

31  
2 es



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES**

**‘‘ ARAGON ’’**

**COMPARACION TECNICA Y ECONOMICA ENTRE UN  
CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE Y UN  
CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA  
- TIPO SUPERFICIE -**

**T E S I S**

Que para obtener el Título de:

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**Presenta:**

**CARLOS PEREZ LOPEZ**

**Asesor: Ing. Everardo Esquivel Sánchez**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**San Juan de Aragón, Edo. de Méx. 1993**



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

COMPARACION TECNICA Y ECONOMICA ENTRE UN CONDENSADOR ENFRIADO  
POR AIRE Y UN CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA (TIPO SUPERFICIE)

INDICE

CAPITULO	PAG.
I.- INTRODUCCION. ....	2
II.- GENERALIDADES. ....	5
III.- CLASIFICACION DE LOS CONDENSADORES .....	7
III.1.- CLASIFICACION DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA DEL TIPO SUPERFICIE. ....	7
III.2.- CLASIFICACION DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE. ....	33
IV.- ANTEPROYECTO DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE. ....	48
V.- ANALISIS DE COSTOS DE CONDENSADOR DE SUPERFICIE. ....	56
VI.- ANTEPROYECTO DE UN CONDENSADOR DE AIRE. ....	61
VII.- ANALISIS DE COSTOS DEL CONDENSADOR DE AIRE. ....	84
VIII.- COMPARACION TECNICA Y ECONOMICA ENTRE AMBOS CONDENSADORES. ....	89
IX.- CONCLUSIONES .....	93
X.- BIBLIOGRAFIA .....	99

## I. INTRODUCCION

Para el desarrollo de México y de la industria, se tratan de encontrar nuevas formas para la obtención de una mayor producción, con una mejor calidad y bajar al máximo los costos de producción, para lo cual, se necesita tener un mejor aprovechamiento de los recursos humanos y técnicos.

Por ejemplo, las centrales de vapor son industrias importantes que buscan nuevas formas de producir más, aprovechando al máximo todos los recursos existentes. Dentro de los equipos más importantes en las centrales de vapor están las turbinas accionadas con el vapor, el cual, una vez cedida y transformada la energía del vapor en trabajo mecánico, el vapor sale de la turbina y para aprovecharlo nuevamente en vez de dejarlo escapar a la atmósfera, se recupera mediante un condensador.

El mejor medio refrigerante para varias aplicaciones no es siempre el adecuado, antes se hacía una selección sin tomar en cuenta los datos de los costos.

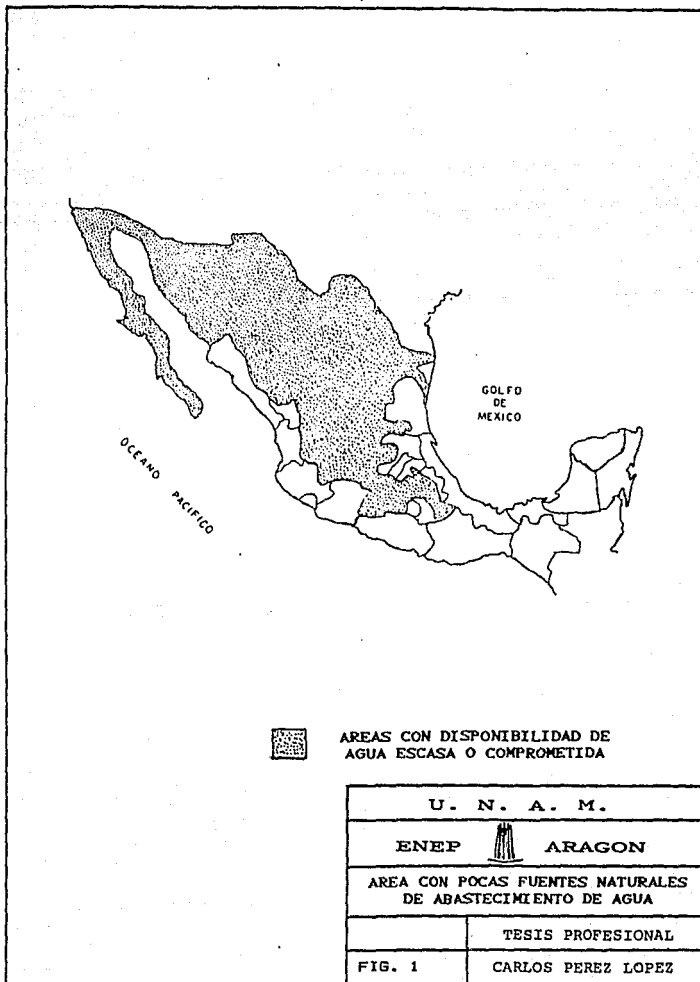
Cuando seleccionamos algún condensador, la primera pregunta que estaremos contestando es, ¿cuál medio de refrigeración deberíamos usar AGUA o AIRE?. Anteriormente, esta elección raramente fue considerada, porque el agua fue casi un auxiliar natural, ahora sin embargo, la consideración económica debería ser dada para ambas

rutas. El agua, en muchas áreas, tuvo un precio cómodo para las industrias, en la actualidad la escasez del vital líquido ha incrementado su costo, es por eso que el Gobierno de la República, está creando conciencia en la población acerca del uso racional del agua y a su vez obligando a las empresas a usar en sus plantas agua tratada en sustitución del agua potable.

En el caso del condensador enfriado por aire, el surtir el refrigerante es costeable en una ilimitada cantidad en cualquier sitio. El agua, sin embargo, podría no ser costeable en la cantidad y calidad requerida para el condensador, ya sea tomada de ríos, lagos y presas, que son los mejores abastecedores para levantar una torre de enfriamiento o el agua de mar.

El agua de río no es tan cara y podría a menudo ser usada una sola vez al igual que el mar, eliminando así conjuntamente, la necesidad de una torre de enfriamiento.

El agua de pozo es menos abundante y usualmente más costosa y la necesidad de tener una torre de enfriamiento para la recirculación del agua, por esto es necesario ubicar plantas cerca de la materia prima y su fácil transporte de los recursos necesarios, además, desde el punto de vista ecológico no es recomendable, porque agota los mantos subterráneos.



## II. GENERALIDADES

Este estudio consistirá en realizar el cálculo de dos condensadores, uno de superficie y el otro será un aerocondensador, de los cuales, se elegirá uno, el más óptimo para trabajar en una planta termoeléctrica, de una capacidad de 150 MW, que se ubicará en Guaymas, Sonora.

El condensador de superficie, utilizará para su enfriamiento el agua del mar.

Para fines de este estudio, se tomaron como base los datos de la turbina del grupo I de la Termoeléctrica del "Valle de México", que son las siguientes:

Flujo de Vapor = 174 398 000 Kcal/hr

Presión de descarga = 0.10607 Kg/cm<sup>2</sup>

Temperatura de vapor = 46.2 °C

Estos datos serán los mismos para iniciar el cálculo de cada uno de los condensadores.

Las siguientes condiciones climatológicas de Guaymas Son., fueron referidas como promedio de 29 años (Período general de datos desde 1941 a 1970) por el observatorio, clave 25-0057, Guaymas, Son.

Temperatura de diseño del agua de mar para enfriamiento del condensador de superficie	28 °C
Temperatura mínima promedio en invierno	6 °C
Temperatura máxima promedio en verano	28 °C
Temperatura de diseño del aire para el aerocondensador	35 °C
Temperatura mínima promedio en invierno	20.5 °C
Temperatura máxima promedio en verano	30 °C



### III. CLASIFICACION DE CONDENSADORES

#### III.1 CLASIFICACION DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA (TIPO SUPERFICIE)

El condensador de superficie es una cámara hermética, que encierra una superficie donde se transfiere calor de un fluido a otro sin contacto directo entre ellos, esto se lleva a cabo a través de un haz de tubos, por donde circula el agua a una velocidad determinada y el vapor circula por la parte exterior de los tubos. El condensador de superficie ideal, debería tener una forma tal que el área de paso decreciera proporcionalmente a la disminución de volumen, debido a la condensación del vapor. Un buen condensador debe dar lugar a una reducida caída de presión, poseer una disposición de superficie efectiva máxima y ser de construcción económica.

Hasta no hace mucho tiempo, se tenía como norma única para los proyectos de condensadores, el instalar la mayor superficie de tubos dentro de una caja de tamaño dado. Investigaciones y pruebas han demostrado, sin embargo, que la disposición que se da a la superficie tubular es de gran importancia, influyendo decisivamente en el rendimiento. Por consiguiente, se ha podido reproducir la superficie total y mejorar el funcionamiento, teniendo en cuenta los

principios siguientes:

- 1.- Dejar espacio libre a la entrada del vapor para que se forme una manta de vapor alrededor de los tubos más eficaces.
- 2.- Procurar pasos libres al vapor para facilitar la llegada de éste al centro del condensador.

#### CLASIFICACION DE CONDENSADORES DE VAPOR

Los condensadores de vapor se clasifican por sus características físicas: El condensador de contacto directo o mezcla, es aquél en el que el vapor y el agua de enfriamiento se entremezclan. Ocupa algo de sitio y son elementos de costo relativamente bajo, designado también con frecuencia como condensador "barométrico", "eyector de chorro", etc. El condensador de superficie es una estructura de casco envolvente y tubos en la que el vapor está separado del agua de enfriamiento por paredes metálicas, a través de las cuales se produce el intercambio de calor. Estos condensadores permiten la recuperación del condensado.

Los condensadores se clasifican también según la posición de sus tubos, en horizontal y vertical. Los horizontales son los más comunes. Son de un paso o de dos, de acuerdo con el número de veces que el agua para la condensación recorre la longitud del condensador.

En los de dos pasos, el agua entra y sale por la misma caja de agua, la cual, por supuesto, deberá estar dividida por tabiques. Los condensadores se clasifican también, por la forma de la caja de

agua, por ejemplo, cilíndricos, ovalados, en forma de "U", rectangulares, etc.

## PARTES DE UN CONDENSADOR

### ENTRADA DE VAPOR O DOMO

El objetivo principal del domo, es el de recibir el vapor de la turbina y llevarlo hacia los haces de tubo para su condensación. Sus dimensiones quedan fijadas por el flujo o masa de vapor, las pérdidas de fricción y por las características de la cimentación de la turbina. Deberá, además tener conexiones para presión y temperatura con objeto de realizar pruebas de acuerdo con códigos.

### CAJAS DE AGUA

Es el lugar donde se recibe, dirige y distribuye el agua de circulación o de enfriamiento, manteniendo al mínimo las pérdidas de presión y evitando disturbios en el flujo.

Las cajas de agua están construidas de hierro fundido o de plancha de acero soldada, deben de ser reforzadas por varillas o con costillas para resistir la presión del agua de circulación.

Normalmente las cajas de agua están divididas en tal forma que puedan seccionarse, mediante el cierre de válvulas, esto es para la limpieza o dar mantenimiento durante la operación a carga reducida, deben de tener tapas exteriores transversales a los tubos del

condensador, las que están sujetas a las cajas de agua con tornillos y se encuentran seccionadas para poderse retirar durante la operación a carga reducida para la limpieza o mantenimiento.

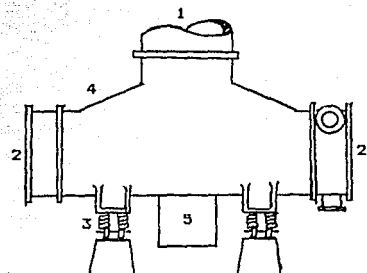
#### JUNTAS DE EXPANSION

El efecto de la expansión de la turbina, cuello del condensador y condensador bajo diferentes temperaturas, deberá ser previsto y considerado; para este fin, se instalan una o más juntas de expansión en el cuello del condensador, o puede también usarse una conexión sólida a la turbina, montándose el condensador sobre resortes que soportan la mayor parte del peso, pero permiten el movimiento del condensador hacia arriba, abajo o hacia los lados, a medida que ocurra la expansión o contracción. Una alternativa usada en algunas instalaciones, consiste en montar el turbogenerador encima del condensador reforzando, usándolo como base, utilizando conexiones flexibles en todas las líneas de vapor, agua y eléctrica, conectadas al conjunto.

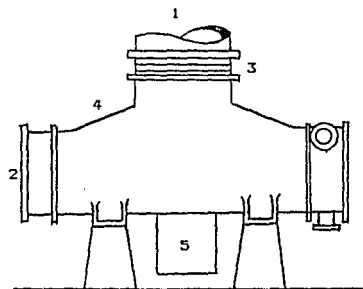
Es frecuente el uso de juntas de expansión, fabricadas de cobre corrugado o de hule sólido de gran espesor, también se han usado juntas deslizantes con un sello de hule, el cual se mantiene lleno de agua. (Ver fig. num. 2).<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> CENTRALES DE VAPOR, G. A., Gaffert. Edit. Reverte, S.A. Méx. 1971.




UNION FIJA CON ASIENTO SOBRE MUELLES



ASIENTO FIJO CON JUNTA DE DILATACION

- 1.- ENTRADA DE VAPOR
- 2.- CAJAS DE AGUA
- 3.- JUNTAS DE EXPANSION
- 4.- CUERPO DEL CONDENSADOR
- 5.- POZO CALIENTE

G. A. HERRERA, CENICAPAL DE YARUPE.  
 Edit. Heredia, S.A., Mexico, 1971.

U. N. A. M.	
ENEP  ARAGON	
MONTAJE DE CONDENSADORES	
TESIS PROFESIONAL	
FIG. 2	CARLOS PEREZ LOPEZ

## CUERPOS DE LOS CONDENSADORES

Los cuerpos de los condensadores, eran anteriormente, contruidos enteramente de hierro fundido, pero con el incremento de los procesos por soldadura, la mayoría de los nuevos modelos usan planchas de acero parcialmente soldadas permanentemente en el armado final, el cual, se hace en el lugar de instalación; esta práctica ha ofrecido buenos resultados. De este modo, unidades de gran tamaño pueden ser embarcadas fácilmente en secciones y se pueden ahorrar pesos considerables.<sup>2</sup>

El cuerpo debe ser formado de modo tal que reciba al haz tubular y soporte las cajas de los tubos y de soporte. Las cajas de agua son fijadas por medio de pernos en los extremos de la envolvente, también es necesario hacer una conexión para el escape de la turbina. Se usan en la práctica un gran número de arreglos y variantes de formas y tamaños, asimismo, los procedimientos modernos de fabricación por medio de soldadura, evitan el mantener en existencia una cantidad excesiva de formas y partes. El interior del cuerpo debe ser dotado del número suficiente de varillas de refuerzo, para resistir la considerable presión atmosférica de casi  $1.055 \text{ Kg/cm}^2$ , que obra sobre el cuerpo, pozo caliente y cuello del condensador.

---

<sup>2</sup> CENTRALES DE VAPOR, G.A. Gaffert. Edit. Reverte, S.A., Méx. 1971.

#### REGISTRO DE HOMBRE

Con el objeto de entrar al interior del condensador para inspeccionar, se instalarán registros de hombre, tanto en las tapas de las cajas de agua, como en la cubierta o en el cuerpo del condensador, estos registros deben de estar en lugares accesibles, que no haya obstrucciones para el retiro de sus tapas, en ambos extremos y secciones de las tapas de cajas de agua, así como en la cubierta del condensador.

#### POZO CALIENTE

El pozo caliente de un condensador, ofrece espacio para que se acumule el vapor condensado que gotea de los tubos del condensador; está instalado, por lo general, directamente bajo el condensador.

Los pozos calientes, están diseñados de modo que su capacidad sea suficiente para su volumen correspondiente a la acumulación del condensado, durante un periodo de 5 a 10 min. de operación a plena carga. Es norma común, el equiparlos con cristales de nivel, así como alarmas de alto y bajo nivel de agua, en el punto deseado, se instala, generalmente, una válvula de control, ya sea operada por un piloto o por flotador en la línea de carga de la bomba del pozo caliente, al tanque de oscilación condensado. El nivel correcto de operación, debe ser lo suficiente alto para garantizar una reserva de condensado, pero no demasiado alto, que restrinja el espacio disponible para almacenar el condensado en caso de que una bomba fallara; si el nivel de agua llegara a ser tan alto que obstruyera

la succión de aire de los eyectores, el vacío se perdería rápidamente. Por el contrario, si el nivel de agua desciende del punto de control, no ocurre, por lo general, ningún daño grave, aunque puede originar cavitación de la bomba de condensado, si la succión desciende demasiado. Con algunas bombas de condensado de diseños anticuados, el nivel de agua se ajusta por sí mismo, a medida que el nivel desciende y se inicia la cavitación. La capacidad de la bomba se reduce hasta balancear el flujo con el que el condensado es extraído del pozo caliente.

La cavitación produce frecuentemente, una vibración marcada en la bomba especialmente a bajas cargas y pueden resultar picaduras en las superficies del impulsor.<sup>3</sup>

El vapor de la turbina penetra en el condensador a muy altas velocidades, especialmente durante condiciones de alto vacío y plena carga. Los tubos del condensado están, por lo general, colocados en grupos con espacios entre los grupos que permiten el paso del vapor rápidamente hacia el pozo caliente con muy pequeña caída de presión. Estos corredores se hacen más angostos en el trayecto del vapor hacia el pozo caliente, porque se necesita un área menor a medida que el volumen del vapor se va reduciendo por condensación. El arreglo de los grupos de tubos formando estos pasadizos, es una de las mejoras más importantes sobre el antiguo diseño de condensadores.

---

<sup>3</sup> CENTRALES DE VAPOR, G.A. Gaffert. Edit. Reverte, S.A., Méx. 1971.



## BOMBAS DE CONDENSADO

Para el funcionamiento satisfactorio de un condensador de superficie, el condensado acumulado debe extraerse continuamente. Esta se lleva a cabo siempre con bombas centrífugas, llamadas bombas de condensado. La bomba debe trabajar con una aspiración equivalente al vacío del condensador y debe manejar un líquido que está muy cercano a la temperatura de evaporación. La necesidad de trabajar de manera satisfactoria con un gran vacío en el lado de aspiración, obliga a usar una bomba de construcción especial que dé corriente fácil con un mínimo de pérdidas por fricción e impida la cavitación.

Las bombas de condensado son de construcción especial con dos o más escalones, dependiendo del número exacto de la altura total de presión que deben desarrollar.

Si la bomba no trabaja con la aspiración para la que fue construida, produce ruidos, cavitaciones y funciona mal.

Se deben siempre de instalar por duplicado, pues el fallo de una de ellas nos obligaría invariablemente a la inactividad de la instalación. Las bombas van conectadas por juntas de dilatación de goma o de cobre al pozo de condensado.

## TUBOS

En los tubos es donde se lleva a cabo la transferencia de calor entre el vapor y el agua como fluido refrigerante. En los condensadores de superficie se usan tubos rectos para facilitar su limpieza y reemplazo. Las longitudes más comunes varían entre 1.8 a

9.1 metros (6 a 30 pies). El uso de longitudes excesivas, significaría el tener que considerar una distancia igual necesaria para el manejo o cambio del haz tubular, en un extremo del condensador por lo menos y el incremento de la carga que las bombas de circulación tendrían que desarrollar. Los tubos son de tamaño 15.8 hasta 25.4 mm. (5/8" hasta 1") de diámetro exterior, los tamaños inferiores ofrecen una superficie ligeramente superior a igualdad de peso de metal y una mejor transferencia de calor, pero tiene una tendencia mayor a taponearse, siendo al mismo tiempo más difíciles de limpiar y necesitando de una mayor carga de bombeo.

La selección del tubo indicado, está principalmente determinada por la erosión, vibración u otros desgastes que se puedan esperar en la instalación, más que por las presiones a resistir, las cuales son generalmente muy inferiores al límite del material.

Las características del agua de circulación y las velocidades del agua dentro del tubo, deben determinar de manera principal, el tipo de aleación usada en el condensador dado. Por experiencia se ha encontrado que algunos materiales ofrecen mayores características de resistencia al desgaste a un costo mínimo para un tipo dado de agua. A continuación se puede ver en la tabla No. 1, en la que se dan las aleaciones más usadas, y las condiciones de agua para la cual son más indicadas. Se ha notado que a medida que se aumenta la resistencia a la corrosión, aumenta también la resistencia a la transferencia de calor.

En general resulta más conveniente instalar condensadores de un

solo paso, donde se dispone de grandes cantidades de agua y de dos pasos cuando existen limitaciones, aunque debido al mayor flujo y menor potencia necesaria, esto debe verificarse mediante el estudio detallado correspondiente.

#### DIAMETRO DE TUBOS

El tamaño del diámetro de tubos es dependiente de los tamaños comerciales disponibles y de su influencia en el comportamiento y costo del condensador, los diámetros pequeños aumentan los coeficientes de transferencia térmica y los diámetros mayores ofrecen mejores condiciones para evitar ensuciamiento y disminuyen la potencia eléctrica necesaria.

En general se utilizan los tamaños menores 15.875 y 19.05 mm (5/8" y 3/4") en condensadores pequeños, hasta 1500 m<sup>2</sup> y de 19.05, 22.225 y 25.4 mm (3/4", 7/8" y 1") en mayores tamaños.

Los espesores de los tubos son variables, de calibre 14 a 18 BWG, utilizándose en la gran mayoría tubos del calibre No. 18. (Ver la tabla num. 2).

#### LONGITUD DE TUBOS

La longitud de los tubos es función de la superficie del condensador y de las limitaciones de espacio en la instalación. En instalaciones modernas de gran tamaño se han utilizado longitudes de tubos hasta de 15 m. (50 pies), y en muchos casos ha sido necesario colocar los condensadores en dirección longitudinal a los

Diam. exterior		Espesor de pared		Diam. int. mm	Area de la seccion transversal del metal, mm <sup>2</sup>	Area de la seccion transversal interior, mm <sup>2</sup>	Circunferencia, m. o superficie m <sup>2</sup> /m de longitud		Velocidad, n por seg. para 1 litro por min.
pulg.	mm	E.W.C.	mm				Exterior	Interior	
5/8	15.9	16	1.65	12.57	73.7	124.5	0.0499	0.0395	0.1339 0.1272 0.1188 0.1122
		17	1.47	12.93	66.6	131.0	0.0499	0.0406	
		18	1.24	13.39	57.2	140.3	0.0499	0.0421	
		19	1.07	13.74	38.5	148.6	0.0499	0.0448	
3/4	19.0	16	1.65	15.75	90.2	195.1	0.0598	0.0495	0.0854 0.0819 0.0775 0.0741
		17	1.47	16.10	81.4	203.5	0.0598	0.0506	
		18	1.24	16.56	69.6	215.5	0.0598	0.0520	
		19	1.07	16.92	60.3	224.8	0.0598	0.0532	
7/8	22.2	16	1.65	18.92	106.7	281.5	0.0698	0.05944	0.0592 0.0571 0.0546 0.0527
		17	1.47	19.28	96.0	291.7	0.0698	0.06056	
		18	1.24	19.74	82.0	305.7	0.0698	0.06200	
		19	1.07	20.09	70.9	316.8	0.0698	0.06312	
1"	25.4	16	1.65	22.10	123.2	383.7	0.0798	0.06940	0.0433 0.0421 0.0403 0.0391
		17	1.47	22.45	110.7	395.8	0.0798	0.07053	
		18	1.24	22.91	94.4	412.5	0.0798	0.07196	
		19	1.07	23.27	81.5	425.5	0.0798	0.07309	

U. N. A. M.

ENEP



ARAGON

ESPECIFICACIONES DE TUBOS

TESIS PROFESIONAL

TABLA N° 1

CARLOS PEREZ LOPEZ

G. A. ELLI, ELABOR. DE VEDUC.  
CALLE, No. GRAN VILLA, MEXICO, D.F.

turbogeneradores por las limitaciones de espacio.

La longitud de los tubos tiene una gran influencia en la optimización del sistema por su relación directa con la potencia eléctrica consumida.

$$S = L \times N \times P \times \pi \times de$$

L = Longitud de tubos (m)

N = Número de tubos

P = Número de pasos

de = Diámetro exterior de los tubos (m)

S = Superficie del condensador (m<sup>2</sup>)

#### MATERIAL DE LOS TUBOS

El material del tubo debe ser seleccionado cuidadosamente de acuerdo a las condiciones locales del agua de circulación.

La mayoría de los materiales son de aleaciones de cobre, utilizándose más comúnmente, para aguas normales de agua fresca dulce, Metal Admiralty (Aleación de cobre 70%, Zinc 29%, Estaño 1%) con algunas variantes del mismo; para aguas saladas y salobres, Latón Aluminio (Aluminum Brass) (Cobre 76%, Aluminio de 1.75 a 2.50%, con Hierro, Plomo y Antimonio en pequeñas cantidades, el resto Zinc). También se utilizan aleaciones de 70-30 y 90-10 Cobre Níquel; en aguas de gran acidez y compuestos derivados de

---

<sup>4</sup> PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Donald Q. Kern., Edit. Cccsa, Méx., 1989.

MATERIAL	SERVICIO	FACTOR DE TRANSMISION DE CALOR
Cobre .....	Ocasionalmente usado con torres de enfriamiento en el S.O. de EE.UU.	1.00
Ltón estanoso (Admiralty) ....	Agua de mar, agua dulce, incluyendo torres de enfriamiento, velocidades de 2.13 m. por seg o menos	1.00
Bronce de aluminio	Agua de mar, altas velocidades de agua	0.96
90-10 cupro-níquel	Agua de mar, agua dulce muy contaminada, altas velocidades	0.90
70-30 cupro-níquel	Agua de mar, condiciones severas de corrosión y velocidades	0.83

U. N. A. M.

ENEP



ARAGON

CARACTERISTICAS DE  
MATERIALES DE LOS TUBOS

TESIS PROFESIONAL

TABLA N° 2

CARLOS PEREZ LOPEZ

deperdicios de minas, se han utilizado aleaciones de acero inoxidable 304, 316 y 347.

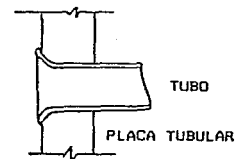
Las aleaciones de la tabla num. 2, tienen ligeras variaciones de acuerdo con el fabricante que puede añadir pequeños porcentajes de fósforo, arsénico o antimonio en un esfuerzo para mejorar las características de la aleación.

#### EMPAQUETADURA DE LOS TUBOS

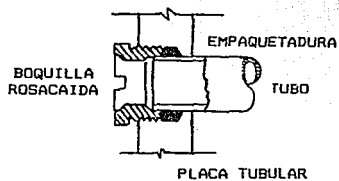
Hay numerosas variaciones en las empaquetaduras de los tubos del condensador que son usadas con diferentes grados de éxito y que se usan para sellar el espacio comprendido entre la superficie exterior del tubo y la placa de tubos.

#### TUBOS EXPANSIONADOS

En la mayoría de las instalaciones, los tubos del condensador son expansionados dentro de las placas de tubos en ambos extremos, generalmente se deja el extremo correspondiente a la entrada de agua acampanado para reducir la turbulencia en el flujo de agua, el extremo de salida se corta aproximadamente  $\frac{1}{4}$ " fuera de la placa de tubos. Cuando ambos extremos, están fijos, deben dejarse un poco curvos para compensar el efecto de la dilatación térmica, lo que también puede lograrse instalando una junta de expansión en una o en ambas placas de tubos. Si uno de los extremos se expansiona y el otro se empaqa, esto bastará para compensar la expansión del tubo.



JUNTA ABOCARDADA



JUNTA CON EMPAQUETADURA

U. N. A. M.	
ENEP	ARAGON
JUNTAS DE TUBOS	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 3	CARLOS PEREZ LOPEZ



En algunas unidades ambos extremos se empacan. (Ver figura num. 3).<sup>5</sup>

#### TUBOS SOLDADOS

Los condensadores para plantas que operen a presiones supercríticas, deben de estar completamente libres de fugas y como resultado de las nuevas técnicas de soldadura, es posible soldar los tubos a las placas, asegurándose una junta a prueba de fugas; por medio de unidades de soldadura automáticas que siguen un proceso de fusión controlada para cada tubo, es posible asegurar una junta perfecta, aun cuando la placa y el tubo sean de diferente material. Se han ensayado varios métodos con buenos resultados, y es muy probable que en el futuro, aun los condensadores para plantas de presiones menores utilicen la fabricación con tubos soldados.<sup>5</sup>

#### CASQUILLO

Los tubos se empacan en el espejo mediante casquillos y usando anillos de metal suave como empaques, algunos condensadores los usan por la facilidad de poder ser removidos y por lo tanto acortar el tiempo del cambio del tubo en caso de fuga. (Ver figura num. 3).

#### PLACAS DE TUBOS

Las placas de tubos están fabricadas generalmente de metal similar al de los tubos, las placas o espejos de los tubos, son los extremos en donde van soportados y sujetos éstos y son de un espesor

---

<sup>5</sup> PLANTAS DE VAPOR, G.A. Eliot, Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1984.

de 22.2 a 38.1 mm.

#### PLACAS SOPORTE DE TUBOS

Debido a que se emplean tubos muy largos, es necesario soportarlos de tramo en tramo para evitar que se flexionen, pero permitiéndoles su dilatación y contracción; el material puede ser de bronce para cojinetes y el espesor igual al diámetro de los tubos.

El espacio entre soportes se selecciona, en tal forma de evitar vibraciones alejándose en la frecuencia natural de vibraciones de la máquina o turbina y de la vibración causada por el flujo de vapor en el haz de tubos.

#### EXTRACCION DEL AIRE

A fin de evitar que las superficies de condensación se vieran aisladas por una capa de gases, es necesario equipar el condensador con algún medio que sirva para remover continuamente los gases no condensables que penetran al condensador junto con el vapor, evitar que dichos gases cubran y aislen la superficie de los tubos haciendo que la presión del gas dentro del condensador, sea hasta el máximo posible, la causada por la presión del vapor de agua únicamente.

Al frente de cada uno de los puntos de donde se toma el aire, se instala un banco de tubos a través de los cuales fluya la porción más fría posible del agua de circulación haciendo que en estos puntos tenga lugar la mayor parte de condensación del vapor y en consecuencia, más aire pueda ser manejado por los eyectores, o bomba

CARGA DE VAPOR Kg/Hr	AIRE SECO LIBRE a 21°C m <sup>2</sup> /Min	AIRE Kg/Hr	MEZCLA DE AIRE Y VAPOR A 30% DE AIRE SECO Kg/Hr.	CONSUMO DE VAPOR A 21 Kg/Cm <sup>2</sup> mah Kg/Hr.
HASTA 11350	0.08	6.12	20	82
DE 11350 A 22700	0.11	8.17	27	109
DE 22700 A 45400	0.11	10.2	34	136
DE 45400 A 113500	0.21	15.32	51	204
DE 113500 A 227000	0.28	20.4	58	272
DE 227000 Y MAS	0.35	25.54	65	340

U. N. A. M.

ENEP



ARAGON

INFILTRACIONES DE AIRE  
EN CONDENSADORES

TESIS PROFESIONAL

TABLA N° 3

CARLOS PEREZ LOPEZ

de aire. Un diseño en particular utiliza una envolvente separada para los bancos de tubos del enfriador de aire a fin de conseguir una mejor transmisión de calor por medio de un mayor flujo de agua a través de estos tubos. La mayor parte de las tomas de aire se localizan cerca del fondo o en un lado del banco de tubos del condensador permitiendo que el aire removido y el vapor fluya sin obstaculizar el flujo de condensado.

El aire y los gases no condensables son extraídos del condensador por medio de bombas de aire que mantienen la succión de la bomba, un vacío ligeramente mayor que el del condensador haciendo que la mezcla de vapor y aire fluya hacia la toma de aire en el condensador y hacia la bomba. Los dos tipos de bombas básicos son las unidades de desplazamiento positivo y los eyectores.

Las unidades con eyectores, más frecuentemente usadas para remoción del aire, utilizan vapor como fluido motriz. Se usa una tobera de gran capacidad que descarga a la atmósfera para extraer el aire del condensador al iniciar la operación y para manejar los grandes volúmenes de aire que penetran hasta la turbina, alcanza una velocidad tal, que los sellos de baja presión sellan por completo. Este tipo de tobera frecuentemente conocido como "eyector de arranque" no es capaz de producir un vacío muy alto y generalmente se limita a un máximo de 26 a 28 plg de mercurio. La presión del vapor suministrado es crítica y determina el rendimiento óptimo del eyector; el usar presiones mayores que las de diseño pueden resultar en el manejo de más aire, pero no a un vacío tan alto.

Cuando la turbina alcanza sus condiciones normales de operación se usa un banco de eyectores de menor capacidad, el cual extrae continuamente el aire a altos vacíos.<sup>6</sup>

#### NUMERO DE PASOS

La mayoría de los condensadores están contruidos de uno o dos pasos, aunque en algunas ocasiones se usa mayor número de pasos, esta selección sería materia de un estudio cuidadoso, en general se aplican las siguientes consideraciones: si la cantidad de agua de enfriamiento es limitada, un condensador, de dos pasos será probablemente la mejor solución, ya que una unidad de un solo paso utiliza más agua de enfriamiento que la unidad de dos pasos; ésta es la razón por la cual, el tipo de dos pasos es casi siempre usado en conjunto con torres de enfriamiento. Aunque el condensador de un solo paso necesita más agua que el de dos pasos, la distancia que circula dentro del condensador es menos, de tal manera que la potencia necesaria en la bomba a través del condensador será aproximadamente la misma para cualquiera de los dos tipos de condensador.

La cantidad de agua bombeada al condensador consecuentemente se transforma en un punto de importancia considerable. En el condensador de un solo paso que se usa gran cantidad de agua está en desventaja con el otro.

---

<sup>6</sup> PLANTAS DE VAPOR, G.A. Eliot, Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1984.

Los condensadores de un solo paso son usados con gran suministro de agua y no es necesario elevar el agua.

Los condensadores que descargan en torres de enfriamiento, en tanques con aspersion donde fluctúa su elevación, son generalmente de dos pasos, un condensador de un solo paso es generalmente más pequeño en tamaño físico que el equivalente a una unidad de dos pasos.

#### EQUIPO PARA PROTECCION CONTRA DESPERDICIOS

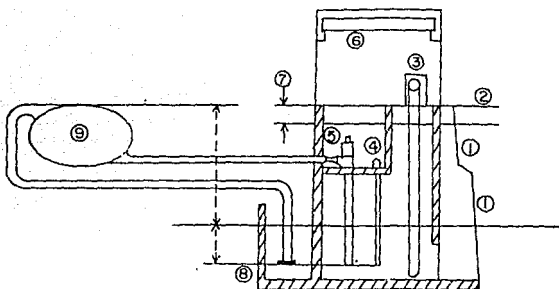
Generalmente se instalan una o más rejillas de alambre grueso antes de las bombas de circulación para protegerlas contra objetos movibles flotantes o sumergidos que podrían dañarlas.

Estas rejillas son de construcción robusta y se colocan generalmente a la orilla del río, lago o mar en la entrada de agua al sistema; el material que se acumula en las rejillas se remueve por medios manuales con rastrillos de mango largo o rastrillos operados mecánicamente. Cuando cantidades excesivas de despojos, aparecen repentinamente debido a inundaciones, crecidas de río, etc., puede llegar a ser problema el mantener las rejillas limpias de obstrucciones. Las rejillas deben de ser instaladas y construidas de modo que puedan ser retiradas para su inspección y mantenimiento y, si son instaladas y con una ligera pendiente de la vertical, por ejemplo 5%, su manejo se facilita mucho. Algunas veces se usan defensas flotantes para mantener alejados de las rejillas objetos flotantes de gran tamaño como troncos y otros despojos similares.


Estos objetos serán detenidos por la defensa que se encuentra anclada a cierta distancia de las rejas hasta que un cambio de dirección del viento originará que se desprendan y sean arrastrados por la corriente. Estas defensas pueden ser construidas de varios troncos puestos uno tras otro, a fin de formar una obstrucción profunda que impida efectivamente el paso de los despojos. (Ver figura num. 4).

#### REJILLAS PROTECTORAS

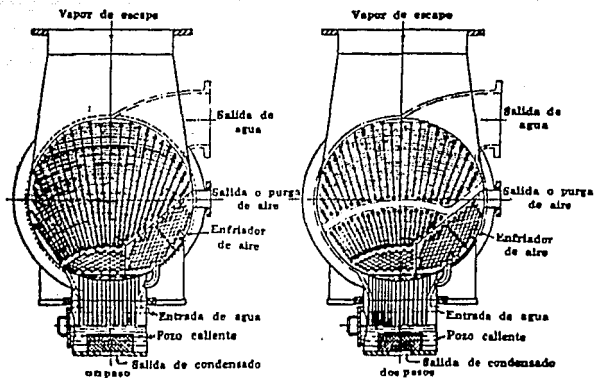
Después de la reja de construcción robusta, situada en la succión del agua del canal, río o lago, se instalan una o más rejillas finas para detener el material más pequeño como hojas, ramas y peces que quizá no dañen la bomba, pero sí pueden tapar los extremos de los tubos del condensador. Es conveniente instalar dos rejillas en serie para permitir la limpieza de una, mientras la otra continúa en servicio. Mediante unas canastas instaladas al fondo de la rejilla se le recoge el material atrapado por la misma al levantar la rejilla en forma vertical por medio de un aparejo. Las rejillas se limpiarán generalmente mediante un chorro de agua a presión que removerá el material adherido a ellas; las canastas colectoras se limpian a mano.



- 1.- REJAS
- 2.- PISO PRINCIPAL
- 3.- TAMIZ SIN FIN
- 4.- BOMBA PARA AGUA DE SERVICIO
- 5.- BOMBA PARA AGUA DE CIRCULACION
- 6.- GRUA PARA LA BOMBA Y EL TAMIZ
- 7.- MARGEN SOBRE EL NIVEL MAXIMO DE AGUA
- 8.- ALTURA MINIMA DE AGUA
- 9.- CONDENSADOR

U. N. A. M.	
ENEP	 ARAGON
DISPOSICION TIPICA DE UN CONDENSADOR CON BOMBAS VERTICALES	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 4	CARLOS PEREZ LOPEZ





U. N. A. M.

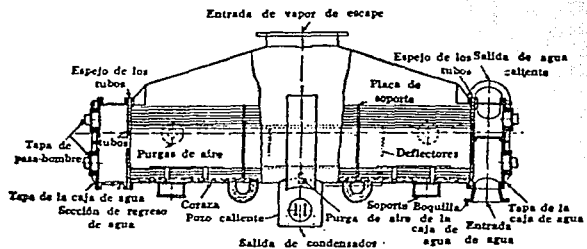
ENEP  ARAGON

CORTE TRANSVERSAL DE  
UN CONDENSADOR

TESIS PROFESIONAL

FIG. 5

CARLOS PEREZ LOPEZ



U. N. A. M.	
ENEP	ARAGON
CORTE LONGITUDINAL DE UN CONDENSADOR	
TESIS PROFESIONAL	
FIG. 6	CARLOS PEREZ LOPEZ

### III.2 CLASIFICACION DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE

Los aerocondensadores son los que utilizan el aire como fluido refrigerante, el cual es impulsado o aspirado por ventiladores contra el haz de tubos por donde circula el fluido a condensar, que en este caso es el vapor de agua. A los tubos generalmente se les añaden aletas, esto con el fin de extender la superficie disponible para la transferencia de calor.<sup>7</sup>

#### PARTES DE LOS AEROCONDENSADORES

**HAZ TUBULAR:** Conjunto formado por tubos, cabezal y bastidores.

**SECCION:** Conjunto de uno o más haces de tubulares servidos, por uno o más ventiladores, con estructura, cámara de aire y otras partes comunes.<sup>7</sup>

**UNIDAD:** Conjunto de uno o más haces tubulares dispuestos en una o más secciones con un único servicio.

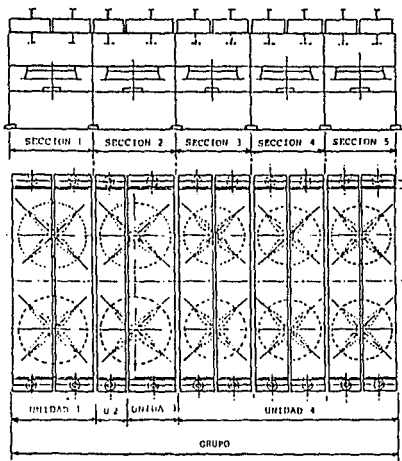
**GRUPO:** Conjunto de una o más unidades dispuestas en una estructura continua.


En la figura 7 se incluye una planimetría en la que se puede observar las diferencias entre estos cuatro términos enumerados.

Para proceder a la descripción de los aerocondensadores, se

---

<sup>7</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill.



U. N. A. M.	
ENEP	 ARAGON
DISPOSICION DE UN GRUPO DE CONDENSADORES	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 7	CARLOS PEREZ LOPEZ

Milton J. W., EDICION DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO, D.F., 1976.

puede indicar que éstos están formados, básicamente, por las siguientes partes:

- Haz tubular.
- Cámaras de aire.
- Grupo de ventilador-motor
- Accesorios.

En la figura 8 se incluye el alzado esquemático de dos aerocondensadores, donde se muestran las partes fundamentales antes mencionadas para aerocondensadores de tiro forzado y de tiro inducido.<sup>8</sup>

#### HAZ TUBULAR

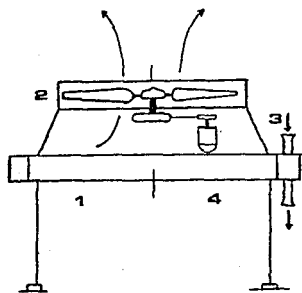
Es el conjunto formado por los tubos, cabezales y bastidor, que está situado sobre (o bajo) las cámaras de aire, dependiendo de que el tiro sea forzado o inducido.

Un aerocondensador de tiro forzado, es aquél en el que el aire es impulsado sobre el haz tubular por los ventiladores (Ver figura num. 8); en este caso el haz tubular está situado sobre el conjunto ventilador-motor.

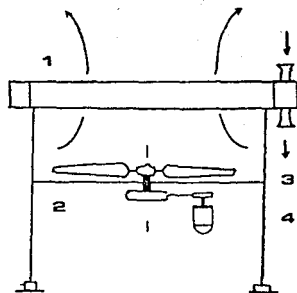
Un aerocondensador de tiro inducido, es aquél en el que el aire es aspirado por los ventiladores, circulando a través del haz tubular, que está situado bajo el conjunto motor-ventilador. (Ver figura num. 8).<sup>8</sup>

---

<sup>8</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill. Méx. 1976.



TIPO TIRO INDUCIDO



TIPO TIRO FORZADO

- 1.- HAZ TUBULAR  
 2.- VENTILADOR  
 3.- CAMARA DE AIRE  
 4.- MOTOR

WILSON J. B., ESCRIBES DATA LA INDUSTRIA DUTICA.  
 EDIT. PC. GRAN HILL, MEXICO, 1970.

U. N. A. M.	
ENEP	ARAGON
ESQUEMA DE AEROCONDENSADORES	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 8	CARLOS PEREZ LOPEZ

Dentro del haz tubular hay que distinguir los siguientes elementos básicos:

#### TUBOS

Los tubos utilizados en los aerocondensadores son generalmente, aleteados y formados por un tubo base de material idóneo para el fluido que circula por su interior, y unas aletas transversales, normalmente circulares, de material adecuado para la construcción (usualmente de aluminio y más raramente de acero galvanizado o cobre).

El objeto de aletear los tubos, es aumentar la superficie de intercambio para compensar que el coeficiente de intercambio por el lado aire es muy bajo. Los requisitos fundamentales que deben cumplir estos tubos aleteados son:

- Contacto íntimo entre aleta y tubo, estando libre su unión de aire y óxido que dificulten la transferencia de calor.
- Indeflexibilidad y rigidez de las aletas, evitando que se doblen y junten unas con otras que imposibilitarían la uniforme circulación del aire a través del haz, por lo que aumentaría la pérdida de carga con el consiguiente mayor consumo de energía.
- Resistencia a la corrosión de los agentes atmosféricos.

La utilización de tubos que encajen dentro de las indicadas dimensiones garantizan la facilidad de compra en el mercado y su

menor costo por ser de fabricación estandarizada. A pesar de estas ventajas, la utilización de tubos con otras dimensiones son totalmente aceptables.

La unión tubo-aleta puede ser realizada de varias formas y entre las más usuales están las que a continuación se indican:

1.- Tubo bimetalico con aletas extruidas, consistente en un tubo encamisado con otro de aluminio (o cobre), del cual se obtiene las aletas por extrusión. Como variante al tubo bimetalico, existe el tubo monometalico, en el que las aletas provienen del mismo tubo base. Este tipo de unión garantiza un buen contacto tubo-aleta y protegen al tubo base de los agentes corrosivos de la superficie exterior. Al no existir ranuras para el encastramiento de las aletas en el tubo, permite utilizar espesores menores en el tubo base (salvo en el caso de monometalico). Este tipo de aleta sólo permite un número máximo de ocho aletas/pulgada. Mecánicamente son de una resistencia aceptable. (Ver figura num. 9-A).

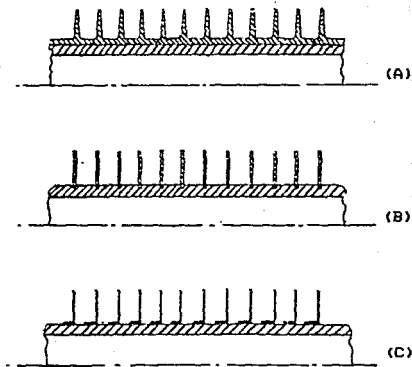
2.- Tubo con aletas helicoidales incrustadas mecánicamente, denominado normalmente tubo con aleta "G". La aleta de aluminio está enrollada e incrustada en una ranura de 0.25 mm. de profundidad. El espesor del tubo base, a efectos de resistencia a la presión, debe ser tomado desde el fondo de la ranura. El contacto entre tubo-aleta es bueno y no existe problema de formación de óxido entre ambas superficies que impida la correcta transferencia de calor.



Mecánicamente, este tipo de aletas son suficientemente resistentes. (Ver figura num. 9-B).

3.- Tubo de aletas helicoidales enrolladas bajo tensión, denominado normalmente, tubo con aleta "L". La aleta de aluminio lleva un pie en forma de "L" y se enrolla bajo la tensión al tubo. El tubo base queda algo mejor protegido contra la corrosión que en el caso de las aletas "G". El contacto tubo-aleta es malo, ya que la formación de óxido en el tubo y aleta lo dificulta, al igual que la posible presencia de aire entre ambos. En caso de tubos de material costoso, este tipo de aletas permite usar tubos de menor espesor, ya que no es preciso ranurar los mismos. Mecánicamente son poco resistentes, por lo que se deforman y despegan fácilmente. (Ver figura num. 9-C).

Ni la calidad ni el costo, es igual para los tubos aleteados realizados según los métodos antes indicados, siendo necesario, por tanto, la elección del tipo de tubo aleteado adoptado en función de relación costo-calidad necesaria. Antes de proceder a la elección, se debe tener en cuenta que, generalmente, el tubo bimetalico aleteado es mucho más costoso que los otros dos tipos, siendo entre éstos más económico el tipo de aletas enrolladas "L", aunque la diferencia con el tipo de aletas incrustadas "G" es pequeña, salvo en tubos con material base muy costoso. El tipo de tubos con aletas incrustadas "G", debido a su mayor temperatura permitida de servicio, así como su moderado precio, es el comúnmente utilizado,



- A) BIMETALICOS
- B) ALETAS INCRUSTADAS
- C) ALETAS ENROLLADAS

U. N. A. M.	
ENEP	ARAGON
TIPOS DE TUBOS ALETEADOS	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 9	CARLOS PEREZ LOPEZ

salvo en los casos en que el material tubo base es muy costoso, en los cuales se puede utilizar los otros dos tipos, que permiten utilizar tubos base de un menor espesor.

## CABEZALES

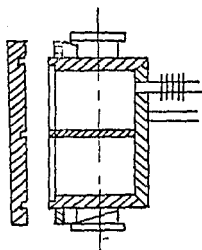
Los cabezales son los elementos por donde ingresa y sale el fluido al equipo, distribuyéndolo por los diferentes pasos de tubos, siendo una de sus paredes la placa tubular. Los tipos más usuales son los que brevemente se describen a continuación:

1.- Cabezales con tapa desmontable. Son cajas en forma de paralelepípedo, cuya cara opuesta a la placa tubular es una tapa desmontable. Esta última tapa es bridada, lo que permite su rápido desmontaje, realizándose con mayor facilidad la limpieza mecánica de los tubos. Este tipo de cabezales es generalmente usado para servicios cuyas presiones de ejercicio no son elevadas y con fluidos muy sucios (Ver figura num. 10-A).<sup>9</sup>

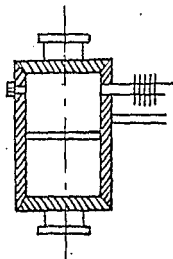
2.- Cabezales soldados con tapones. Al igual que los anteriores, son cajas en forma de paralelepípedo, con todas sus caras soldadas y en los que la cara opuesta a la placa tubular está provista de agujeros con sus respectivos tapones frente a cada tubo. Esta disposición permite la limpieza mecánica, tubo a tubo por medio de

---

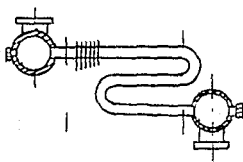
<sup>9</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1976.



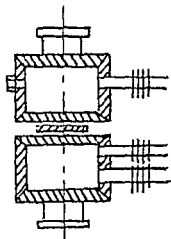
(A)



(B)



(C)



(D)

A) CON TAPA DESMONTABLE

B) SOLDADO CON TAPONES

C) CILINDRICO

D) PARTIDO

Wilson J. B. COMIENZO HACIA LA INGENIERIA QUIMICA.  
 Edit. Mc. Graw Hill, Mexico, 1976.

U. N. A. M.

ENEP  ARAGON

TIPOS DE CABEZALES

TESIS PROFESIONAL

FIG. 10

CARLOS PEREZ LOPEZ

rascador. Este tipo de cabezal es el de mayor utilización, y es recomendable para servicios con presiones medias y bajas y para todo tipo de fluidos, excepto para los que son excesivamente sucios (Ver figura. num. 10-B).<sup>10</sup>

3.- Cabezales cilíndricos. Cuando las presiones son superiores a 130 Kg/cm<sup>2</sup>, no se deben utilizar los tipos anteriores, ya que sus paredes planas exigen grandes espesores para resistir estas presiones. Para estas condiciones, se deben utilizar cabezales cilíndricos, más adecuados a las altas presiones. En estos cabezales la placa tubular es, lógicamente, un sector del cilindro (Ver figura num. 10-C).<sup>10</sup>

4.- Cabezales partidos. Cuando la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido que circula por los tubos es grande 65.5 °C (mayor de 150 F), y el número de pasos del fluido por los tubos es mayor de uno, se producen unas sucesivas diferencias de dilataciones entre los tubos de los diferentes pasos. Para compensar estas diferentes dilataciones, se instalan cabezales partidos, que permiten dichas diferentes dilataciones entre los tubos de unos pasos y otros.

El cabezal partido está compuesto de dos cajas o cabezales independientes, sirviendo el superior de entrada del fluido y

---

<sup>10</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1976.

distribuidor de los primeros pasos de tubos y el inferior de salida y distribuidor de los últimos; la comunicación del fluido se realiza por el cabezal de retorno (o el principal, si el partido es el cabezal de retorno) (Ver figura num. 10-D).<sup>11</sup>

#### BASTIDOR

Está constituido por marcos situados perpendicularmente a los tubos a los que soportan a través de unas pequeñas chapas de aluminio que, además, sirven como distanciadores de los tubos a lo largo del aerocondensador. Los marcos están distanciados entre 1.5 metros, y todos ellos van soportados por dos vigas paralelas a los tubos, que cierran el bastidor.

#### CAMARAS DE AIRE

La misión de las cámaras de aire es conducir el aire desde el ventilador hasta su choque con el haz tubular. Básicamente son de dos tipos: de panel y cónicas. En la figura 8 se representan esquemáticamente, estos dos tipos en el caso de tipo forzado, pero los dos mismos tipos se utilizan para el tiro inducido. En general, las cámaras de aire cónicas son más efectivas, pero su costo es más elevado que las del tipo panel, estando el uso del primer tipo más extendido; en el caso de tiro inducido, el uso de las cámaras cónicas es de utilización casi exclusivo.

---

<sup>11</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1976.

## VENTILADORES

Los ventiladores utilizados son de flujo axial con 4-6 palas, que dan grandes caudales y pequeñas presiones. Las palas son, habitualmente, de resinas poliésteres reforzadas con fibra de vidrio, existiendo en el mercado también palas de aluminio y otras aleaciones ligeras.

Los ventiladores utilizados en los aerocondensadores son de dos tipos: ventilación con regulación manual, en el que se puede variar el ángulo de ataque de las palas solamente a ventilador parado y manualmente, y ventilador con regulación automática, o autovariable, que varía el ángulo de ataque durante la marcha, por medio de una cabeza servomotora a la que llega una señal en función de la temperatura de salida del fluido.

## ACCESORIOS

Hasta aquí se han descrito brevemente las partes esenciales de los aerocondensadores, pero es normal también encontrar en estos equipos, alguno de los accesorios que se describen a continuación:

**Persianas:** Son elementos que se colocan a la descarga del aire y tienen por objeto regular el caudal de aire que atraviesa el haz tubular. Son muy utilizadas en climas extremosos, como ayuda a la difícil regulación del caudal de aire, ya que en estos casos dicho caudal suele ser grande. Las persianas pueden instalarse de regulación manual o automática, según el procedimiento utilizado para su apertura y cierre.

**Interruptores de vibración:** es un dispositivo que se coloca para desconectar los accionamientos de ventiladores en caso de vibraciones excesivas. Protegen a la estructura, por lo tanto, de los esfuerzos por vibraciones. Su utilización está muy extendida actualmente.

#### TIRO FORZADO O INDUCIDO

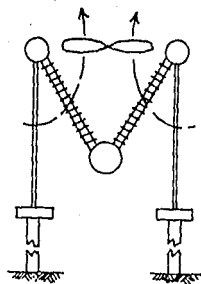
El número de instalaciones con tiro forzado, es superior a las de tiro inducido. Sin embargo, las ventajas que ofrecen en algunos casos estos últimos, no deben ser olvidadas y deben ser tenidas en cuenta antes de proceder a su desestimación. A continuación se exponen las ventajas de cada tipo de aerocondensador, que servirán para elección del tipo de tiro a utilizar.

##### Ventajas del tiro forzado:

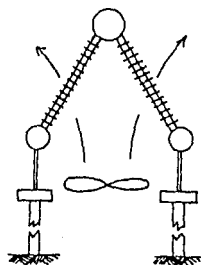
1. Más fácil montaje y reemplazamiento de haces.
2. Más fácil mantenimiento
3. Sin limitación mecánica de temperatura de descarga del aire (en tiro inducido, este límite es de 82 °C.
4. Generalmente menor potencia requerida para elevaciones de temperatura del aire mayores de 10 °C
5. Menor cantidad de estructura requerida.



CONDENSADOR DE AIRE  
DE TIRO FORZADO



CONDENSADOR DE AIRE  
DE TIRO INDUCIDO



U. N. A. M.

ENEP  ARAGON

ESQUEMA DE AEROCONDENSADORES

TESIS PROFESIONAL

FIG. 11

CARLOS PEREZ LOPEZ

#### IV. ANTEPROYECTO DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE

El diseño de un condensador en particular, requiere la definición de los parámetros principales, aunque la gran mayoría de los fabricantes utilizan diferentes métodos, en su totalidad convergen en la parte básica de ellos. Para definir estos parámetros, es necesario optimizar las características del ciclo de enfriamiento para obtener la presión de vacío del condensador.

#### CALCULO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE

Datos para la optimización del sistema del agua de circulación

- a) Temperatura del agua de circulación ( $T_1$ ) 28 °C
- b) Densidad del agua de circulación ( $\rho$ ) 1026.56 Kg/m<sup>3</sup>
- c) Calor específico a P= cTe ( $C_p$ ) 0.998 Kcal/Kg- °C
- d) Carga térmica total ( $Q_c$ ) 174 398 000 Kcal/hr
- e) Rango de la longitud de los tubos del condensador (L)  
L = 6 a 9.141 m (20 ft a 30 ft)
- f) Diámetro interior y exterior de los tubos ( $d_o$ ,  $d_i$ )  
 $d_o = 0.0254$  m                       $d_o = 0.0222$  m  
 $d_i = 0.022$  m                         $d_i = 0.0197$  m
- g) Número de pasos (p) 1 ó 2
- h) Material de los tubos Cu - Ni 90 - 10
- i) Velocidad dentro de los tubos ( $v$ ) 2.133  $\frac{m}{seg}$  (7 Fp/seg)

j) Rango de incremento de temp.  $\Delta T = 6 \text{ a } 9 \text{ }^\circ\text{C}$  (a)  $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$

#### PARAMETROS DE SOLUCION OPTIMA

a) Incremento de la Temperatura ( $\Delta T$ ) ( $T_2 - T_1$ ) =  $9 \text{ }^\circ\text{C}$

b) Temperatura de salida ( $T_2$ )  $37.0 \text{ }^\circ\text{C}$

c) Longitud de los tubos ( $L$ )  $9.141 \text{ m}$

d) Diámetro exterior de los tubos  $0.0254 \text{ m}$

e) Calibre del tubo BWG 18 =  $1.24 \text{ mm}$ .

f) Número de pasos 1

g) Velocidad dentro de la tubería del agua de circulación  $2 \text{ m/seg}$

La carga de calor rechazada por el vapor en el diseño, es de  $174\,398\,000 \text{ Kcal/hr}$ . Por lo que el gasto ( $\text{m}^3/\text{seg}$ ) de agua de circulación requerido para retirar dicha carga de calor es:

$$G = \frac{Q_c}{C_p (T_2 - T_1)} \frac{3600 \text{ s}}{1} = \frac{174\,398\,000}{(0.998)(9)(3600)(1026.56)} = 5.2538 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Calcularemos ahora el número de tubos que requiere el condensador con la sig. ec.:

$$N = \frac{4G}{\pi d_i^2 V_w t} = \frac{4(5.2538)}{\pi (0.0229)^2 (2)} = 6378 \text{ tubos}$$

Con el número de tubos calcularemos la superficie del

<sup>2</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1976.

condensador

$$S = N \times L \times P \times \pi \times d_e$$

$$S = 6378 \times 9.141 \times 1 \times \pi \times 0.0254$$

$$S = 4653.3 \text{ m}^2$$

Se necesitan 6378 tubos de una longitud de 9.141 m. (30 Ft) de diámetro exterior de 25.4 mm.

Se determinará el coeficiente de transmisión de calor (U) del vapor de agua, a través de la pared de los tubos de cuproníquel 90-10 de 25.4 mm. de diámetro exterior, calibre 18 BWG, con una velocidad del agua de enfriamiento de 2 mts/seg y con un factor de limpieza del 85% <sup>B</sup>

El valor del coeficiente de transmisión de calor  $U_b$ , lo obtenemos de la figura 12b con la velocidad del agua de enfriamiento y diámetro del tubo.

El factor de corrección por temperatura es de 1.08, lo obtenemos de la figura 12a con la temperatura de entrada del agua de 28 °C.

$$U = U_b \times f_{at} \times f_c$$

$$U = 3475 \times 1.08 \times 0.85$$

$$U = 3190.05 \text{ Kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

El factor de 1.08 es de corrección por temperatura para el agua

<sup>B</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1976.

<sup>14</sup> DESIGN AND SPECIFICATION OF AIR - COOLED STEAM CONDENSERS, Hudson Products Corporation, U.S.A., 1977.

de entrada de 28 °C.

Este valor de  $U = 3190.05 \text{ Kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$  es correcto cuando se emplean tubos almirantazgo o de cobre arsenical, pero para tubos cuproníquel 90-10, el valor de "U" disminuirá, según se puede apreciar en la tabla No. 1, en donde el factor de corrección es de 0.90

Por lo que:

$$U = 3190.05 \times 0.90 = 2871.045 \text{ Kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Con la superficie total calcularemos la diferencia media logarítmica de temperatura; el cual es el criterio más aproximado de la diferencia de temperatura promedio en un típico intercambiador de calor del tipo casco.<sup>5</sup>

$$\text{LMTD} = \frac{Q_c}{S \times U} = \frac{174\,398\,000}{4653.3 \times 2871.045} =$$

$$\text{LMTD} = 13.05 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora calcularemos la temperatura de saturación con la sig. ec.:

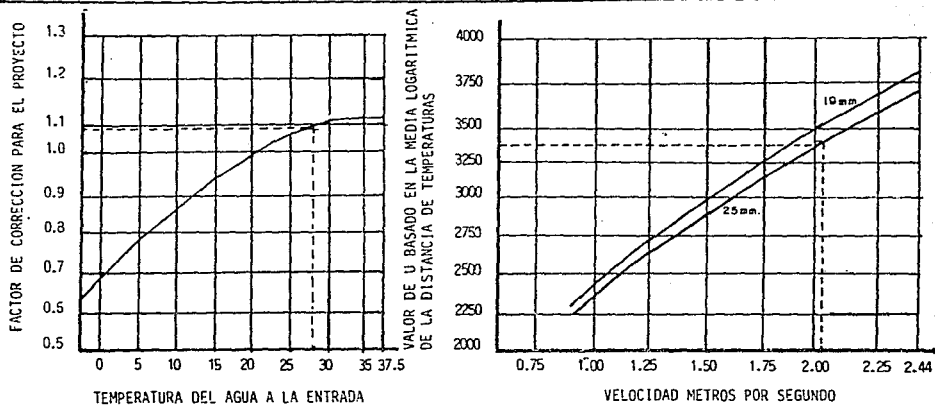
Donde

$$T_3 = T_4 = \frac{T_2 e^b - T_1}{e^b - 1}$$

$$b = \frac{T_2 - T_1}{\text{LMTD}} = \frac{37-28}{13.05} = 0.689$$

$$T_3 = \frac{37(1.99) - 28}{1.99-1} = 46.20 \text{ }^\circ\text{C}$$

<sup>5</sup> EQUIPOS PARA LA INDUSTRIA QUIMICA, Wilson J.B., Edit. Mc. Graw Hill, Méx. 1976.



FLUJOS DE TRANSMISION DEL CALOR POR LOS TUBOS DEL CONDENSADOR

U. N. A. M.

ENEP



ARAGON

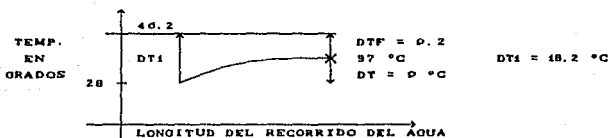
CURVAS DE CORRECCION DE "U"

TESIS PROFESIONAL

FIG. 12

CARLOS PEREZ LOPEZ

GRAFICA DE DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA  
(LMTD)



Con la temperatura de saturación, obtendremos la presión de vapor en las tablas de vapor

$$P_v = 0.10607 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Calcularemos la presión equivalente a un alto vacío <sup>16</sup>

$$h_v = \frac{P_{atm} - P_v}{f_{Hg}} = \frac{1.0332 - 0.10607}{0.0135951} = 68.19 \text{ cm de Hg abs.} = 26.84'' \text{ Hg}$$

En tablas de vapor se determinó el calor latente del vapor saturado a la presión de  $0.10607 \text{ Kg/cm}^2$ , el cual tiene un valor de

$$H_g - L = 571.44 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

Este calor latente me permite determinar los Kgs. de vapor/Hr. que serán condensados.<sup>16</sup>

<sup>16</sup> TERMODINAMICA, Virgil Moring Faired, Edit. Uthea, Méx. 1973.

Esto es:

$$F = \frac{Q_c}{H_g - L} = \frac{174\,398\,000}{571.44} = 305,188.3 \frac{\text{Kg de vapor}}{\text{Hr}}$$

La cantidad de condensado que se bombeará hacia afuera del condensador serán los 305, 188.3 Lts. de agua destilada / Hr

$$F_c = \frac{305,188.3}{60 \text{ min}} = 5086.47 \text{ Lts / min}$$

Ahora calcularemos la capacidad de la bomba de vacío o eyector para el condensador, para desalojar el aire e incondensables del interior de éste.

La presión en el casco es de:

$$h = \frac{P_v}{\rho_{Hg}} = \frac{0.10607}{0.0135951} = 7.802 \text{ cm de Hg abs.}$$

El volumen específico del aire seco (libre de vapor) a 46.2 °C es de

$$P_v V_{\text{esp}} = R''T$$

despejando  $V_{\text{esp}}$

$$V_{\text{esp}} = \frac{R''T}{P_v}$$

---

TERMODINAMICA, Virgil Moring Faires, Edit. Uthea, Méx. 1973.



Donde:

$$R'' = 29.27 \text{ KgF } \frac{\text{m}}{\text{Kg m}} - \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\text{ }^\circ\text{K} = 46.2 + 273 = 319.2 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_v = 0.10607 \text{ Kg/cm}^2 = 1060.7 \text{ Kg./m}^3$$

Sustituyendo valores

$$V_{\text{vap}} = \frac{29.27 \times 319.2}{1060.7} = 8.808 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

En la tabla num. 3, vemos que para el condensador de superficie que maneja una carga de vapor mayor a 227,000 Kg/hr, las infiltraciones de aire promedio son consideradas arriba de 25.54 Kg. de aire/hr. Por lo que la bomba de vacío que debe de extraer el aire seco, tendría que ser de una capacidad de:

$$25.54 \times 8.808 = 224.964 \text{ m}^3/\text{hr} = 375 \text{ m}^3/\text{min}$$

La cantidad de vapor saturado asociado con una cantidad de aire, varía con la temperatura de la mezcla a cualquier presión establecida.

Si la temperatura de la mezcla, es la misma que la del vapor, el aire será imposible de removerse, por lo contrario, si el aire queda subenfriado a un punto abajo de la temperatura del vapor por contacto directo con los tubos fríos y también la pared fría del casco, esto hace posible su extracción sin tomar grandes cantidades de vapor junto con él.

## V. ANALISIS DE COSTOS DE CONDENSADOR DE SUPERFICIE

Con los valores determinados en el cálculo del condensador, recurrí al departamento de Ingeniería Mecánica de C.F.E., para que me proporcionaran información de un condensador de superficie que se asemeje al requerido para las condiciones de diseño. Para calcular el costo total, se utilizaron los precios unitarios que manejan ellos, los cuales fueron los siguientes: el metro lineal de tubo cupro-níquel 90-10 con un diámetro de 25.4 mm (1") y calibre 18 BWG, tiene un costo de 28,000 pesos, para el condensador 6378 tubos de una longitud de 9.141 m, cada tubo tendrá un costo de:

$$9.141\text{m} \times 28000 \text{ pesos/m} = 255,948 \text{ M.N.}$$

Costo total de los tubos

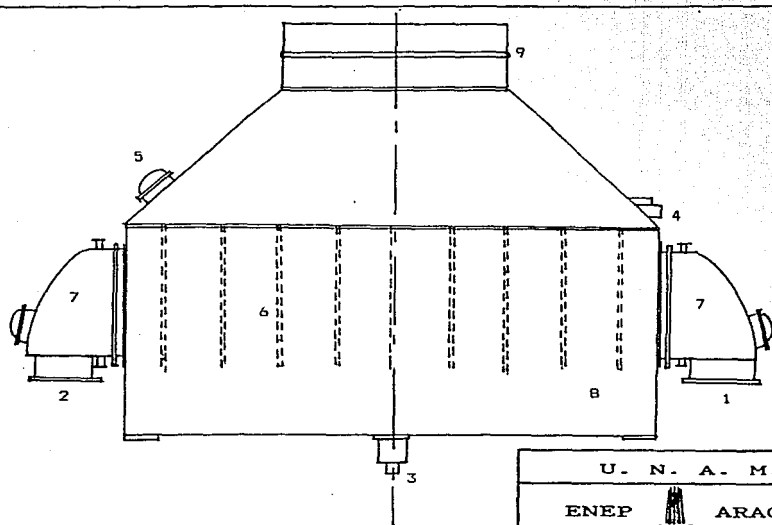
$$255.948 \times 6378 = 1'632'436,344. \text{ M.N.}$$

Para el costo de la carcaza y equipo, se tomó como base el costo de un condensador similar que fue de 3'809'018.136 M.N.

El costo total del condensador de superficie es la suma del costo total de tubos más el costo de carcaza y equipo

$$1'632'436,344 + 3'809'018,136 = 5'441'454,480 \text{ M.N.}$$

En las figuras 13, 14, 15 y 16, se muestra un condensador que cumple con las condiciones de diseño calculadas.



U. N. A. M.

ENEP



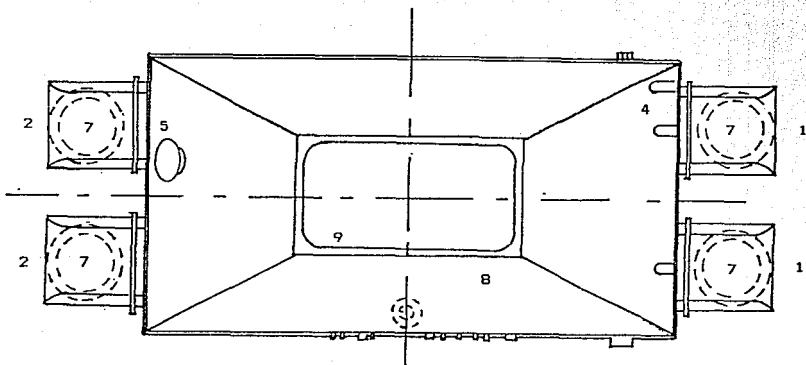
ARAGON

ELEVACION FRONTAL

TESIS PROFESIONAL

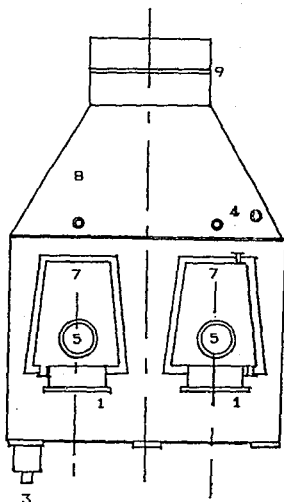
FIG. 13

CARLOS PEREZ LOPEZ




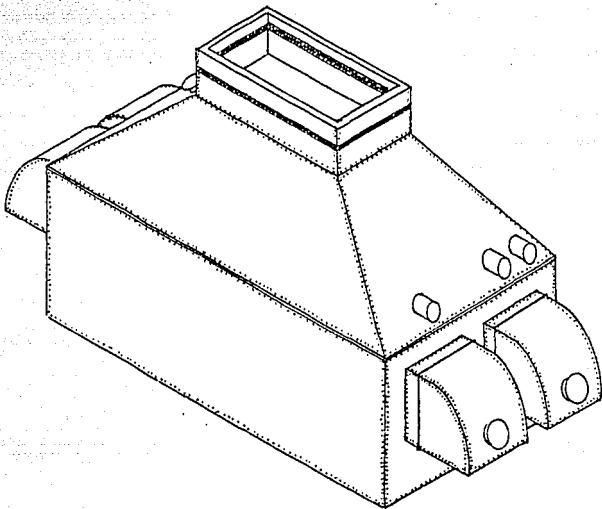
G. A. Gaffert, Centralita de YAROC.  
 Cost. Reverte, S.A., Mexico, 1971.

U. N. A. M.	
ENEP	ARAGON
PLANTA	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 14	CARLOS PEREZ LOPEZ



- 1.- ENTRADA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO
- 2.- SALIDA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO
- 3.- SALIDA DE CONDENSADO
- 4.- SALIDA DE AIRE COND. A EJECTORES
- 5.- REGISTRO
- 6.- MAMPARAS
- 7.- CAJAS DE AGUA
- 8.- CUERPO DEL CONDENSADOR
- 9.- JUNTAS DE EXPANSION

U. N. A. M.	
ENEP	 ARAGON
ELEVACION LATERAL	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 15	CARLOS PEREZ LOPEZ



U. N. A. M.	
ENEP	ARAGON
CONDENSADOR DE SUPERFICIE	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 16	CARLOS PEREZ LOPEZ

## VI. ANTEPROYECTO DE UN CONDENSADOR DE AIRE

Al igual que el condensador de superficie, se requiere la definición de los parámetros principales. Para definir estos parámetros es necesario optimizar las características del ciclo de enfriamiento para obtener la presión de vacío del aerocondensador.

Los datos del flujo de vapor agotado y la presión de descarga de la turbina son los mismos que los del condensador de superficie.

La temperatura de diseño de entrada del aire, es aquella que sólo es superada durante 5% del tiempo, durante los 4 meses más cálidos.

### CALCULO DEL CONDENSADOR DE AIRE

-Datos para la optimización del sistema de aire

- a) Temperatura del aire de circulación ( $T_{ia}$ ): 35 °C
- b) Densidad del aire ( $\rho_a$ ): 1.1774 Kg/m<sup>3</sup>
- c) Calor específico del aire a presión constante ( $C_{pa}$ ):

$$0.279 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- d) Carga térmica total ( $Q_c$ ): 174 398 000  $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$
- e) Número de pasos (P): 1 ó 2
- f) Diámetro exterior del tubo ( $d_{oa}$ ): 25.4 mm

- g) Altura de las aletas: 12.7 mm
- h) Calibre del tubo base: 18 BWG 1.245 mm
- i) Espesor de las aletas (e): 0.4 mm
- j) Número de aletas/plg: 7 a 9
- k) Longitud de tubos (L): 3.65 a 9.7 m
- l) Velocidad del aire ( $V_a$ ): 12,073  $\frac{m}{hr}$
- m) Rango de incremento de temperatura: 6 a 9 °C

#### PARAMETROS DE SOLUCION OPTIMA

- a) Número de pasos: 1
- b) Número de aletas por pulgada: 9
- c) Longitud de los tubos (L) 6.35 m
- d) Rango de incremento de la temperatura: 7.5 °C
- e) Paso del arreglo de los tubos (P): 0.0523 mm
- f) Número de tubos por hilera: 45
- g) Arreglo del paso: triangular
- h) Altura de las aletas: 12.5 mm

La cantidad de calor latente que habrá de retirarse del vapor agotado es de 174 398 000 Kcal/Hr.

Con el valor del calor latente y mediante la siguiente ecuación, se procederá a encontrar la superficie necesaria para que se efectúe la transmisión de calor.

$$Q_c = S_a \times U_a \times LMTD_a$$

<sup>18</sup> DESIGN AND SPECIFICATION OF AIR - COOLED STEAM CONDENSERS, Hudson Products Corporation, U.S.A. 1977.



Primero, calcularemos el coeficiente de transmisión de calor U con la sig. ecuación:

$$U = \frac{1}{R_w + R_d + R_m + R_a}$$

La resistencia por incrustación en el interior del tubo para el condensado de agua, tiene un valor de:

$$R_d = 0.00488 \text{ hr m}^2 \cdot \text{C/Kcal}$$

El valor de  $R_m$  es la que se opone el material del tubo y aleta, a la transferencia de calor y es una característica de cada material

$$R_m = 0.003417 \text{ hr m}^2 \cdot \text{C/Kcal}$$

De la figura 17, obtenemos la resistencia de la película del aire, con la velocidad de  $205.74 \frac{\text{m}}{\text{min}}$  del aire

$$R_a = .029 \frac{\text{hr m}^2 \cdot \text{C}}{\text{Kcal}}$$

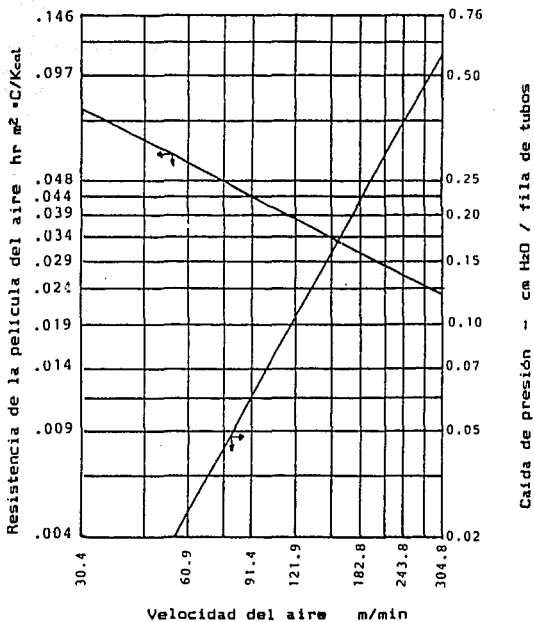
La resistencia de la película lateral del agua de la fig. 18 con la velocidad 1.10 m/min

$$R_w = 0.0039 \frac{\text{hr m}^2 \cdot \text{C}}{\text{Kcal}}$$

Ahora sustituimos los valores de las cuatro resistencias en la ecuación del coeficiente de transferencia de calor  $U_a$

$$U_a = \frac{1}{0.00488 + 0.003417 + 0.029 + 0.0039}$$

$$U_a = 24.273 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$



U. N. A. M.

ENEP  ARAGON

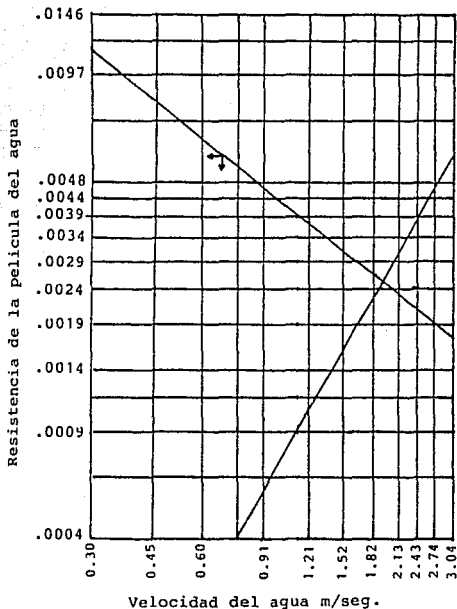
RESISTENCIA DE LA  
PELICULA DEL AIRE

TESIS PROFESIONAL

FIG. 17

CARLOS PEREZ LOPEZ

Hudson Products Corporation, Design and Specification of  
DIE - LINDA RIXAS CUBENIZAS.  
U.S.A. 1977.



U. N. A. M.

ENEP



ARAGON

RESISTENCIA DE LA  
PELICULA DEL AGUA

TESIS PROFESIONAL

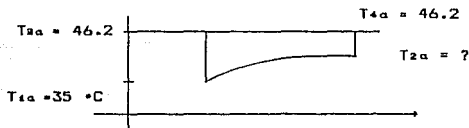
FIG. 18

CARLOS PEREZ LOPEZ

Inson Products Corporation, Design and Construction of  
OLE - Copper Steam Condensers  
U.S.A. 1977.

CALCULO DE DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA (LMTD<sub>a</sub>)

GRAFICA DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA



$$LMTD_a = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_3 - T_1}{T_4 - T_2}}$$

Como no conocemos la  $T_{2a}$  se encontrará mediante la siguiente fórmula:

$$G_a C_{pa} \Delta T_a = U_a S_a LMTD_a$$

reacomodando términos

$$\frac{LMTD_a}{\Delta T_a} = \frac{C_{pa} G_a}{U_a S_a}$$

como

$$G_a = A_f V_a \rho_a$$

<sup>19</sup> DESIGN AND SPECIFICATION OF AIR - COOLED STEAM CONDENSERS, Hudson Products Corporation, U.S.A. 1977.

sustituyendo el valor de  $G_a$  en la ec.

$$\frac{LMTD_a}{\Delta T_a} = \frac{C_{pa} \times A_f \times V_a \times f_a}{U_a \times S_a}$$

pero como

$$S_a = \frac{d_{ea} \times R_n \times A_f}{P_a}$$

entonces

$$\frac{LMTD_a}{\Delta T_a} = \frac{C_{pa} \times A_f \times V_a \times f_a \times P_a}{\pi \times d_{ea} \times R_n \times A_f \times U_a}$$

simplificando

$$\frac{LMTD_a}{\Delta T_a} = \frac{C_{pa} \times V_a \times f_a \times P_a}{\pi \times d_{ea} \times R_n \times U_a}$$

sustituyendo valores

$$C_{pa} = 0.279 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$V_a = 12073.17 \frac{\text{m}}{\text{hr}}$$

$$f_a = 1.1774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_a = 0.0523 \text{ m}$$

$$R_n = 4$$

$$d_{ea} = 0.0254 \text{ m}$$

$$U_a = 24.273 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$\frac{\text{LMTD}_a}{\Delta T_a} = \frac{0.279 \times 12073.17 \times 1.1774 \times 0.0523}{\pi \times 0.0254 \times 4 \times 24.273}$$

$$\frac{\text{LMTD}_a}{\Delta T_a} = 26.8$$

como

$$\text{LMTD}_a = \frac{T_{2a} - T_{1a}}{\ln \frac{T_{3a} - T_{1a}}{T_{4a} - T_{2a}}}$$

como  $\Delta T_a$  del aire es igual a  $T_{2a} - T_{1a}$  y dividiendo ambos miembros de la ecuación de arriba entre  $\Delta T_a$ , queda lo siguiente

$$\frac{\text{LMTD}_a}{\Delta T_a} = \frac{\ln \frac{T_{2a} - T_{1a}}{T_{3a} - T_{1a}}}{T_{2a} - T_{1a}}$$

reduciendo

$$\frac{\text{LMTD}_a}{\Delta T_a} = \frac{1}{\ln \frac{T_{3a} - T_{1a}}{T_{4a} - T_{2a}}}$$

igualando las ecuaciones de arriba

$$\frac{1}{\ln \frac{T_{3a} - T_{1a}}{T_{4a} - T_{2a}}} = 26.8$$

tenemos que

$$T_{1a} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{2a} = ?$$

$$T_{3a} = 46.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{4a} = 46.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

sustituyendo los valores en la ecuación

$$\ln \frac{1}{\frac{46.2 - 35}{46.2 - T_{2a}}} = 26.8$$

$$\ln \frac{11.2}{46.2 - T_{2a}} = 0.0373$$

Si se iguala "X" con  $\frac{11.2}{46.2 - T_{2a}}$ , se obtendrá que el

$$\ln X = 0.0373$$

$$X = e^{0.0373}$$

$$X = 1.038$$

$$\frac{11.2}{46.2 - T_{2a}} = 1.038$$

$$\frac{11.2}{1.038} = 46.2 - T_{2a}$$

$$10.78 - 46.2 = -T_{2a}$$

$$-35.41 = -T_{2a}$$

$$35.41 = T_{2a}$$



ahora sustituimos en la ecuación

$$LMTD_a = \frac{35.41 - 35}{\ln \frac{46.2 - 35}{46.2 - 35.41}} = \frac{0.41}{\ln \frac{11.2}{10.79}} = \frac{0.41}{0.03729} = 10.9993$$

Teniendo todos los elementos necesarios, se procederá al cálculo del área requerida para la transmisión del calor

$$Q_c = S_a U_a LMTD_a$$

$$S_a = \frac{Q_c}{U_a LMTD_a}$$

$$S_a = \frac{174\,398\,000}{24.27 \times 10.999} = 653\,286.4 \text{ m}^2$$

Para el aerocondensador, que maneja una carga mayor 227 000 Kg/hr de vapor, las infiltraciones de aire promedio son consideradas de 29.37 Kg de aire/hr.

Por lo tanto, las bombas de vacío deben ser de una capacidad de:

$$\frac{29.37 \times 8.808}{2} = 129.345 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Calcularemos la superficie por metro lineal de tubo

$$A_{TOTAL} = A_{TUBO} + A_{ALETA}$$

$$A_{TUBO} = \pi d_o - \pi d_o e' \times 354.33 \frac{ALETA}{m}$$

$$A_{TUBO} = \pi \times 0.0254 - \pi \times 0.0254 \times 0.0004 \times 354.33$$

$$A_{TUBO} = 0.0684 \frac{m^2}{m}$$

$$A_{ALETA} = \frac{\pi}{4} [ D_{ALETA}^2 - d_o^2 ] \times 354.33 \times 2$$

$$A_{ALETA} = \frac{\pi}{4} [ (0.0508)^2 - (0.0254)^2 ] \times 354.33 \times 2$$

$$A_{ALETA} = 1.0772 \frac{m^2}{m}$$

Por lo tanto

$$A_{TOTAL} = 0.0684 + 1.0772$$

$$A_{TOTAL} = 1.1456 \frac{m^2}{m}$$

Ahora calcularemos el número de tubos que se necesitarán en la condensación del vapor, cada tubo tendrá una longitud de 6 metros, por lo tanto, cada tramo tendrá una superficie por metro lineal de:

$$1.1456 \times 6.0 = 6.8736 \text{ m}^2/\text{tubo}$$

Y el número de tubo que se necesita es

$$N = \frac{S_a}{6.8736} = \frac{653\ 286.4}{6.8736} = 95042.8 \text{ tubos}$$

Cada sección estará compuesta de 180 tubos, las cuales están distribuidos de la siguiente manera: 4 filas de tubos y cada fila constará de 45 tubos, por lo tanto, el número de secciones es de:

$$\frac{95042.8}{180} = 528 \text{ secciones}$$

Cada unidad de condensación constará de 4 secciones, por lo

tanto el número de secciones es el siguiente:

$$\frac{528}{4} = 132 \text{ unidades}$$

Cada aerocondensador constará de 7 unidades, entonces el número de aerocondensadores es de:

$$\frac{132}{7} = 19 \text{ aerocondensadores}$$

Cálculo del volumen de aire por sección, primero calcularemos la cantidad total de aire que se requiere: 20

$$A_c = A \times L_a \times \text{No. secciones}$$

$$A_c = 2.3624 \times 6 \times 528$$

$$A_c = 7484.08 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen de aire} = V_a \times A_c$$

$$\text{Volumen de aire} = 12\,073.17 \times 7484.08$$

$$\text{Volumen de aire} = 90\,356,608.77 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Cada aerocondensador estará compuesto por un ventilador para cada unidad, por lo tanto se necesitan 7 ventiladores para cada uno de los aerocondensadores, por lo arriba mencionado, cada ventilador tendrá una capacidad de:

---

<sup>20</sup> DESIGN AND SPECIFICATION OF AIR - COOLED STEAM CONDENSERS, Hudson Products Corporation, U.S.A. 1977.

$$\frac{90'356\ 608.77}{132} = 684,519 \text{ m}^3/\text{hr}$$

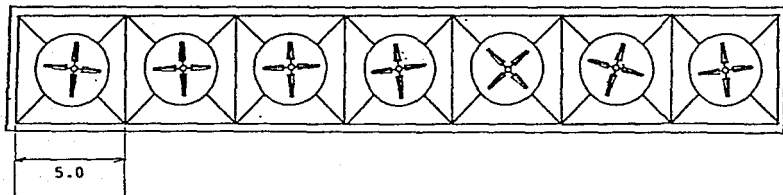
Para el cálculo de la caída de presión del aire, la obtendremos de la fig. 17, con el valor de la velocidad del aire, el valor que se obtuvo es de 0.29 cm. de H<sub>2</sub>O por fila de tubos, pero como son cuatro las filas, el resultado es el siguiente:

$$0.29 \times 4 = 1.16 \text{ cm. H}_2\text{O}$$

La compañía Buffalo Forge, tiene un ventilador que se ajusta a nuestras necesidades de flujo de aire y caída de presión, es el modelo B4 BVA, el cual consta de un rotor de 213.36 m, (84") de diámetro en acero al carbón y un motor de 300 HP.


#### CALCULO DE LA ESTRUCTURA DEL AEROCONDENSADOR

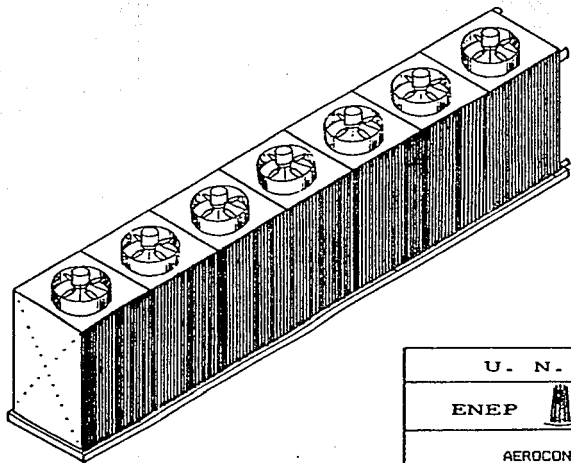
Una vez teniendo las dimensiones del aerocondensador se procederá a calcular su estructura de acuerdo con la fig. num. 21.




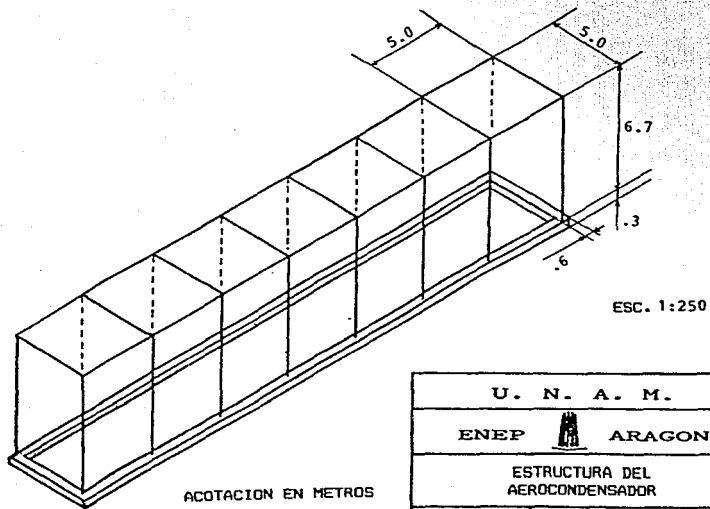
ACOTACION EN METROS


ESC. 1:180

U. N. A. M.	
ENEP  ARAGON	
VISTA SUPERIOR DEL AEROCONDENSADOR	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 19	CARLOS PEREZ LOPEZ



U. N. A. M.	
ENEP	 ARAGON
AEROCONDENSADOR	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 20	CARLOS PEREZ LOPEZ

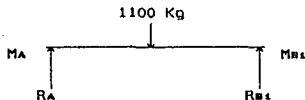
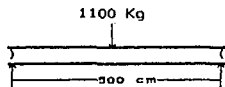


U. N. A. M.	
ENEP	 ARAGON
ESTRUCTURA DEL AEROCONDENSADOR	
	TESIS PROFESIONAL
FIG. 21	CARLOS PEREZ LOPEZ

#### CALCULO DEL SOPORTE LATERAL MOTOR - VENTILADOR

Para simplificar el cálculo, se tomará como base sólo una de las 7 secciones, ya que todas son iguales.

El peso total, es la suma del peso del ventilador que es de 1892 Kg. y del motor de 2508 Kg., por lo tanto, la suma es de 4400 Kg., ésta, es la carga que actuara en el soporte.





Ahora calcularemos el momento y las reacciones de los apoyos.

Por carga al centro

$$R_A = R_{B1} = \frac{F}{2} \quad R_A = \frac{1100}{2} = 550 \text{ Kg}$$

$$R_{B2} = 550 \text{ Kg}$$

$$M_A = M_{B1} = \frac{1}{4} FL \quad M_A = \frac{110 \times 500}{4}$$

$$M_A = 137\,500 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Calcularemos el módulo de sección para el momento calculado

$$S^1 = \frac{m}{1518}$$

sustituyendo valores

$$S^1 = \frac{137\,500}{1518} = 90.58 \text{ cm}^3$$

<sup>21</sup> MANUAL DEL CONSTRUCTOR, Fundidora Monterrey, Méx. 1971.

<sup>22</sup> El acero estructural tiene un límite aparente de elasticidad de 2530 Kg/cm<sup>2</sup> (36 000 Lb/pulg<sup>2</sup>), y los componentes de las estructuras se diseñan, de tal manera, que los esfuerzos unitarios en Kg/cm<sup>2</sup>, no exceden de los valores que siguen para tensión.

$$\begin{aligned} F_t &= 0.60 F_g \\ F_t &= 2530 \times 0.60 \\ F_t &= 1518 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Buscamos en tablas del fabricante de perfiles de Altos Hornos de México, S.A. Un perfil para cumplir con la condición de diseño.

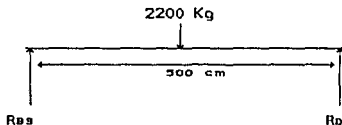
S Material > S requerido

Se eligió en la tabla de Vigas I Perfil Rectangular, el perfil con las siguientes dimensiones 304.6 x 165.1 mm., y de un espesor de 11.8 mm. de acero A-36 con un módulo de sección 100 cm<sup>3</sup>, por lo tanto comparando los módulos de sección.

100 > 90.58

Si se cumple la condición de diseño, por lo tanto, el perfil que se eligió es el adecuado.

#### CALCULO DEL SOPORTE MEDIO MOTOR-VENTILADOR



Calcularemos el momento y las reacciones de los apoyos

Por carga al centro

$$R_{As} = R_d = \frac{F}{2}$$

$$R_{As} = \frac{2200}{2} = 1100 \text{ Kg}$$

$$M_{As} = \frac{1}{4} FL$$

$$M_{As} = \frac{2200 \times 500}{4}$$

$$M_{As} = 275\ 000 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Calcularemos el módulo de sección para el momento calculado

$$S' = \frac{m}{1518} = \frac{275\ 000}{1518} = 181.159\text{ cm}^3$$

Buscamos en tablas del fabricante un perfil que cumpla con la condición de diseño

$$S' \text{ material} > S' \text{ requerido}$$

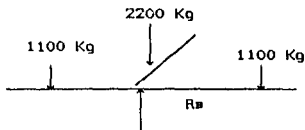
Se eligió una Viga I Perfil Rectangular de dimensiones 355.6 x 203.2 mm., con un espesor de 15.1 mm. de acero A-36, con un módulo de sección 209 cm<sup>3</sup>, por lo tanto, comparando los módulos de sección.

$$209 > 181.15$$

Si se cumple la condición de diseño.

#### CALCULO DE LOS APOYOS

Primero calcularemos las reacciones en cada apoyo, la carga que actuará sobre los apoyos, es la siguiente:



$$F = R_{B1} + R_B + R_{B2}$$

Donde

$$R_{B1} = R_{B2} + \text{Peso propio del Perfil}$$

$$F = 665.75 + 665.75 + 1278.75$$

$$R_{B1} = 550\text{ Kg} + 115.75 = 665.75$$

$$F = 2610.25\text{ Kg}$$

$$R_{B2} = 550\text{ Kg} + 115.75 = 665.75$$

$$R_{B3} = 1100\text{ Kg} + 178.75 = 1278.75$$

Teniendo las reacciones se procederá a calcular los apoyos, la altura de dichos apoyos es de 7 m., con este dato calcularemos el radio de giro.

Para miembros principales la relación de esbeltez

23

$$\frac{KL'}{R'} = 120 \quad K = 1.2 \text{ cm} \quad L' = 700 \text{ cm}$$

despejando "R'" de la ecuación anterior

$$R' = \frac{1.2 \times 700}{120} = 7$$

Si se colocara en el apoyo "B" una Viga I Perfil Standard de un peralte 101.6 de acero A-36, con los siguientes propiedades de diseño,

$$A = 14.26 \text{ cm}^2 \quad R' = 4.17$$

Por lo tanto

$$\frac{KL'}{R'} = \frac{1.2 \times 700}{4.17} = 201.43$$

Con el valor de 201.43, encontramos en la tabla de esfuerzos permisibles en columnas de acero, el esfuerzo.

Para acero A-36 tiene un valor de 260.

Con la siguiente fórmula despejamos el Área necesaria para

---

23 MANUAL DEL CONSTRUCTOR, Fundidora Monterrey, Méx. 1971.

resistir esta carga:

24

$$\delta = \frac{P}{A} \quad A = \frac{P}{\delta} = \frac{2610.25}{260} = 10.04 \text{ cm}^2$$

La condición para aceptar el perfil propuesto es la siguiente:

$$A_{\text{material}} > A_{\text{requerida}}$$

$$14.26 > 10.04 \text{ cm}^2$$

Se cumple la condición, por lo tanto se acepta el perfil que se eligió.

Para el aerocondensador se maneja una carga mayor 227 000 Kg/hr

las infiltraciones de aire promedio son consideradas de 29.37 Kg de aire/hr.

Por lo tanto, las bombas de vacío deben ser de una capacidad de:

$$\frac{29.37 \times 8.808}{38} = 6.807 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Se necesitará una bomba de vacío por cada 14 secciones de una capacidad de 6.807 m<sup>3</sup>/hr.

## VII. ANALISIS DE COSTOS DEL CONDENSADOR DE AIRE

En el costo del aerocondensador, están involucrados el costo por estructura, del ventilador-motor y el de los tubos con aletas.

Primero, calcularemos el costo de la estructura, como ya conocemos los perfiles que compondrán la estructura, calcularemos el peso de cada uno de los perfiles (ver fig. num. 21).

El soporte lateral del motor-ventilador es un perfil I L.P.R. de dimensiones 304.6 x 165 mm. de acero A-36, se necesitan 80 m., como cada metro lineal del perfil, tiene un peso de 46.2 Kg., calcularemos el peso total del perfil:

$$80 \times 46.2 = 3696 \text{ Kg.}$$

El soporte medio del motor ventilador es un perfil I L.P.R. de 355.6 x 203.2 mm. de acero A-36, se necesitan 30 m., el perfil tiene un peso de 71.5 Kg. por metro lineal, por lo tanto:

$$30 \times 71.5 = 2145 \text{ Kg.}$$

En los apoyos tendremos un perfil I de un peralte de 101.6 mm. de acero A-36, se necesitan 112 m., el perfil tiene un peso de 11.46 Kg. por metro lineal, por lo tanto, el peso es de:

$$112 \times 11.46 = 1283.52 \text{ Kg.}$$

Los costos de fabricación de la estructura para el aerocondensador, son los siguientes:

- Fabricación de estructura de acero estructural A-36, formada con

perfiles semipesados de 12 a 60 Kg/m.

UNID	MATS EQ Y HERR.	M. DE O.	IMPORTE
Kg	4,028	1406	5,434

- Fabricación de estructura de acero estructural A-36 formada por perfiles de más 60 Kg.

UNID	MATS EQ Y HERR.	M. DE O.	IMPORTE
Kg	4,056	2102	6,158

El costo del perfil de 12 a 60 Kg/m es el siguiente:

$$3696 + 1283.52 = 4979.52 \text{ Kg}$$

$$4979.52 \times 5.434 = 27'058,711.68 \text{ pesos M.N.}$$

El costo del perfil de más 60 Kg/m es de:

$$2145 \times 6.158 = 13'208,910 \text{ pesos M.N.}$$

El costo de la estructura del aerocondensador es de:

$$27'058,711.68 + 13'208,910 = 40'267,621.68 \text{ pesos M. N.}$$

#### COSTO DE LA CIMENTACION DE LA ESTRUCTURA

El costo de la cimentación, está en base del metro cúbico de concreto armado que requiere la cimentación. El precio del concreto armado es de 300,000 pesos M. N. el metro cúbico, este precio incluye material y mano de obra, en la figura num. 22, se muestran las dimensiones de la zapata y la trabe de liga que se requieren para la estructura del aerocondensador, con las dimensiones obtenemos el volumen de la zapata y trabe de liga.

- Cada zapata tiene un volumen de 0.449 m<sup>3</sup>

- Cada trabe de liga con una longitud de 4.5 m, tiene un volumen de 0.27 m<sup>3</sup>

En cada aerocondensador se necesitan de 16 zapatas y 22 trabes de liga, por lo tanto, la cantidad de concreto armado que se requiere es de:

$$0.27 \times 22 = 5.94 \text{ m}^3$$

$$0.449 \times 16 = 7.184 \text{ m}^3$$

$$5.94 + 7.184 = 13.124 \text{ m}^3$$

El costo de la estructura, más el costo de cimentación es de:

$$13.124 \text{ m}^3 \times 300,000 = 3'937,200 \text{ pesos M.N.}$$

$$\text{C. ESTRUCTURA} = 40'267,621.68 + 3'937,200$$

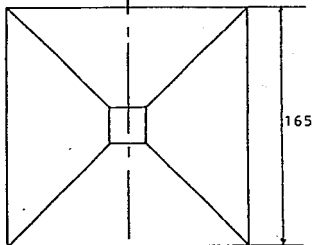
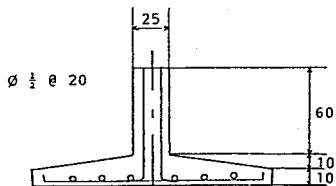
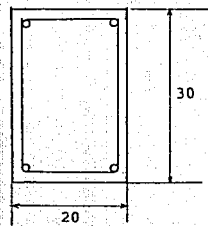
$$\text{C. ESTRUCTURA} = 44'204,821.68 \text{ pesos M.N.}$$

#### COSTO DE VENTILADOR MOTOR

El costo de los ventiladores, fue cotizado por la compañía Buffalo Forge, S.A. El costo de cada ventilador de una capacidad de



ZAPATA

4  $\varnothing \frac{1}{2}$ TRABE DE LIGA E  $\varnothing \frac{1}{4}$  @ 25

ACOTACION EN: cm

U. N. A. M.

ENEP



ARAGON

DISEÑO DE CIMENTACION  
DEL AEROCONDENSADOR

TESIS PROFESIONAL

FIG. 22

CARLOS PEREZ LOPEZ

SIN ESCALA

684,519 m<sup>3</sup>/hr, con motor de 300 HP, es de 220'000,000 pesos M.N., como cada aerocondensador necesita 7 ventiladores, el costo por los 7 ventiladores es de:

$$7 \times 220'000,000 = 1\,540'000,000$$

$$C. \text{ VENTILADOR - MOTOR} = 1\,540'000,000$$

#### COSTO DE LOS TUBOS

El costo del tubo con aletas de 25.4 cm. y calibre 18 BWG. es de 56,000 pesos el metro cuadrado de superficie, la superficie total calculada requerida es de 653,286.4 m<sup>2</sup>, el costo total de los tubos es de:

$$653,286.4 \times 56,000 = 36,584'038,000 \text{ pesos M.N.}$$

costo por aerocondensador

$$\frac{36,584'038,000}{19} = 1\,925'475,705$$

$$C. \text{ TUBOS} = 1\,925'475,705 \text{ pesos M.N.}$$

Por lo tanto, el costo aerocondensador es de:

$$\text{COSTO} = C. \text{ ESTRUCTURA} + C. \text{ VENTILADOR MOTOR} + C. \text{ TUBOS}$$

$$\text{COSTO} = 44'204,821.68 + 1\,540'000,000 + 1\,925'475,705$$

$$\text{COSTO} = 3\,509'680,567 \text{ PESOS M.N.}$$

El costo de los 19 aerocondensadores que se requieren es de:

$$19 \times 3\,509'680,567 = 66\,683'930,000 \text{ pesos M.N.}$$

## VIII. COMPARACION TECNICA Y ECONOMICA ENTRE AMBOS CONDENSADORES

### COSTO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE

#### A) Costo por consumo de energía eléctrica

El condensador de superficie, utilizará 2 bombas para el agua de refrigeración, cada bomba tendrá un motor de 350 HP, cada motor consume 310.56 Kv/hr, el costo del Kv/hr, es de 152.5 pesos M.N., el equipo trabajará, en promedio, 7000 horas anuales. Por lo tanto el costo total anual es de:

$$310.56 \times 152.5 \times 7000 \times 2 = 663'045,600 \text{ pesos M. N.}$$

#### B) Costo por mantenimiento y operación

En función de la estadística y por recomendaciones del fabricante, se estima que los costos por mantenimiento y operación anual, se consideran aproximadamente del 15% del precio de adquisición del equipo. Por lo tanto, para el proyecto específico tratado en el presente trabajo, el costo de dichos trabajos, se considera de 816'218,172 pesos M.N./año.

### COSTO DEL AEROCONDENSADOR

#### A) Costo por consumo de energía eléctrica

El aerocondensador tendrá 7 ventiladores con motores de 300 HP, cada motor consume 246.5 Kv/Hr, el costo del Kv/hr es de 152.5 pesos

M.N., el equipo trabajará en promedio 7000 horas anuales, por lo tanto, el costo total anual es de:

$$19 \times 246.5 \times 152.5 \times 7000 \times 7 = 34,882'708,000.00 \text{ pesos M.N.}$$

#### B) Costo por mantenimiento y operación

Los costos de mantenimiento para el aerocondensador, son estimados en dos partes, una para la estructura y la otra para los tubos. El dar mantenimiento incluye el reemplazo de ventiladores, bandas, limpieza externa e interna de los tubos aletados y un catálogo de inspección de rutina y la operación del equipo.

En función de la estadística llevada a cabo por C.F.E., y por recomendaciones del fabricante se estima que los costos por mantenimiento y operación anual se consideran aproximadamente del 5% del precio de adquisición del equipo. Por lo tanto, para el proyecto específico tratado en el presente trabajo, el costo de dichos trabajos se considera de 3,334'196,500 pesos M.N.

#### FACTOR DE VALOR PRESENTE


Este se define como la cantidad de dinero que se tendría que poseer en el presente (ahora), para sufragar todos los gastos de operación necesarios durante un período de tiempo, que es en función de la vida de la máquina, normalmente 30 años, suponiendo que dicho dinero gana un interés, mientras no se usa o se usa parcialmente, igual al interés de los valores normales en circulación, en este caso 20% anual.

Con la siguiente fórmula, calcularemos el costo de operación y mantenimiento por 30 años de servicio de los condensadores, estos valores están a valor presente, el interés anual será del 20% durante los 30 años. 2

$$F' = P' (1 + i)^n$$

Los datos calculados están concentrados en la tabla num. 4.

AÑO	COSTOS DE OPERACION Y MANTENIMIENTO	
	AEROCONDENSADOR	COND. SUPERFICIE
1	3.821 x 10 <sup>10</sup>	1 479 263 772
2	4.586 x 10 <sup>10</sup>	1 775 116 526
3	5.503 x 10 <sup>10</sup>	2 130 139 832
4	6.603 x 10 <sup>10</sup>	2 556 167 798
5	7.924 x 10 <sup>10</sup>	3 067 401 358
6	9.509 x 10 <sup>10</sup>	3 680 881 629
7	1.141 x 10 <sup>11</sup>	4 417 057 955
8	1.369 x 10 <sup>11</sup>	5 300 469 546
9	1.643 x 10 <sup>11</sup>	6 360 563 455
10	1.971 x 10 <sup>11</sup>	7 632 676 146
11	2.366 x 10 <sup>11</sup>	9 159 211 375
12	2.839 x 10 <sup>11</sup>	1,099 x 10 <sup>10</sup>
13	3.407 x 10 <sup>11</sup>	1.318 x 10 <sup>10</sup>
14	4.088 x 10 <sup>11</sup>	1.582 x 10 <sup>10</sup>
15	4.906 x 10 <sup>11</sup>	1.899 x 10 <sup>10</sup>
16	5.888 x 10 <sup>11</sup>	2.279 x 10 <sup>10</sup>
17	7.065 x 10 <sup>11</sup>	2.734 x 10 <sup>10</sup>
18	8.478 x 10 <sup>11</sup>	3.281 x 10 <sup>10</sup>
19	1.017 x 10 <sup>12</sup>	3.938 x 10 <sup>10</sup>
20	1.22 x 10 <sup>12</sup>	4.725 x 10 <sup>10</sup>
21	1.465 x 10 <sup>12</sup>	5.671 x 10 <sup>10</sup>
22	1.758 x 10 <sup>12</sup>	6.805 x 10 <sup>10</sup>
23	2.109 x 10 <sup>12</sup>	8.166 x 10 <sup>10</sup>
24	2.531 x 10 <sup>12</sup>	9.799 x 10 <sup>10</sup>
25	3.038 x 10 <sup>12</sup>	1.175 x 10 <sup>11</sup>
26	3.645 x 10 <sup>12</sup>	1.141 x 10 <sup>11</sup>
27	4.374 x 10 <sup>12</sup>	1.693 x 10 <sup>11</sup>
28	5.249 x 10 <sup>12</sup>	2.032 x 10 <sup>11</sup>
29	6.299 x 10 <sup>12</sup>	2.438 x 10 <sup>11</sup>
30	7.559 x 10 <sup>12</sup>	2.926 x 10 <sup>11</sup>
TOTAL	4.515 x 10 <sup>13</sup>	1.748 x 10 <sup>12</sup>

U. N. A. M.	
ENEP	 ARAGON
COMPARACION DE COSTOS	
	TESIS PROFESIONAL
TABLA N° 4	CARLOS PEREZ LOPEZ

## IX. CONCLUSIONES

Con los cálculos realizados se puede observar, que el aerocondensador tiene un bajo coeficiente de transferencia de calor, aunado con la alta temperatura de diseño de entrada del aire, provoca que la superficie de transferencia de calor sea muy grande, en comparación con la del condensador de superficie. Cabe recordar que los condensadores de superficie, enfrían el fluido sobre la temperatura de bulbo húmedo, mientras que el aerocondensador enfría el fluido hasta la temperatura de bulbo seco, y que la temperatura de bulbo seco, es siempre mayor que la temperatura de bulbo húmedo, también el condensador de superficie, es menos susceptible a variaciones de temperatura en el medio ambiente.

Otros de los inconvenientes del aerocondensador, es la contaminación acústica que hay a su alrededor, provocada por los grandes motores y ventiladores utilizados.

Los aerocondensadores requieren de mayor área en la planta, en primera instancia, por las dimensiones propias de los aerocondensadores y también debido a la separación entre ellos, (que debe de ser como mínimo de 30 metros), esto es con el fin de evitar la recirculación del aire caliente entre los aerocondensadores, y si la separación no fuera la mínima, reduciría la capacidad de enfriamiento.

Las inversiones de capital en la adquisición e instalación de los aerocondensadores, es mayor en un 91.8% en comparación con el de superficie.

Relacionando los gastos de operación de ambos condensadores, en un periodo de 30 años, el aerocondensador, es un 96.12% más caro en sus gastos, con respecto al condensador de superficie.

De acuerdo con lo anterior se llegó a la conclusión, de que el condensador de superficie es el más adecuado para operar en Guaymas, Sonora.



## NOMENCLATURA

		UNIDADES
$Q_c$	Carga térmica total	Kcal/hr
$G_a$	Gasto de aire	Kg/hr
$G$	Flujo de agua de enfriamiento	$m^3/seg$
$C_{pa}$	Calor específico del aire a presión constante	Kcal/Kg °C
$C_p$	Calor específico del agua a presión constante	Kcal/Kg °C
$J$	Densidad del agua de circulación	Kg/ $m^3$
$J_{Hg}$	Densidad del mercurio	Kg/ $m^3$
$J_a$	Densidad del aire	Kg/ $m^3$
$N$	Número de tubos	#
$N_a$	Número de aletas por metro	#
$d_i$	Diámetro interior del tubo (c. superficie)	m
$d_{ia}$	Diámetro interior del tubo (aerocondensador)	m
$d_e$	Diámetro exterior del tubo (c. superficie)	m
$d_{ea}$	Diámetro exterior del tubo (aerocondensador)	m
$D_{aleta}$	Diámetro de la aleta	m
$S$	Superficie de condensación (C. superficie)	$m^2$

Sa	Superficie de condensación (aerocondensador)	m <sup>2</sup>
P	Número de pasos (c. superficie)	#
Pa	Número de pasos (aerocondensador)	#
U	Transferencia térmica total (c. superficie)	Kcal/m hr °C
Ua	Transferencia térmica total (aerocondensador)	Kcal/m hr °C
Ub	Constante de transmisión de calor que depende del material y velocidad	Kcal/m hr °C
V	Volumen específico	m <sup>3</sup>
R"	Constante de los gases ideales	Kgf - m/Kgm - °K
T	Temperatura del vapor	°C
L	Longitud de los tubos (c. superficie)	m
La	Longitud de los tubos (aerocondensador)	m
Rv	Resistencia de la película del fluido	m hr °C/Kcal
Rd	Resistencia por incrustación en el interior del tubo	m hr °C/Kcal
Rm	Resistencia por el material del tubo	m hr °C/Kcal
Ra	Resistencia de la película del aire	m hr °C/Kcal
Rn	Número de hileras de tubos	#
Af	Area de transmisor	m <sup>2</sup>
ΔTa	Incremento de la Temperatura del aire	°C
e'	Espesor de la aleta	m
e	Exponencial	#
ATOTAL	Area total del tubo con aletas	m <sup>2</sup>
ATUBO	Area exterior del tubo	m <sup>2</sup>
AALETA	Area de la aleta	m <sup>2</sup>

Ac	Area del centro	m <sup>2</sup>
Fc	Flujo de condensado	LTS/min
K	Radio de giro	cm
L'	Longitud del perfil	cm
R'	Constante que depende la fijación de la columna	#
M	Momento de inercia	Kg-cm
Fct	Factor de corrección por temperatura	#
LMTD	Diferencia media logarítmica de Temperatura (c. superficie)	°C
LMTDa	Diferencia media logarítmica de Temperatura (aerocondensador)	°C
T1	Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	°C
T2	Temperatura de salida del agua de enfriamiento	°C
T4 = Ts	Temperatura de saturación	°C
Ts	Temperatura del vapor	°C
T1a	Temperatura de entrada del aire	°C
T2a	Temperatura de salida del aire	°C
T3a	Temperatura del vapor	°C
T4a	Temperatura del condensado	°C
Pv	Presión del vapor	Kg/cm <sup>2</sup>
Patm	Presión atmosférica	Kg/cm <sup>2</sup>
h	Presión en el casco	cm de Hg
hv	presión de vacío	cm de Hg
Fv	Flujo de vapor	Kg/hr

Hg-L	Calor latente	Kcal/hr
Va	Velocidad del aire	m/hr
Val	Velocidad del agua de circulación (c. superficie)	m/seg
F	Fuerza	Kg
R	Reacción	Kg
S'	Módulo de sección	cm <sup>3</sup>
Ft	Esfuerzo unitario	Kg/cm <sup>2</sup>
F'	Valor o suma de dinero en algún tiempo	#
P'	Valor o suma de dinero en un tiempo señalado como el presente	#
n	Número de períodos de interés	#
i	Tasa de interés	%
MA	Momento de inercia	Kg cm
M <sub>B1</sub>	Momento de inercia	Kg cm
M <sub>B9</sub>	Momento de inercia	Kg
R <sub>A</sub>	Reacción	Kg
R <sub>B1</sub>	Reacción	Kg
R <sub>B9</sub>	Reacción	Kg
R <sub>D</sub>	Reacción	Kg
F <sub>c</sub>	Factor de limpieza	%
B.W.G.	Espesor del tubo	mm

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- Claudio Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.  
Edit. Harla, México, 1982.
- 2.- Donald G. Kern. "Procesos de Transferencia de Calor."  
Edit. Cecsa, México, 1982.
- 3.- Fundidora Monterrey, Manual del Constructor.  
México, 1971.
- 4.- G. A. Eliot, Plantas de Vapor.  
Edit. Mc. Graw Hill, México, 1984.
- 5.- G. A. Gaffert, Centrales de Vapor,  
Edit. Reverte, S.A., México, 1971.
- 6.- GEA, Kuhlturmbau Und Luftkondensation.  
Vol. XXXI, República Federal Alemana, 1984.
- 7.- Hudson Products Corporation, Design and Specification of  
Air - Cooled Steam Condensers.  
U.S.A. 1977.
- 8.- J.P. Holman, Transferencia de Calor.  
Edit. Cecsa, México, 1984.
- 9.- Kurt Gieck, Manual de Fórmulas Técnicas.  
Edit. Alfa Omega, México, 1981.

- 10.- SCAM, Tours Seches Pour Centrales Thermiques.  
Vol. XXV, Paris, 1988.
- 11.- Selmec, Manual de Calderas Selmec.  
México, 1976.
- 12.- Tarquin - Blank, Ingeniería Económica.  
Edit. Mc. Graw Hill, México, 1986.
- 13.- Virgil Moring Faires, Termodinámica.  
Edit. Uthea, México, 1973.
- 14.- Welty, Transferencia de Momento, Calor y Masa.  
Edit. Limusa, México. 1988.
- 15.- Wilson J. B., Equipos para la Industria Química.  
Edit. Mc. Graw Hill, México, 1976.