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

pfernandezdiez.es

XI.1.- PERDIDAS DE ENERGÍA EN EL CONCENTRADOR

Hasta ahora se ha supuesto que la reflectancia especular ρ_E 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 $\rho_E < 1$, 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 XI.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 ρ_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 llegará 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 CO_2 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 XI.1

Tipo de superficie reflectante	ρ_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*

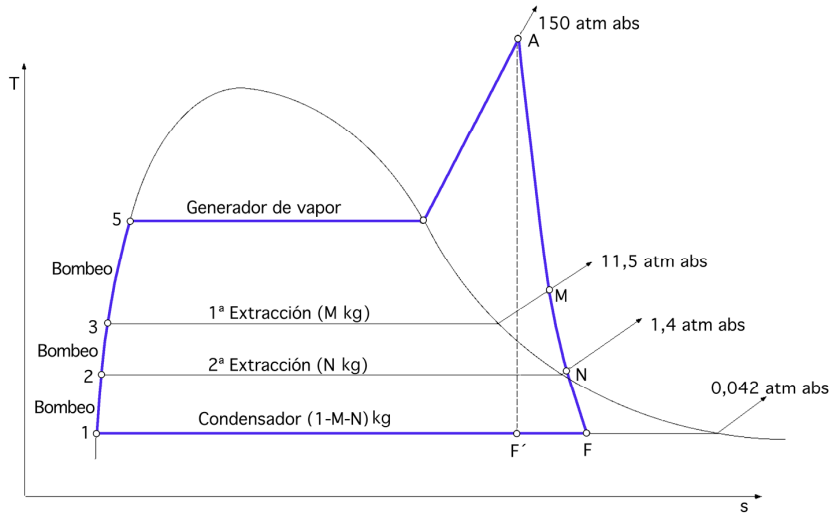

Fig XI.1.- Ciclo termodinámico Rankine con extracciones

En lo que sigue consideraremos que estamos trabajando según un ciclo Rankine, Fig XI.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. 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.

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 conden-

sación 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.

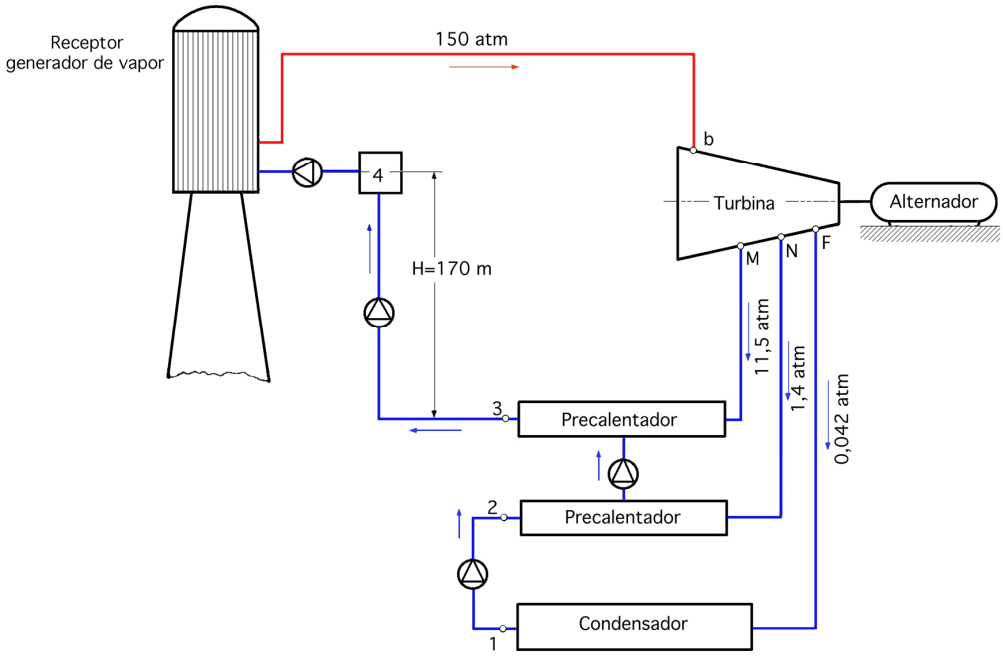

Fig XI.2.- Esquema del ciclo

XI.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 m de diámetro y 17 m de altura. Para proceder a su diseño como cambiador de calor y generador de vapor sobrecalentado, 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 m, 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 m, de forma que constituyan la pared lateral del mismo; la parte interior del receptor quedaría hueca.

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 acuotubulares 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 seria 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 sobrecalentados, para así obtener un vapor final que se enviará a las turbinas de trabajo.

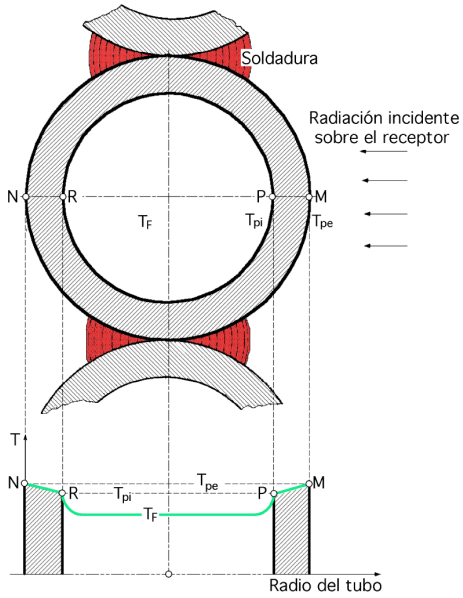

Fig XI.3.- Temperaturas sobre los tubos que conforman la periferia del receptor

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 XI.3, si se considera que la temperatura media de la atmósfera es T_a= *20°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 XI.4, pudiéndose aceptar entonces que la temperatura de los tubos en puntos equidistantes de sus ejes, sobre una misma sección transversal, será prácticamente uniforme.

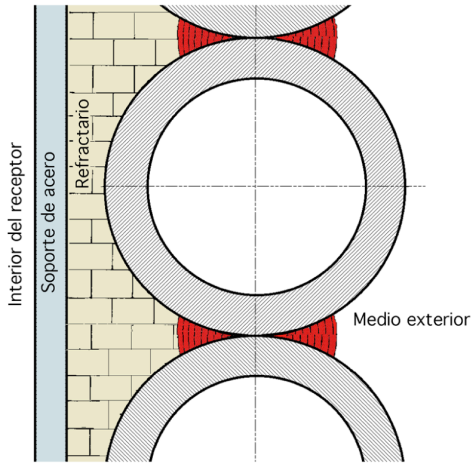

Fig XI.4.- Aislamiento de los tubos

La dirección del flujo térmico incidente no es única por cuanto 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 β_{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.

XI.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 trans-

misión 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 que los alrededores se comporten como cuerpo transparente, es decir:

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

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 el medio exterior como un cuerpo negro

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

con T_0 temperatura ambiental, el error que se comete es del orden del 0,2%, por lo que se lo 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 $A_R \ \sigma (T_{pe}^4 - \varepsilon \ T_{pe}^4)$ 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 $\varepsilon_{pe} = 0,1$ que supone una energía disponible del 90% de la incidente, en todos los casos.

En la Tabla XI.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 XI.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 sobrecalentado 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 mediante la ecuación:

$$h_{ce} = \frac{0{,}129\ k\ \sqrt[3]{Gr\ Pr}}{L}\ ,\ \textit{en la que}\ \begin{cases} \textit{Gr y Pr son los números de Grashoff y Prandtl} \\ \textit{k es el coeficiente de conductividad térmica del aire} \\ \textit{L es la altura del cilindro receptor} \end{cases}$$

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.

Para una potencia de 200 MW, tendríamos:

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

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

Conductividad térmica del aire: $k_{aire} = 0{,}069\ \frac{Kcal}{h.m^{o}C} = 8{,}022.10^{-5}\ \frac{kW}{m^{o}C}$

$\Delta T = T_{pe} - T_0 = 1203 - 20 = 1183^{o}C$

$$\beta = \frac{1}{273 + \frac{T_{pe} + T_0}{2}} = \frac{1}{273 + \frac{1203 + 20}{2}} = 1{,}13.10^{-5}$$

Viscosidad cinemática del aire: $\nu_{aire} = 213.10^{-6}\ \frac{m^2}{seg}$

N° de Grashoff: $Gr = \frac{g\ \beta\ \Delta T\ L^3}{\nu^2} = \frac{9{,}8 \times 1{,}13.10^{-3} \times 1183 \times 17^3}{(213.10^{6})^2} = 1{,}42.10^{12}$

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

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

$q_e = 6,27.10^{-3} \times 747,7 \times 1183 = 5,5\ MW$, *para 200 MW incidentes.*

En la Tabla XI.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 XI.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:

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

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

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

Para 200 MW resultaría, T_e^{*} = 1100°C; en la Tabla XI.4 se expresan estas temperaturas. Se observa cómo sólo para las posiciones más altas del Sol es previsible se obtenga un vapor sobrecalentado a la temperatura deseada.

Tabla XI.4

Potencia incidente (MW)	*200*	*100*	*50*	*25*
Temperatura T_c (°C)*	*1100*	*875*	*685*	*520*

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

En lo que sigue, y para estudiar la vaporización del agua y su posterior sobrecalentamiento, 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, necesitándose para ello de una cierta longitud de tubo; en la segunda, se considera la vaporización propiamente dicha, según la cu-

al, el agua pasará desde el estado líquido, hasta otro cercano al de vapor saturado seco, precisándose 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 sobrecalentado 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 sobrecalentamiento, 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.

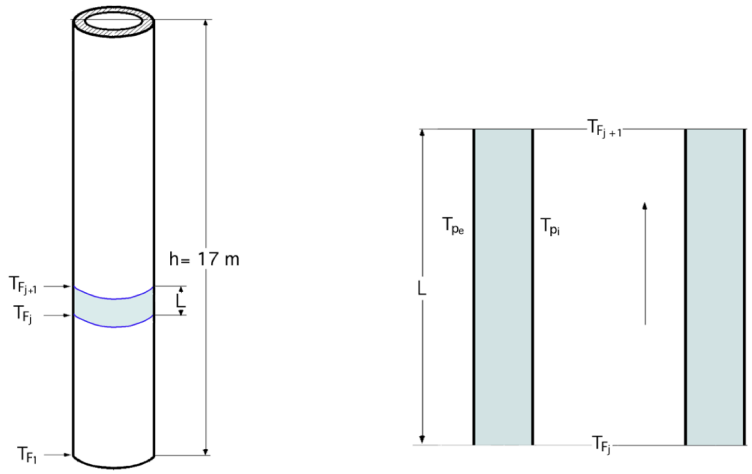

Fig XI.5.- Tubo con intervalos de longitud característica L

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.

Para estudiar tanto el proceso de precalentamiento del agua, como el de sobrecalentamiento 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 sobrecalentamiento.

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:

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

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:

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

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.

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

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

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

y la temperatura a la que circula el fluido:

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

expresiones que hay 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 XII.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:

$$Q_{Fj} = (U\,A)_i\,\frac{\Delta T_{1j} - \Delta T_{2j}}{ln\,\frac{\Delta T_{1j}}{\Delta T_{2j}}} = (U\,A)_i\,(LMTD), \quad en\ la\ que: \begin{cases} \Delta T_{1j} = T^*_{pe} - T_{Fj} \\ \Delta T_{2j} = T^*_{pe} - T_{Fj+1} \end{cases}$$

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:

$$k_j = \frac{k_0}{1 + \xi_1 + \xi_2 + ... + \xi_1}$$

en la que k_0 es la conductividad térmica del metal base componente fundamental de la aleación, a una temperatura determinada, y ξ_1, ξ_2,... ξ_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:

$\xi_C = 0,24\ ;\ \xi_{Mn} = 0,56\ ;\ \xi_{Si} = 0,86\ ;\ \xi_{Ni} = 2,02\ ;\ \xi_{Cr} = 1,50\ ;\ \xi_W = 0,16$

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; 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:

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

Una correlación que permite una precisión aún mayor que la anterior es la de Polley, de la forma:

$St = exp\ \{-3,796 - 0,205\ \ln Re - 0,505\ \ln Pr - 0,0225\ (\ln Pr)^2\}$, con: $0,5 < Pr < 3.000$

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

$$Nu_d = \frac{Re_d Pr}{X}\ \frac{\lambda}{8}\ \left(\frac{\eta_F}{\eta_{pF}}\right)^n\ ,\ con:\ X = 1,07 + 12,7\ (Pr^{2/3} - 1)\ \sqrt{\frac{\lambda}{8}}$$

en el campo: $\begin{cases} 10^4 < Re < 5.10^6 \ ;\ 0,5 < Pr < 200 \ ;\ error:\ 5\ a\ 6\ \% \\ 10^4 < Re < 5.10^6 \ ;\ 0,5 < Pr < 2000 \ ;\ error:\ 10\ \% \end{cases} \ ;\quad 0 < \dfrac{\eta_F}{\eta_{pF}} < 40$

valores de n: $\begin{cases} n = 0,11\ para\ calentamiento\ con\ T_{pF}\ uniforme \\ n = 0,20\ para\ enfriamiento\ con\ T_{pF}\ uniforme \\ n = 0\ para\ flujo\ de\ calor\ uniforme, o\ gases \end{cases}$

y valores del coeficiente de fricción: $\begin{cases} Re < 2.10^4 \quad \Rightarrow \quad \lambda = 0,316\ Re^{-0,25} \\ Re > 10^4 \quad \Rightarrow \quad \lambda = (1,82\ lg\ Re - 1,64)^{-2} \\ 2.10^4 < Re < 3.10^5 \quad \Rightarrow \quad \lambda = 0,184\ Re^{-0,2} \\ Hermann:\ 7.10^4 < Re < 10^6 \quad \Rightarrow \quad \lambda = 0,0054 + 0,369\ Re^{-0,3} \end{cases}$

tomándose las propiedades del fluido a la temperatura media T_F, excepto η_{pF} que lo es a la temperatura de la pared T_{pF}; el parámetro η_c 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, $\eta = \eta(T)$; en muchos casos, η_c se considera la unidad, siendo de interés en fluidos muy viscosos.

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

$$h_{cF} = \frac{c_F \; u_F}{8} \; \frac{\lambda}{(1 + 5 \sqrt{\frac{\lambda}{8}}) \{(Pr - 1) + ln \; \frac{5\,Pr + 1}{6}\}}$$

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

Velocidad de entrada del agua en los tubos.- Con la formulación presentada, 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:

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

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:

$$u_F = \frac{G \, v_L}{S_{transv}} = \frac{\frac{1557}{3600} \; \frac{kg}{seg} \; x \; 0{,}001157 \; \frac{m^3}{kg}}{0{,}0177 \; m^2} = 0{,}028 \; \frac{m}{seg}$$

en la que $\begin{cases} v_L \text{ es el volumen específico del agua a 200°C y 150 atm de presión} \\ S_{transv} \text{ la sección transversal del tubo vaporizador correspondiente a } d_i = 0{,}15 \; m \end{cases}$

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

Proceso de calentamiento-evaporación.- 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.

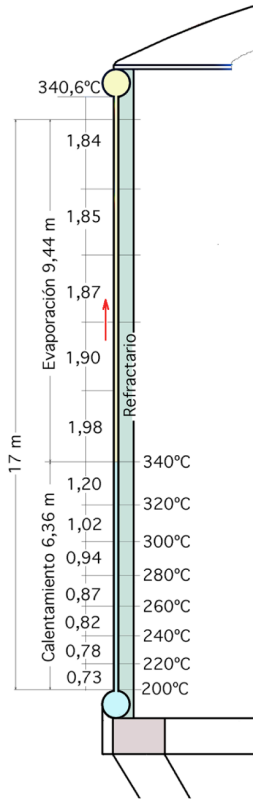

Fig XI.6.- Tubo vaporizador

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:

a) La energía Q_{R1} que necesita el agua se obtiene hallando la variación que experimenta su entalpía específica; como a $\begin{cases} 200ºC \text{ es de } 204\ Kcal/kg \\ 220ºC \text{ es de } 225{,}4\ Kcal/kg \end{cases}$ para el gasto G prefijado se tiene:

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

b) El coeficiente de conductividad térmica en el acero k = 4,66 Kcal/hm°C, a la temperatura:

$$T = \frac{T^*_{pF} + T_{Fj}}{2} = \frac{1000 + 210}{2} = 655ºC$$

c) El coeficiente global de transmisión de calor es:

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

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

$$Q_{Fj} = (U\ A)_i\ \frac{\Delta T_{1j} - \Delta T_{2j}}{ln\ \frac{\Delta T_{1j}}{\Delta T_{2j}}} = (U\ A)_i\ (LMTD),\ \text{siendo}\ \begin{cases} A_i = 2\ \pi\ r_i L \\ \Delta T_{1j} = 1100 - 200 = 900ºC \\ \Delta T_{2j} = 1100 - 220 = 880ºC \end{cases}$$

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

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 XI.5, 6 y 7.

Por lo que respecta a la vaporización, que se tiene que producir en el mismo tubo, a continuación del calentamiento del agua, 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.

La ecuación que permite simular este proceso es, por ejemplo, la propuesta por David y David, de la forma:

Tabla XI.5.- Constantes físicas, con $\lambda = 0,3164/(Re)^{0,25}$

Temperatura	*200*	*220*	*240*	*260*	*280*	*300*	*320*	*340*
c_F *(Kcal/kg°C)*	*1,074*	*1,101*	*1,137*	*1,185*	*1,268*	*1,4*	*1,53*	*2*
ρ_F *(kg/m³)*	*865*	*840*	*814*	*784*	*742*	*712*	*667*	*610*
k (Kcal/hm°C)	*0,57*	*0,56*	*0,55*	*0,53*	*0,5*	*0,47*	*0,42*	*0,37*
η *(kg/hm)*	*0,49*	*0,45*	*0,42*	*0,39*	*0,36*	*0,33*	*0,31*	*0,28*
Pr	*0,92*	*0,92*	*0,88*	*0,87*	*0,87*	*0,92*	*2*	*2,28*
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*
λ	*0,025*	*0,024*	*0,024*	*0,023*	*0,023*	*0,022*	*0,022*	*0,021*

Tabla XI.6

T_F *(°C)*	*210*	*230*	*250*	*270*	*290*	*310*	*330*
T_i *(°C)*	*750*	*745*	*740*	*735*	*731*	*728*	*724*
T_F *(°C)*	*480*	*487,5*	*495*	*502,5*	*520,5*	*519*	*527*
$c_{F(T\ media)}$ *(Kcal/kg°C)*	*1,032*	*1,028*	*1,025*	*1,022*	*1,019*	*1,015*	*1,011*
η_i *(kg/hm)*	*0,142*	*0,142*	*0,141*	*0,140*	*0,139*	*0,139*	*0,139*
$\eta_{F(Tmedia)}$ *(kg/hm)*	*0,107*	*0,108*	*0,108*	*0,110*	*0,112*	*0,113*	*0,113*
$\nu_F.10^3$ *(m²/h)*	*0,6*	*0,62*	*0,64*	*0,65*	*0,67*	*0,7*	*0,71*
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*
λ *(Blasius)*	*0,025*	*0,024*	*0,024*	*0,023*	*0,023*	*0,022*	*0,022*

Tabla XI.7

Intervalo	*200-220*	*220-240*	*240-260*	*260-280*	*280-300*	*300-320*	*320-340*
ρ *(kg/m³)*	*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*
λ	*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/hm²°C)*	*199,1*	*203,7*	*209,1*	*216,5*	*234,9*	*258,2*	*304,2*
k_{acero} *(Kcal/hm°C)*	*4,66*	*4,61*	*4,56*	*4,51*	*4,46*	*4,41*	*4,36*
U (Kcal/hm²°C)	*113,3*	*114,2*	*115,3*	*117*	*121,5*	*126,7*	*136*
Q (Kcal/hora)	*33340*	*35030*	*36120*	*37860*	*40190*	*43530*	*49350*
L (metros)	*0,73*	*0,78*	*0,82*	*0,87*	*0,94*	*1,02*	*1,2*

Tabla XI.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*
$\rho_x\ (kg/m^3)$	*610*	*506,6*	*403,4*	*300*	*196,5*	*93,2*
$\eta_{F(x)}\ (kg/hm)$	*0,49*	*0,41*	*0,33*	*0,25*	*0,17*	*0,09*
$10^3\nu\ (m^2/h)$	*0,566*	*0,657*	*0,748*	*0,839*	*0,93*	*1,021*
$G^*\ (kg/hm^2)$	*87840*	*160490*	*197455*	*198720*	*164170*	*93945*

$$\frac{h_{cF}\ d_i}{k_l} = 0{,}06\ \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}28}\left(\frac{G^* d_i}{\eta}\right)_x^{0{,}87}\ (Pr)_l^{0{,}4}$$

siendo, $G^* = 3600\ \rho_x u_x\ kg/hm^2$, en las que los subíndices indican las condiciones en que deben tomarse las constantes físicas que intervienen:

$$k_l = 0{,}572\ \frac{Kcal}{h\ m^{\circ}C}\ ,\ \rho_l = 610\ \frac{kg}{m^3}\ ,\ \rho_v = 42{,}7\ \frac{kg}{m^3}\ ,\ Pr_l = 1{,}51$$

Con estos datos se obtiene:

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

en la que el subíndice x indica que el paréntesis hay que calcularle con los datos relativos al título de vapor húmedo 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 XII.8, para diversos intervalos, el cálculo de la longitud $L_{0\text{-}0,2}$ correspondiente al intervalo de título $0 \div 0{,}2$ se determina como sigue:

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

en la que, al tratarse de una vaporización, y ser la temperatura del medio exterior constante:

$$\Delta T_{1j} = \Delta T_{2j}$$

por lo que dicha ecuación queda indeterminada; aplicando L´Hôpital resulta:

$$Q_{0,02} = (U\ A)_i \Delta T = U_i\ 2\ \pi\ r_i\ L_{0\text{-}0,2}\ \Delta T\ ,\ \ siendo:\ \Delta T = T_i - T_{Fj}\ ,$$

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

a) Cálculo de h_{cF}

Utilizando la ecuación: $h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{G^{*}d_i}{\eta}\right)^{0,87}_{x}$

se obtiene:
$$\begin{cases} Para: x = 0 \;,\; h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{3600 \times 0,04 \times 610 \times 0,15}{0,49}\right)^{0,87} = 1361 \;\frac{Kcal}{h.m^2.^{o}C} \\ Para: x = 0 \;,\; h_{cF} = 0,1906 \left(\frac{3600 \times 0,088 \times 506,6 \times 0,15}{0,41}\right)^{0,87} = 2685 \;\frac{Kcal}{h.m^2.^{o}C} \end{cases}$$

por lo que el valor medio para h_{cF} en este intervalo es: $h_{cF} = 2023 \;\frac{Kcal}{h.m^2\,^{o}C}$

b) Cálculo de k

Mediante la ecuación $k = \frac{-0,03125\,T + 50}{6,34}$, *en la que* $T = \frac{T_{pF} + T_{Fj}}{2}$, *se obtiene:*

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

c) Coeficiente global U_i de transmisión de calor:

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

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 m^2, podemos asignar al flujo de calor el valor de 81.985 Kcal/hora.m^2, por lo que siendo *k* y *e* conocidos, obtenemos para la temperatura interna:

$$T_{pi} = T^{*}_{pe} - Q_{Fj} \;\frac{1}{2\,\pi\,k_j\,L} \ln \frac{r_e}{r_i} = T^{*}_{pe} - \frac{Q_{Fj}}{2\,\pi\,r_i L} \frac{r_i}{k_j} \ln \frac{r_e}{r_i} = 1100 - 81985 \;\frac{0,075}{4,34} \ln \frac{0,19}{0,15} = 765^{o}C$$

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:

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

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

Tabla XI.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/hm²°C)	2023	3285	4430	5432	6095
k_{acero} (Kcal/hm°C)	4,34	4,34	4,34	4,34	4,34
U (Kcal/hm²°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	1,84

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

Por el mismo método se han calculado las longitudes $L_{j\text{-}(j+0,2)}$ hasta el título x = 1 correspondiente al vapor saturado seco; los resultados vienen compendiados en la Tabla XI.9. En la Fig XI.6 hemos esquematizado el proceso indicando las longitudes de calentamiento y vaporización.

Proceso de sobrecalentamiento.- Por lo que respecta al sobrecalentamiento 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.

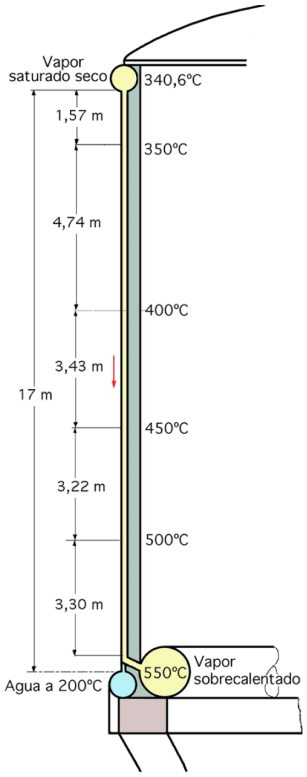

Fig XI.7.- Tubo sobrerecalentador

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

$$Q_r = G\ \{(i_{vF} - i_{vs}) + C\ r_{l\text{-}v}\}$$

en la que:

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

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

$r_{l\text{-}v}$ *es el calor latente de vaporización*

La superficie de intercambio térmico es:

$$S_L = \frac{G\ (i_{vF} - i_{vs})}{k\ (\Delta T_{1\,j} - \Delta T_{2\,j})}\ ln\ \frac{\Delta T_{1\,j}}{\Delta T_{2\,j}}\ ,\quad siendo:\ \begin{cases} \Delta T_{1j} = T^*_{pe} - T_{Fj} \\ \Delta T_{2j} = T^*_{pe} - T_{Fj+1} \end{cases}$$

y el valor de la entalpía final prevista para el vapor sobrecalentado en estas condiciones, a la presión de 150 atm, es:

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

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

Tabla XI.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*
η_F *(Kcal/hm)*	*0,09*	*0,092*	*0,097*	*0,103*	*0,1*	*0,116*
k_F *(Kcal/hm°C)*	*0,041*	*0,042*	*0,046*	*0,051*	*0,056*	*0,061*
ρ_F *(kg/m³)*	*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*
$10^6\ \eta_F$ *(m²/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*
λ *(Hermann)*	*0,013*	*0,0139*	*0,014*	*0,0142*	*0,0143*	*0,0145*
k_{acero} *(Kcal/hm°C)*	*4,32*	*4,31*	*4,19*	*4,07*	*3,94*	*3,82*

Tabla XI.11

Temperaturas	*530*	*535*	*555*	*575*	*592*	*610*
c_{pF} *(Kcal/kg°C)*	*1,01*	*1,008*	*0,999*	*0,99*	*0,983*	*0,976*
η_F *(Kcal/hm)*	*0,1138*	*0,1145*	*0,117*	*0,1195*	*0,1224*	*0,1242*
k_F *(Kcal/hm°C)*	*0,059*	*0,0596*	*0,062*	*0,064*	*0,0655*	*0,0675*
ρ_F *(kg/m³)*	*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*
$10^6\ \eta_F$ *(m²/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*
λ	*0,016*	*0,0164*	*0,0156*	*0,0153*	*0,0151*	*0,0149*

Tabla XI.12.- Von Kàrmàn

Intervalo	*340,6-350*	*350-400*	*400-450*	*450-500*	*500-550*
ρ_F *(kg/m³)*	*85,74*	*72,65*	*57,45*	*49,95*	*44,85*
c_{pF} *(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*
λ	*0,0137*	*0,0139*	*0,0111*	*0,01425*	*0,0144*
Pr *(TFmedia)*	*1,943*	*1,911*	*1,867*	*1,843*	*1,817*
h_{cF} *(Kcal/hm²°C)*	*238,6*	*253,5*	*253,9*	*253,3*	*244,3*

Tabla XI.13.- Longitudes de sobrecalentamiento

h_{cF} *(Kcal/hm²°C)*	*246,5*	*257,3*	*256,7*	*250*	*243,9*
k_{acero} *(Kcal/hm°C)*	*4,32*	*4,25*	*4,13*	*4,01*	*3,88*
U (Kcal/hm²°C)	*122,5*	*124,1*	*122,1*	*118,7*	*115,4*
Q (Kcal/h)	*68500*	*200850*	*133000*	*112700*	*103100*
L (metros)	*1,57*	*4,74*	*3,43*	*3,22*	*3,3*

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 XI.10 y 11.

En la Tabla XI.12 se presentan los coeficientes h_{cF} de Von Kàrmàn.

Asimismo, los valores de los intervalos L expresados en la Tabla XI.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 sobrecalentado a 150 Atm y temperatura final comprendida entre 550°C y 570°C, para los 200 MW de energía incidente sobre el receptor.

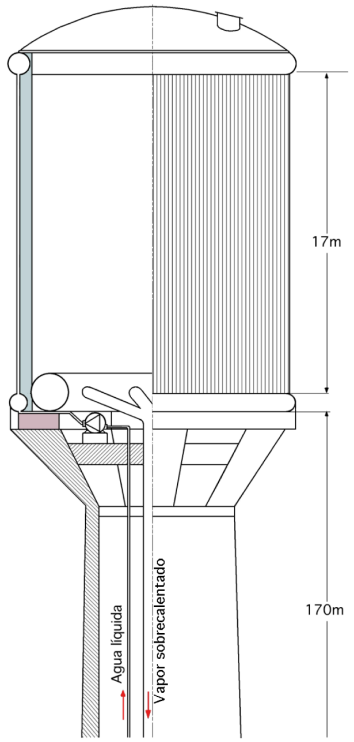

Fig XI.8.- Receptor acuotubular de 200 MW

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

En la Fig XI.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.

XII.5.- CICLO TERMODINÁMICO RANKINE

Pérdidas de carga en los tubos de conducción del vapor sobrecalentado, desde el generador a la turbina.- Para determinar la pérdida de carga P del vapor sobrecalentado 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:

$$u_{Fa}\rho_a = u_{Fb}\rho_b$$

Analizando la Fig XII.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 $\rho\, u_F^2$ 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.

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 r 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:

$$dP = \lambda\, \frac{1}{d}\, \frac{u_F^2}{2}\, \rho\, dL = \lambda\, \frac{1}{d}\, \frac{u_{Fa}^2}{2}\, \frac{p_a}{p}\, \rho_a\, dL$$

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

$$p_a^2 - p_b^2 = \lambda\, p_a\, \frac{u_{Fa}^2\, \rho_a\, L}{d}$$, en la que:

- u_{Fa} se expresa en m/seg
- ρa en kg/m^3
- pa en N/m^2
- d en m
- L es la longitud equivalente de tubería en metros

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

$$p_a = 1{,}47.10^7\, \frac{N}{m^2}\ ;\ T_a = 550^oC : \begin{cases} v_a = 0{,}02341\ (m^3/kg)\ \ ;\ \ \rho_a = 42{,}71\ (kg/m^3) \\ \eta_a = 3{,}22.10^{-5}\ (kg/m.seg)\ \ ;\ \ \nu_a = 7{,}54.10^{-7}\ (m^2/seg) \end{cases}$$

A la longitud geométrica de la tubería la podemos asignar el valor de 250 m, 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 m de tubería el valor de 350 m, por lo que tomaremos L = 600 m, a título orientativo. 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:

$$u_{Fa} = \frac{4\, G\, v_a}{\pi\, d^2} = \frac{65{,}74\ x\ 0{,}02341}{0{,}1256} = 12{,}75\ \frac{m}{seg} \quad \Rightarrow \quad Re = \frac{u_{Fa} d}{\upsilon} = \frac{12{,}25\ x\ 0{,}4}{0{,}754.10^{-7}} = 6.500.000$$

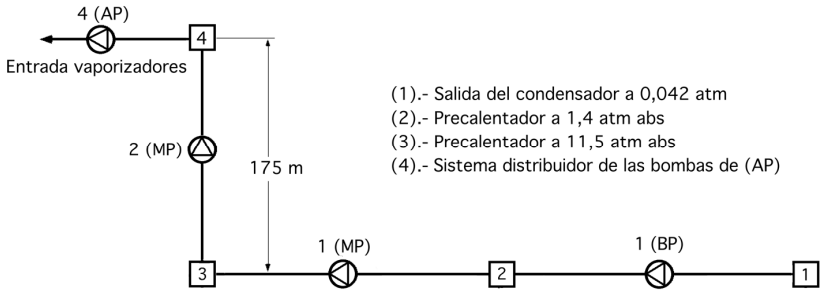

Fig XI.9

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

Teniendo en cuenta estos valores, sustituyendo en:

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

y despejando p_b se obtiene: $p_b = 1{,}46.10^7\ N.m^{-2}$, por lo que siendo un proceso isotermo y prácticamente isobárico, se podría considerar que la entalpía de entrada en la turbina es la misma que la de entrada en la tubería.

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, 30ºC, con una entalpía 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:

$$1^a\ Extracción:\ \frac{T_{caldera\ (150\,atm)} + T_{condensador\ (0{,}042\ atm)}}{2} = \frac{342ºC + 30ºC}{2} = 186ºC \quad \Rightarrow \quad 11{,}5\ atm$$

$$2^a\ Extracción:\ \frac{T_{1^a\ extracción\ (11{,}5\ atm)} + T_{condensador\ (0{,}042\ atm)}}{2} = \frac{186ºC + 30ºC}{2} = 108ºC \quad \Rightarrow \quad 1{,}4\ atm$$

de forma que la relación R entre los kg de vapor extraídos y los kg de vapor que circulan, es la siguiente:

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

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

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 XI.2 y 9:

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

La segunda extracción permite 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 expansionado, viene dado por:

$$T_{Turb} = (i_A - i_M) + (1 - R_M)(i_M - i_N) + (1 - R_M - R_N)(i_N - i_F) =$$

$$= (824{,}7 - 715) + (1 - 0{,}1304)(715 - 650) + (1 - 0{,}1304 - 0{,}1113)(650 - 563) = 232\ \frac{Kcal}{Kg}$$

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

$$N_{Turb} = 236.664\ \frac{kg}{hora} \times 232\ \frac{Kcal}{kg} \times 0{,}85 = 46{,}67.10^6\ \frac{Kcal}{hora} = 54{,}3\ MW$$

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

Disipación de energía 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 XI.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:

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

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 sería de 32,9 kg/seg; para esta misión se utilizarían dos tuberías de 0,2 m de diámetro, una para cada bomba, de rugosi-

dad relativa $\frac{\varepsilon}{d} = 0{,}001$.

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

$$P = \frac{\lambda}{d}\ \frac{u_F^2}{2}\ H\ \rho_F = 0{,}83\ m$$

con H 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 m, por lo que la altura manométrica que tiene que vencer este sistema de bombeo en el tramo considerado será de 205,83 m, 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 relativamente bajo para una instalación tan impresionante.

REFERENCIAS

1) *M.P. Thekaekara; A.J. Drummond.- STANDARD VALUES FOR THE SOLAR CONSTANT AND ITS SPECTRAL COMPONENTS.- Nac. Phys. Sci. vol 229, nº 6 (1971)*

2) P.I. Cooper.- THE ABSORPTION OF SOLAR RADIATION IN SOLAR STILLS.- Solar Energy vol 12, nº3 (1969)

3) A. Toffler.- THE THIRD WAVE.- ISBN: 0-688-05597-5. William Morrow and Company, Inc. New York (1980)

4) J.L. Garrison.- RADIATION COLLECTION BY AN OPTIMIZED FIXED COLLECTOR.- Solar Energy, vol 25, pp 103-109 (1979)

5) O. Barra; M. Conti; L. Correra; R. Visentin.- THERMAL REGIMES IN A PRIMARY FLUID HEATED BY SOLAR ENERGY IN A LINEAR COLLECTOR.- Il Nuovo Cimento, vol 1C, nº 2 (1978)

6) L.M. Murphy; A.C. Skinrood.- COMING: SOLAR POWER PLANTS.- Mechanical Engineering nov. (1976)

7) P. Pocard.- TURBINES ET TURBOGENERATEURS POUR CENTRALES SOLAIRES A CYCLES THERMODYNAMIQUES. Revue Générale de L'Electricité, (R.G.E.), tomo 87, nº 5, mayo (1978)

8) L. Laurent.- LA PRODUCTION DE FORCE MOTRICE A PARTIR DE L'ENERGIE SOLAIRE.- R.G.E., tomo 87, nº 5, mayo (1978)

9) W.R. Lang.- 10 MW PILOT CENTRAL RECEIVER SOLAR THERMAL POWER SYSTEM. DESIGN CONCEPT.- Proceedings of the American Power Conference, vol 40, Chicago IL, (1981)

10) D.L. Ortiz.- EL SECTOR DE LA ENERGÍA SOLAR EN ESPAÑA EN COMPARACIÓN CON OTROS PAÍSES.- Rev Química e Industria, vol. 27, dic. (1981)

11) F.A. Brooks; W.C. Miller.- INTRODUCTION TO THE UTILIZATION OF SOLAR ENERGY.- Ed. McGraw-Hill, New York (1963)

12) J.K. Page.- METHODS FOR THE ESTIMATION OF SOLAR ENERGY ON VERTICAL AND INCLINED SURFACES.- Faculty of Architectural Studies, Univ. of Shelffield (1976)

13) J.W. Bugler.- DETERMINATION OF HOURLY INSULATION ON AN INCLINED PLANE USING A DIFFUSE IRRADIANCE MODEL BASED ON HOURLY MEASURED GLOBAL HORIZONTAL INSU-LATION.- Solar Energy, vol 20, (477-491) (1977)

14) A. Whillier.- SOLAR RADIATION GRAPHS.- Solar Energy, vol 9 (1965)

15) W. Palz.- ELECTRICIDAD SOLAR.- Ed. Blume, 1ª Edición (1978)

16) D.J. Struik.- GEOMETRÍA DIFERENCIAL CLASICA.- Ed. Aguilar, 3ª Edición (1966)

17) E. Kreyszig.- DIFFERENTIAL GEOMETRY.- Univ. of Toronto Press Toronto, (1959)

18) J. Favard.- COURS DE GEOMETRIE DIFFERENTIELLE LOCALE. Ed. Gauthier-Villars, Paris (1967)

19) F.W. Lipps.- AN ANALYTIC EVALUATION OF THE FLUX DENSITY DUE TO SUNLIGHT REFLECTED FRON A FLAT MIRROR HAVING A POLYGONAL BOUNDARY.- Solar Energy, vol 21, pp 115-121 (1978)

20) F.W. Lipps; L.L. Vant-Hull.- AN ANALYTICAL INTEGRATION OF THE SOLAR FLUX DENSITY DUE TO RECTANGULAR MIRRORS.- ASME Paper 74-WA/Sol-10, presented at the Winter Meeting (1974)

21) L.L. Vant-Hull.- SHADING AND BLOCKING GEOMETRY FOR A SOLAR TOWER CONCENTRATOR WITH RECTANGULAR MIRRORS.- Paper 74/WA/Sol-11, of the ASME Winter Annual Meeting, New York (l974)

22) ANNUAL TECHNICAL REPORT: SOLAR THERMAL POWER SYSTEMS POINT-FOCUSING DIS-TRIBUTED RECEIVER TECHNOLOGY PROYECT.- NASA CR; 159715, vol 1, JPL/NASA; Lewis Research Center (Pasadena, CA/Cleveland, OH) (1980)

23) A.F. Hildebrant.- A TOWER-TOP POINT FOCUS SOLAR ENERGY COLECTOR.- Hydrogen Energy, Part A, New York (1975)

24) CENTRAL RECEIVER SOLAR THERMAL FOWER SYSTEM, Phase 1 Receiver Subsystem, Report nº MCR-77-156 Martin Marietta Corporation (1977)

25) A.F. Hildebrant; L.L. Vant-Hull.- A TOWER-TOF FOCUS SOLAR ENERGY COLLECTOR. - The American Society of Mechanical Engineers, vol 7 (1975)

26) R.H. Mc Free.- POWER COLLECTION REDUCTION BY MIRROR SURFACE NON-FLATNESS AND TRACKING ERROR FOR A CENTRAL RECEIVER SOLAR POWER SYSTEM. Applied Optics, vol 14, 7 (1975)

27) F.W. Lipps; L.L. Van't-Hull.- A CELLWISE METHOD FOR THE OPTIMIZATION OF LARGE CENTRAL RECEIVER SYSTEMS.- Solar Energy vol 20, 6, (1978)

28) S. Wolf; L. France; D.H. Holmesa- RECENT ATVANCES IN EVALUATING CRITICAL HEAT FLUX CONDITIONS IN STEAM GENERATORS ASME Paper nº 77-WA/NE-Il (1977)
29) N.G. Woyley.- DOWN STEAM-WATER FLOW STEAM GENERATOR.- Nuclear Energy, vol 19, nº 4 (1980)

30) J. Cherne; G. Gelb; D. Finkerton.- STEAM PRODUCTION BY SOLAR POWER FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS. Proceedings of the 14 th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Pt.I., Boston-MA. (1979)

31) J.W. Bugler.- SOLAR RADIATION DATA FOR COLLECTOR SYSTEM DESIGN.- Intern. ISES., ANZ Section, Tech.Meet.Industrial Applications of Solar Energy.- Melbourne, (1976)

32) M.P. Thekaekara.- SURVEY OF QUANTITATIVE DATA ON SOLAR ENERGY AND ITS ESPECTRAL DISTRIBUTION.- Proceeding of Conference COMPILES (Cooperation Mediterranienne Sur L'Energie Solaire), Dahran, Arabia Saudi, (1975)

35) J.A. Duffie; W.A. Beckman.- PROCESOS TÉRMICOS EN ENERGíA SOLAR.- Ed. Grupo Cero, (1979)

34) M.P. Thekaekara.- DATA ON INCIDENT SOLAR ENERGY.- Supplement to the Proc. 2º th Annual Meeting of Inst. for Environmental Sci., vol 21 (1974)

35) A. Rabl.- OPTICAL AND THERMAL PROPERTIES OF COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATORS.- Solar Energy, vol 18, nº 497 (1976)

36) J. Appelbaum; J. Bary.- SHADOW EFFECT OF ADYACENT SOLAR COLLECTORS IN LARGE SCALE SYSTEMS.- Solar Energy, vol 25, pp 497-507, (1979)

37) O. Barra.- SHADOW'S EFFECT IN A LARGE SCALE SOLAR POWER PLANT.- Solar Energy, vol 19, pp 759-762 (1977)

38) R. Winston. -LIGHT COLLECTION WITHIN THE FRAMEWORK OF GEOMETRICAL OPTICS.- Journal of the Optical Society of America, vol 60, pp 245-247, (1970)

39) R. Winston.- PRINCIPLES OF SOLAR CONCENTRATORS OF A NOVEL DESIGN.- Solar Energy, vol 16, pp 85-95 (1974)

40) R. Winston.- ON THE PROBLEM OF IDEAL FLUX CONCENTRATORS.- Optical Society of America; vol 68 nº 4 (1978)

41) D.J. Norris.- CORRELATION OF SOLAR RADIATION WITH CLOUDS.- Solar Energy, vol 12, (1968)

42) M.L. Wesley; R.C. Lipschutz.- A METHOD FOR ESTIMATING HOURLY AVERAGES OF DIFFUSE AND DIRECT SOLAR RADIATION UNDER A LAYER OF SCATTERED CLOUDS.- Solar Energy, vol 27, (1976)

43) C.W. Allen.- METHODS FOR ESTIMATING TOTAL FLUX IN THE DIRECT SOLAR BEAM AT ANY TIME.- ISES Meeting, Sharing de Sun Winnipeg, MA, Canada (1978)

44) E.A. Igel; R.L. Hughes.- OPTICAL ANALYSIS OF SOLAR FACILITY HELIOSTATS.- Solar Energy, vol 22, pp 285-295, (1979)

45) E.A. Igel.- OPTICAL ANALYSIS OF SOLAR FACILITY HELIOSTATS.- SAND 77-0582, Sandia Laboratories-Albuquerque N.M. (1977)

46) F. Biggs; C.N. Vittitoe.- PARAMETER STUDY POR CENTRAL RECEIVER POWER STA-TIONS.- SAND 77-0677C- Sandia Laboratories, Albuquerque, New Mexico, (1977)

47) L.L. Vant-Hull.- AND EDUCATED RAY TRACE APPROACH TO SOLAR TOWER OPTICS.- Optical Engineering., vol 16 nº 5, pp 497-504, (1977)

48) A. Rabl; R. Winston.- IDEAL CONCENTRATORS FOR FINITE SOURCES AND RESTRICTED EXIT ANGLES.- Applied Optics, vol 15, 2880, (1976)

49) F. Trombe; A.Le Phat Vinh.- CALCUL DE LA CONCENTRATION DE L'ENERGIE SOLAIRE DANS LE CADRE DE L'OPTIQUE GEOMETRIQUE.- Cahiers AFEDES, pag. 19, E.E.T.I. ed. Paris (1971)

50) R.C. Zentner.- PERFORMANCE 0F LOW COST SOLAR REFLECTORS FOR TRANSMITTING SUNLAIGHT TO A DISTANT COLLECTOR.- Solar Energy, vol 19 nº 15, (1977)

51) R.R. Dowell; D.M. Nattox.- OPTICAL PROPERTIES AND COMPOSITION OF ELECTROPLATED BLACK CHROME.- Plating and Surface Finishing, Sandia Laboratories, Albuquerque, N.M. (1978)

52) D.A. Willians; T.A. Lappin; J.A. Duffie.- SELECTIVE RADIATION PROPERTIES OF PARTICULATE COATINGS. Trans. ASME, Journal of Engr. Power, 85A, 213 (1963)

53) R.W. Bliss.- THE DERIVATION OF SEVERAL PLATE EFFICIENCY FACTORS USEFUL IN THE DESIGN OF FLAT-PLATE SOLAR HEAT COLLECTORS.- Solar Energy, vol 5, nº 4 (1959)

54) D.F. Arvizu; J.M. Free.- SPECULAR REFLECTANCE LOSS OF SOLAR MIRRORS DUE T0 DUST ACCUMULATION.- Sandia Laboratories, Albuquerque, NM (1978)

55) R.S. Berg.- HELIOSTAT DUST BUILDUP AND CLEANING STUDIES.- Sandia Laboratories Report, SAND 78-0510 (1978)

56) R.N. Schmidt.- RESEARCH APPLIED T0 SOLAR-THERMAL POWER SYSTEMS.- Inf. nº 2, Univ. Minnesota-Honeywell Corp., to the National Science Foundation, NSF/RANN/SE/GI-54871/PR /75/2

57) L.K. Matthews; G.B. Mulholland.- HIGT TEMPERATURE-HIGT FLUX MATERIAL TESTING FOR SOLAR FLUX APPLICATIONS.- Solar Energy vol 25, (1979)

58) R.J.H. Lin; B.B. Zimrner.- OPTIMIZATION OF COATING FOR SOLAR COLLECTORS.- Final Report of ERDA (1977)

59) R. Gregorik.- CAMBIADORES DE CALOR.- Ed. Urmo, (1968)

60) W.L. McCabe; J.C. Smith.- UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING.- Ed. McGraw-Hill, New York (1975)

61) M.N. Ozisik.- TRANSFERENCIA DE CALOR.- Ed. McGraw-Hill (1979)

62) L.N. Tallerico; A.C. Skinrood.- SOLAR CENTRAL RECEIVER PROGRAM.- American Chemical Society-8412-O513-2/ 79/0779-035

63) C.J. Swet.- TURNABLE SOLAR ARRAYS.- ERDA, Washington DE 20545 (1976)

64) M.p. Walzel.- SOLAR POWER DENSITY CALCULATION USING TWO DIMENSIONAL HERMITE POLYNOMIALS.- Master's Thesis- Univ. of Houston, TX. 77004 (USA),(1978)

65) F.W. Lipps.- FOUR DIFFERENT VIEWS OF THE FLUX DENSITY INTEGRAL.- Solar Energy, vol 18, nº 555, (1976)

66) L.L. Vant-Hull. -A SOLAR FLUX DENSITY CALCULATION FOR A SOLAR TOWER CONCENTRATOR USING A TWO-DIMENSIONAL HERMITE FUNCTION EXPANSION. Solar Energy, vol 19, 259 (1977)

67) G.A. Rottigni.- CONCENTRATION OF THE SUN'S RAYS USING CATENARY CURVES.- Applied Optic, vol 17, pp 969-974 (1978)

68) R.E. Jones Jr.- COLLECTION PROPERTIES OF GENERALITED LIGHT CONCENTRATORS.- Journal of the Optical Society of Ameríca, vol 67, nº 11, pp 1594-1598 (1977)

69) G.A. Anderson.- OPTICAL PROPERTIES OF CYLINDRICAL ELLIPTIC CONCENTRATORS. Proc. Solar Worl Conf. Section 36, ISES/AS, Orlando, Florida (1979)

70) M. Kovarik.- OPTIMAL PROFILE OF SOLAR ENERGY COLLECTORS.- Paper presented at ISEC'77, International Solar Energy Congress, "Sun: Mankind's Future Source of Energy", New Delhi febrero (1978)

71) L.K. Matthews.- THE DOE 5 MW SOLAR THERMAL TEST FACILITY.- IES Conf. Solar Energy, Gaithersburg, Maryland, mayo (1978)

72) F. Cobannes; A.Le Phat Vinh.- CALCUL DE LA REPARTITION DE L'ENERGIE SOLAIRE, REFLECHIE PAR UN MIROIR PARABOLIQUE.- Journal de Physique, vol 15, diciembre (1974)

73) F. Biggs; C.N. Vittitoe.- MATHEMATICAL MODEL OF SOLAR CONCENTRATORS SOLAR COLLECTORS, vol II.- Joint Conference, American Section, International Solar Energy Society and Solar Energy Society of Canada, inc., (1976)

74) R.S. Longhurst.- GEOMETRICAL AND PHYSICAL OPTICS.- Logmans Green-Co, pp 334-335, En-gland (1957)

75) A.F. Hildebrant.- LARGE SCALE CONCENTRATION AND CONVERSION OF SOLAR ENERGY.- Transactions of Ame-

rican Geophysical Union, vol 55, nº 7, pp 684-688, (1972)

76) A.B. Meinel; M.P. Meinel.- LARGE-SCALE THERMAL CONVERSION OF SOLAR ENERGY.- Trans. of American Geophysical Union, vol 52, nº 9, (1971)

77) SOLAR POWER ARRAY FOR THE CONCENTRATION OF ENERGY.- Semi-Annual Progress Report, NSF Grant GI-41019-Sheldahl, Inc., Foster Wheeler Corp., Report nº NSF/PANN/SE/GT-41019/PR /78/2 (1978)

78) N.Le Phat Vinh.- CONCENTRATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE PAR DES HELIOSTATS CON-VERGENTS.- Revue Génerale de Thermique, nº 192, diciembre (1977)

79) Kovarik.- OFTIMAL SOLAR ENERGY COLLECTOR SYSTEM.- Solar Energy, vol 17, nº 2 (1975)

80) M. Le Phat Vinh; B. Delfolie; B. Le Crives; F. Charron.- ESSAIS DE RECEPTEURS HELIOTHERMIQUES AU LABORATORIE DE L'ENERGIE SOLAIRE DU CNRS.- Revue Genéra1e de Thermique, VIII, nº 89, pp 455-467, (1969)

81) D.L. Evans.- ON THE PERFORMANCE OF CYLINDRICAL PARABOLIC SOLAR CONCENTRATORS WITH FLAT ABSORBERS.- Solar Energy, vol 19, pp 379-385 (1977)

81) G.O.G. Lörf; J.A. Duffie.- OPTIMIZATION OF FOCUSING SOLAR COLLECTOR DESING.- J. Engng. Power, Trans. ASME 221-227 (1978)

82) V.E. Dudley.- SUMMARY REPORT: CONCENTRATING SOLAR COLLECTOR TEST RESULTS, COLLECTOR MODULE TEST FACILITY. SAND 78-0815 Sandia Laboratories, mayo (1978)

83) G. Russo; F. Demichelis.- CAVITY-TYPE SURFACES FOR SOLAR COLLECTORS.- Appl. Phys., vol 18, pp 307-309, (1979)

84) R. Gicquel.- COMPORTEMENT DES INSOLATEURS PLANS EN REGIME TRANSITORIE.- Revue Générale Thermique, nº 184-(1977)

85) J.R. Willians.- CENTRAL RECEIVERS SYSTEMS FOR THERMOELECTRIC CONVERSION. - Solar Energy Conversion. An Introductory Course, Waterloo, Ontario, Canada (1978)

86) R.H. McFee.- POWER COLLECTION REDUCTION BY MIRROR SURFACE NONFLATNESS AND TRAKING ERROR FOR A CENTRAL RECEIVER SOLAR POWER SYSTEM.- Applied Optics, vol 14, nº 7, pp (1493-1502), (1975)

87) R. Winston.- IDEAL FLUX CONCENTRATORS WITH REFLECTOR GAPS.- Applied Optics, vol 17 pp 1668-1675, (1978)

88) R. Wiston.- IDEAL FLUX CONCENTRATORS WITH REFLECTOR GAPS.- Solar Energy, vol 10, (1980)

89) D.O. Lee; W.P. Schimmel; J.P. Abin.- SIZING OF FOCUSED SOLAR COLLECTOR FIELDS WITH SPECIFIED COLLECTOR TUBE INLET. SAND 74-0295, Sandia Laboratories, Albuquerque NM (1974)

90) T.D. Brumleve.- A HIGT-TEMPERATURE SOLAR ENERGY SYSTEM.- SAND 74-8008, Sandia Laboratories, Livermore, CA (1974)

91) L.M. Murphy; A.C Skinrood.- DEVELOPMENT OF SOLAR TOWER PROGRAM IN THE UNITED STATES.- Optics in Solar Energy Utilization, SPIE vol 85, (1976)

92) A.C. Ratzel; C.E. Hickox; D.K. Gartling.- TECHNIQUÉS FOR REDUCING THERMAL CONDUCTION AND NATURAL

CONVECTION HEAT LOSSES IN ANNULAR RECEIVER GEOMETRIES.- Transactions of the ASME, vol 101, (1979)

93) C.E. Simpson.- HEAT LOSS REDUCTION TECHNIQUES FOR ANNULAR SOLAR RECEIVERS DESIGNS.- Sandia Laboratories Report SAND 28-Albuquerque, NM (1978)

94) T.H. Kuehrn; R.J. Goldstein.- AN EXPERIMENTAL AND THEORICAL STUDY OF NATURAL CONVECTION IN THE ANNULUS BETWEEN VERTICAL CONCENTRIC CYLINDERS.- J. Fluid Mech. vol 74, pt. 4 (1976)

95) U. Ortobasi; W. Buehl.- AN INTERNAL CUSP REFLECTOR FOR AN EVACUATED TUBULAR HEAT PIPE SOLAR THERMAL COLLECTOR.- Proc 1977 Ann. Meeting, Am. Section. ISES., Section 56, Orlando, Florida, jun.(1977)

96) A. Rabí; N.B. Goodman; R. Winston.- PRACTICAL DESIGN CONSIDERATIONS FOR CPC SOLAR COLLECTORS.- Proc. ISES Meeting Winnipeg, Canada, (1976)

97) Y. Katto.- AN ANALYSIS OF THE EFFECT OF INLET SUBCOOLING ON CRITICAL HEAT FLUX OF FORCED CONVECTION BOILING IN VERTICAL UNIFORMLY HEATED TUBES.- Int. J. of Heat Mass Transfer, vol 22, 0017-9510/79/1101

98) Y. Katto.- A GENERALIZED CORRELATION OF CRITICAL HEAT FLUX FOR THE FORCED CONVECTION BOILING IN VERTICAL UNIFORMLY HEATED ROUND TUBES.- Int. J. of Heat Mass Transfer, vol 21 (1978)

99) Y. Katto.- A GENERALIZED CORRELATION OF CRITICAL HEAT FLUX FOR THE FORCED CONVECTION BOILING IN VERTICAL UNIFORMLY HEATED ROUND TUBES.- Int. J. of Heat Mass Transfer, vol 22 (1979)

100) F. Kreith.- PRINCIPLES OF HEAT TRANSFER.- International Text-book Co., Scraton-Pensylvania (1967)

101) J.G. Collier.- CONVECTIVE BOILING AND CONDENSATION. - McGraw Hill, New York (1972)

102) G.F. Hewitt; H.A. Kearsey; P.M.C. Lacey; D.J. Pulling.- BURNT-OUT AND FILM FLOW IN THE EVAPORATION OF WATER IN TUBES.- Pro. Inst. Mechanical Engineering, vol 180 (1966)

103) B. Chojnowski; P.W. Wilson.- CRITICAL HEAT FLUX FOR LARGE DIAMETER STEAM GENERATING TUBES WITH CIRCUNFERENCIALLY VARIABLE AND UNIFORM HEATING.- Proc. 5th Int. Heat Transfer Conference, vol 4 (1974)

104) K.M. Becker; D. Djursing; K. Lindberg; C. Osterdhal.- BURNOUT CONDITIONS FOR ROUND TUBES AT ELEVATED PRESSURES.- Progress in Heat and Mass Transfer, vol 6 (1972)

105) D.M. France; T. Chiang; R.D. Carlson; E. Priemer.- EXPERIMENTAL EVIDENCE SUPPORTING TWO-MECHANISM CRITICAL HEAT FLUX.- Int. J. Heat Mass Transfer, vol 25, nº 5 (1982)

106) A.E. Bergles.- BURNOUT IN BOILING HEAT TRANSFER.- Part III: Higt-quality force-convection Systems. Nuclear Safety, vol 20 (1979)

107) V.E. Dowschuk.- ON THE BURNOUT MECHANISM IN TWO-PHASE ANNULAR FLOW.- ASME Paper nº 75-HT-37 (1973)

108) D.M. France; R.D. Carlson; T. Chiang; W.J. Minkowycz.- CRITICAL HEAT FLUX EXPERIMENTS AND CORRELATION IN A LONG, SODIUN-HEATED TUBE.- Transactions of the ASME, vol 103, feb (1981)

109) A. Quarmby.- AN ANALYSIS OF TURBULENT FLOW IN CONCENTRIC ANNULI.- Applied Scientific Research, vol 19 (1968)

110) S. Wolf; D. France; D.F. Holmes.- RECENTS ADVANCES IN EVALUATING CRITICAL HEAT FLUX CONDITIONS IN LMFBR STEAM GENERATORS.- ASME, Paper nº 77 WA/NE-l1 (1977)

111) R.A. Zakhidov.- CRITICAL HEAT FLUX IN A SODIUM-HEATED STEAM GENERATOR TUBE.- Teploenergetika, vol 13, nº 12 (1976)

112) Wang Shing-an.- METHOD OF TESTING FOR RATING SOLAR WATER HEATED BASED ON THERMAL PERFORMANCE.- Power Engineering Communication, SMEI Press nº 2 (1978)

113) Masaki Ouchi; Toshiro Takeyama.- EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL STUDY OF A FIN IN BOILING WATER.- Heat Transfer Japanese Research, vol 7, nº 3 (1978)

114) Toshiro Takeyama; Takahiro Endo; Katsumi Owada.- ANALYSIS OF BOILING HEAT TRANSFER ON A FIN.- Heat Transfer Japanese Research, vol 39, (1980)

115) J. Juza; O. Sifner; V. Hoffer.- EQUATION OF STATE, BETWEEN 350ºC and 1000ºC - Acta Tech. CSAV, vol 24, nº 3, Czechoslovaquia, (1979)

116) T.V. Narayanan; G.D. Gupta; M.S.M. Rao.- STRUCTURAL DESIGN OF A SUPERHEATED FOR A CENTRAL SOLAR RECEIVER.- Transactions of the ASME, vol 101, feb.(1979)

117) CENTRAL RECEIVER SOLAR THERMAL POWER SYSTEM, Phase 1.- Preliminary Design Report, vol 1V, Receiver Subsystem Report, nº MCR-77-156, Martin Marietta Corporation (1977)

118) A.T. Peralta.- DISEÑO DE REACTORES TUBULARES CONTINUOS POR ORDENADOR.- Rev. Ing. Química, mayo (1979)

119) A.C. Skinrood.- HIGH-TEMPERATURE SOLAR OPTIONS POR ELECTRIC UTILIES AND USERS OF PROCESS HEAT.- Sandia Laboratories Energy Report, Albuquerque NM (1980)

120) G.W. Treadwell.- SELECTION OF PARABOLIC SOLAR COLLECTORS FIELDS ARRAYS.- SAND 74-0375, Sandia Labaratories NM (1975)

121) J.P. Abbin Jr.- SOLAR THERMAL ENERGY TEST FACILITY PROYECT TEST SUMMARY REPORT: RANKINE-CYCLE ENERGY CONVERSION SUBSYSTEM.- SAND 78-0596, Sandia Laboratories, Albuquerque (1978)

122) J.B. Abbin Jr.- BINARY RANKINE-CYCLE ENGINERS FOR SOLAR-THERMAL POWER SYSTEMS.- The American Society of Mechanical Engineers, 80-WA/Sol-19, (1980)

123) J.F) Abbin Jr.- RANKINE CYCLE SOLAR THERMAL POWER PLANTS, OPERATING EXPERIENCE Sandia Laboratories, NM (1981)