

XIII.- DISEÑO DE UN RECEPTOR DE ENERGÍA SOLAR DE 200 MW

XIII.1.- PERDIDAS DE ENERGÍA EN EL CONCENTRADOR

Hasta ahora se ha supuesto que la reflectancia especular r_E , también llamada *reflectividad*, de los heliostatos o relación entre la energía reflejada y la energía incidente era la unidad; sin embargo, la realidad es muy distinta, y en consecuencia, la energía solar reflejada por el campo de espejos vendrá afectada por un coeficiente de reducción o reflectancia $r_E < 1$, que proporciona la fracción de energía que los espejos enviarán al receptor tras los fenómenos de reflexión y absorción que se verifican en los mismos. La reflectancia dependerá fundamentalmente del tipo de material de que estén construidas las superficies reflectoras de los heliostatos, de las características del protector transparente utilizado en su fabricación, de su estado superficial, de si están erosionados o no, de la suciedad depositada etc.

Existen en el mercado gran cantidad de materiales que se pueden utilizar como reflectantes; de entre ellos, en la Tabla XIII.1 se especifican los más interesantes, que tienen una elevada reflectancia especular para la radiación solar directa. A la vista de estos datos, el intentar obtener una reflectancia especular elevada plantea problemas de mantenimiento de las superficies, ya que al estar expuestas a degradación por oxidación, abrasión, suciedad, etc., hará que estos valores se vean reducidos en gran manera, e incluso, el acrílico metalizado llegará a perder parte de la reflectancia debido a la degradación y suciedad del plástico; no obstante su reflectividad tendrá un valor muy aceptable para las superficies especulares, y podrá suponerse que un valor de r_E comprendido entre 0,80 y 0,85 representa un dato que se aproxima mucho a la realidad, teniendo en cuenta una degradación muy rápida del plástico con el paso del tiempo.

En consecuencia, la energía reflejada por cada anillo o por el campo total, se verá afectada por el valor que se asigne a la reflectancia; a la hora de intentar conocer la cantidad de energía que lle-

gará al receptor, hay que hacer notar que en el trayecto, concentrador-receptor, prácticamente no existen pérdidas por absorción, debido a que los gases que componen el aire son transparentes a todas las radiaciones del espectro solar, excepto el vapor de agua y el CO₂, que son absorbentes específicos, pero que al encontrarse en una proporción muy pequeña no influyen apreciablemente en el balance de energía, por lo que supondremos que sobre la pared del cilindro receptor que recibe la radiación, se obtendrá una cierta temperatura que llamaremos T_{pe}, y que va a permitir la vaporización del fluido motor.

Tabla XIII.1

TIPO DE SUPERFICIE REFLECTANTE	E
Plata electrochapada, nueva	0,96
Aluminio de alta pureza, nuevo	0,91
Aluminio con pintura de SiO, limpio	0,87
Hoja de aluminio de 99,5 de pureza	0,6
Acrílico metalizado interiormente con aluminio nuevo, expuesto durante un año a la radiación solar, y a los agentes atmosféricos	0,8

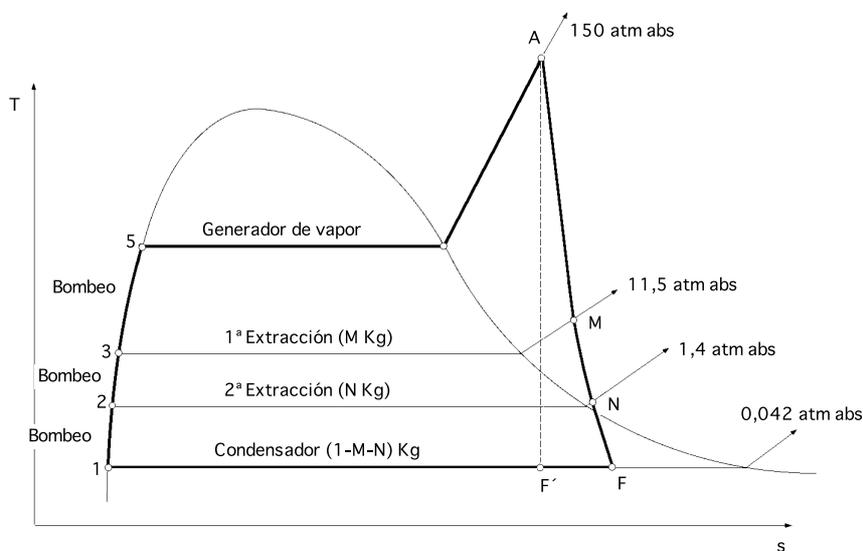


Fig XIII.1.- Ciclo termodinámico de Hirn

En lo que sigue consideraremos que estamos trabajando según un ciclo de Hirn, como el que se indica en el diagrama entrópico de la Fig XIII.1 según el cual, en un generador de vapor, el fluido motor se vaporizará y recalentará, hasta adquirir una entalpía determinada; a continuación, el vapor así obtenido se expansionará en una turbina, en la que el vapor experimentará una gran caída de presión, penetrando finalmente en un condensador, en el que volverá al estado líquido; la variación de entalpía que experimenta el vapor a su paso por la turbina, motivado por el salto de presión entre la correspondiente al recalentador y al condensador, se transforma en energía cinética de rotación, y en consecuencia, en trabajo.

El eje de la turbina va acoplado a un alternador, que produce electricidad.

A su vez, para aumentar la temperatura del fluido motor condensado antes de introducirle en el generador de vapor, se procederá a mezclar este fluido con vapor extraído de la turbina a una determinada presión.

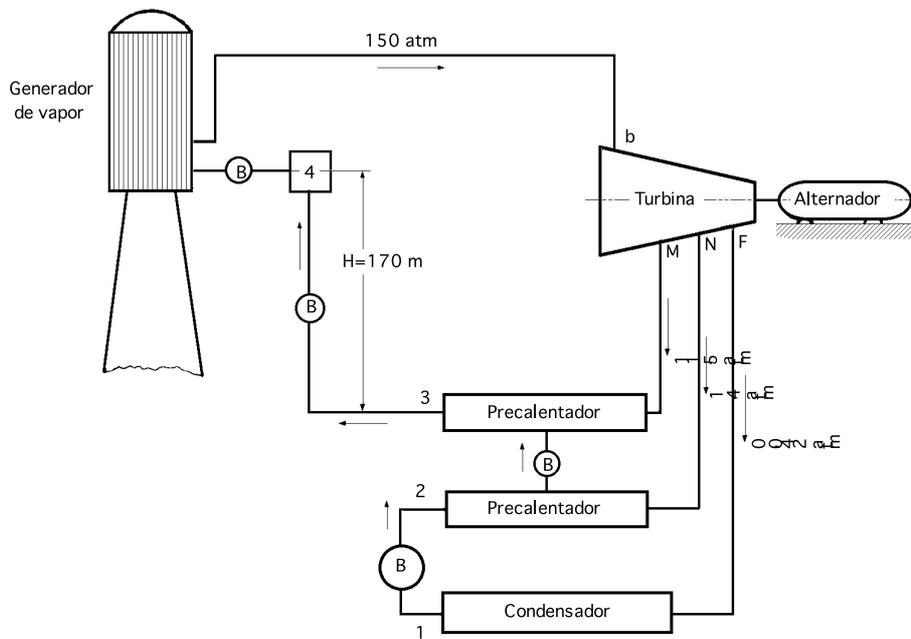


Fig XIII.2.- Esquema del ciclo de Hirn

La operación de mezcla se realizaría en unos precalentadores en los que al poner en contacto el vapor procedente de la turbina y el fluido motor procedente del condensador, se consigue la condensación por mezcla del vapor extraído en la turbina, utilizándose el calor cedido por el vapor en su condensación en aumentar la temperatura del fluido procedente del condensador; esta operación se realiza para que el choque térmico que experimentaría el fluido procedente del condensador, al ser introducido en el generador de vapor, que se encuentra a una temperatura superior, sea menor, con el consiguiente ahorro energético, por cuanto la energía que llega al receptor se utilizará íntegramente, a partir de la temperatura de entrada del fluido motor en el mismo, en vaporizar y recalentar. Para alcanzar y mantener la presión en el generador de vapor, se hará uso de un sistema de bombeo (bombas en serie); el número de etapas correspondiente al número de extracciones de vapor de la turbina, es una menos que el de bombas a utilizar; mediante esta operación de bombeo del fluido condensado se cierra el ciclo de Hirn.

XIII.2.- COMPONENTES DEL RECEPTOR DE ENERGÍA

En los cálculos desarrollados en los capítulos anteriores se ha considerado al receptor como un gigantesco cilindro vertical de 14 metros de diámetro y 17 metros de altura. Para proceder a su diseño como cambiador de calor y generador de vapor recalentado, de entre los innumerables modelos que podemos imaginar, vamos a suponer uno constituido por una serie de tubos de acero refractario de gran resistencia mecánica a las altas temperaturas, y de un grosor capaz de soportar altas presiones. Como la circunferencia del cilindro receptor tiene un diámetro de 14 metros, y los tubos standard de acero pueden tener, por ejemplo, un diámetro interior de 150 mm, y un diámetro exterior de 190 mm, por lo que resultaría un total de 228 tubos, en disposición vertical, y cuya longitud coincide con la altura del receptor, 17 metros, de forma que constituyan la pared lateral del mismo; la parte interior del receptor quedaría hueca.

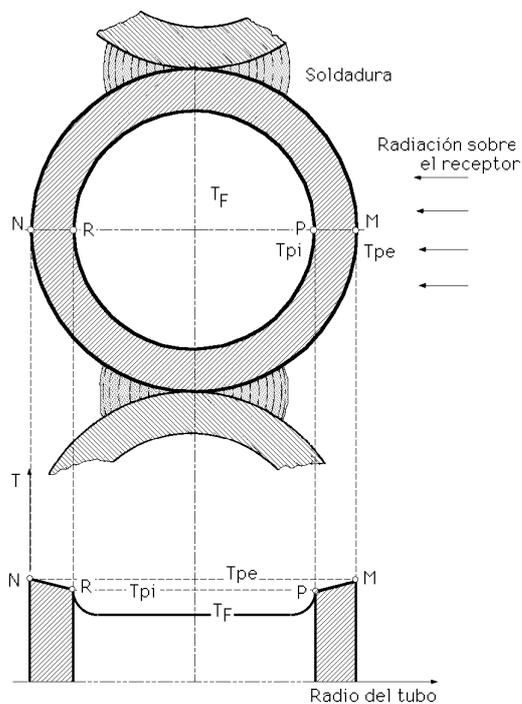


Fig XIII.3.- Temperaturas sobre los tubos que conforman la periferia del receptor

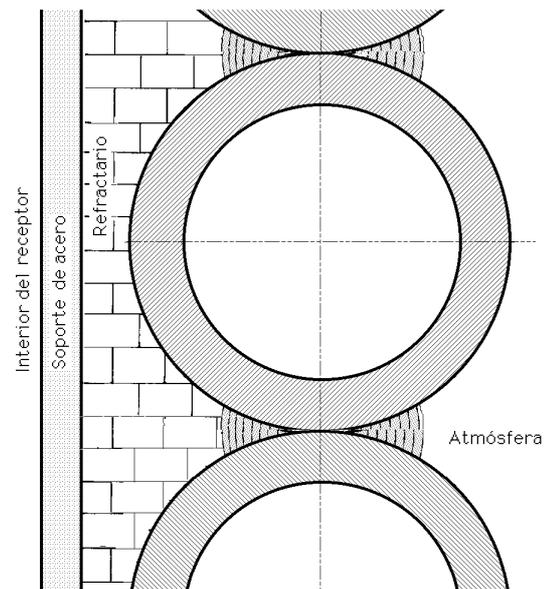


Fig XIII.4.- Aislamiento de los tubos

Debido a la continua variación del flujo térmico incidente, los tubos estarán expuestos externamente, por la parte que da a la atmósfera, a diferentes temperaturas que dependerán de la posición que ocupen respecto al campo de espejos, y de la hora del día.

Según la misión a desarrollar, se dividen en dos grupos, unos, tubos vaporizadores, por los que el fluido circularía en flujo ascendente, y el resto, tubos recalentadores del vapor saturado seco obtenido en los vaporizadores, en flujo descendente.

Un cálculo previo de los procesos que podrían tener lugar permite proponer que los tubos vaporizadores pueden ser los 2/3 del total. Estos tubos irían conectados por su parte inferior a una superficie toroidal, que a su vez actuaría de distribuidora del líquido a vaporizar.

Para simplificar resultados, se puede considerar que el fluido a vaporizar es agua, y que antes de introducirla en el distribuidor se precalentaría, por ejemplo, a una temperatura media de 200°C mediante extracciones de vapor de la turbina; la presión de trabajo se puede fijar en 150 atm.

La velocidad de circulación del agua líquida por los tubos tiene que ser muy pequeña, del orden de unos pocos cm/seg, con el fin de que los números de Reynolds que intervengan en la circulación sean menores de 70.000, para obtener coeficientes de rozamiento que proporcionen coeficientes de transmisión de calor compatibles con las dimensiones del sistema receptor.

La parte superior de los tubos vaporizadores comunicaría con otro tubo toroidal que actuará como mezclador de los vapores obtenidos en aquellos, al tiempo que funcionará también como separador de vapor-fase húmeda, por cuanto habría que suponer que en todos los tubos no se obtendrá vapor de las mismas características; a este respecto podrá tenerse en cuenta que, según comprobaciones realizadas en vaporizadores acuatubulares de centrales térmicas convencionales, generalmente se obtiene un vapor casi saturado con porcentajes de humedad inferiores al 1%, por lo que es de esperar aquí un comportamiento similar, resultando finalmente en el toro, un vapor de

agua homogéneo, de una entalpía determinada, que habrá que recalentar a la presión de 150 atm hasta una temperatura de, por ejemplo, 550°C, que corresponden a las condiciones finales del vapor que sería deseable obtener.

Este proceso se realizará en los tubos recalentadores, los cuales, por su parte superior estarán en comunicación con el mezclador de vapores, y por su parte inferior con otra superficie tórica en la que se mezclarán los diversos vapores recalentados, para así obtener un vapor final que se enviará a las turbinas de trabajo.

La disposición tubular será tal, que los tubos vaporizadores irán colocados en grupos de dos, y entre estos grupos irá colocado un tubo recalentador. Este diseño particular tiene como único objetivo explorar las posibilidades de aplicación de esta supuesta planta de potencia de energía solar.

El flujo de energía solar que incide sobre el receptor será captado solamente, como es lógico, por la superficie exterior del receptor, lo cual supone que cada tubo sólo podrá ofrecer la mitad de su superficie lateral a este flujo térmico, quedando oculta a él la otra mitad.

De acuerdo con la Fig XIII.3, si se considera que la temperatura media de la atmósfera es $T_a = 20^\circ\text{C}$, la temperatura media de la pared exterior de los tubos T_{pe} , la de la pared interior de los tubos T_{pi} , y la del fluido que circula por su interior en una sección determinada T_F , es de esperar que debido a la buena conductividad térmica de los tubos metálicos, y a su espesor (20 mm), se consiga una distribución de temperaturas tal, que la del punto N sea muy próxima a la del punto M; además, los tubos también irradiarán energía hacia el exterior del receptor, por lo que habrá que aislar térmicamente su parte oculta con un material refractario, como se muestra en la Fig XIII.4, pudiéndose aceptar entonces que la temperatura de los tubos en puntos equidistantes de sus ejes, sobre una misma sección transversal, será prácticamente uniforme.

La dirección del flujo térmico incidente no es única por cuanto que si se considera un tubo cualquiera, podrá interpretarse éste como la línea imagen sobre un plano tangente al receptor en esa línea, y por lo tanto, quedará comprendida dentro del ángulo $2\theta_{tp}$. Al hacer estas consideraciones se tendrá en cuenta que en ellas influirán la elección de un material adecuado para la construcción de los tubos, y el refractario empleado en el aislamiento térmico.

XIII.3.- PERDIDAS TÉRMICAS EN EL RECEPTOR

De toda la energía que incide sobre el receptor procedente del concentrador, una parte se perderá a la atmósfera por conducción-convección, y otra por radiación, de forma que tan solo una parte de la radiación incidente será absorbida y transmitida al fluido motor. Puesto que los dos tipos de transmisión de calor tienen lugar en paralelo, la energía recibida por unidad de tiempo y superficie se igualará con las pérdidas totales de calor, en el supuesto de que los alrededores se comporten como cuerpo transparente, es decir,

$$q_i = q_c + q_r + q_F = h_{cF}(T_{pe} - T_0) + \epsilon_{pe} T_e^4 + q_F$$

en la que,

q_F es la energía transmitida al fluido motor a la temperatura T_e

q_c es la densidad de flujo térmico por conducción-convección

q_r es la densidad de flujo de calor por radiación

h_{cF} es el coeficiente convectivo de transmisión de calor

σ es la constante de Stefan-Boltzman

ϵ_{pe} es el coeficiente de emisión del receptor, que dependerá de su geometría y del material de que está construido, y que supondremos aproximadamente 0,1

Considerando

$$q = \epsilon_{pe} (T_{pe}^4 - T_0^4)$$

con T_0 temperatura ambiental, el error que se comete es del orden del 0,2%, por lo que lo se puede despreciar.

De acuerdo con estos supuestos, se puede admitir que el receptor se comporta como un cuerpo gris, por emitir a la atmósfera parte de la radiación que recibe, mientras que ésta se comportará como un cuerpo transparente, por cuanto la energía que reciba del receptor no la volverá a emitir, ya que algunos de los gases que contiene, capaces de irradiar energía, como el CO_2 y el vapor de agua. están en muy pequeña proporción, como sabemos.

Podemos considerar que la pérdida de energía que experimenta el receptor por convección natural al aire, más la pérdida por convección forzada del fluido motor, es igual a la diferencia de energía radiante

$$A_R (T_{pe}^4 - T_{pe}^4)$$

que resulta de contemplar al receptor como cuerpo negro y cuerpo gris, de superficie A_R , superficie lateral del receptor cilíndrico vertical).

A partir de la ecuación anterior se pueden obtener las temperaturas medias T_{pe} que adquiriría la superficie del receptor, para las distintas relaciones de concentración que lleguen a él, admitiendo que $\epsilon_{pe} = 0,1$ que supone una energía disponible del 90% de la incidente, en todos los casos.

En la Tabla XIII.2 se indican las temperaturas que alcanzaría la superficie del receptor para distintas potencias de incidencia sobre el mismo, así como las pérdidas que experimentaría el receptor por radiación en %, suponiendo que A_R no es una superficie ondulada, sino cilíndrica .

Tabla XIII.2

Potencia incidente (MW)	200	100	50	25
Temperatura receptor °C	1203	967	770	606
Pérdidas por radiación %	10	10	10	10

Si se pretende que la temperatura a alcanzar en el vapor recalentado sea de 550°C, hay que tener en cuenta que la temperatura del receptor debe ser suficientemente alta para conseguir este estado final del vapor; por esta razón, durante las primeras horas de la mañana, la energía recibida se destinará a la puesta a punto del receptor, mientras que se aprovecharían al máximo las horas de insolación próximas al mediodía, que serán las que proporcionen las máximas densidades de energía sobre el mismo.

Por lo que respecta al coeficiente de transmisión de calor por convección natural h_{ce} sus valores pueden obtenerse con ayuda de las Tablas de constantes termodinámicas del aire. Este coeficiente puede determinarse a partir del número de Nusselt, mediante la ecuación,

$$h_{ce} = \frac{0,129 k \sqrt[3]{Gr Pr}}{L}$$

en donde Gr y Pr son respectivamente los números de Grashoff y Prandtl, k el coeficiente de conductividad térmica del aire y L la altura del cilindro receptor.

Como tanto Gr como Pr y k , dependen de la temperatura, las pérdidas por convección natural del aire, $h_{ce}(T_{pe} - T_0)$, también dependerán de la temperatura y, por lo tanto, de la energía que reciba el receptor.

Así, por ejemplo, para una potencia de 200 MW, tendremos:

$$\text{Temperatura para el cálculo de las propiedades del aire, } \hat{T} = \frac{T_{pe} + T_0}{2} = \frac{1203 + 20}{2} = 611,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Número de Prandtl, } Pr_{611,5^\circ\text{C}} = 0,7$$

$$\text{Coeficiente de conductividad térmica del aire, } k_{\text{aire}} = 0,069 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m }^\circ\text{C}} = 8,022 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kW}}{\text{m }^\circ\text{C}}$$

$$= \frac{1}{273 + \frac{T_{pe} + T_0}{2}} = \frac{1}{273 + \frac{1203 + 20}{2}} = 1,13 \cdot 10^{-5}$$

$$T = T_{pe} - T_0 = 1203 - 20 = 1183^\circ\text{C}$$

$$\text{Viscosidad cinemática del aire, } \nu_{\text{aire}} = 213 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$\text{Número de Grashoff, } Gr = \frac{g T L^3}{2 \nu^2} = \frac{9,8 \times 1,13 \cdot 10^{-3} \times 1183 \times 17^3}{(213 \cdot 10^6)^2} = 1,42 \cdot 10^{12}$$

$$h_{ce} = 5,40 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Las pérdidas térmicas por convección natural para la pared cilíndrica son,

$$q_e = 6,27 \cdot 10^{-3} \times 747,7 \times 1183 = 5,5 \text{ MW, para 200 MW incidentes.}$$

En la Tabla XIII.3 se indican estas pérdidas para diversas potencias incidentes, sus porcentajes, y los correspondientes a las pérdidas totales a la atmósfera,

Las pérdidas por convección natural son prácticamente constantes a partir de los 100 MW, obteniéndose para 200 MW unas pérdidas totales a la atmósfera del 12,75%.

Para las posiciones aparentes más bajas del Sol, no sólo se reflejaría menos energía, sino que también el porcentaje de pérdidas sería mayor.

Tabla XIII.3

Potencia incidente (MW)	200	100	50	25
Pérdidas por convección natural en (MW)	5,5	4,79	3,97	3,34
Pérdidas por convección natural en %	2,75	4,79	7,94	13,36
Pérdidas totales en %	13	15	18	23

Teniendo en cuenta todas estas pérdidas, podemos considerar al receptor como un cuerpo negro, de temperatura,

$$T_{pe}^* = \sqrt[4]{\frac{Q_r}{A_R} + T_0^4}$$

en donde T_0 es la temperatura ambiente y Q_r representa la energía disponible por el receptor, o sea,

$$Q_r = A_R \{ (T_e^4 - T_0^4) - h_{ce} (T_e - T_0) \}$$

Para 200 MW resultaría, $T_e^* = 1100^\circ\text{C}$; en la Tabla XIII.4 se expresan estas temperaturas.

Se observa cómo sólo para las posiciones más altas del Sol es previsible se obtenga un vapor recalentado a la temperatura deseada.

Tabla XIII.4

Potencia incidente (MW)	200	100	50	25
Temperatura T_e^* ($^\circ\text{C}$)	1100	875	685	520

XIII.4.- FUNCIONAMIENTO DE LOS TUBOS VAPORIZADORES Y RECALENTADORES

En lo que sigue, y para estudiar la vaporización del agua y su posterior recalentamiento, haremos las siguientes consideraciones. En los tubos vaporizadores dividimos el proceso en dos partes, en la primera, supondremos un precalentamiento del agua desde la temperatura de entrada en los tubos, por su parte inferior, hasta la temperatura de saturación, necesiándose para ello de una cierta longitud de tubo; en la segunda, se considera la vaporización propiamente dicha, según la cual, el agua pasará desde el estado líquido, hasta otro cercano al de vapor saturado seco, preciándose para ello del resto del tubo vaporizador, recogiéndose los vapores en el toro colocado al final de los tubos, en su parte superior, y en donde se procederá a su uniformización como vapor único, dispuesto para ser recalentado en la etapa siguiente. En los tubos recalentadores al no existir cambio de estado, se podrá utilizar una formulación similar a la obtenida en la primera parte del tubo vaporizador.

ENERGÍA DISPONIBLE EN LOS TUBOS.- Hemos visto anteriormente, que la energía incidente q_i sobre el receptor, por unidad de tiempo y superficie, se descomponía en tres sumandos, q_c , q_r , y q_F , de los cuales el único que va a intervenir en los tubos vaporizadores y recalentadores va a ser q_F . La energía que se tiene disponible para la vaporización y recalentamiento, en la parte exterior del receptor, se repartirá más o menos uniformemente sobre los diversos tubos que conforman el mismo, de forma que ahora podamos estudiar estos fenómenos a nivel de tubo individual.

A su vez, como las paredes de los tubos por la parte que dan al interior del receptor, están térmicamente aisladas, es de suponer que las pérdidas térmicas por convección natural y radiación hacia el interior del espacio hueco del receptor sean prácticamente despreciables por lo que podemos considerar que la energía q_F disponible para cada tubo, por unidad de superficie, se va a utilizar íntegramente en el calentamiento del fluido motor; asimismo supondremos que esta energía se reparte uniformemente sobre la pared exterior del tubo, en toda su longitud.

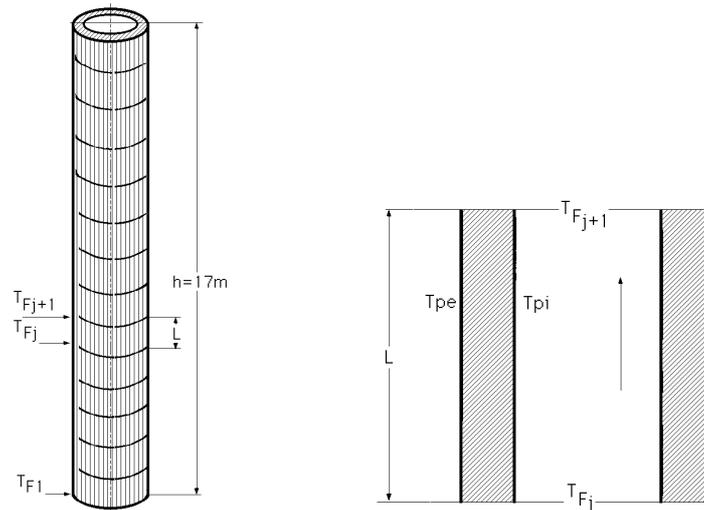


Fig XIII.5.- Tubo con intervalos de longitud característica L

Para estudiar tanto el proceso de precalentamiento del agua, como el de recalentamiento del vapor saturado seco, vamos a aplicar un modelo aproximado consistente en considerar en el tubo intervalos de longitud L, según la cual, el fluido está circulando por el tubo a una temperatura que pasará desde un valor T_{Fj} , al comienzo del intervalo, hasta la T_{Fj+1} al final de la longitud L, y a una velocidad u_{Fj} , variable con la temperatura, dado que también varía su densidad. La suma de las longitudes de los distintos intervalos permitirá determinar la longitud de tubo necesaria para llevar al fluido al estado final prefijado de antemano, según las condiciones de presión impuestas para el precalentamiento, que a su vez fijarán la temperatura de saturación, así como la presión y temperatura final para el recalentamiento.

Por lo que respecta a la vaporización propiamente dicha, al permanecer el fluido a la temperatura de saturación habrá que considerar intervalos de longitud L definidos por intervalos de título de vapor constante, como veremos más adelante.

En el proceso de la transmisión del calor entre la pared externa del tubo, a la temperatura T_{pe}^* y la del fluido a T_{Fj} , hay que considerar dividido dicho proceso en dos partes,

a) Transmisión de calor por conducción a través de la pared metálica del tubo, de espesor e, entre las temperaturas T_{pe}^* y T_{pi} siendo T_{pi} la temperatura media correspondiente a la pared interna del tubo de longitud L, en contacto con el fluido, de la forma,

$$Q_{Fj} = 2 \quad k_j \quad L \quad \frac{T_{pe}^* - T_{pi}}{\ln \frac{r_e}{r_i}}$$

en la que k_j es el coeficiente de conductividad térmica del material que conforma el tubo.

b) Transmisión de calor por convección forzada, desde la temperatura T_{pi} de la pared bañada por el fluido, a la temperatura T_{Fj} de éste, a través de la correspondiente capa límite, de la forma,

$$Q_{Fj} = 2 \quad r_i \quad L \quad h_{cFj} \quad (T_{pi} - T_{Fj})$$

en la que h_{cFj} es el coeficiente de transmisión de calor por convección forzada a la temperatura T_{Fj} , que depende de las características dinámicas del movimiento del fluido, y de las propiedades físicas del mismo, representadas por los números de Re y Pr respectivamente.

$$Q_{Fj} = \frac{\frac{T_{pe}^* - T_{pi}}{\ln \frac{r_e}{r_i}}}{2 \quad L \quad k_j} = \frac{\frac{T_{pi} - T_{Fj}}{1}}{2 \quad r_i \quad L \quad h_{cFj}} = 2 \quad L \quad \frac{T_{pe}^* - T_{Fj}}{\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{k_j} + \frac{1}{r_i \quad h_{cFj}}}$$

de la que se deduce el gradiente de temperaturas correspondiente a la capa límite térmica, pared interior-fluido,

$$T_{pi} - T_{Fj} = \frac{\frac{T_{pe}^* - T_{Fj}}{r_i \quad h_{cFj}}}{\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{k_j} + 1} = \frac{Q_{Fj}}{2 \quad r_i \quad L \quad h_{cFj}}$$

y la temperatura a la que circula el fluido, T_{Fj} ,

$$T_{Fj} = T_{pe}^* - \frac{Q_j}{2 \quad L} \left(\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{k_j} + \frac{1}{r_i \quad h_{cFj}} \right)$$

expresiones que tendremos que utilizar para determinar algunas de las constantes termodinámicas del fluido.

Mediante el estudio del flujo térmico radial a través de la superficie cilíndrica, podemos estudiar el flujo térmico cuando la pared exterior mantiene su temperatura constante, mientras que la T_{Fj} varía a lo largo del tubo.

Sin embargo, teniendo en cuenta que la longitud característica L se corresponde con las temperaturas en sus extremos definidas por T_{Fj} y T_{Fj+1} Fig XIII.5, la expresión que se obtiene para este tipo de flujo térmico, que es el que realmente acontece, es el correspondiente a un intercambiador de calor, en el que la temperatura de uno de los fluidos, el exterior, permanece constante,

$$Q_{Fj} = (U A)_i \frac{T_{1j} - T_{2j}}{\ln \frac{T_{1j}}{T_{2j}}} = (U A)_i \quad (LMTD)$$

en la que,

$$T_{1j} = T_{pe}^* - T_{Fj}$$

$$T_{2j} = T_{pe}^* - T_{Fj+1}$$

siendo U_i el coeficiente global de transmisión de calor referido a la sección interior del tubo, de la forma,

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{cFj}} + \frac{r_i}{k_j} \ln \frac{r_e}{r_i}}$$

A partir de la ecuación que proporciona el calor intercambiado Q_{Fj} se puede obtener la longitud de tubo necesaria para que el fluido incremente su temperatura desde T_{Fj} hasta T_{Fj+1} intervalo que se puede fijar de antemano.

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS TUBOS.- Para determinar la conductividad térmica del acero de los tubos, hacemos uso de la ecuación de B.Kock de la forma,

$$k_j = \frac{k_0}{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n}$$

en la que k_0 es la conductividad térmica del metal base componente fundamental de la aleación, a una temperatura determinada, y $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, unos factores característicos de los metales adicionales de la aleación, y que dependen de los porcentajes en que se encuentren. Por lo que respecta al valor de k_0 se puede determinar por Tablas o por gráficas; en particular, si consideramos que estos tubos están fabricados, por ejemplo, con el acero F-321 según las normas españolas del Instituto del Hierro y del Acero, cuya composición química, en % es aproximadamente la siguiente,

$$C = 0,45 ; Mn = 1,2 ; Si = 1,3 ; Ni = 13,5 ; Cr = 13,5 ; W = 3 ; P = 0,03 ; S = 0,04$$

Así se obtiene,

$$\alpha_C = 0,24 ; \alpha_{Mn} = 0,56 ; \alpha_{Si} = 0,86 ; \alpha_{Ni} = 2,02 ; \alpha_{Cr} = 1,50 ; \alpha_W = 0,16$$

La línea representativa de la conductividad térmica del hierro puro, puede considerarse como una recta en el intervalo de temperaturas que estamos utilizando de la forma,

$$k_0 = - 0,03125 T + 50$$

en la que T viene dada en °C, por lo que la ecuación que define k_j quedará en la forma,

$$k_j = \frac{- 0,03125 T + 50}{6,34}$$

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN.- Para estudiar el coeficiente h_{cF} de transmisión de calor, desde la pared interna del tubo cilíndrico al fluido que circula por su interior en convección forzada en régimen turbulento, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones,

En *tubos lisos*, la ecuación de Dittus-Boelter,

$$\text{Nu} = 0,023 (\text{Re})^{0,8} (\text{Pr})^{0,4} \quad h_{cF} = 0,023 \frac{k_F}{d_i} (\text{Re})^{0,8} (\text{Pr})^{0,4}, \text{ para, } \begin{matrix} 0,7 < \text{Pr} < 160 \\ \text{Re} > 10.000 ; \frac{L}{d} > 60 \end{matrix}$$

Una correlación que permite una precisión aún mayor que la de Dittus-Boelter, es la de Polley, de la forma,

$$\text{St} = \exp[-3,796 - 0,205 \ln(\text{Re}) - 0,505 \ln(\text{Pr}) - 0,0225 \{\ln(\text{Pr})\}^2]$$

estando los valores del número de Prandtl comprendidos en el intervalo $0,5 < \text{Pr} < 3.000$

En *tubos rugosos*, se puede utilizar la ecuación de Petukhov de la forma,

$$\text{Nu}_d = \frac{\text{Re}_d \text{Pr}}{X} \frac{1}{8} \left(\frac{F}{pF} \right)^n, \text{ con, } X = 1,07 + 12,7 (\text{Pr}^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{1}{8}}$$

$$10^4 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6 ; 0,5 < \text{Pr} < 200 ; \text{error: } 5 \text{ a } 6 \%$$

en el campo, $10^4 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6 ; 0,5 < \text{Pr} < 2000 ; \text{error: } 10 \%$

$$0 < \frac{F}{pF} < 40$$

$n = 0,11$ para calentamiento con T_{pF} uniforme

$n = 0,20$ para enfriamiento con T_{pF} uniforme

$n = 0$ para flujo de calor uniforme, o gases

$$\text{Re} < 2 \cdot 10^4 ; \quad = 0,316 \text{ Re}^{-0,25}$$

El valor de ζ , factor de fricción es,

$$\text{Re} > 10^4 ; \quad = (1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^{-2}$$

$$2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 3 \cdot 10^5 ; \quad = 0,184 \text{ Re}^{-0,2}$$

$$\text{Hermann, } 7 \cdot 10^4 < \text{Re} < 10^6 ; \quad = 0,0054 + 0,369 \text{ Re}^{-0,3}$$

tomándose las propiedades del fluido a la temperatura media T_F , excepto μ_{pF} que lo es a la temperatura de la pared T_{pF} ; el parámetro ζ se utiliza para expresar el efecto de la diferencia de temperaturas del fluido T_F , y de la pared T_{pF} , sobre las propiedades del fluido y se aplica en aquellos casos en que la viscosidad del fluido cambie marcadamente con la temperatura, $\mu = \mu(T)$; en muchos casos, ζ se considera la unidad, siendo de interés en los fluidos muy viscosos.

También en tubos rugosos se puede utilizar la ecuación de Von Kàrmàn, de la forma,

$$h_{cF} = c_F u_F \frac{1}{8 \left[\left(1 + 5 \sqrt{\frac{1}{8}} \right) \{ (\text{Pr} - 1) + \ln \frac{5 \text{Pr} + 1}{6} \} \right]}$$

en la que c_F viene determinada por las mismas ecuaciones anteriores.

VELOCIDAD DE ENTRADA DEL AGUA EN LOS TUBOS.- Con la formulación así desarrollada, si por ejemplo suponemos que la energía incidente sobre el receptor fuera de 200 MW, la energía que sería absorbida por éste, para unas pérdidas a la atmósfera del 13%, sería de 174 MW ó 149.727.000 Kcal/hora. Como hemos fijado el número de tubos en 228, a cada uno le corresponderá un flujo térmico de, $Q_R = 656.700$ Kcal/h, y teniendo en cuenta que en cada tubo vaporizador se parte de una entalpía específica inicial del agua de 204 Kcal/kg, mientras que la entalpía del vapor saturado seco al final del tubo es de 625,6 Kcal/kg, la cantidad de agua que vaporizará por hora y por tubo, será,

$$G = \frac{Q_R}{i_{vs} - i_1} = \frac{656.700 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}}{(625,6 - 204) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}} = 1557 \frac{\text{Kg}}{\text{hora}}$$

y como el número de tubos vaporizadores es 2/3 del total, es decir, 152, la cantidad total de agua a vaporizar por hora será de 236,75 Tm/hora.

La velocidad de entrada del agua en cada uno de los tubos la calculamos a partir del gasto correspondiente,

$$u_F = \frac{G v_L}{S_{\text{transv}}} = \frac{1557 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \times 0,001157 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{0,0177 \text{ m}^2} = 0,028 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

en la que v_L es el volumen específico del agua a 200°C y 150 Atm de presión, y $S_{\text{transversal}}$ la sección transversal del tubo vaporizador correspondiente a $d_i = 0,15$ metros.

El valor de la velocidad así obtenida es muy bajo si se la compara con el correspondiente a otros vaporizadores acuatubulares de centrales térmicas convencionales, por lo que los coeficientes de convección serán también relativamente muy bajos.

PROCESO DE CALENTAMIENTO-EVAPORACION.- Para interpretar, al menos aproximadamente, el mecanismo de la transmisión de calor en el tubo vaporizador, vamos a realizar un cálculo numérico, para lo cual podemos suponer dividida la zona de calentamiento en dos partes; en la primera, consideraremos que el agua se calienta desde 200°C hasta 340,6°C, sin cambio de estado, por lo que se pueden aplicar las ecuaciones de Colburn y Von Kàrmàn, y en la segunda, en que se produce la vaporización propiamente dicha, a 340,6°C, utilizaremos la ecuación de David y David.

Por lo que respecta al tramo de calentamiento, le podemos subdividir a su vez en intervalos de longitud de tubería en los que el agua incrementa su temperatura en 20°C, y considerar que cada uno de ellos toma sus constantes físicas características a partir de la temperatura media correspondiente al intervalo, tanto en la pared bañada por el agua, como la propia agua que circula.

Con el fin de obtener órdenes de magnitud, vamos a realizar estos cálculos para el intervalo de temperaturas comprendido entre 200°C y 220°C.

Para hallar la longitud L , mínima necesaria para producir el calentamiento del fluido en este intervalo de temperaturas, tendremos en cuenta lo siguiente:

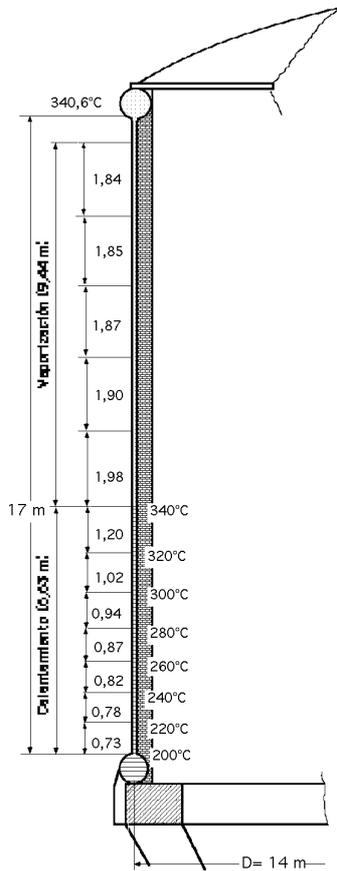


Fig XIII.6.- Tubo vaporizador

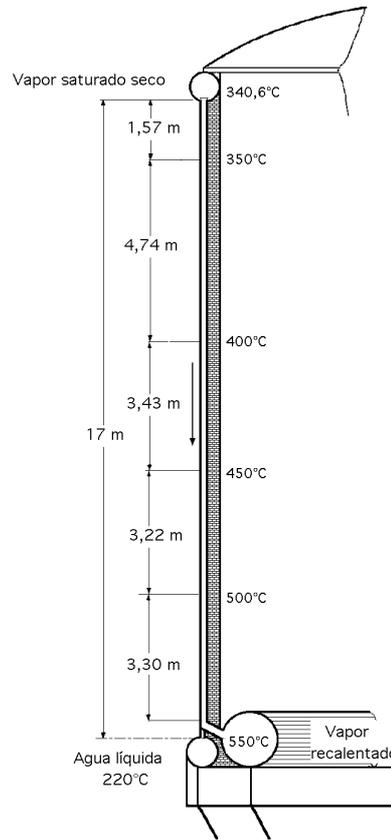


Fig XIII.7.- Tubo recalentador

a) La energía Q_{R1} que necesita el agua se obtiene hallando la variación que experimenta su entalpía específica.

Como a 200°C es de 204 Kcal/kg, y a 220°C es de 225,4 Kcal/kg, resulta que, para el gasto G prefijado se tiene,

$$Q_{R1} = G \cdot i_1 = 1557 \frac{\text{Kg}}{\text{hora}} (225,4 - 204) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 33.340 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

b) El coeficiente k de conductividad térmica en el acero, se calcula a la temperatura,

$$T = \frac{T_{PF}^* + T_{Fj}}{2} = \frac{1000 + 210}{2} = 655^\circ\text{C}$$

y vale, $k = 4,66 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

c) El coeficiente global de transmisión de calor U^* vale,

$$U^* = \frac{2}{\frac{2}{199,1} + \frac{0,15}{4,66} \ln \frac{0,19}{0,15}} = 113,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

d) La longitud L de tubería se obtiene a partir de la ecuación,

$$Q_{Fj} = (UA)_i \frac{T_{1j} - T_{2j}}{\ln \frac{T_{1j}}{T_{2j}}} = (UA)_i (\text{LMTD})$$

$$A_i = 2 r_i L$$

siendo, $T_{1j} = 1100 - 200 = 900^\circ\text{C}$

$$T_{2j} = 1100 - 220 = 880^\circ\text{C}$$

por lo que la longitud del tramo de tubería correspondiente vale,

$$L = \frac{Q_{R1} \ln \frac{T_{1j}}{T_{2j}}}{2 r_i U (T_{1j} - T_{2j})} = \frac{33340 \ln \frac{900}{880}}{2 \times 0,075 \times 113,25 (900 - 880)} = 0,75 \text{ m}$$

En los demás intervalos en los que no haya cambio de estado, se ha procedido de la misma forma, obteniéndose los resultados que se expresan en las Tablas XIII.5, 6 y 7.

Por lo que respecta a la vaporización, que se tiene que producir en el mismo tubo, a continuación del calentamiento, consideraremos dividido este tramo en intervalos de título de vapor x constante, por ejemplo de 0,2, por cuanto aquí no podemos proceder como en el caso anterior, por permanecer la temperatura del fluido constante.

Tabla XIII.5 (Con $\lambda = 0,3164/(\text{Re})^{0,25}$)

Temperatura	200	220	240	260	280	300	320	340
c_F (Kcal/Kg. $^\circ\text{C}$)	1,074	1,101	1,137	1,185	1,268	1,4	1,53	2
ρ_F (Kg/m 3)	865	840	814	784	742	712	667	610
k (Kcal/h.m. $^\circ\text{C}$)	0,57	0,56	0,55	0,53	0,5	0,47	0,42	0,37
μ (Kg/h.m)	0,49	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,31	0,28
Pr	0,92	0,88	0,87	0,87	0,92	1	1,18	1,51
u_F (m/seg)	0,028	0,029	0,03	0,031	0,033	0,035	0,037	0,04
Re	26900	29450	31800	34500	36900	39900	42850	47400
	0,025	0,024	0,024	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021

Tabla XIII.6

T_F ($^\circ\text{C}$)	210	230	250	270	290	310	330
T_i ($^\circ\text{C}$)	750	745	740	735	731	728	724
\hat{T}_F ($^\circ\text{C}$)	480	4875	495	5025	5105	519	527
$c_{F(T)}$ (Kcal/Kg. $^\circ\text{C}$)	1,032	1,028	1,025	1,022	1,019	1,015	1,011
ρ_i (Kg/h.m)	0,142	0,142	0,141	0,140	0,139	0,139	0,139
$\hat{\rho}_{F(T)}$ (Kg/h.m)	0,107	0,108	0,108	0,110	0,112	0,113	0,113
$k_{F(T)}$ (Kcal/ $^\circ\text{C}$.h.m)	0,054	0,055	0,055	0,056	0,057	0,058	0,059
$\rho_F \times 10^3$ (m 2 /hora)	0,600	0,620	0,640	0,650	0,670	0,700	0,710
Re (u_F)	7125	7137	7150	7328	7610	7715	8190
Pr	2,045	2,019	1,995	2,008	2,002	1,961	1,936
(Blasius)	0,250	0,024	0,024	0,023	23,000	0,022	0,022

Tabla XIII.7

Intervalo	200-220	220-240	240-260	260-280	280-300	300-320	320-340
(Kg/m ³)	852	827	799	763	727	690	939
c _F (Kcal/Kg°C)	1,088	1,119	1,163	1,229	1,334	1,465	1,765
u _F (m/seg)	0,029	0,03	0,031	0,032	0,034	0,036	0,039
	0,025	0,024	0,024	0,023	0,023	0,022	0,022
Pr	2,045	2,019	1,995	2,008	2,002	1,961	1,936
h _{cF} (Kcal/h.m ² .C)	199,1	203,7	209,1	216,5	234,9	258,2	304,2
k _{acero} (Kcal/h.m.°C)	4,66	4,61	4,56	4,51	4,46	4,41	4,36
U (Kcal/h.m ² .°C)	113,3	114,2	115,3	117	121,5	126,7	136
Q (Kcal/h)	33340	35030	36120	37860	40190	43530	49350
L (metros)	0,73	0,78	0,82	0,87	0,94	1,02	1,1

La ecuación que nos va a permitir simular este proceso es la propuesta por David y David, de la forma,

$$\frac{h_{cF} d_i}{k_1} = 0,06 \left(\frac{1}{v}\right)^{0,28} \left(\frac{G^* d_i}{x}\right)^{0,87} (Pr)_1^{0,4}$$

siendo, $G^* = 3600 \quad x \quad u_x \text{ kg/h.m}^2$, en las que los subíndices indican las condiciones en que deben tomarse las constantes físicas que intervienen,

$$k_1 = 0,572 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^\circ\text{C}}, \quad 1 = 610 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \quad v = 42,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \quad Pr_1 = 1,51$$

Con estos datos se obtiene,

$$h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{G^* d_i}{x}\right)^{0,87}$$

en la que el subíndice x indica que el paréntesis hay que calcularle con los datos relativos al título correspondiente.

A título de ejemplo de cálculo, determinaremos L en aquellos tramos de tubo en los que se cumpla que el vapor húmedo incrementa su título en 0,2. Con los datos físicos que se expresan en la Tabla XIII.8, para los diversos intervalos, el cálculo de la longitud $L_{0,0,2}$ correspondiente al intervalo de título 0-0,2 se determina como sigue,

$$Q_{Fj} = (UA)_i \frac{T_{1j} - T_{2j}}{\ln \frac{T_{1j}}{T_{2j}}} = (UA)_i (LMTD)$$

en la que, al tratarse de una vaporización, y ser la temperatura del medio exterior constante $T_{1j} = T_{2j}$, por lo que dicha ecuación queda indeterminada; aplicando L'Hôpital resulta,

$$Q_{0,0,2} = (UA)_i \quad T = U_i \quad 2 \quad r_i \quad L_{0,0,2} \quad T$$

siendo, $T = T_i - T_{Fj}$

Tabla XIII.8.- Constantes de vaporización

Título(x)	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$u_{F(x)}$ (m/seg)	0,04	0,088	0,136	0,184	0,232	0,28
x (Kg/m ³)	610	506,6	403,4	300	196,5	93,2
$F(x)$ (Kg/h.m)	0,49	0,41	0,33	0,25	0,17	0,09
$10^3 x$ (m ² /hora)	0,566	0,657	0,748	0,839	0,93	1,021
G^* (Kg/h.m ²)	87840	160490	197455	198720	164170	93945

Para realizar el cálculo de $L_{0-0,2}$ necesitamos conocer $U_i = U(h_{cF}, k)$, así como $Q_{0-0,2}$ a partir de las entalpías específicas del agua líquida y del vapor húmedo.

a) **Cálculo de h_{cF} .**- Utilizando la ecuación,

$$h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{G^* d_i}{x} \right)^{0,87}$$

se obtiene, Para, $x = 0$, $h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{3600 \times 0,04 \times 610 \times 0,15}{0,49} \right)^{0,87} = 1361 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

Para, $x = 0$, $h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{3600 \times 0,088 \times 506,6 \times 0,15}{0,41} \right)^{0,87} = 2685 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

por lo que un valor medio para h_{cF} en este intervalo es,

$$h_{cF} = 2023 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

b) **Cálculo de k .**- Mediante la ecuación,

$$k = \frac{-0,03125 T + 50}{6,34}$$

en la que T viene dada por, $T = \frac{T_{pF} + T_{Fj}}{2}$, se obtiene,

$$k = \frac{(-0,03125 \times 720,3) + 50}{6,34} = 4,34 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

c) **Cálculo del coeficiente global U_i de transmisión de calor**

$$U_i = \frac{2}{\frac{2}{2023} + \frac{0,15}{4,34} \ln \frac{0,19}{0,15}} = 218 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

d) **Cálculo de T_{pi} .**- Como la energía total por tubo es de 656.700 Kcal/hora, y el área lateral del tubo en contacto con el fluido de 8,01 m², podemos asignar al flujo de calor el valor de 81.985 Kcal/hora.m², por lo que siendo k y e conocidos, obtenemos para la temperatura interna,

$$Q_{Fj} = 2 k_j L \frac{T_{pe}^* - T_{pi}}{\ln \frac{r_e}{r_i}}$$

$$T_{pi} = T_{pe}^* - Q_{Fj} \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2 k_j L} = T_{pe}^* - \frac{Q_{Fj}}{2 r_i L} \frac{r_i \ln \frac{r_e}{r_i}}{k_j} =$$

$$= 1.100 - 81.985 \frac{0,075 \ln \frac{0,19}{0,15}}{4,34} = 765^\circ\text{C}$$

e) El calor $Q_{0-0,2}$ aplicado al fluido en este intervalo, se determina a partir de la variación de entalpía específica correspondiente, siendo el calor latente del cambio de fase de 243,7 Kcal/kg, luego,

$$Q_{0-0,2} = 1.555 \frac{\text{kg}}{\text{hora}} (0,2 \times 243,7) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 75.900 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

que se mantiene constante, a su vez, para todos los demás intervalos durante la vaporización

Tabla XIII.9

Intervalo	0,0-0,2	0,2-0,4	0,4-0,6	0,6-0,8	0,8-1,0
h_{cF} (Kcal/h.m ² .°C)	2023	3285	4430	5432	6095
k (Kcal/h.m.°C)	4,34	4,34	4,34	4,34	4,34
U (Kcal/h.m ² .°C)	218	228	232	234	235
T_i (°C)	765	765	765	765	765
Q (Kcal/hora)	75900	75900	75900	75900	75900
L (metros)	1,98	1,9	1,87	1,85	1,34

f) **Cálculo de $L_{0-0,2}$** - Con los valores obtenidos se tiene finalmente para el intervalo entre los títulos $x = 0$ y $x = 0,2$ es, $L_{0-0,2} = 1,98$ metros

Por el mismo método se han calculado las longitudes $L_{j-j+0,2}$ hasta el título $x = 1$ correspondiente al vapor saturado seco; los resultados vienen compendiados en la Tabla XIII.9.

En la Fig XIII.6 hemos esquematizado el proceso indicando las longitudes de calentamiento y vaporización.

PROCESO DE RECALENTAMIENTO.- Por lo que respecta al recalentamiento del vapor obtenido en los tubos vaporizadores, se puede suponer que éste arrastra una pequeña cantidad de agua líquida, inferior a un 1% del peso del vapor obtenido; como por cada dos tubos vaporizadores existe un tubo recalentador, por el que el vapor circulará de arriba hacia abajo, resulta que el flujo de vapor a recalentar por tubo sería de 3.114 kg/hora, con un aporte energético de 656.700 Kcal/hora.

Para conocer la energía suministrada al vapor durante su recalentamiento, haremos uso de la expresión,

$$Q_r = G \{ (i_{vF} - i_{vS}) + C r_{1-v} \}$$

en la que,

i_{vF} es la entalpía correspondiente al estado final del vapor recalentado

i_{vS} es la entalpía correspondiente al vapor saturado seco, de valor 625,5 Kcal/kg

C es el número de kg de agua arrastrados por 1 kg de vapor al final del tubo vaporizador, y que podemos estimar en 0,005 kg

r_{l-v} es el calor latente de vaporización

La superficie de intercambio térmico S_L es,

$$S_L = \frac{G (i_{vF} - i_{vs}) \ln \frac{T_{1j}}{T_{2j}}}{k (T_{1j} - T_{2j})}, \text{ siendo, } \begin{aligned} T_{1j} &= T_{pe}^* - T_{Fj} \\ T_{2j} &= T_{pe}^* - T_{Fj+1} \end{aligned}$$

y el valor de la entalpía final prevista para el vapor recalentado en estas condiciones, a la presión de 150 Atm, es,

$$i = \frac{656.700 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}}{3.114 \frac{\text{kg}}{\text{hora}}} + 625,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} - (0,005 \times 244,7) \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 837,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

que se corresponde con una temperatura final ligeramente superior a los 550°C prefijados de antemano.

Tabla XIII.10

Temperaturas	340,6	350	400	450	500	550
c_{pF} (Kcal/Kg°C)	1,02	1,039	1,058	1,044	1,023	1,001
F (Kcal/h.m)	0,09	0,092	0,097	0,103	0,1	0,116
k_F (Kcal/h.m.°C)	0,041	0,042	0,046	0,051	0,056	0,061
F (Kg/m ³)	88,18	83,3	62	52,9	47	42,7
u_F (m/seg)	0,56	0,55	0,8	0,93	1,05	1,16
$10^6 n_F$ (m ² /seg)	0,284	0,311	0,44	0,54	0,651	0,752
Pr	2,239	2,276	2,231	2,108	2,009	1,904
Re	295775	284500	272725	258330	242300	232000
(Hermann)	0,013	0,0139	0,014	0,0142	0,0143	0,0145
k_{acero} (Kcal/h.m.°C)	4,32	4,31	4,19	4,07	3,94	3,82

Tabla XIII.11

Temperaturas	530	535	555	575	592	610
c_F (Kcal/Kg°C)	1,01	1,008	0,999	0,99	0,983	0,976
F (Kcal/h.m)	0,1138	0,1145	0,117	0,1195	0,1224	0,1242
k_F (Kcal/h.m.°C)	0,059	0,0596	0,062	0,064	0,0655	0,0675
F (Kg/m ³)	44,34	43,9	42,3	40,9	39,82	38,81
u_F (m/seg)	0,56	0,59	0,8	0,93	1,05	1,16
$10^6 \times F$ (m ² /seg)	0,71	0,72	0,77	0,81	0,85	0,89
Pr	1,948	1,937	1,885	1,849	1,837	1,796
Re	118300	122900	155850	172225	185300	195500
	0,016	0,0164	0,0156	0,0153	0,0151	0,0149

Para hallar los coeficientes de transmisión de calor por convección forzada h_{cF} , haremos uso de las ecuaciones de Colburn y Von Kàrmàn, en forma análoga a la etapa de calentamiento, por no existir cambio de estado, habiéndose dividido la longitud del tubo en una serie de tramos, en el primero de los cuales el vapor incrementa su temperatura desde los 340,6°C hasta los 350°C, y en

intervalos de 50°C en los restantes, resultados que hemos reunido en las Tablas XIII.10 y 11.

Tabla XIII.12.- Von Kàr màn

Intervalo	340,6-350	350-400	400-450	450-500	500-550
(Kg/m ³)	85,74	72,65	57,45	49,95	44,85
c _F (Kcal/Kg°C)	1,03	1,0485	1,051	1,034	1,012
u _F (m/seg)	0,58	0,7	0,87	0,99	1,11
	0,0137	0,0139	0,0111	0,01425	0,0144
Pr (T _F)	1,943	1,911	1,867	1,843	1,817
h _{cF} (Kcal/h.m ² .°C)	238,6	253,5	253,9	253,3	244,3

Tabla XIII.13.- Longitudes de recalentamiento

h _{cF} (medio) (Kcal/h.m ² .°C)	246,5	257,3	256,7	250	243,9
k _{acero} (Kcal/h.m ² .°C)	4,32	4,25	4,13	4,01	3,88
U (Kcal/h.m ² .°C)	122,5	124,1	122,1	118,7	115,4
Q (Kcal/hora)	68500	200850	133000	112700	103100
L (metros)	1,57	4,74	3,43	3,22	3,3

En la Tabla XIII.12 hemos hallado los coeficientes h_{cF} de Von Kàr màn.

Asimismo, los valores de los intervalos L expresados en la Tabla XIV-13 a partir de los valores medios de h_{cF} conseguidos con las ecuaciones anteriormente citadas.

Analizando los resultados obtenidos se llega a la conclusión de que el diseño del receptor elegido, permitiría simular la obtención de un vapor recalentado a 150 Atm y temperatura final comprendida entre 550°C y 570°C, para los 200 MW de energía incidente sobre el receptor.

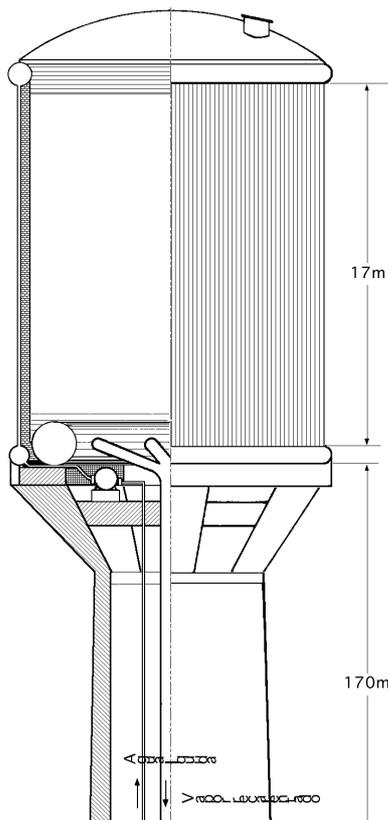


Fig XIII.8.- Receptor acuotubular de 200 MW

En la Fig XIII.7 hemos representado el modelo de tubo recalentador elegido, indicando en la misma los intervalos de temperaturas y longitudes L correspondientes.

En la Fig XIII.8 se ha representado una vista del conjunto de tubos conformando la pared lateral del receptor de energía.

Para otras potencias incidentes sobre el receptor, inferiores a 200 MW, la obtención de un vapor de estas características dependería fundamentalmente de la velocidad de entrada del agua líquida en los tubos vaporizadores, que naturalmente debería ser menor, reduciéndose el gasto del vapor producido, y en consecuencia, la potencia generada en la turbina.

Los coeficientes de transmisión de calor por convección forzada, como hemos visto, son muy bajos si se les compara con los correspondientes a los vaporizadores y recalentadores acuotubulares de centrales térmicas convencionales, pero suficientes para proporcionar una adecuada refrigeración de los tubos; ello es debido a que la longitud de tubo utilizado en nuestro receptor es pequeña, mientras que su diámetro es bastante mayor

al de los tubos utilizados en centrales térmicas, lo cual no es óbice para un óptimo rendimiento y funcionamiento del receptor, ya que de no ser así, si la refrigeración del mismo fuese insuficiente, llegaría a deteriorarse rápidamente.

XIII.5.- CICLO TERMODINÁMICO DE HIRN

Pérdidas de carga en los tubos de conducción del vapor recalentado, desde el generador a la turbina.-

Para determinar la pérdida de carga P del vapor recalentado a lo largo de la tubería de diámetro d , que lo transporta del generador a la turbina, utilizamos la formulación correspondiente a la circulación de fluidos compresibles. Como el gasto de vapor es constante, de acuerdo con la ecuación de continuidad, y para una sección transversal de tubería constante, se tiene,

$$u_{Fa} a = u_{Fb} b$$

Analizando la Fig XIII.9 consideraremos, que debido a la expansión en el punto **b** a la entrada de la turbina la velocidad u_{Fb} será mayor que la u_{Fa} a la salida del generador, por lo tanto, la pérdida por rozamiento aumentará con u_F^2 , de forma que la pérdida de carga a lo largo de toda la tubería, será mayor que en el caso de fluidos con volumen específico constante.

Sin embargo, la aceleración que se superpondría a la resistencia por rozamiento es despreciable para las velocidades que consideramos en nuestro caso.

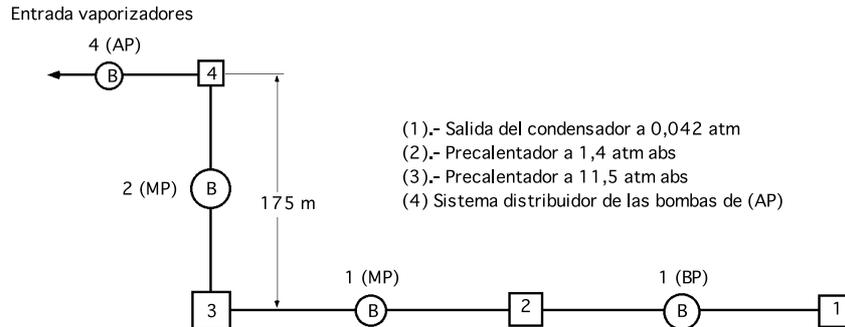


Fig XIII.9

Por otra parte, en la expansión del fluido se sustraería calor al medio ambiente; sin embargo, y dado que el proceso correspondiente a las variaciones de velocidad y pérdidas de presión se efectúan lentamente, la aportación de calor desde el exterior hacia la tubería será lo suficientemente elevada como para impedir que la temperatura del fluido descienda y, por lo tanto, la variación de la densidad tendrá lugar, en general, en forma isoterma, pudiéndose representar el fenómeno para los fluidos citados, por la ecuación,

$$P_a v_a = P_b v_b$$

Las pérdidas de carga continuas para una longitud dL de la misma, son,

$$dP = \frac{1}{d} \frac{u_F^2}{2} \quad dL = \frac{1}{d} \frac{u_{Fa}^2}{2} \frac{P_a}{p} a dL$$

que integrada entre los puntos a y b queda en la forma,

$$p_a^2 - p_b^2 = p_a \frac{u_{Fa}^2}{d} L$$

en la que u_{Fa} se expresa en m/seg, ρ_a en kg/m³, p_a en N/m², d en metros, y L es la longitud equivalente de tubería, igual a la suma de la longitud geométrica de la misma y de las pérdidas accidentales de carga expresadas en metros.

Las condiciones del vapor recalentado a la entrada de la tubería, y salida del generador, son,

$$p_a = 1,47 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}, \quad T_a = 550^\circ C, \quad v_a = 0,02341 \frac{m^3}{kg}; \quad \rho_a = 42,71 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_a = 3,22 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot seg}; \quad \mu_a = 7,54 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{seg}$$

A la longitud geométrica de la tubería la podemos asignar el valor de 250 metros, y a las pérdidas de carga accidentales debidas a los accesorios instalados en la tubería, como codos, válvulas de seguridad, compensadores de dilatación, etc, expresadas en metros de tubería el valor de 350 m, por lo que tomaremos $L = 600$ metros.

Supondremos que el diámetro d de la tubería es de 0,4 m por lo que la velocidad del vapor a la entrada de la misma, para un flujo másico de 65,74 kg/seg, será,

$$u_{Fa} = \frac{G v_a}{\frac{d^2}{4}} = \frac{65,74 \times 0,02341}{0,1256} = 12,75 \frac{m}{seg} \quad Re = \frac{u_{Fa} d}{\mu_a} = \frac{12,25 \times 0,4}{0,7,54 \cdot 10^{-7}} = 6.500.000$$

Mediante el diagrama de Moody, y suponiendo en la tubería una rugosidad relativa $\epsilon/d = 0,001$, se obtiene para valor del coeficiente de rozamiento, $f = 0,0196$.

Teniendo en cuenta estos valores y sustituyendo en,

$$p_a^2 - p_b^2 = p_a \frac{u_{Fa}^2}{d} L$$

y despejando p_b se obtiene $p_b = 1,46 \times 10^7$ N.m⁻², por lo que siendo un proceso isotermino y prácticamente isobárico, se podría considerar que la entalpía de entrada en la turbina es la misma que la de entrada en la tubería de conducción.

POTENCIA DESARROLLADA POR LA TURBINA DE TRABAJO.- En el condensador se puede suponer que el vapor de agua al final de su expansión en la turbina, penetra con un porcentaje de humedad correspondiente al título $x = 0,92$, y presión 0,042 Atm abs 30°C, por lo que su entalpía sería, $i_F = 564$ Kcal/kg.

Para precalentar el agua que se introduce en el generador de vapor, se pueden hacer dos extracciones de vapor en la turbina, en la forma,

1ª Extracción,

$$\frac{T_{\text{caldera}(150\text{atm})} + T_{\text{condensador}(0,042\text{ atm})}}{2} = \frac{342^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}}{2} = 186^{\circ}\text{C} \quad 11,5 \text{ atm}$$

2ª Extracción,

$$\frac{T_{1^{\text{a}}\text{ extracción}(11,5\text{ atm})} + T_{\text{condensador}(0,042\text{ atm})}}{2} = \frac{186^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}}{2} = 108^{\circ}\text{C} \quad 1,4 \text{ atm}$$

de forma que la relación R entre los kg de vapor extraídos, por kg de vapor que circula, serán los siguientes,

Primera extracción a 11,5 Atm, punto M de la Fig XIII.2 y 9,

$$R_M = \frac{i_3 - i_2}{i_M - i_2} = \frac{188 - 109}{715 - 109} = 0,1304 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

en la que i_2 e i_3 se obtienen de las Tablas de vapor de agua e i_M del diagrama de Mollier.

Segunda extracción a 1,4 Atm, punto N de la Fig XIII.2 y 9,

$$R_N = (1 - R_M) \frac{i_2 - i_1}{i_N - i_1} = (1 - 0,1304) \frac{109 - 30}{650 - 30} = 0,1108 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

La segunda extracción permitirá precalentar el agua condensada hasta una entalpía de 109 Kcal/kg; la primera extracción permitirá un precalentamiento hasta la entalpía de 188 Kcal/kg, que se corresponde con una temperatura final de 186°C, ligeramente inferior a la prefijada inicialmente, para comenzar el calentamiento en los tubos vaporizadores, y que era de 200°C.

El trabajo obtenido en la turbina, por 1 kg de vapor expandido, viene dado por,

$$\begin{aligned} T_{\text{Turb}} &= (i_A - i_M) + (1 - R_M)(i_M - i_N) + (1 - R_M - R_N)(i_N - i_F) = \\ &= (824,7 - 715) + (1 - 0,1304)(715 - 650) + (1 - 0,1304 - 0,1113)(650 - 563) = 232 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

y suponiendo para la turbina un rendimiento del 85%, se obtiene una potencia,

$$N_{\text{Turb}} = 236.664 \frac{\text{kg}}{\text{hora}} \times 232 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 0,85 = 46,67 \cdot 10^6 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}} = 54,3 \text{ MW}$$

correspondiente a una energía incidente sobre el receptor de 200 MW.

PERDIDA DE POTENCIA EN LOS DISPOSITIVOS AUXILIARES DE BOMBEO.- Para determinar la potencia de bombeo, habría que fijar el número de bombas centrífugas necesarias para cerrar el Ciclo Termodinámico, devolviendo el agua condensada al generador de vapor; su número es función de las extracciones de vapor en la turbina, y de las características de la tubería de alimentación.

En nuestro caso, Fig XIII.2 y 9, se podrían implantar los sistemas de bombeo siguientes:

Tramo (1-2), bombeo de baja presión BP 1 bomba

Tramo (2-3), bombeo de media presión MP 1 bomba

Tramo (3-4), bombeo de media presión MP 2 bombas

Tramo (4-Generador de vapor), bombeo de alta presión AP 4 bombas

El trabajo necesario para el bombeo, vendrá dado en general, para los dos primeros tramos por,

$$T_{\text{Bombeo}(i,j)} = \frac{v(p_j - p_i)}{\text{Bomba}}$$

en la que η_{Bomba} es el rendimiento global de cada bomba, y que supondremos del orden del 80%, obteniéndose,

Tramo (1-2), Potencia 30 kW

Tramo (2-3), Potencia 140 kW

Para el tramo (3-4) el número de kg/seg de agua a bombear por cada bomba será de 32,9 kg/seg. Para esta misión se utilizarían dos tuberías de 0,2 metros de diámetro, una para cada bomba, de rugosidad relativa $\epsilon/d = 0,001$.

Haciendo un cálculo parecido al de la tubería de vapor recalentado, se obtiene para valor de $u_{F(200^\circ\text{C})} = 1,21$ m/seg, con un número de Reynolds $Re = 1.535.000$; según el diagrama de Moody, el coeficiente de rozamiento $f = 0,0195$, por lo que las pérdidas de carga continua en este intervalo serán,

$$P = \frac{f}{d} \frac{u_F^2}{2} H \quad H_F = 0,83 \text{ m}$$

en donde H es la altura de la torre.

Las pérdidas accidentales vienen dadas en metros de longitud de tubería equivalente; si tomamos la longitud equivalente debida a los codos, válvulas, etc, resulta 35 metros, por lo que la altura manométrica que tiene que vencer este sistema de bombeo en el tramo considerado será de 205,83 metros, por lo que la potencia de bombeo en este tramo resulta ser de 145 kW.

Para el tramo (4-generador), según el cual se produce la inyección y distribución del agua en el generador de vapor se utilizarían, como hemos dicho anteriormente, cuatro bombas de alta presión en paralelo, siendo la potencia necesaria para accionar las mismas de 1,075 MW, por lo que la potencia total de bombeo sería de 1,40 MW, que supondría un 2,75% de la energía producida por la turbina, cuando la energía incidente sobre el receptor fuese de 200 MW.

La energía necesaria para orientar los heliostatos, puede estimarse en 50 W por unidad, por lo que para el campo continuo, formado por 27.258 heliostatos, sería de 1,36 MW.

Las pérdidas de energía totalizarían 2,77 MW, por lo que se podría asegurar que si se utilizasen estos tipos de concentradores de energía solar, para las condiciones fijadas de 200 MW, se produciría un trabajo útil de unos 50 MW por lo que el rendimiento global de la instalación no superaría el 25%, rendimiento global relativamente bajo para una instalación tan impresionante.