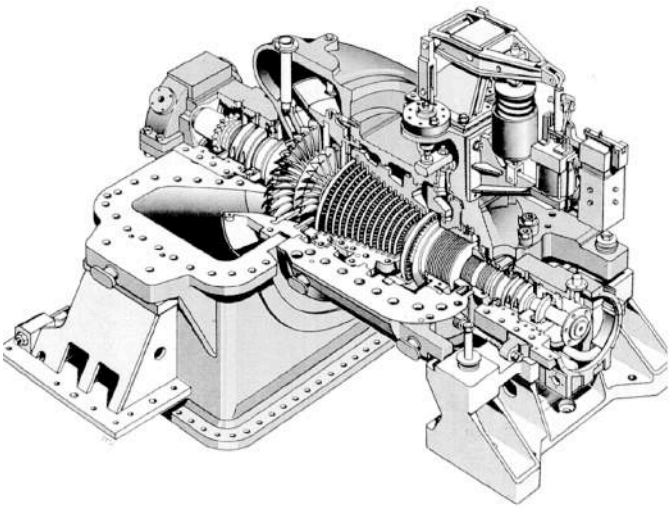

Fig IV.1.- Sección de una turbina de condensación

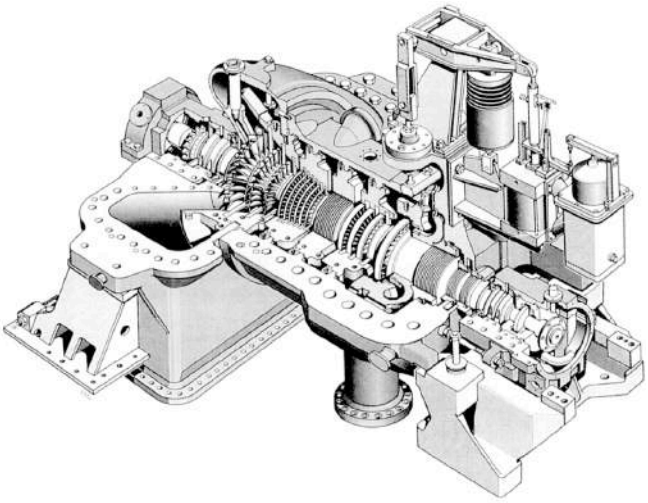

Fig IV.2.- Turbina de condensación con extracción de vapor

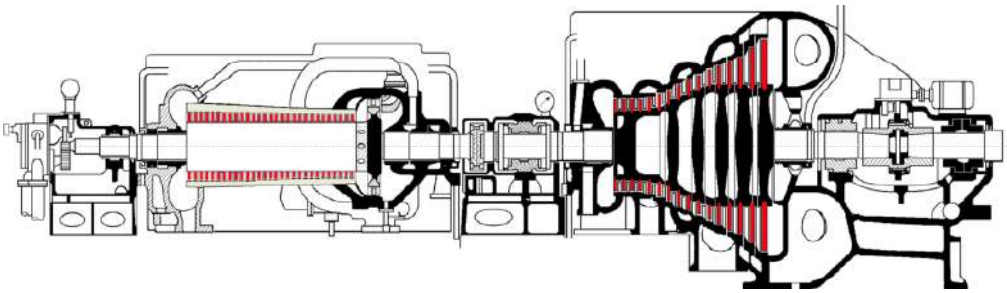

Fig IV.3.- Turbina de condensación de dos cuerpos

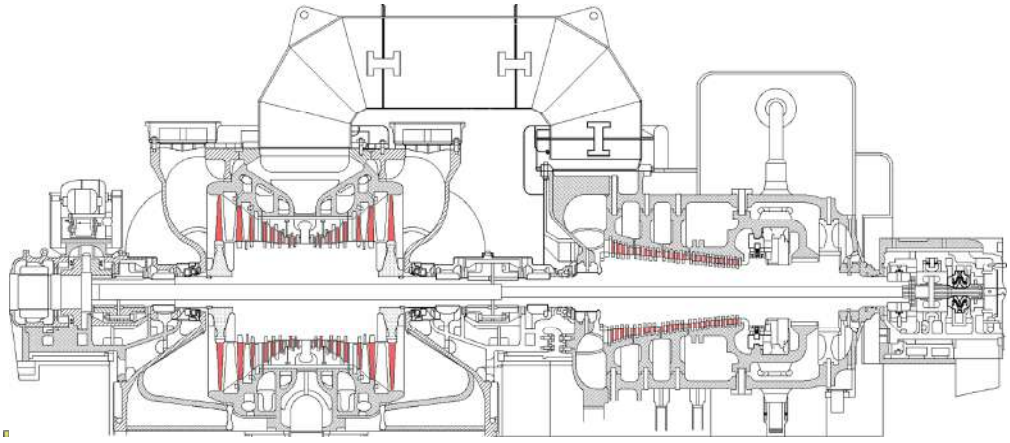

Fig IV.4.- Turbina de condensación de dos cuerpos y dos flujos de BP

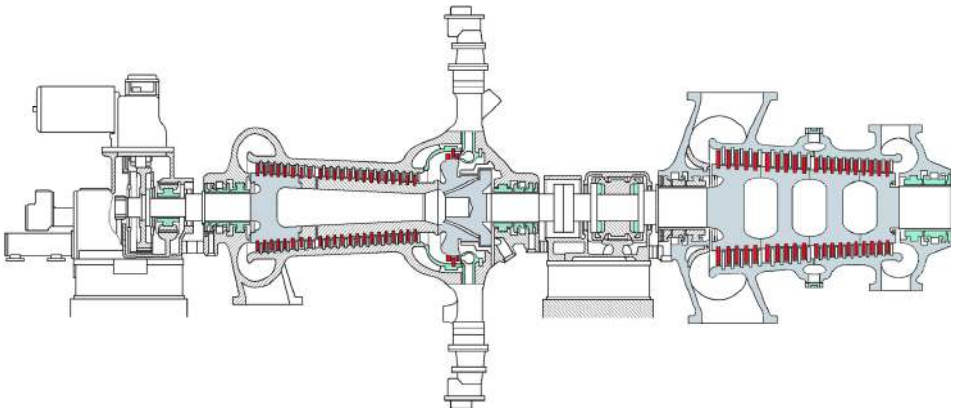

Fig IV.5.- Turbina de condensación de tres cuerpos, AP, MP y BP

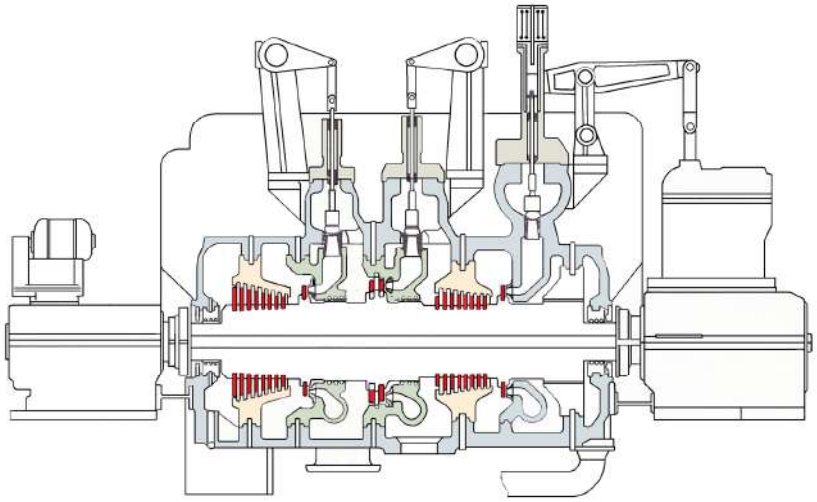

Fig IV.6.- Turbina con dos extracciones de vapor y condensación

Para presiones del vapor mayores y recalentamiento intermedio, se utilizan turbinas de cuatro cuerpos, $\begin{cases} \textit{un cuerpo de AP con flujo simple} \\ \textit{un cuerpo de MP de doble flujo} \\ \textit{dos cuerpos de BP de doble flujo} \end{cases}$

V.6.- TURBINA DE CONTRAPRESIÓN

Cuando las características del vapor sean inferiores a 17,5 atm y 290ºC, estas turbinas se construyen de fundición y para características superiores se construyen de acero, Fig IV.7. Las disposiciones constructivas aplicadas a las máquinas pequeñas son sencillas, pues llevan cojinetes de anillos, topes de cojinetes de bolas, estanqueidad por anillos de carbono, regulador de acción directa, orificios de admisión y de escape en el cuerpo inferior, etc.

En estas máquinas, la utilización de presiones elevadas implica la utilización de un armazón doble, un mayor espesor de los conductos de alimentación y un elevado número de puntos de estanqueidad.

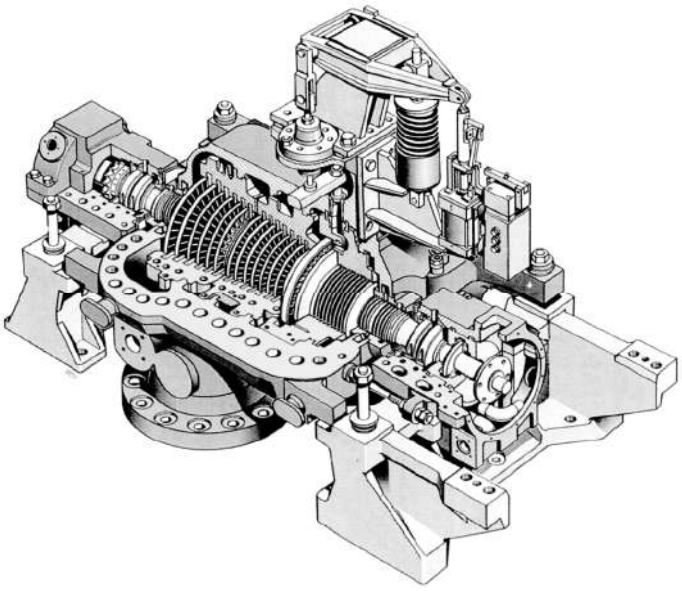

Fig IV.7.- Sección de una turbina de contrapresión

Para potencias inferiores a 1 MW consisten simplemente en una rueda Curtis, efectuándose el accionamiento del alternador mediante un reductor de engranajes.

Para potencias entre 1 MW ÷ 3 MW la turbina es de tipo mixto, con un escalonamiento en cabeza de acción simple, o de rueda Curtis, seguido de un grupo de coronas de reacción; el accionamiento del alternador se efectúa mediante un reductor, pudiendo alcanzar la turbina una velocidad de giro de 9.000 ÷ 10.000 rpm

Para potencias por encima de 3 MW el accionamiento del alternador se realiza mediante acoplamiento directo (3.000 rpm); la turbina es siempre de tipo mixto, acción-reacción; en las unidades más potentes, las características en la admisión pueden llegar a 150 bar y 550ºC, por lo que en lugar de utilizar el vapor de escape con fines industriales, se dirige éste a las turbinas de MP y BP existentes, estando situada la turbina de contrapresión aguas arriba de estas últimas para aumentar su rendimiento.

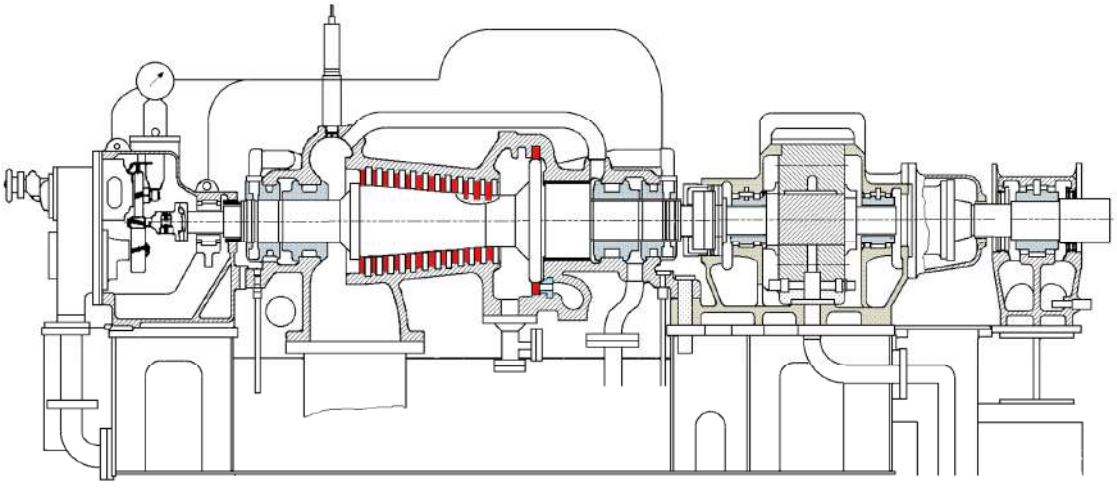

Fig IV.8.- Turbina de contrapresión

IV.2.- TURBINAS MARINAS

En las turbinas marinas, la diferencia entre la velocidad de la turbina (3.000÷ 6.000 r.p m.), y la de la hélice del barco (100÷ 200 rpm), no permite un acoplamiento directo, por lo que hay que introducir un reductor de engranajes, y de esta forma puede competir con otros motores de marcha lenta (máquinas alternativas de vapor o Diesel), e incluso con los más lentos. Para reducciones pequeñas, por debajo de 1/15 se utiliza un solo juego de engranajes, y para reducciones mayores se utiliza un doble juego de engranajes.

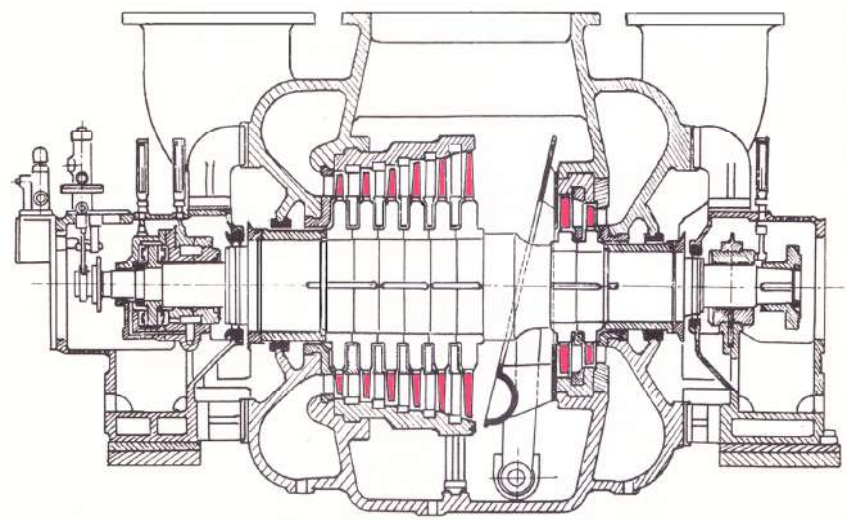

Fig IV.9.- Turbina marina Alsthom de 2,2 MW con corona de álabes de marcha atrás incorporado y obturador móvil

En el extremo del primer eje, que gira por ejemplo a 5000 rpm. lleva una turbina de AP de marcha adelante, (rueda Curtis y escalonamientos de reacción), mientras que en el otro extremo del mismo eje lleva una turbina de AP de marcha atrás (rueda Curtis).

En el extremo de un segundo eje, que gira a menor velocidad, por ejemplo a 3.000 rpm, las turbinas de BP que son de marcha adelante y las de BP de marcha atrás, están montadas en la misma bancada. Estos dos ejes atacan la corona grande del reductor que gira, por ejemplo a 100 rpm, mediante dos juegos dobles de engranajes helicoidales.

En la Fig IV.9 se presenta el esquema de una turbina marina con obturador móvil, que obtura la corona de álabes de marcha hacia adelante o hacia atrás; en los álabes tapados la energía degradada se evacúa por convección, por lo que aumenta la temperatura, lo que favorece la reducción de pérdidas por ventilación, y que se debe mantener en un intervalo de valores admisible.

IV.3.- ELEMENTOS DE CALCULO DE UNA TURBINA MULTICELULAR

Los tres grandes grupos de turbinas de vapor que se pueden presentar son:

a) *Turbina de contrapresión,* en la que la presión del vapor a la salida de la turbina está por encima de la presión atmosférica y es susceptible de poder ser empleado en un proceso industrial.

b) Turbina de condensación, en la que el vapor se expande desde la presión de entrada hasta una presión por debajo de la atmosférica, condensando posteriormente y bombeando el agua a la caldera; es el tipo de turbina empleado en las centrales térmicas de generación de energía eléctrica.

c) Turbina de extracción, que consiste en una turbina con una toma de vapor en la carcasa para alimentar un determinado servicio, o precalentar del agua de alimentación de la caldera; la turbina de extracción puede ser de condensación o no. La presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal del vapor extraído por medio de un regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada en la turbina; si la extracción no se controla, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor de salida de la turbina. Las turbinas de extracción se utilizan en aquellos procesos industriales en los que se puedan requerir dos niveles de presión.

Los datos más usuales a tener en cuenta en el cálculo de una turbina multicelular son:

- *La presión y temperatura del vapor en la admisión* p_0, T_0
- *La potencia de la máquina* N *dada en las bornas del alternador*
- *El gasto másico del vapor* G
- *La presión en el condensador* p_C
- *La velocidad de rotación* n

La presión de trabajo de la turbina se obtiene de la presión en la admisión, teniendo en cuenta un cierto margen que permita prevenir tanto las variaciones accidentales de la presión, como las pérdidas de carga en las tuberías y en el recalentador.

La presión en el condensador depende del caudal y de la temperatura del agua de refrigeración, de las dimensiones del condensador y del caudal de vapor a condensar; el vacío se mejora ligeramente cuando disminuye este caudal. El agua de río permite una presión en el condensador del orden de $0{,}035 \div 0{,}040$ atm abs; si se utilizan torres de refrigeración esta presión es del orden de $0{,}05 \div 0{,}09$ atm abs.

Si la turbina va acoplada a un alternador, la velocidad de rotación viene impuesta por la frecuencia de la red alimentada por el grupo; para reducir sus dimensiones conviene que las turbinas giren lo más rápido posible; así, para el caso de un acoplamiento directo, se utilizan, para redes de 50 ciclos/seg, velocidades de 3000 rpm.

Para potencias de menos de 1 MW, (turbinas industriales de contrapresión), las velocidades son mucho más elevadas y el acoplamiento del alternador se hace mediante un reductor de engranajes.

IV.4.- MÉTODOS DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Para poder adaptar la potencia de una turbina de velocidad constante a la demanda de una má-

quina receptora (alternador), se pueden utilizar algunos de los siguientes tipos de regulación:

- Regulación por variación de la presión en la admisión, que se consigue mediante laminación en la válvula de admisión o variando la presión en la caldera, (regulación cualitativa).

- Regulación por variación del número de toberas activas en la admisión sobre la primera corona, (regulación por admisión parcial o regulación cuantitativa).

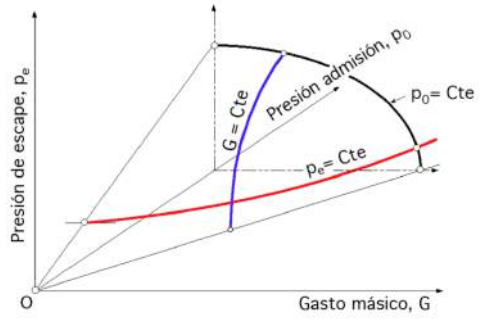

Fig IV.10.- Representación de la función f(G, p_e ,p_0) = 0

Si en un sistema de coordenadas *(G, p_0, p_e)* se toman como variables la presión de admisión p_0 después de las válvulas de regulación, la presión de escape p_e y el gasto másico *G*, la función *f(G, p_0, p_e) = 0*, viene representada por una superficie cónica de vértice O, Fig IV.10.

La intersección de dicha superficie por planos, p_0 = Cte, son elipses

Las funciones $\begin{cases} p_e\,(p_0\,) \text{ para, } G = Cte \\ p_0\,(G) \text{ para, } p_e = Cte \end{cases}$ *, son hipérbolas*

La función $p_0\,(G)$ se puede poner en la forma, $\frac{p_0^2}{p_e^2} - \frac{G^2}{b^2} = 1$, en la que *b* es una constante

Regulación por variación de la presión mediante laminado en la válvula de admisión.- En este tipo de regulación, también llamada *regulación cualitativa*, el laminado se efectúa a entalpía constante; en el diagrama de Mollier, el punto A se desplaza hacia A', Fig IV.11, y simultáneamente $\begin{cases} la\ caída\ de\ entalpía\ pasa\ de\ \Delta i\ a\ \Delta i' \\ el\ gasto\ másico\ pasa\ de\ G\ a\ G' \\ el\ rendimiento\ de\ \eta\ a\ \eta' \end{cases}$, obteniéndose la siguiente relación de presiones:

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \frac{G'\,\Delta i'\,\eta'}{G\,\Delta i\,\eta} \quad ; \quad \frac{p_{0'} - p_e}{p_0 - p_e} = \frac{G'\,\Delta i'\,\eta'}{G\,\Delta i\,\eta}$$

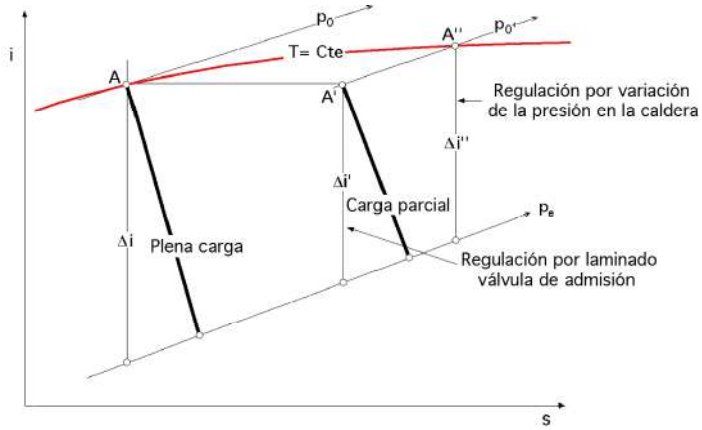

Fig IV.11.- Línea de expansión (Regulación por laminado en la válvula de admisión)

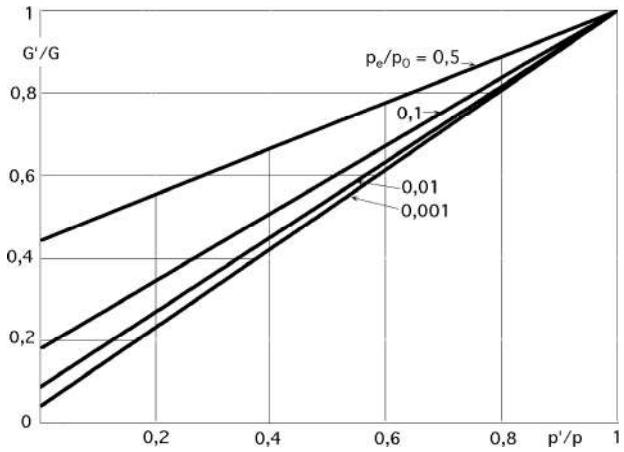

Fig IV.12.- Representación de $\frac{G'}{G}$ *en función de* $p_{0'}$

En las turbinas de condensación p_e es muy pequeña por lo que: $\frac{G'}{G} = \frac{p_{0'}}{p_0}$

El valor de Δi' se obtiene del diagrama de Mollier en función de $p_{0'}$

La variación de $\frac{\eta'}{\eta}$ depende de una serie de factores como:

- *La relación cinemática* ξ
- *El coeficiente de recuperación*
- *La humedad del vapor en los escalonamientos de BP, etc.*

La representación de $\frac{G'}{G}$ en función de p_0 conduce a curvas que se aproximan a rectas, tanto más cuanto menor sea la relación $\frac{p_e}{p_0}$, Fig IV.12.

Regulación por variación de la presión en la caldera.- Si la temperatura del vapor se mantiene constante, el punto A' se desplaza sobre una isoterma y se obtiene una caída de entalpía Δi generalmente mayor que Δi', tanto más, cuanto más elevada sea la presión inicial, observándose que para altas presiones y temperaturas de recalentamiento, el valor de Δi permanece sensiblemente constante para pequeñas variaciones de la carga. El punto que representa el estado del vapor a la salida de la turbina se desplaza hacia las regiones de menor humedad; sin embargo, este tipo de regulación que parece mejor que el anterior, no se puede emplear generalmente en calderas de tipo clásico en las que la variación de presión se produce con un retardo exagerado, que además exige la unificación de una o varias calderas en un solo grupo; excepcionalmente se ha empleado en calderas tipo Benson.

Regulación por admisión parcial, o regulación cuantitativa.- La caída isentrópica global permanece constante, Fig IV.13; la expansión AB representa la evolución en el primer escalonamiento y la expansión BC en el resto de la turbina a plena carga.

Cuando el gasto másico se reduce a G', la aplicación a la segunda parte de la turbina de la relación:

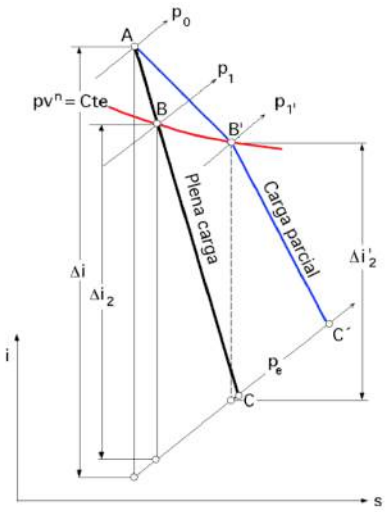

Fig IV.13.- Línea de expansión (Regulación por admisión parcial)

$$\frac{p_0^2}{p_e^2} - \frac{G^2}{b^2} = 1$$

proporciona la presión $p_{1'}$ a la salida del escalonamiento de cabeza:

$$\frac{p_{1'}^2}{p_e^2} - \frac{G'^2}{b^2} = 1 \quad ; \quad G' > G \quad ; \quad p_{1'} < p_1$$

por lo que el primer escalonamiento trabaja con una carga débil bajo una caída de entalpía mayor y con un rendimiento menor.

El resto de la turbina se comporta como una turbina regulada mediante un laminado, con la diferencia de que el punto que representa el estado del vapor en la admisión (p_1, v_1) no se desplaza sobre una isentálpica, sino sobre una politrópica de la forma:

$p\, v^n = Cte$, $n = 1{,}08$ *aproximadamente*

En consecuencia, cuando el gasto másico varía, la potencia generada por cada una de las dos partes de la turbina se puede calcular separadamente.

La Fig IV.14 representa el haz de curvas $\frac{G'}{G}$ en función de $\frac{p'}{p}$ en el caso de regulación por admisión parcial; este tipo de regulación, para cargas pequeñas, es más ventajoso que la regulación por laminado, tanto más, cuanto mayor sea la relación $\frac{p_e}{p_0}$, pero tiene los siguientes inconvenientes:

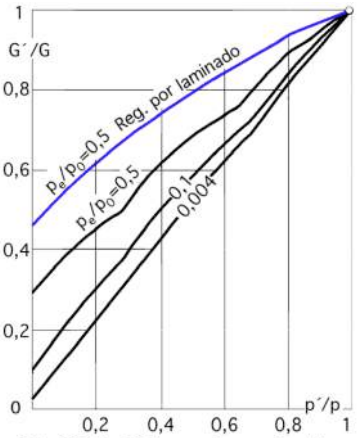

Fig IV.14.- Valores de regulación por admisión parcial

- El mecanismo de inyección es más complicado (varias válvulas)

- La corona del primer escalonamiento tiene que ser de acción

- Un menor rendimiento a carga parcial, debido a las pérdidas por ventilación en los sectores no alimentados

- Los esfuerzos asimétricos y choques sobre los álabes a la entrada de los sectores en servicio, que es tanto más notable cuanto más elevada sea la presión, debido a la gran densidad del vapor, por lo que en las instalaciones supercríticas, se vuelve a la regulación por laminado.

Sobrecarga.- Para prever un margen de potencia, del orden del 10% al 20%, más allá de la potencia normal de servicio, algunas turbinas están previstas para funcionar en sobrecarga, lo que lleva consigo un descenso del rendimiento.

La sobrecarga se puede obtener:

- Aumentando el diámetro de la primera corona y previendo un sector de admisión suplementario; por este procedimiento el margen de sobrecarga es bastante reducido, 8÷ 10%

- Admitiendo una parte del vapor vivo después de las primeras coronas, pero tiene el inconveniente de so-

meter a los escalonamientos situados aguas abajo a presiones y temperaturas elevadas

- Colocando un by-pass interno que ponga en comunicación el vapor que sale de la primera corona con un escalonamiento situado aguas abajo

IV.5.- EL PROBLEMA DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

El primer problema que se plantea es el control de la velocidad, que se tiene que mantener en ciertos casos en un valor determinado, y que hay que limitar a un máximo aceptable en todos, ya que ningún grupo puede soportar una velocidad de embalamiento igual, en general, al doble de la velocidad de régimen, por lo que es de vital importancia controlar la velocidad de rotación.

En la regulación de turbinas industriales que, aparte de generar energía, suministran vapor a baja presión para el calentamiento, y en las turbinas de las centrales destinadas exclusivamente a la generación de energía mecánica, aparecen otras exigencias por lo que las soluciones que se dan al problema de la regulación varían según el caso, como indicamos a continuación:

Regulación de turbinas industriales.- El caso más sencillo es el de la turbina de contrapresión cuya potencia es función del consumo de vapor suministrado a presión constante. El alternador va forzosamente conectado a una red eléctrica que absorbe la energía que sobra, o cede la energía que falta, ya que es imposible, para este tipo de máquinas, regular de manera independiente la potencia y el gasto de vapor. La velocidad se mantiene constante por la frecuencia de la red y el taquímetro sólo entra en acción para detener la máquina cuando se corta la conexión con la red.

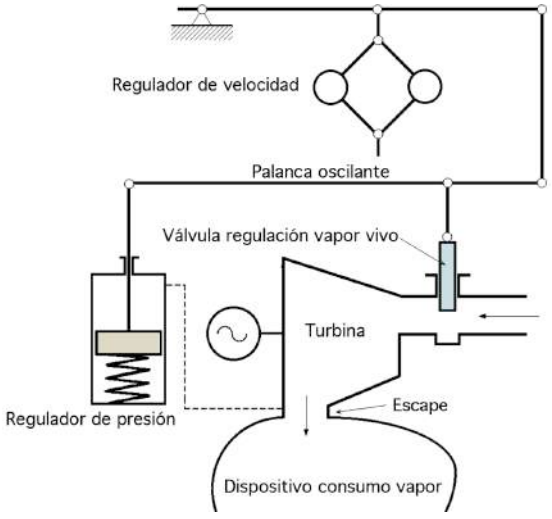

Fig IV.15.- Regulación de una turbina de contrapresión

En la Fig IV.15 se muestra un esquema simplificado de esta regulación:

- La velocidad de rotación de la turbina es fija, (manteniendo invariable la posición de la palanca oscilante)

- El regulador de presión acciona la válvula de admisión en función de la demanda de vapor de calenta-

miento

- Si se presentan variaciones de frecuencia en la red, el desplazamiento resultante de la válvula es compensado por el regulador de contrapresión

- Después de un corte en la conexión con la red exterior, el regulador de presión deja de actuar automáticamente y entra en acción el regulador de velocidad

Cuando el grupo tiene que cubrir las necesidades de calor y energía de una explotación, (funcionando sin red exterior), se dispone de una turbina de contrapresión y otra de condensación dispuesta sobre el mismo eje y, generalmente, en la misma bancada, Fig IV.16.

Si la demanda de energía es superior a la potencia que corresponde al gasto másico de vapor de calentamiento, se abre la válvula que regula la admisión en el cuerpo de BP para enviar al condensador el vapor adicional que atraviesa los dos cuerpos de la turbina, sin influir en la presión en el conducto trasvasado.

La distancia entre los distintos puntos articulados a lo largo de la palanca oscilante se eligen de manera que cumplan las dos condiciones siguientes:

a) A gasto másico y presión de vapor trasvasado constante, toda variación de la velocidad de rotación produce un desplazamiento de las válvulas de regulación de vapor vivo y de admisión en el cuerpo de BP, de tal manera, que los gastos másicos adicionales que circulan en cada uno de los cuerpos de la turbina satisfagan la relación: $\Delta G_{AP} = \Delta G_{BP}$

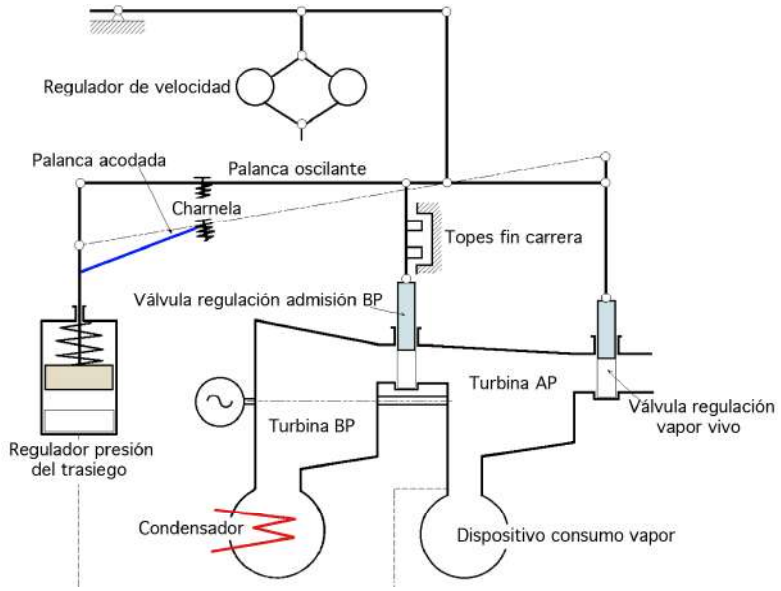

Fig IV.16.- Regulación de una turbina de condensación con extracción de vapor

b) A potencia y velocidad de rotación constantes, cualquier variación de la contrapresión produce un desplazamiento de las válvulas de regulación de vapor vivo y de admisión en el cuerpo de BP, de forma que las diferencias de potencia que se producen en cada uno de los cuerpos tienen que satisfacer la relación:

$\Delta p_{AP} = - \Delta p_{BP}$

Una turbina de trasiego y condensación sólo puede mantener constantes la velocidad de rotación y la presión de trasiego si las válvulas de admisión de la parte de BP no están ni completamente abiertas, ni completamente cerradas. Desde el momento en que se alcanza una de las posiciones extremas, un dispositivo, Fig IV.16, desconecta el regulador de presión dejando la turbina bajo la única acción del regulador de velocidad.

Por razones económicas a veces es necesario suministrar el vapor a dos temperaturas diferentes, efectuándose la toma a dos presiones distintas. La regulación se lleva a cabo como se indica en la Fig IV.17, en la que el regulador de velocidad actúa únicamente como limitador.

Si el grupo funciona sin red exterior, la turbina sólo se podrá regular si se añade un cuerpo de condensación después de la turbina de trasiego y contrapresión, que equilibre las variaciones según las necesidades de energía de la explotación, así se llega a la turbina de doble trasiego y condensación, representada esquemáticamente en la Fig IV.18.

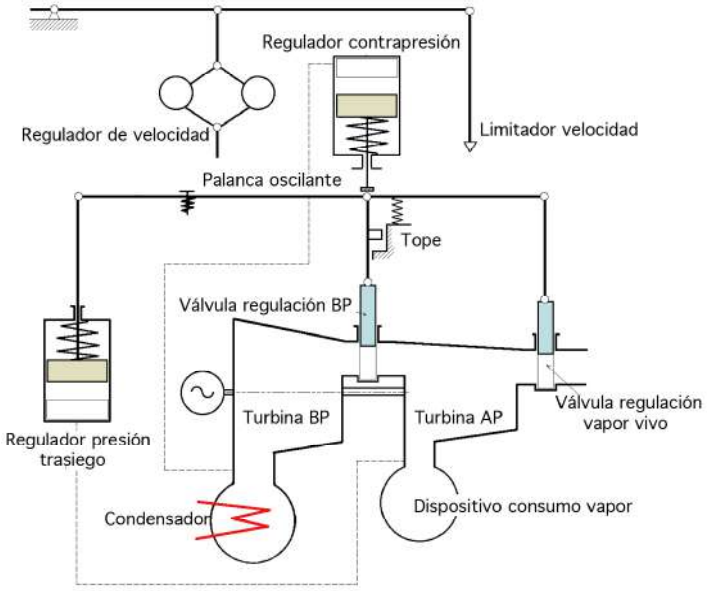

Fig IV.17.- Regulación de una turbina de contrapresión y extracción de vapor

La placa flotante sustituye a la palanca oscilante, las tres válvulas articuladas en sus ángulos controlan el flujo de vapor que va a las partes de AP, MP y BP de la turbina.

Mientras permanece constante la velocidad de rotación del grupo, la posición de la articulación del regulador a la placa flotante, punto A, no varía, y por ejemplo, la acción de un regulador de presión, produce el pivotamiento de la placa respecto del eje (A-B), (permaneciendo inmóvil el regulador de la derecha), de manera que los desplazamientos de las válvulas de MP y BP llevan consigo, en cada cuerpo, variaciones de potencia que satisfacen la relación:

$\Delta p_{AP} = - (\Delta p_{MP} + \Delta p_{AP})$

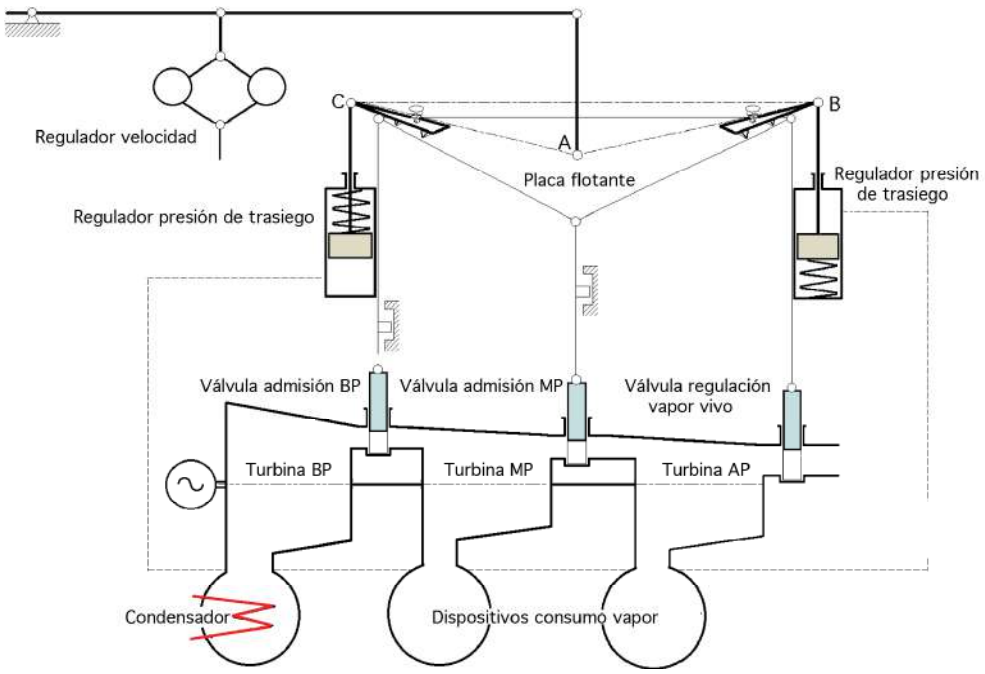

Fig IV.18.- Regulación de una turbina de dos extracciones de vapor y condensación

Si varía la carga del grupo, permaneciendo igual la demanda de vapor de calentamiento, la placa pivota respecto al eje (A-B), produciendo un desplazamiento de las válvulas tal, que los gasto másicos adicionales que circulan por cada cuerpo satisfacen la relación:

$$\Delta G_{AP} = \Delta G_{MP} = \Delta G_{BP}$$

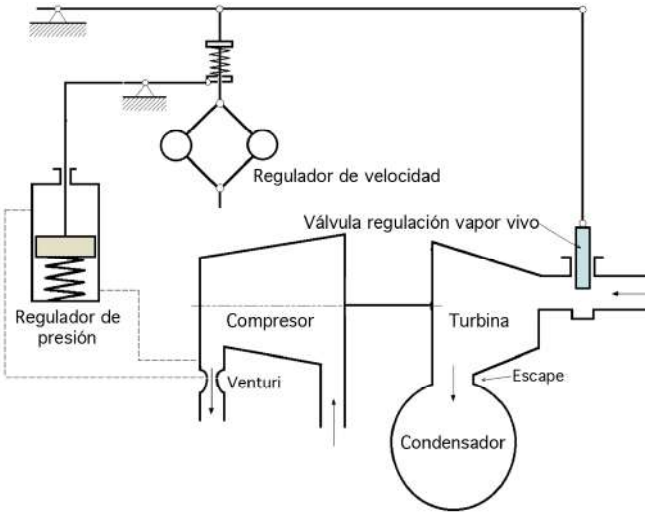

Fig IV.19.- Regulación de un grupo TC con regulación de gasto másico de aire en el escape del compresor

Algunas turbinas industriales no están conectadas a alternadores cuya velocidad de rotación permanece constante, sino a otras máquinas receptoras tales como compresores o bombas de velocidad variable dentro de unos límites relativamente amplios. En este caso se prevé la regulación del fluido transportado para mantener constante una de las características (gasto másico, presión)

Regulación de turbinas de centrales eléctricas.- La turbina de condensación, sin recalen-

tamiento, no lleva generalmente más que un regulador de velocidad. En algunos casos se utiliza una regulación compuesta de *velocidad-presión de admisión* que mantiene constante la presión a la entrada de la turbina.

La *turbina de condensación con recalentamiento intermedio*, Fig IV.20, va provista de un sistema de regulación complejo, ya que el gran volumen de vapor contenido en el recalentador intermedio y los conductos, que a plena carga está a una presión de 20÷30 atm, constituye una reserva de energía cuya descarga completa, aun en el caso de una reacción rápida de los órganos de regulación del lado del vapor vivo, produciría una sobrevelocidad inadmisible que podría pasar del 25÷45% de la normal (el máximo valor admitido es del 10%), por lo que es indispensable intercalar órganos de regulación después del recalentamiento intermedio, inmediatamente delante del cuerpo de MP, que sean susceptibles de intervenir en caso de descarga repentina.

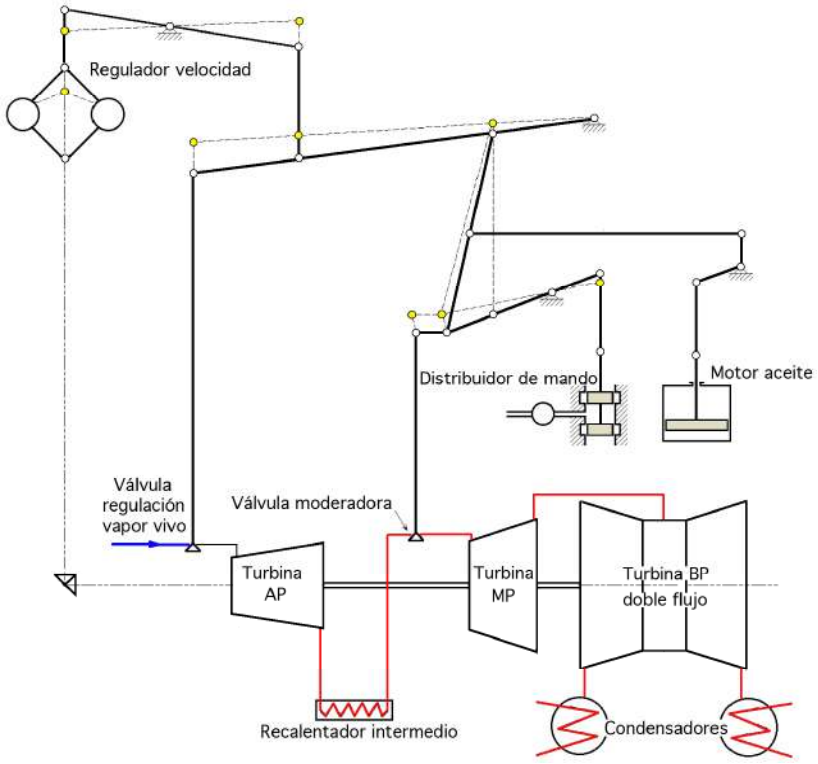

Fig IV.20.- Regulación de una turbina con recalentamiento intermedio

Estos órganos de regulación (válvulas de moderación) sólo entran en acción en el régimen transitorio; para evitar un aumento exagerado de la velocidad en régimen normal, a cualquier carga se mantienen abiertas, pues todo estrangulamiento provocaría una caída de presión puesta a disposición de los cuerpos de MP y BP, por lo que sólo se utilizan las válvulas de vapor vivo de forma provisional. La regulación no utiliza el sistema de transmisión directa de las fuerzas de accionamiento, sino que hace uso de sistemas amplificadores (servomotores), en los que para simplificar los esquemas, no se han incluido un cierto número de mecanismos tales como, el regulador de velocidad, el limitador de sobrevelocidad, el regulador de estatismo, los mecanismos de seguridad normales, etc.

Comparación de la regulación de las turbinas de vapor con la de las turbinas hidráulicas.- Como el vapor es un fluido prácticamente sin inercia, no hay que temer el riesgo del golpe de ariete. El único factor desfavorable lo constituye la expansión del fluido entre las válvulas de admisión y los álabes del distribuidor del primer escalonamiento, ya que el volumen comprendido entre estos dos órganos está limitado al mínimo. Por la misma razón, el vapor con recalentamiento intermedio se introduce en la turbina después de pasar por una válvula moderadora situada en la proximidad del cuerpo de MP. La ausencia de inercia del vapor favorece la estabilidad de la regulación que se obtiene con un grado de control moderado que no es necesario sea periódico. El acelerómetro, empleado a veces en los grupos de gran potencia con recalentamiento intermedio, no se emplea como estabilizador, sino como dispositivo destinado a aumentar la rapidez de acción de la regulación.

La moderación de los esfuerzos de maniobra de los obturadores, permite la regulación directa en el caso de máquinas pequeñas, que junto a la ausencia de inercia del fluido, implica tiempos de maniobra T pequeños.

El tiempo característico t de los grupos es más elevado que en el caso de las turbinas hidráulicas, debido a que tienen una velocidad de rotación mayor; una relación $\frac{T}{t}$ grande favorece la limitación de la separación de velocidad en el caso de grandes variaciones de carga y a la estabilidad en el caso de pequeños movimientos de regulación.

Alimentación de aceite a presión.- La bomba principal accionada por la turbina, es del tipo de engranajes (mando mediante un reductor), o centrífuga (mando directo). Como por razones de seguridad el depósito de aceite está alejado de las tuberías de vapor vivo, se dispone eventualmente una bomba de derivación situada en este depósito y arrastrada por una turbina de aceite a fin de alimentar la aspiración de la bomba principal. La instalación se completa con una o varias bombas de puesta en marcha, con motores independientes, de la turbina principal. El circuito de aceite contiene refrigerantes, válvulas de expansión y de retención, filtros, etc

IV.6.- SISTEMAS UTILIZADOS EN LA REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Regulación de una turbina de condensación.- En la regulación de una turbina de condensación, Fig IV.21, el taquímetro actúa sobre una válvula de distribución de corredera que establece la presión del aceite en función de la velocidad, provocando un desplazamiento de la válvula de distribución de corredera que alimenta el motor de las válvulas de doble efecto. Un sistema de mando por palanca y manguito asegura la estabilidad de la regulación. El estatismo se introduce modificando la posición del punto de pivotamiento de la palanca de accionamiento. La regulación de la velocidad se asegura desplazando el manguito que contiene la varilla del taquímetro modificando así la posición de equilibrio de este último.

En otro sistema de regulación de turbinas de condensación, un taquímetro acciona, mediante

una palanca y un relé, una válvula de corredera que proporciona un consumo de aceite cuya presión se modula en función de la velocidad de rotación de la turbina y que se aplica a un pistón, de forma que en régimen transitorio, los desplazamientos de este pistón originan el desplazamiento de una válvula de corredera de distribución de aceite en un servomotor de doble efecto, que acciona las válvulas de regulación.

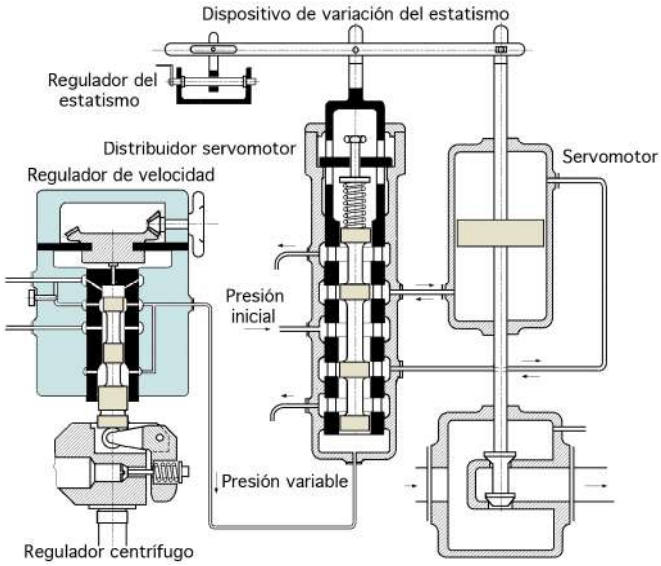

Fig IV.21.- Esquema de regulación de una turbina de condensación

En otro sistema de este tipo, la válvula de corredera se acciona directamente por el taquímetro, asegurándose el estatismo mediante levas fácilmente accesibles.

Regulación de una turbina de contrapresión.- La regulación de una turbina de contrapresión, Fig IV.22, consta de dos mecanismos que establecen la presión del aceite, uno en función de la velocidad, y otro en función de la contrapresión. Un distribuidor de mando permite elegir el mecanismo que actúa sobre las válvulas de alimentación de la turbina. El regulador de contrapresión lleva una membrana sobre la que actúa el vapor después de un laminado eventual en un transformador de presión (expansión a entalpía constante). Los movimientos de la membrana producen una modulación de la presión del aceite aplicada en la válvula distribuidora de corredera del regulador.

Una vez puesto el grupo en marcha, se regula la velocidad (que se mantiene constante por la frecuencia síncrona de la red), entrando en acción el regulador de contrapresión mediante una inversión del distribuidor de mando, asegurándose de que en el manómetro, doble, coincidan las presiones de aceite dadas por los dos reguladores. Si mientras la turbina está regulando la contrapresión, la velocidad aumenta por cualquier circunstancia, la presión de aceite disminuye por la acción del regulador de velocidad, hasta que en el límite previsto de sobrevelocidad, un resorte situado bajo el distribuidor de maniobra invierte automáticamente este último sobre el regulador de velocidad. Cuando las condiciones de servicio vuelven a ser normales, se puede invertir manualmente el distribuidor sobre el regulador de contrapresión.

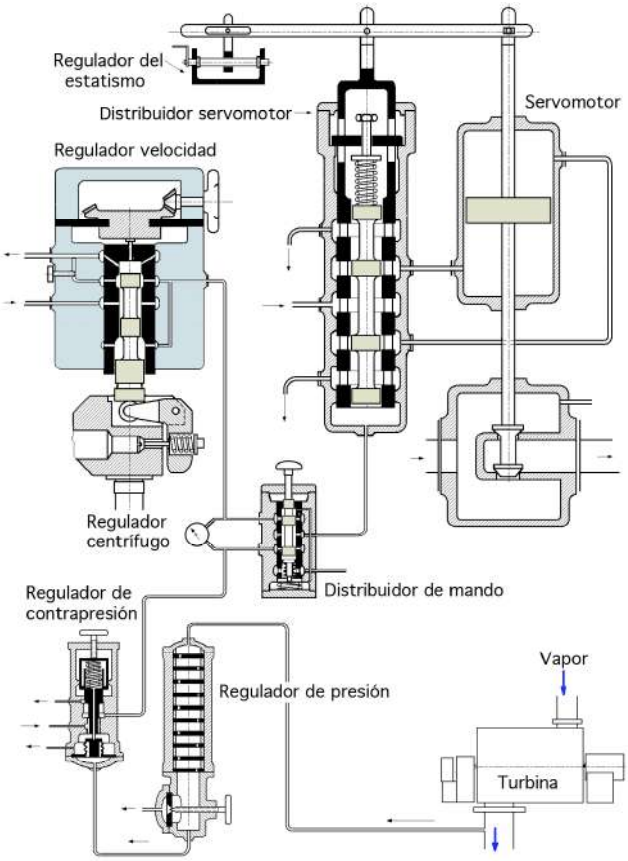

Fig IV.22.- Esquema de regulación de una turbina de contrapresión

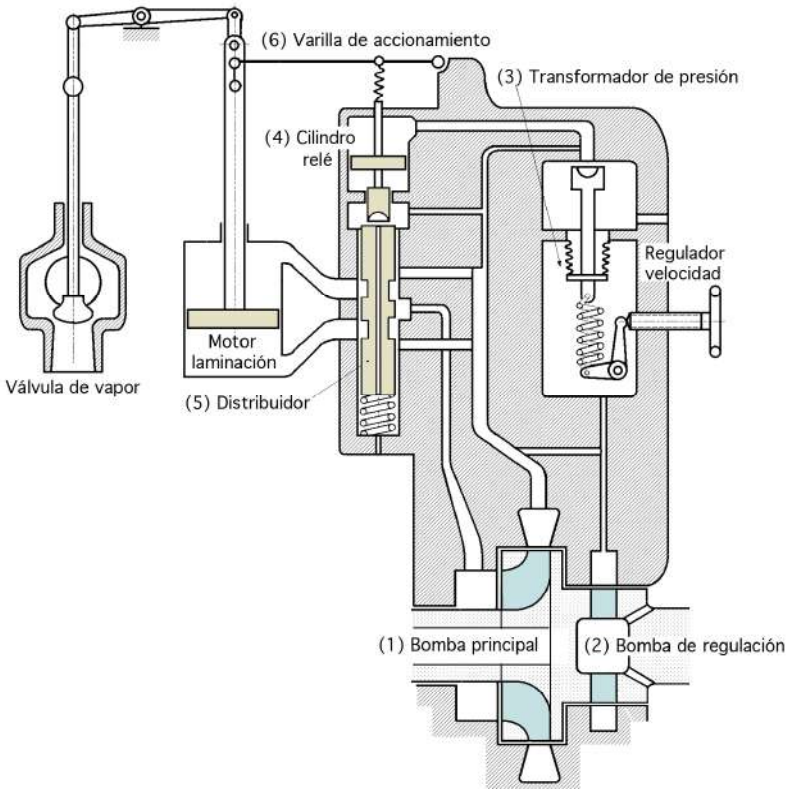

Fig IV.23.- Mecanismo de regulación hidráulica Westinhouse

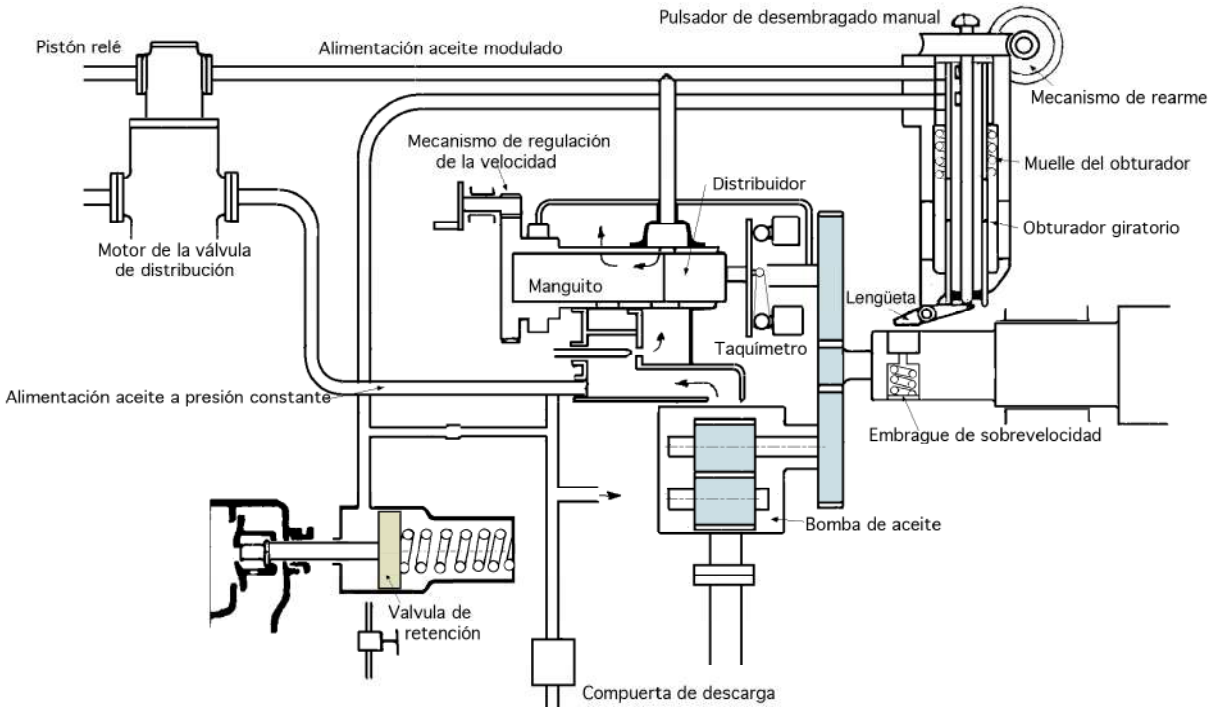

Fig IV.24.- Esquema de regulación Brow-Boveri para turbina de condensación

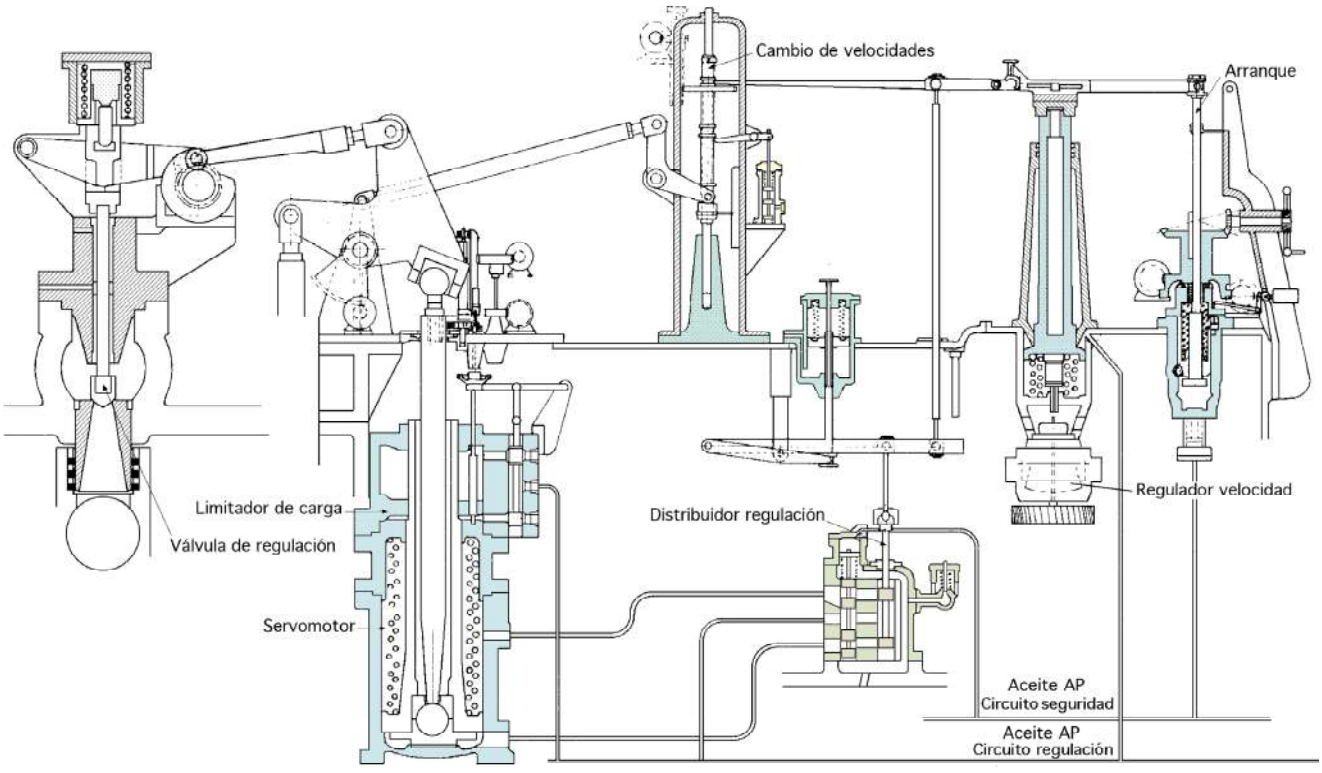

Fig IV.25.- Esquema de regulación de AP de una turbina Alsthom

Regulación de una turbina mediante mecanismo hidráulico.- La Fig IV.23 muestra un esquema simplificado de este mecanismo que consta de una bomba centrífuga accionada por el eje de la turbina que proporciona el aceite de engrase y de regulación.

Una pequeña parte del aceite que inyecta esta bomba llega, por una pequeña abertura calibrada, a la periferia de la bomba de regulación 2 y se esparce en sentido centrípeto a través de este órgano. La fuerza centrífuga actúa frente a esta corriente de aceite que circula hacia el interior y origina la presión primaria de regulación que es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación.

Las pequeñas variaciones de la presión se detectan en el transformador de presión 3 dando lugar a variaciones de presión proporcionales y mucho mayores en el cilindro-relé 1 que acciona la válvula de corredera del motor de laminación 5 por medio de la varilla 6.

IV.7.- ÓRGANOS DE SEGURIDAD Y PRESIÓN

Una línea de seguridad consta, en general, de:

- *Uno o varios órganos de detección de las anomalías de funcionamiento*
- *Órganos de transmisión de las órdenes*
- *Órganos de cierre*

Los grupos importantes llevan una doble línea de seguridad, siendo indispensable que las dos cadenas de órganos que las constituyen sean rigurosamente independientes.

Es necesario que:

- *Cada línea de seguridad se pueda comprobar periódicamente, incluso con el grupo en marcha*
- *Toda avería de un sistema de transmisión de órdenes o de potencia, como la falta de presión de aceite, dé lugar al cierre de los órganos de parada*

La vigilancia de la explotación se realiza con aparatos detectores y registradores automáticos que dan las indicaciones indispensables para la marcha de las máquinas, como registradores de:

- *La dilatación absoluta de los distintos cuerpos*
- *La dilatación diferencial entre los rotores y el estator*
- *La deformación y la flecha del estator*
- *La posible ovalización de los rotores*
- *Las vibraciones de los distintos cojinetes y del desgaste del soporte*
- *La temperatura del vapor y de los distintos puntos del estator, etc.*

El control de la marcha de los grupos se realiza mediante programa informático, teniendo en cuenta el historial del grupo, como la duración de parada, su estado de refrigeración, etc.

Válvulas de regulación y cierre.- Las válvulas de regulación pueden ser de placa simple, perfiladas y de doble asiento.

Las válvulas de regulación de placa simple se utilizan para gastos másicos y presiones moderadas; los esfuerzos de maniobra son elevados, por lo que los motores y las varillas son relativamente pesados. La estanqueidad es satisfactoria y la velocidad del vapor en la sección más estrangulada se

puede admitir del orden de 50÷60 m/seg.

Las válvulas esféricas con difusor, se utilizan con frecuencia, y permiten obtener una reducción de los esfuerzos de regulación, pudiéndose admitir velocidades del vapor de 70÷90 m/seg. Para reducir los esfuerzos de maniobra se aumenta su número.

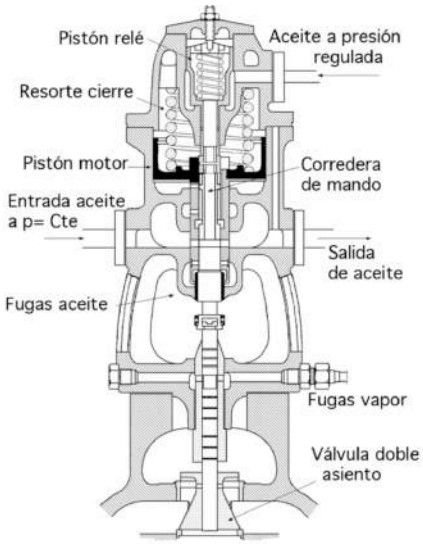

Fig IV.26.- Válvula de distribución con pistón relé

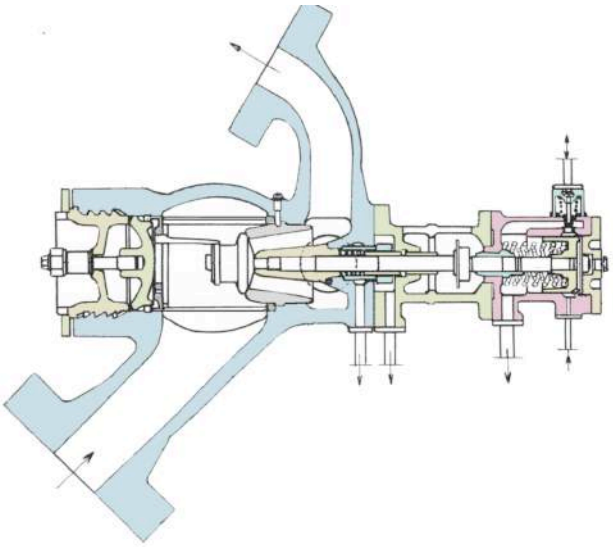

Fig IV.27.- Válvula de parada sobre la admisión de alta presión

Las válvulas de doble asiento, equilibradas, permiten un gasto másico grande y presiones elevadas; las dilataciones hacen que la estanqueidad sea aleatoria. La velocidad de flujo del vapor es del orden de 40÷50 m/seg.

Las válvulas de parada de cierre rápido, que al mismo tiempo son las válvulas de cierre principal de la turbina, se fabrican de un solo asiento. En el caso de diámetros grandes y presiones altas, se facilita la maniobra de apertura mediante una válvula piloto, cuya apertura se puede hacer a mano mediante un servomotor; el cierre rápido se produce por puesta en vacío del aceite contenido en el servomotor, Fig IV.27.