



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGON

"DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL
MOTOR SINCRONO QUE ACCIONA AL COMPRESOR
RECIPROCANTE DE HIDROGENO DE LA UNIDAD
REFORMADORA DE NAFTAS No. 2 DE PETROLEOS
MEXICANOS, EN TULA, HIDALGO"

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
ARIEL RAMIREZ FONSECA
ASESOR: ING. ARQUIMEDES SOLIS TELLEZ

San Juan de Aragón, Edo. de México

1996

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

DEDICO ESTE TRABAJO DE TESIS:

Principalmente a mis padres

Sra. Silveria Fonseca Figueroa

Sr. Salvador Ramírez Cárdenas

Como un humilde reconocimiento a todos sus esfuerzos y sacrificios realizados para que yo culminara mis estudios profesionales.

A mi Esposa

Con todo cariño, agradeciendo su comprensión y apoyo para la realización de este trabajo.

A mi hijo Eduardo

Deseándole se cumplan sus más preciados anhelos en la vida.

A mis hermanos

Por que fueron pieza fundamental para poder terminar mi formación profesional.

MIS MÁS SINCEROS AGRADECIMIENTOS A:

El Ingeniero Arquímedes Solís Téllez

Por su incondicional apoyo para la elaboración del presente trabajo.

Los Ingenieros

Victor Santiago Tapia y

Juan Manuel Maldonado Morán

**Por su desinteresada ayuda y los valiosos conocimientos que me
brindaron durante el desarrollo de éste proyecto.**

Mis compañeros de trabajo

**Por su amistad y cooperación demostrada a lo largo de mi permanencia
en el IMP.**

INDICE GENERAL

INTRODUCCION.	1
CAPITULADO	
I. GENERALIDADES.	3
1.1 Descripción del proceso de la planta.	3
1.2 Antecedentes del problema.	6
1.3 Motor síncrono.	9
1.4 Especificaciones térmicas para motores síncronos.	13
1.5 Clasificación de motores de acuerdo a la protección ambiental y métodos de enfriamiento.	16
1.6 Condiciones del lugar.	17
II. FILOSOFIA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.	19
2.1 Selección del sistema de enfriamiento.	19
2.2 Principio básico de operación.	24
2.3 Partes constitutivas del sistema.	24
2.4 Condiciones de diseño.	26
2.5 Arreglo preliminar.	27
III. DISEÑO DEL CAMBIADOR DE CALOR.	28
3.1 Clasificación de cambiadores de calor.	28
3.2 Tipos de cambiadores de calor.	33
3.3 Cabezales.	36
3.4 Factores que afectan el diseño de un cambiador de calor de flujo cruzado.	38
3.5 Secuencia de cálculo térmico para cambiadores de calor de flujo cruzado.	40
3.6 Secuencia de cálculo mecánico para cambiadores de calor de flujo cruzado.	48
3.7 Diseño térmico.	54

3.8	Diseño mecánico.	70
IV.	ESPECIFICACION Y SELECCION DE LOS VENTILADORES.	78
4.1	Clasificación de ventiladores.	78
4.2	Comparación entre centrífugos y axiales.	82
4.3	Parámetros de selección.	83
4.4	Selección de los ventiladores del sistema.	87
4.5	Ductos de aire.	90
4.6	Aire de repuesto.	92
4.7	Arreglo final del sistema de enfriamiento.	93
V.	ESTIMACION DE COSTOS.	94
5.1	Método del valor presente.	94
5.2	Costo de inversión inicial.	96
5.3	Costo de operación.	96
5.4	Costo de partes de repuesto.	98
5.5	Análisis de costos.	98
	CONCLUSIONES.	102
	APENDICE A. TABLAS Y GRAFICAS.	104
	APENDICE B. PLANOS DE DISEÑO.	119
	BIBLIOGRAFIA.	124

INTRODUCCION

El correcto funcionamiento de los equipos dentro de una planta industrial es un factor tan importante que puede influir considerablemente en la productividad de ésta.

Existen equipos que por su servicio los podríamos considerar no prioritarios y en caso de llegar a salir de operación no se afecta el proceso de la producción. Pero si hablamos de sacar de operación equipo crítico o de importancia puede llegar a detenerse el proceso de la planta.

Tal es el caso del presente anteproyecto, donde tenemos la operación interrumpida de un motor síncrono de 2500 HP que sirve de accionador del compresor de hidrógeno de la Planta Reformadora de Naftas No. II de Petróleos Mexicanos. La operación del motor se interrumpe debido a que éste no cuenta con un sistema de enfriamiento adecuado para el servicio que se requiere, considerando que la atmósfera de trabajo es del tipo explosiva, típica en una planta como la de referencia.

Es por ello que el desarrollo de éste trabajo tiene como objetivo diseñar un sistema de enfriamiento para el motor síncrono y poder controlar la temperatura del aire interior del motor, obteniendo así el funcionamiento óptimo del equipo.

El presente trabajo esta estructurado de la siguiente forma: presentamos primeramente la descripción del proceso de la planta donde se puede apreciar el papel que desempeña el compresor

mencionado y su respectivo motor sincrónico, en ese mismo capítulo se exponen los antecedentes del problema y se termina mencionando las características principales de un motor sincrónico. En el siguiente capítulo se muestra la forma en que se atacará el problema y se da el principio de operación del sistema de enfriamiento así como sus principales componentes. En el tercer capítulo se desarrolla el cálculo térmico y mecánico del cambiador de calor. Más adelante, en el cuarto capítulo se seleccionan los ventiladores con que cuenta el sistema de enfriamiento. Por último en el capítulo cinco se presenta un análisis de costos del proyecto. Se anexan dos apéndices, el primero se compone de tablas y gráficas y en el segundo están los planos de diseño.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 DESCRIPCION DEL PROCESO DE LA PLANTA

La Unidad Reformadora de Naftas No. 2 en Tula, Hidalgo es una planta industrial donde se recibe Nafta Desisohexanizada para procesarla y obtener como producto principal gasolina con alto índice de octano y como productos secundarios: Hidrógeno, hidrocarburos ligeros y un destilado líquido constituido por propano y butanos. El proceso de la planta se divide en tres secciones: Reacción, Compresión y Estabilización.

1.1.1 SECCION DE REACCION

La Nafta desisohexanizada entra a la planta y se mezcla con el hidrógeno de recirculación (ver esquema 01), esta corriente se precalienta y pasa al sistema de reactores donde se producen las reacciones de aromatización, deshidrociclinación e isomerización. El efluente de estas reacciones es precalentado y posteriormente pasa a los enfriadores obteniéndose una condensación parcial. El gas es separado de los hidrocarburos condensados para ser comprimido y posteriormente unirse a los condensados para lograr una corriente de hidrógeno más pura. Esta nueva corriente se vuelve a enfriar y entra a un separador de hidrógeno donde la fase líquida se envía a la sección de estabilización.

La fase vapor se divide en tres corrientes: el hidrógeno requerido por las plantas hidrodesulfuradoras de naftas y de destilados

intermedios, que va a la sección de compresión; el hidrógeno de recirculación que se une con la nafta desisohexanizada y el hidrógeno excedente que se envía al sistema de gas combustible de la refinería.

1.1.2 SECCION DE COMPRESION

En esta sección se encuentra el compresor reciprocante con clave GB-502/R de dos etapas, accionado por un motor eléctrico síncrono de 2500 HP de potencia. El hidrógeno requerido por las plantas hidrodesulfuradoras pasa a la primera etapa del compresor donde se eleva su presión hasta 553.44 PSIG de aquí al enfriador de hidrógeno, donde se obtiene una pequeña cantidad de hidrocarburos condensados que son separados del vapor y enviados a la sección de estabilización.

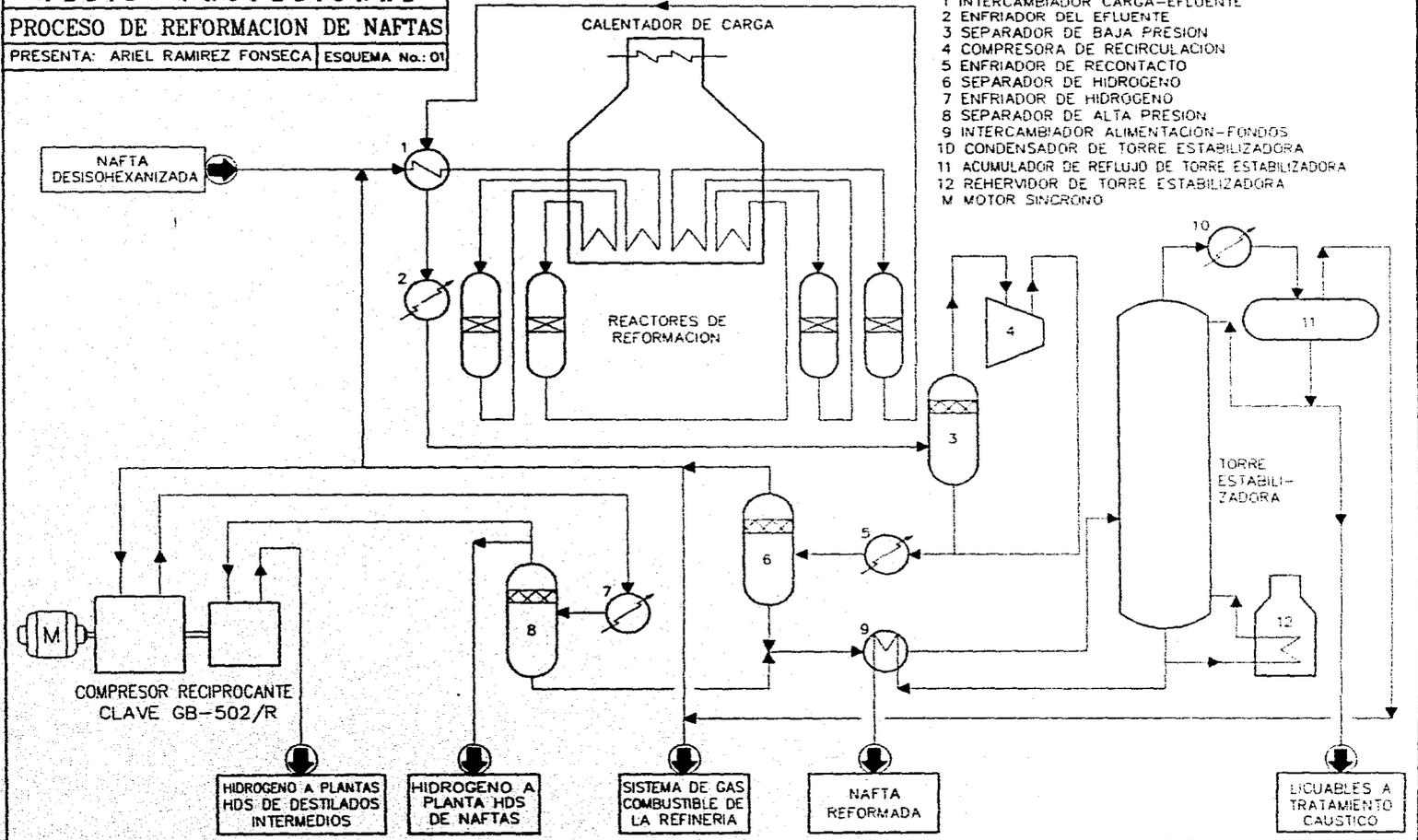
El vapor se divide en dos corrientes: el hidrógeno requerido por la planta hidrodesulfuradora de naftas que se entrega a límite de baterías a 546.33 PSIG y 100 °F y el hidrógeno a plantas hidrodesulfuradoras de destilados intermedios, que es enviado a la segunda etapa del compresor, donde se eleva su presión hasta 970.08 PSIG, entregándose directamente a límite de baterías a 967.24 PSIG y 203 °F.

1.1.3 SECCION DE ESTABILIZACION

Los hidrocarburos condensados provenientes de las secciones de reacción y compresión son precalentados para luego pasarlos a la torre estabilizadora. En esta torre se obtienen como productos, un destilado vapor constituido por hidrocarburos ligeros que son mezclados con el hidrógeno excedente de la sección de reacción para ser enviados al

LISTA DE EQUIPO

- 1 INTERCAMBIADOR CARGA-EFLUENTE
- 2 ENFRIADOR DEL EFLUENTE
- 3 SEPARADOR DE BAJA PRESION
- 4 COMPRESORA DE RECIRCULACION
- 5 ENFRIADOR DE RECONTACTO
- 6 SEPARADOR DE HIDROGENO
- 7 ENFRIADOR DE HIDROGENO
- 8 SEPARADOR DE ALTA PRESION
- 9 INTERCAMBIADOR ALIMENTACION-FONDOS
- 10 CONDENSADOR DE TORRE ESTABILIZADORA
- 11 ACUMULADOR DE REFLUJO DE TORRE ESTABILIZADORA
- 12 REHERVADOR DE TORRE ESTABILIZADORA
- M MOTOR SINCRONO



sistema de gas combustible; un destilado líquido constituido principalmente por propano y butanos que se envía a la unidad de tratamiento cáustico; y un producto de fondos constituido por la nafta reformada y estabilizada. Esta nafta es la gasolina con alto índice de octano.

1.2 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA

Debido a las características del proceso, PEMEX necesitaba adquirir un compresor recíprocante de dos etapas para la sección de compresión de la unidad reformadora de naftas No. 2. El procedimiento a seguir para la compra de un equipo es el siguiente: el IMP elabora una requisición de equipo con sus correspondientes especificaciones; posteriormente PEMEX invita a concursar a diferentes proveedores a los cuales les entrega la requisición y las especificaciones, estos presentan su cotización en el tiempo establecido en las bases del concurso y el IMP se encarga de evaluar cada cotización indicándole a PEMEX cual proveedor cumple técnicamente con la requisición y especificaciones solicitadas; finalmente PEMEX decide a que proveedor se le comprará el equipo solicitado.

Este procedimiento de compra se utilizó para la adquisición del compresor recíprocante de dos etapas con clave GB-502/R. Cabe señalar que la requisición del equipo amparaba al compresor con su respectivo accionador (un motor eléctrico síncrono a prueba de explosión de 2500 HP de potencia).

El único fabricante que cumplió con las especificaciones técnicas solicitadas para el compresor fue Dresser-Rand, quien presentó un motor eléctrico síncrono TEFC (Totalmente Cerrado Enfriado por Aire) con presurización y ventilación externa. Este motor cumplía con la

norma PEMEX, la cual indica que cuando el motor eléctrico no es intrínsecamente a prueba de explosión se puede cumplir con la División I, utilizando un motor eléctrico totalmente cerrado con ventilación de presión positiva, tomado de una fuente libre de gases y con descarga a un área segura.

Puesto que no se fabrican en línea motores eléctricos a prueba de explosión de 2500 HP, se adquirió la máquina propuesta por Dresser-Rand. Pero debido a las características de este motor y del lugar, se presentaron dos problemas:

a) El sistema de presurización y ventilación externa presentado por el proveedor propone tomar aire de una atmósfera libre de gases, para hacerlo circular por el motor y los demás componentes del sistema. Pero esto no es posible debido a que el sitio de instalación del motor, la unidad reformadora de naftas No. 2 tiene una atmósfera con alto contenido de vapores y gases explosivos, los cuales al hacerse circular por el interior del motor presentan peligro de explosión.

b) Para enfriar el motor y mantenerlo presurizado se requerían 8000 PCM que deberían traerse de una zona libre de gases explosivos, por lo cual el proveedor ofreció en su diseño un ducto de 20 pulg. de diámetro. Tal dimensión se consideró poco funcional para las instalaciones de la refinería, por lo que PEMEX no aceptó el diseño propuesto por el fabricante.

Cabe aclarar que otros proveedores habían cotizado un motor eléctrico TEWAC (Totalmente Cerrado Enfriado por Aire y Agua), utilizando nitrógeno como fluido de enfriamiento, estos motores también cumplen con la norma PEMEX, la cual indica que cuando se tiene un circuito cerrado de ventilación se utilizará un gas inerte para

presurización. Debido a la actual carencia de este gas, PEMEX no aceptó estos motores.

Al no existir un sistema de enfriamiento y presurización adecuado, el motor eléctrico puede sufrir constantes incrementos de temperatura llegando a rebasar los 221 °F establecidos como límite en la norma PEMEX No. 2.241.02. Cuando este límite es rebasado, el motor interrumpe automáticamente su accionar parando de inmediato al compresor.

Teniendo al compresor fuera de servicio, la unidad reformadora de naftas no puede suministrar el hidrógeno requerido por las plantas hidrodesulfuradora de naftas y de destilados intermedios. Como consecuencia, estas plantas no pueden operar debido a que el hidrógeno es parte de su materia prima.

Por lo anterior PEMEX solicitó al IMP una solución a este problema, pidiéndole el diseño de un sistema de enfriamiento y presurización que utilizara un circuito cerrado con aire de reposición y que tuviera un cambiador de calor.

Con el diseño de este sistema el motor ya no tendrá problemas de sobrecalentamiento, por lo cual el compresor podrá operar libremente y cumplir con su función dentro del proceso de la planta.

Por lo que el siguiente trabajo está enfocado a el diseño de un sistema de enfriamiento y presurización para el motor eléctrico síncrono TEFC de 2500 HP que sirve como accionador del compresor de hidrógeno GB-502/R.

1.3 MOTOR SINCRONO.

1.3.1 FUNCIONAMIENTO Y CARACTERISTICAS

El motor síncrono deriva su nombre del término velocidad síncrona, que es la velocidad natural del campo magnético giratorio del estator. La velocidad natural de rotación está determinada por el número de pares de polos y la frecuencia de la potencia aplicada.

Al igual que el motor de inducción, el motor síncrono utiliza un campo magnético giratorio, pero a diferencia del motor de inducción, el par desarrollado no depende de las corrientes de inducción del rotor.

El principio básico de operación del motor síncrono es el siguiente:

Se aplica a los devanados del estator un conjunto de voltajes trifásicos de c.a., los cuales producen un campo magnético uniforme y giratorio. Se aplica una corriente directa a los devanados del rotor y se produce un campo magnético fijo. El motor está construido en tal forma que cuando estos dos campos magnéticos reaccionan entre sí, el rotor gira a la misma velocidad que el campo magnético giratorio. Si se aplica una carga al eje del rotor, éste tendrá un atraso momentáneo con relación al campo giratorio; pero seguirá girando a la misma velocidad síncrona.

Para entender cómo se produce este atraso, imagínese que el rotor está acoplado a un campo giratorio por medio de una banda elástica. Las cargas pesadas harán que se estire la banda de modo que la posición del rotor tendrá cierto atraso con respecto al campo del estator, pero el rotor seguirá girando a la misma velocidad. Si la carga

es demasiado grande, el rotor se saldrá de sincronismo con el campo giratorio y, como resultado, se parará. En este caso, se dice que el motor está sobrecargado.

El motor síncrono no tiene par de arranque propio de modo que, una vez parado el motor, no habría manera de hacer que el rotor entre en acoplamiento magnético con el campo magnético giratorio. Por esta razón todos los motores síncronos tienen algún medio de arranque. La forma más sencilla de arrancar un motor síncrono es usar otro motor que lo impulse hasta que el rotor alcance aproximadamente el noventa por ciento de su velocidad síncrona. Entonces el motor de arranque se desconecta, y el rotor entra en acoplamiento con el campo giratorio. En la práctica, el método de arranque más usado consiste en que el rotor incluya un devanado de inducción de jaula de ardilla. Este devanado de inducción hace que el rotor alcance una velocidad próxima a la síncrona, funcionando como en un motor de inducción. La jaula de ardilla sigue útil después de que el motor ha llegado a la velocidad síncrona, ya que tiende a amortiguar las oscilaciones del rotor producidas por cambios repentinos en la carga.

El motor síncrono requiere de una considerable potencia reactiva cuando opera en vacío sin ninguna excitación en c.d. aplicada al rotor. Actúa como una carga inductiva trifásica en una línea de potencia. Cuando el rotor se excita se produce parte del magnetismo dentro del motor, dando como resultado que el estator tiene que proporcionar una menor cantidad y la potencia reactiva obtenida de la línea de alimentación disminuye. Si el rotor se excita hasta que produce todo el magnetismo, la línea de alimentación sólo tendrá que proporcionar potencia real al estator y el factor de potencia será igual a la unidad. En lo que respecta a la línea de alimentación, el motor síncrono se comporta ahora como una carga resistiva trifásica.

Si el rotor se excita más todavía, tendiendo a crear más magnetismo que el que requiere el motor, entonces la línea de potencia comienza a proporcionar una potencia reactiva negativa al estator a fin de mantener constante el flujo total. Sin embargo la potencia reactiva negativa corresponde a un capacitor y el motor síncrono actúa entonces como una carga capacitiva trifásica con relación a la línea de potencia.

Cuando un motor síncrono se usa en el mismo sistema de potencia junto con motores de inducción, mejora el factor de potencia general del sistema.

1.3.2 VENTAJAS

Una ventaja relevante de los motores síncronos es el hecho de que pueden funcionar con factor de potencia unidad o en adelanto. Cuando trabajan en un sistema eléctrico con motores de inducción u otros aparatos que funcionan con factores de potencia en retraso, los kilovolts-amperios reactivos en adelanto suministrados por el motor síncrono compensan los kilovolts-amperios reactivos en retraso de los otros aparatos, mejorando así el factor de potencia total del sistema.

Los motores eléctricos proporcionan un sistema para regular la tensión en el extremo receptor de una línea de transporte, si esta tensión tiene la tendencia a variar, ya sea por una variación de la tensión o por las caídas de tensión en la línea, puede mantenerse prácticamente constante con sólo variar la excitación del motor síncrono instalada en dicho extremo de la línea.

El rendimiento de los motores sincrónicos cuando funcionan a un factor de potencia unidad, es en general mejor que el de los motores de inducción de la misma potencia y velocidad nominales.

Pueden resultar menos caros a las mismas condiciones de potencia y características nominales, siendo particularmente económico en costo y eficacia para aplicaciones de velocidad lenta.

Contando con devanados amortiguadores puede ser muy satisfactorio en aplicaciones en donde la velocidad constante es deseable pero la carga pulsatoria, como el caso de un compresor.

1.3.3 APLICACIONES

Se utilizan como condensadores sincrónicos sin acoplar ninguna carga mecánica sólo para regular el factor de potencia.

Se aplican en accionamiento de dinamos, compresores de amoníaco y de aire, bombas de agua, molinos de caucho, máquinas textiles, molinos de papel, de cemento y de bolas, en las industrias mineras y la propulsión de buques, entre otros.

El motor en conjunto con un alternador puede funcionar como un convertidor de frecuencia.

Se emplean para medidas de tiempo. Por ser de velocidad constante, los motores sincrónicos se emplean para mover mecanismos que deben mantener absoluto sincronismo con la frecuencia de la línea de alimentación, como por ejemplo, los relojes eléctricos, aparatos indicadores cronométricos, medidas de deslizamiento en motores de

inducción, espejos de los oscilógrafos, aparatos estroboscópicos y rectificadores mecánicos.

Son deseables como primotor para generadores de corriente continua que se usan en sistemas de control, además puede usarse a menudo en aplicaciones en que los motores de inducción también son aceptables.

1.4 ESPECIFICACIONES TERMICAS PARA MOTORES SINCRONOS

1.4.1 EFECTO DE LA TEMPERATURA SOBRE LOS AISLAMIENTOS

Las propiedades físicas y dieléctricas de un sistema de aislamiento se deterioran con el tiempo, pero el proceso se acelera con una elevación de temperatura. El deterioro de los sistemas de aislamiento eléctrico de los devanados del estator es una causa común de reducción en la vida del motor y de falla; el efecto de la elevación de temperatura es reducir la capacidad del aislamiento para soportar esfuerzos mecánicos y eléctricos.

1.4.2 ELEVACION DE TEMPERATURA PARA MOTORES SINCRONOS

El incremento de temperatura por arriba de la temperatura del medio ambiente para cada una de las partes constitutivas de un motor síncrono bajo condiciones de carga nominal, no debe exceder los valores indicados en la tabla 1.1.

Para motores totalmente cerrados con enfriamiento aire-agua, la temperatura del aire de enfriamiento es la temperatura del aire a la salida del enfriador. La temperatura del agua de enfriamiento no debe exceder la temperatura de diseño de la máquina.

TABLA 1.1

PARTES DEL MOTOR	METODO DE DETERMINACION DE TEMPERATURA	ELEVACION DE TEMPERATURA [°F]			
		CLASE DE AISLAMIENTO			
		A	B	F	H
DEVANADOS DE ARMADURA	RESISTENCIA	140	176	221	257
DEVANADOS DE CAMPO:					
ROTOR DE POLOS SALIENTES	RESISTENCIA	140	176	221	257
ROTOR CILINDRICO	RESISTENCIA	--	185	221	257

1.4.3 CLASES DE AISLAMIENTO

Las clases reconocidas de materiales aislantes y las temperaturas máximas de operación que se les ha asignado, son como se indica a continuación:

CLASE DE AISLAMIENTO (LETRA ASIGNADA)	TEMPERATURA (°F)
Y	194
A	221
E	248
B	266
F	311
H	356

1.4.4 PRINCIPALES CAUSAS DE SOBRECALENTAMIENTO

Es importante enunciar las causas por las cuales, las partes internas del motor, presentan incrementos de temperatura. Entre las más importantes están las siguientes:

a)Las sobrecargas.- Estas producen elevaciones de temperatura en el estator, mayores que los límites térmicos del sistema de aislamiento de los devanados.

b)Variaciones de frecuencia.- Causan un incremento mayor que el esperado en condiciones nominales en la temperatura de los devanados del estator.

c)Condiciones de rotor bloqueado.- Es causa de sobretemperatura en los devanados del estator de un motor.

d)Falla al acelerar.- El hecho de que un motor falle al acelerar cuando los devanados del estator están energizados, puede ser causado por falla mecánica del motor o de las chumaceras, por bajo voltaje de alimentación o por un circuito abierto en una fase del voltaje de alimentación trifásico. En estas condiciones, las corrientes del devanado del estator pueden variar desde 3 a 7 o aún más veces la corriente nominal.

e)Variaciones de voltaje.- En un motor con carga constante, las variaciones de voltaje causan variaciones inversamente proporcionales de corriente. Un bajo voltaje balanceado es seguido de una sobrecorriente trifásica balanceada. Un bajo voltaje, con el motor en operación normal, causa corrientes de operación mayores a la normal. En el caso de motores síncronos, se produce calentamiento excesivo en el estator, con la posibilidad de que el motor salga de sincronismo.

1.5 CLASIFICACION DE MOTORES DE ACUERDO A LA PROTECCION AMBIENTAL Y METODOS DE ENFRIAMIENTO.

1.5.1 MOTORES TOTALMENTE CERRADOS.

Un motor totalmente cerrado es aquel donde se impide el libre intercambio de aire entre el interior y el exterior de la carcasa pero no suficientemente cerrado para ser llamado hermético.

1.5.2 MOTOR TOTALMENTE CERRADO NO VENTILADO.

Es un motor totalmente cerrado el cual no esta equipado con enfriamiento por medio externo a las partes encerradas.

1.5.3 MOTOR TOTALMENTE CERRADO ENFRIADO POR VENTILADOR (TEFC).

Es un motor totalmente cerrado equipado con enfriamiento exterior por medio de un ventilador o ventiladores integrados con la máquina pero externos a las partes encerradas.

1.5.4 MOTOR TOTALMENTE CERRADO A PRUEBA DE EXPLOSION (TEEP).

Es un motor cuyo encerramiento esta diseñado y construido para resistir la explosión de un vapor o gas especificado, la cual puede ocurrir dentro de este, previniendo la ignición del vapor o gas especificado circundante a la máquina por chispas, destellos o explosiones.

1.5.5 MOTOR TOTALMENTE CERRADO ENFRIADO POR AGUA (TEWC).

Es un motor totalmente cerrado el cual es enfriado por agua de circulación, el agua o conductores de agua de circulación vienen en contacto directo con las partes de la máquina.

1.5.6 MOTOR TOTALMENTE CERRADO ENFRIADO POR AIRE-AGUA (TEWAC).

Es un motor totalmente cerrado el cual es enfriado por circulación de aire que a su vez es enfriado por circulación de agua. Esto es previsto con un cambiador de calor enfriado por agua para enfriar el aire ventilado y un ventilador o ventiladores integrados con la flecha del rotor o separados para la circulación del aire de ventilación.

1.5.7 MOTOR TOTALMENTE CERRADO ENFRIADO POR AIRE-AIRE (TEAAC).

Es un motor totalmente cerrado el cual es enfriado por circulación interna de aire directo a un cambiador de calor que a su vez es enfriado por una circulación externa de aire. Esto es previsto con un cambiador de calor aire-aire para enfriar el aire ventilado y un ventilador o ventiladores integrados con la flecha del rotor o separados para la circulación del aire interno y un ventilador separado para la circulación del aire exterior.

1.6 CONDICIONES DEL LUGAR.

Las condiciones exteriores para el diseño del sistema de enfriamiento del motor síncrono fueron obtenidas de la tabla "Datos de verano para la República Mexicana" (según Norma AMICA-2-1955) y de las bases de diseño del Instituto Mexicano del Petróleo, las cuales se enlistan a continuación:

Posición geográfica:	Tula, Hidalgo, México
Latitud:	20° 03'

Longitud:	99° 21'
Altura sobre el nivel del mar:	6942 ft
Presión barométrica:	11.36 PSIG
Temperatura de bulbo seco:	93 °F
Temperatura de bulbo húmedo:	69 °F
Humedad relativa promedio:	42 %
Dirección de vientos reinantes:	EN a SW
Velocidad media del viento:	8.61 millas/hr

CAPITULO II

FILOSOFIA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.1 SELECCION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.1.1 PARAMETROS DE SELECCIÓN

La selección del sistema de enfriamiento adecuado, depende de varios parámetros, de los cuales algunos son los siguientes:

2.1.1.1 NORMA PEMEX No. 2.241.02 "MOTORES DE INDUCCION Y SINCRONOS MAYORES DE 200 C.P."

Todos los equipos que van a trabajar dentro de alguna planta de Petróleos Mexicanos, además de cumplir con las normas internacionales, primero deben cumplir con las propias normas PEMEX, y el motor síncrono de este estudio no es la excepción. Por lo tanto es importante conocer lo que dice la norma PEMEX No. 2.241.02 sobre motores síncronos y en particular el punto referente al tipo de carcasa.

En este documento se indica lo siguiente: "Los motores de inducción y síncronos, serán totalmente cerrados y dependiendo de la potencia y de la clasificación de áreas, podrán ser de los siguientes tipos:

Para Clase I, División 1, Grupo D.

- a) Totalmente cerrado a prueba de explosión (TEEP).
- b) Totalmente cerrado con enfriamiento aire-agua (TEWAC).

- c) Totalmente cerrado con enfriamiento aire-aire (TEAA).
- d) Totalmente cerrado con ductos de ventilación (TEPV).
- e) Totalmente cerrado enfriado en gabinete (TEIGF).

Estos son los tipos de carcasa que puede tener el motor síncrono del presente trabajo, de los cuales algunos ya se describieron en el capítulo 1.

2.1.1.2 SERVICIOS DISPONIBLES DENTRO DE LA REFINERIA.

a) AGUA DE ENFRIAMIENTO

Es el agua proveniente de una de las torres de enfriamiento de la refinería. Se utiliza para aquellos equipos y/o procesos donde es necesario la transferencia de calor; sus condiciones de servicio son las siguientes:

	Presión [PSIG]	Temperatura [°F]
Suministro	75.36	89.60
Retorno	22.04	113.0

b) ELECTRICIDAD PARA MOTORES

La Planta Reformadora de Naftas No. 2, tiene disponibles los siguientes voltajes nominales para corriente alterna:

Motores Monofásicos

Menores de 1 H.P. 115 Volts

Motores Trifásicos

De 1 H.P. a 150 H.P. 460 Volts

Mayores de 150 H.P. a 2000 H.P. 4000 Volts

Mayores de 2000 H.P. 13200 Volts

La alimentación a los instrumentos de control será de 120 volts y 1 fase. Se considera una variación límite de $\pm 10\%$ con frecuencia nominal.

c) AIRE DE INSTRUMENTOS

El aire de instrumentos se encuentra libre de aceites, polvos y humedad. Sus condiciones de servicio son las siguientes:

Presión	99.54 (PSIG)
Temperatura	77.0 (°F)
Punto de rocío a presión atmosférica	55.4 (°F)
Punto de rocío después de secar	-40.0 (°F)

2.1.1.3 PREPARACIONES EN LA CARCAZA Y ESPACIO LIBRE EN TORNO AL MOTOR

Como antecedente, deben mencionarse las preparaciones que tiene el motor en su carcasa debido al anterior sistema de enfriamiento propuesto por el fabricante. Estas consisten en dos aberturas localizadas en la parte superior del motor, de las cuales una es la entrada de aire y la otra es la salida.

El espacio disponible entorno al motor es muy limitado, pues frente a este se tiene al compresor GB-502/R, a los costados los sistemas y equipos auxiliares de este compresor, y en la parte posterior

únicamente el área suficiente para sacar los internos del motor en casos de mantenimiento. Sin embargo en la parte superior existe un área libre de aproximadamente tres metros.

2.1.2 ANALISIS DE LOS PARAMETROS DE SELECCION

Hasta aquí se han expuesto los diferentes parámetros que pueden afectar la selección de un adecuado sistema de enfriamiento para el motor. Ahora, en base a estas condiciones hay que hacer un cruce de información para elegir el sistema correcto.

Según la norma PEMEX No. 2.241.02, se puede escoger entre cualquiera de los cinco tipos de carcaza para la clasificación de área Clase I, División 1, Grupo D.

Cuando se realizó la compra del compresor, ningún proveedor ofreció un motor síncrono totalmente cerrado a prueba de explosión, por lo cual no se puede considerar que el motor tiene una carcaza del tipo (TEEP).

El motor totalmente cerrado con enfriamiento aire-agua (TEWAC), únicamente requiere de espacio para acomodar un cambiador de calor enfriado por agua y un ventilador para la remoción del aire. El suministro de agua se tiene garantizada con las torres de enfriamiento existentes en la refinería. El aire de instrumentos de la planta se puede emplear para las pérdidas que se lleguen a presentar en el sistema. Existe también la disponibilidad de energía eléctrica para los motores que se utilicen.

Un motor totalmente cerrado, con enfriamiento aire-aire (TEAA), requiere de un cambiador de calor enfriado por una corriente externa de

aire, este tipo de cambiadores requieren de espacios grandes (en comparación con los que son enfriados por agua) para poder realizar eficientemente el intercambio de calor. Por limitaciones de espacio no se puede utilizar un sistema de enfriamiento del tipo aire-aire.

Un motor totalmente cerrado con ductos de ventilación (TEPV), requiere del empleo de un ventilador en sus partes internas para remover el aire de enfriamiento que circula por el sistema; y el motor de nuestro estudio no cuenta con este equipo ni con el espacio disponible para instalarlo. Por tal razón no se considera conveniente emplear este tipo de carcasa.

Los motores totalmente cerrados enfriados en gabinete (TEIGF) requieren de un área libre en su entorno para instalar todo el equipo y accesorios con que cuentan; estos motores no son de común diseño y su utilización en este tipo de plantas es muy limitada.

El motor eléctrico con carcasa del tipo TEWAC se considera el adecuado para ser utilizado en el presente trabajo por las siguientes razones:

- a) Cumple con las Normas PEMEX de motores eléctricos.
- b) Alta capacidad de enfriamiento.
- c) Uso de equipo convencional y de común diseño.
- d) Se mantiene presurizado al motor.
- e) Disponibilidad de aire de instrumentos para reposición por pérdidas.
- f) Disponibilidad de agua de enfriamiento para servicio del cambiador de calor.

Por tales razones el sistema de enfriamiento de esta investigación se basa en el principio de operación de los motores totalmente cerrados enfriados por aire-agua (TEWAC).

2.2 PRINCIPIO BASICO DE OPERACION

Este consiste en lo siguiente:

Se tiene una corriente de aire de enfriamiento, la cual se hace circular através de las partes internas del motor (fig. 2.1), aquí obtiene una ganancia de calor debido al funcionamiento del mismo, después pasa a un cambiador de calor enfriado por agua donde se le disminuye su temperatura hasta un punto preestablecido, luego sale y se dirige hacia el ventilador para ser impulsado hacia el motor y así iniciar nuevamente el ciclo.

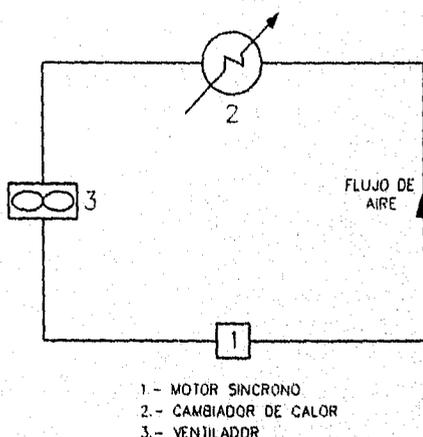


FIG. 2.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.3 PARTES CONSTITUTIVAS DEL SISTEMA

Son cuatro los elementos que conforman el sistema de enfriamiento propuesto.

2.3.1 EQUIPO PARA LA INDUCCION DEL AIRE

La inducción del aire se realiza por medio de uno o más ventiladores situados en alguna parte externa del motor.

Estos ventiladores deben ser capaces de vencer la caída de presión del sistema para así asegurar la circulación del aire por cada uno de los componentes de este. El tipo de ventilador que se debe de emplear será seleccionado más adelante.

2.3.2 EQUIPO PARA ENFRIAR EL AIRE

Este consiste en un cambiador de calor enfriado por agua y es el encargado de absorber el calor rechazado por el aire. El agua que alimenta a este equipo proviene de una torre de enfriamiento localizada dentro de la Refinería.

La función primordial de este cambiador es la de enfriar el aire caliente que sale de las partes internas del motor y así entregarlo a la temperatura requerida por el sistema.

2.3.3 ELEMENTO PARA LA CONDUCCION DEL AIRE

Consiste en un conducto de aire, construido en lámina galvanizada y que interconecta a los tres equipos del sistema: al motor con el cambiador de calor, a este con el ventilador y a este último con el motor. A través de este conducto va pasando el aire de enfriamiento por cada uno de los equipos mencionados. Sus dimensiones dependen del tamaño de la entrada y salida del aire marcadas en la carcasa del motor por el fabricante.

2.3.4 AIRE DE REPUESTO

Con la repetición de un ciclo tras de otro, se llegan a presentar pequeñas fugas de aire dentro del sistema, por lo cual se tiene

considerada una toma de aire de repuesto (Make up) proveniente del equipo de aire de instrumentos de la planta; manteniendo así presurizado al motor, es decir, que el aire de la atmósfera circundante no llegue a penetrar al interior.

2.4 CONDICIONES DE DISEÑO

Para el diseño del sistema, se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

a) FLUJO DE AIRE

La cantidad de aire requerida para enfriar y mantener presurizado el motor es de 8000 PCM y la estipula el fabricante de éste en su plano de diseño (apéndice B, plano No. 01).

b) TEMPERATURA MAXIMA

La temperatura máxima de operación del motor es de 105 °C de acuerdo a la norma PEMEX No. 2.241.02 para motores síncronos mayores de 200 H.P. con aislamiento tipo F.

c) ATMOSFERA CIRCUNDANTE

El tipo de atmósfera circundante al motor es altamente explosiva, con una clasificación de área Clase I, División 1, Grupo D.

d) CARACTERISTICAS ELECTRICAS DEL MOTOR

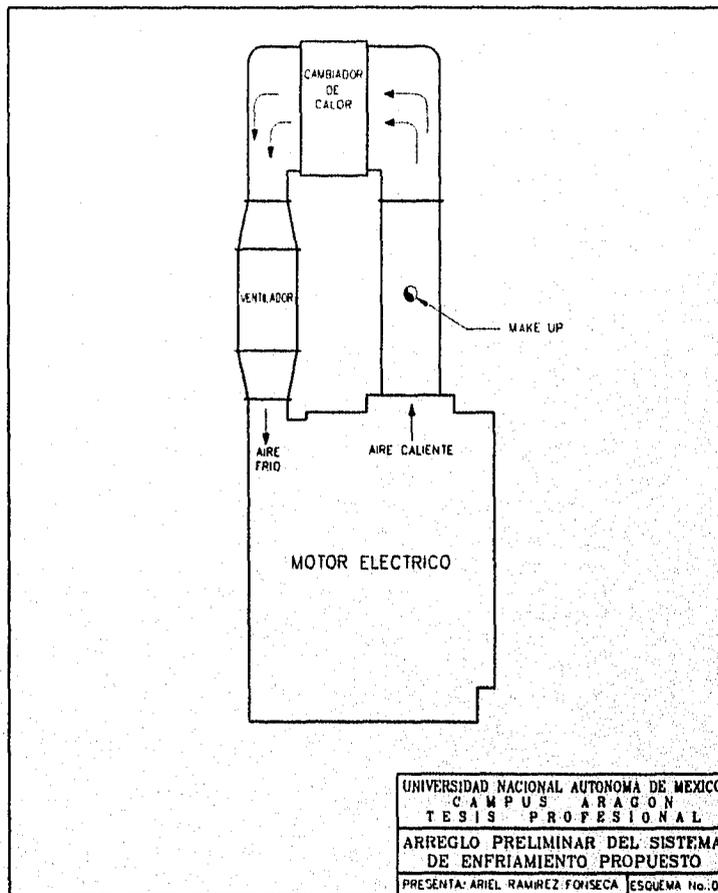
El motor síncrono de este estudio es de 2500 H.P. de potencia, 13,200 volts, 3 fases, 60 Hz. y aislamiento tipo F.

e) CAIDA DE PRESION

Debe de hacerse un cálculo de la máxima caída de presión que tendrá el sistema en cada uno de sus componentes para realizar una buena selección del ventilador.

2.5 ARREGLO PRELIMINAR

Conocidas ya las partes constitutivas del sistema de enfriamiento y las condiciones de diseño, se tiene un arreglo preliminar de éste (esquema 02). Como se puede ver, el cambiador de calor y el ventilador quedan en la parte superior del motor síncrono y la unión entre estos equipos se realiza mediante el empleo de ductos de aire construidos de lámina galvanizada. Este arreglo asegura un circuito cerrado de circulación de aire.



CAPITULO III

DISEÑO DEL CAMBIADOR DE CALOR

Un cambiador de calor es un aparato que transfiere energía térmica desde un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato.

Algunos ejemplos de cambiadores de calor en la vida diaria lo constituyen el calentador de gabinete en una casa, el radiador de un automóvil y el calentador de agua doméstico. Los cambiadores de calor constituyen uno de los equipos más empleados en la industria. El rango de temperatura, el tipo de fluido, ya sea líquido o gaseoso, la cantidad de energía térmica que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frío, determinan la configuración del cambiador de calor para una aplicación dada.

En todos estos equipos, los fluidos son separados por una pared limitante, la cual tiene dos objetivos:

- a) Mantener los fluidos separados.
- b) Permitir el flujo de calor del fluido caliente al frío.

3.1 CLASIFICACION DE CAMBIADORES DE CALOR

Los cambiadores de calor se pueden clasificar en muchas formas diferentes. Una forma consiste en basar la clasificación en las direcciones relativas al flujo de los fluidos caliente y frío, dando lugar a términos como flujo paralelo, flujo encontrado y flujo cruzado.

3.1.1 FLUJO PARALELO

En este cambiador ambos fluidos se mueven en la misma dirección (fig. 3.1); el fluido caliente no puede ser enfriado abajo de la temperatura de salida del fluido frío, de esta forma, la facilidad del flujo en paralelo para recuperar calor es limitada. El arreglo de flujo paralelo usualmente involucra dos tubos concéntricos con un fluido fluyendo en el tubo anular.

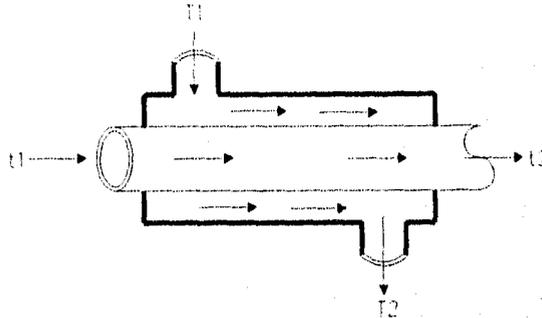


FIG. 3.1 CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO PARALELO

Este tipo de arreglo de flujo tiene el perfil de temperaturas mostrado en la fig. 3.2 y presenta además las siguientes características:

- a).- En el extremo de entrada se tiene una gran diferencia de temperaturas, la cual disminuye a lo largo del equipo. Esto da por resultado que el gradiente de temperatura no sea uniforme.
- b).- En el extremo de salida, la temperatura del fluido frío sólo puede aproximarse hasta un cierto valor, en el cual se alcanza el equilibrio, con la temperatura del fluido caliente.
- c).- Dado que t_2 no puede ser mayor que T_2 , se limita el rango de temperaturas y por lo tanto, la cantidad de calor a transferir.

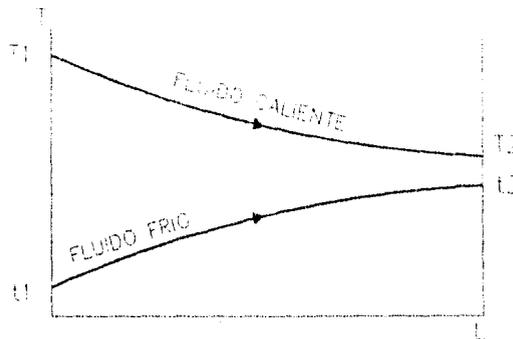


FIG. 3.2 PERFIL DE TEMPERATURAS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO PARALELO

3.1.2 FLUJO EN CONTRA CORRIENTE

Con un arreglo en contracorriente el intercambio de calor es más eficiente; consiste en dos fluidos que se mueven en paralelo pero en sentido opuesto (fig. 3.3). En flujo en contracorriente, la temperatura final del fluido frío puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente, puesto que existe un gradiente favorable de temperatura a todo lo largo del cambiador de calor. Otra ventaja del dispositivo en contracorriente es que, para una velocidad dada del flujo de calor, se necesita menos área de superficie que el flujo en paralelo.

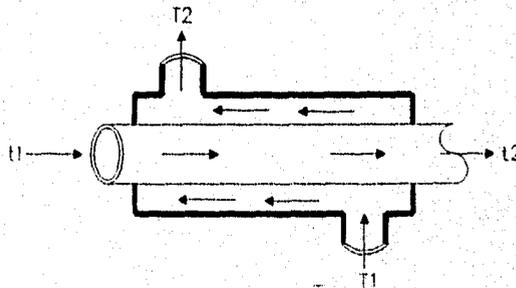


FIG. 3.3 CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO EN CONTRA-CORRIENTE

Este tipo de arreglo de flujo tiene el perfil de temperaturas mostrado en la fig. 3.4 y presenta además las siguientes características:

- a).- La diferencia de temperaturas, y por lo tanto el intercambio térmico, son más uniformes a lo largo del equipo.
- b).- El cambio máximo de temperaturas se aproxima al límite cuando una de las temperaturas de salida alcanza el equilibrio con la temperatura de entrada de la otra corriente.
- c).- En igualdad de condiciones de temperatura, es más eficiente el flujo en contracorriente que en paralelo.

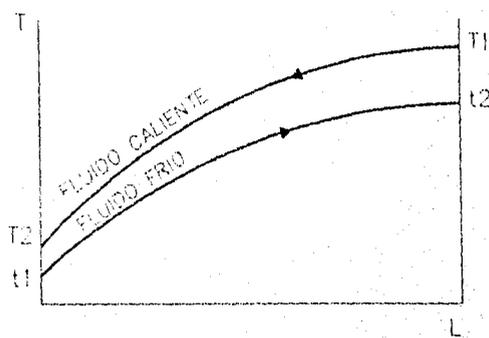


FIG. 3.4 PERFIL DE TEMPERATURAS DEL CAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO EN CONTRA-CORRIENTE

3.1.3 FLUJO CRUZADO

En esta disposición los fluidos caliente y frío se mueven en ángulo recto entre sí, y es precisamente la que se utilizará en este proyecto. Desde el punto de vista termodinámico, el flujo cruzado cae entre los de flujo paralelo en contracorriente. El arreglo de flujo cruzado puede ser muy compacto y admite con facilidad el uso de superficies extendidas. En consecuencia, generalmente cuando uno de los fluidos sea gas, se utiliza el arreglo de flujo cruzado.

De este tipo de flujo existen tres casos diferentes que son:
a) ambos fluidos sin mezclar, b) un fluido mezclado y el otro sin mezclar
y c) ambos fluidos mezclados.

a) **AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR.**- Se supone que el fluido consiste de corrientes infinitesimales independientes en serie, entre las cuales no hay mezclado o transferencia de calor hasta que alcanza la salida del equipo. Puesto que cada corriente componente encuentra a su paso un rango diferente de temperatura en el otro fluido, las diversas corrientes llegan a la salida con diferentes temperaturas y la temperatura final se obtiene por el mezclado de todas las corrientes. Este patrón de flujo se obtiene cuando un fluido pasa a través de una gran cantidad de tubos, o sea a través de pequeños pasajes de una superficie aletada. (fig. 3.5).

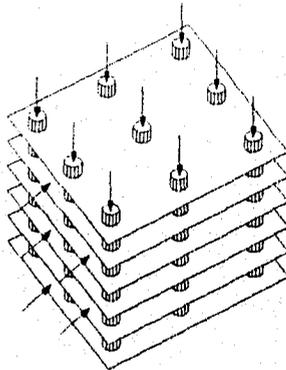


FIG. 3.5 AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR

b) **UN FLUIDO MEZCLADO, OTRO SIN MEZCLAR.**- En este caso uno de los fluidos queda sin mezclar y el otro se mezcla perfectamente a medida que fluye por el cambiador. La temperatura del fluido mezclado será uniforme a través de cualquier sección y solamente variará en la dirección del flujo (fig. 3.6).

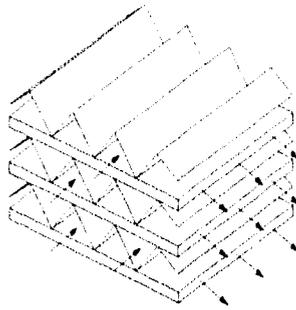


FIG. 3.6 UN FLUIDO MEZCLADO, OTRO SIN MEZCLAR

c) **AMBOS FLUIDOS MEZCLADOS.**- En este caso se supone que ambos fluidos se mezclan completamente en la dirección normal al fluido, lo que da por resultado tener una temperatura uniforme a lo largo de cada dirección. El gradiente de temperatura sólo se tiene en la dirección del flujo. Este tipo de patrón se presenta cuando un fluido circula a través de un haz de tubos en flujo altamente turbulento.

3.2 TIPOS DE CAMBIADORES DE CALOR

Se fabrican muy diversos tipos de cambiadores de calor, de los cuales los más importantes son los siguientes:

3.2.1 CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

Este cambiador de calor consiste en dos tubos concéntricos. Un fluido circula en el tubo interior y el otro en la sección anular delimitada entre los tubos interior y exterior (fig. 3.7). Las partes principales son: dos juegos de tubos concéntricos, dos tes conectoras, un cabezal de retorno y codo en U. La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del cambiador. Las

tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor.

Este tipo de equipo, generalmente se ocupa para uso de laboratorio y en donde se requieren pequeñas superficies de transferencia de calor (menos de 10.0 m^2), o cuando los fluidos están a una presión muy alta.

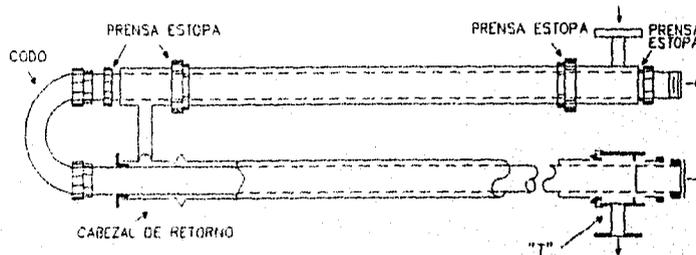


FIG. 3.7 CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

3.2.2 CAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

Conforme los requerimientos de superficie de intercambio de calor se vuelven grandes, los diseños de cambiadores de calor de doble tubo demandan excesivo espacio, además presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. En estos casos, se emplean cambiadores de coraza y tubos (fig. 3.8) que proporcionan una gran área superficial por tipo de volumen unitario de espacio ocupado. En este tipo de cambiadores uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro circula por el espacio que hay entre estos y la coraza. Dependiendo del arreglo geométrico que se

tenga en los cabezales del cambiador se pueden tener uno o más pasos o tubos, con el fin de incrementar el área de la superficie efectiva de transferencia de calor por unidad de volumen. El fluido que circula por el exterior de los tubos es conducido mediante el uso de deflectores o mamparas verticales con pequeñas entradas en los extremos, cuyo propósito es forzar el fluido a pasar en flujo cruzado sobre los tubos y con esto obtener una mejoría en los coeficientes de transferencia de calor. Dentro de la coraza se aloja un haz de tubos, a través de los cuales circula otro fluido. Los extremos de los tubos pueden tener cabezales flotantes o fijos. En este último caso, sólo se pueden utilizar cambios de temperatura moderados de modo que se limiten esfuerzos térmicos.

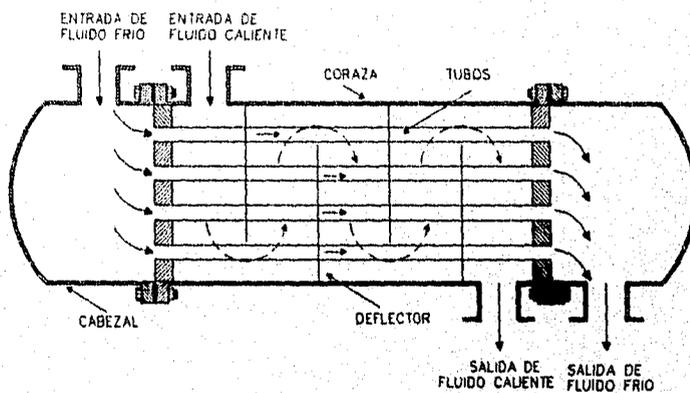


FIG. 3.8 CAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

Algunos de los factores que gobiernan el diseño mecánico de un cambiador de calor de coraza y tubos son la expansión térmica del cabezal, facilidad de acceso a los tubos, caída de presión en los fluidos, limpieza en las mamparas, etc.

3.3 CABEZALES

Los cabezales son elementos que permiten la distribución del fluido de enfriamiento uniformemente en los tubos de transferencia.

Existen dos tipos de cabezales, los cuales se diferencian por la forma que adoptan en el ensamble con los tubos, y estos pueden ser:

- Cabezal cilíndrico
- Cabezal rectangular

Para nuestro caso y conforme a los diseños estandar emplearemos los cabezales rectangulares con tapa apornada. Esto debido al espacio disponible que tenemos sobre el motor eléctrico síncrono. Este cabezal rectangular permite el mantenimiento o inspección de los tubos, sin necesidad de desmontar todo el enfriador del motor, lo cual nos lleva a bajar los costos de mantenimiento.

Se presentan básicamente tres clases de cabezales rectangulares.

3.3.1 CABEZAL CON TAPAS PERFORADAS Y TAPONES ROSCADOS

Este tipo de cabezal, consiste en una sección en forma de caja cerrada en todas sus caras. La tapa del cabezal es perforada en un arreglo igual al espejo y con barrenos del mismo diámetro donde se practicará un roscado para usar un tapón de sello del barreno. La finalidad de estos barrenos roscados es:

- a) Facilitar el acceso de las herramientas necesarias al interior del cabezal para efectuar la unión entre tubos y espejo.
- b) Permitir el acceso visual al interior del cabezal para inspeccionar las uniones tubo-espejo.

3.3.2 CABEZAL CON TAPA PLANA REMOVIBLE

Se define así por permitir el libre acceso al interior del cabezal y a los tubos al quitar totalmente la tapa opuesta al espejo, para inspeccionar y dar limpieza a los tubos así como las reparaciones necesarias. Se recomienda para servicios sucios.

3.3.3 CABEZAL CON JUNTA APERNADA AL ESPEJO

Se define así por permitir el acceso directo a los tubos de transferencia al desmontar por completo todo el cabezal, quedando libre el acceso al espejo. Presenta la desventaja que para llegar al espejo es necesario desconectar las líneas de la tubería.

Para el diseño de los espesores del enfriador, se considerarán los cabezales como recipientes de sección transversal rectangular. La revisión de estos elementos se hará aplicando las reglas especificadas en el apéndice 13 del código ASME Sección VIII División 1, así como requisitos mínimos cubiertos por el estandar API-661 y las reglas del apéndice 2 del código ASME para conexiones bridadas.

Conforme a nuestra conceptualización del cabezal con tapa plana removible y apernada, se considerará el siguiente criterio:

La revisión de los espesores de las placas largas (espejos) y las placas cortas (placa superior e inferior) será tomando el criterio de las figuras 13-2a sketches (1) y (7) del apéndice 13 del ASME, como cabezal rectangular con un compartimiento y cabezal rectangular con dos compartimientos, respectivamente.

3.4 FACTORES QUE AFECTAN EL DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR DE FLUJO CRUZADO.

3.4.1 CAIDA DE PRESION.

La selección de caídas de presión óptimas (ΔP), involucra considerar el proceso como un todo, por experiencia, se sabe que caídas de presión grandes dan por resultado cambiadores de calor pequeños, pero el ahorro de inversión se hace a expensas de los gastos de operación.

En algunos casos no es práctico utilizar todas las ΔP disponibles debido a que las altas velocidades resultantes pueden causar problemas de erosión.

A continuación se muestra una lista de ΔP razonable para varios niveles de presión.

NIVELES DE PRESION	ΔP RECOMENDABLES
Subatmósferica	1/10 de Presión Absoluta
1.0 a 9.95 PSIG	½ de Presión Man. De Operación
De 9.96 PSIG en adelante	4.97 PSIG y Mayor

Un diseño para caídas de presión más pequeñas, son generalmente antieconómicos por la gran área requerida.

3.4.2 TAMAÑO DE LOS TUBOS

El diámetro de tubo más pequeño usado normalmente en la industria es de 0.625 pulg., aunque existen aplicaciones especiales en que se utilizan tubos de 0.488 pulg., 0.364 pulg. ó de 0.25 pulg. Los

tubos de $\frac{3}{4}$ pulg. y 1 pulg., son los utilizados cuando se espera existan incrustaciones ya que los diámetros más pequeños son imprácticos para ser limpiados mecánicamente.

Debido a que la inversión por unidad de área de transferencia de calor es menor para cambiadores largos con diámetros de la envolvente relativamente pequeños, las restricciones con respecto a la longitud de los tubos son mínimas.

3.4.3 ARREGLO DE LOS TUBOS

Los tubos pueden tener arreglo triangular, cuadrado o rómbico, como se muestra en la fig. 3.9.

El arreglo triangular da mejores coeficientes por el lado exterior de los tubos y más área de transferencia de calor por el mismo volumen, se utiliza únicamente cuando no es necesario hacer limpieza del exterior de los tubos, ya sea mecánica o manualmente, debido a que esta distribución no permite el acceso a los tubos. Sin embargo, los tubos pueden ser limpiados por medios químicos.

Los arreglos cuadrados y romboidal dan mejores ΔP , aunque con coeficientes más bajos que el arreglo triangular.

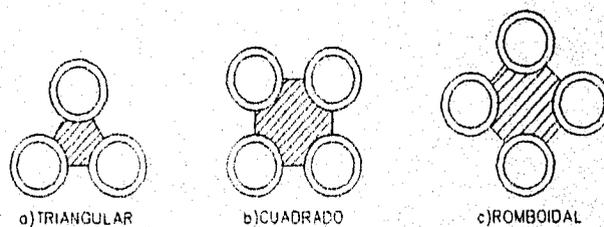


FIG. 3.9 ARREGLO DE LOS TUBOS

3.5 SECUENCIA DE CALCULO TERMICO PARA CAMBIADORES DE CALOR DE FLUJO CRUZADO.

Se empleará el método de cálculo de la HEAT TRANSFER RESEARCH INC. para obtener el dimensionamiento del equipo, el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión tanto del lado tubos como del lado aire. Este método consta de 17 pasos los cuales se exponen a continuación:

1.-Fijar las características de los tubos de acuerdo a los factores expuestos anteriormente, seleccionando diámetro nominal (d_o), longitud (L), arreglo y espesor de pared (BWG).

2.-En base al diámetro nominal del tubo, obtener las características de las aletas, como son: diámetro nominal (D_f), diámetro de raíz (D_r), frecuencia (n_f) y espesor (S_f).

3.-Determinar el espaciado transversal (P_t) y el longitudinal (P_l).

4.-Número total de tubos (N_t).

5.-Geometría del cambiador

En este inciso determinaremos las áreas de flujo, de paso y superficial de los tubos y aletas, mismas que nos ayudarán a determinar la geometría del equipo.

5a. Para tener un área mínima de flujo (S_{min}), debe cumplirse la siguiente condición:

$$\frac{P_t}{D_r} \geq \frac{1}{2} \left(\frac{2P_t}{D_r} + 1 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

P_t	Espaciamiento longitudinal	(pulg.)
D_r	Diámetro de raíz	(pulg.)
P_t	Espaciamiento transversal	(pulg.)

Si esta condición se cumple, calculamos S_{min} .

5b. Area mínima de flujo (S_{min})

$$S_{min} = [P_t - D_r - n_f S_f (D_f - D_r)] L N_r$$

Donde:

n_f	Frecuencia de las aletas	(aletas/pulg.)
S_f	Espesor de la aleta	(pulg.)
D_f	Diámetro exterior de la aleta	(pulg.)
L	Longitud de los tubos	(pulg.)
N_r	Número de renglones	

5c. Area de paso (A_{faco})

$$A_{faco} = L N_r P_t$$

5d. Area total superficial realizada de los tubos aletados (A_{TOT}).

El área superficial realizada por unidad de longitud es

$$A_f = \pi D_r \left\{ 1 + S_f n_f \left(\frac{D_f}{D_r} - 1 \right) + \frac{1}{2} D_r n_f \left[\left(\frac{D_f}{D_r} \right)^2 - 1 \right] \right\}$$

Multiplicando A_f por la longitud del tubo y por el número total de los tubos, tenemos:

$$A_{TOT} = L N_t A_f$$

Donde:

N_t Número total de tubos

5e. Diámetro equivalente (D_h)

$$D_h = \frac{4 L_f S_{min}}{A_{TOT}}$$

Donde:

L_f Longitud del flujo a través del haz de aletas

$$L_f = P_t (N_h - 1) + D_t$$

Donde:

N_h Número de hileras

5f. Área superficial de la aleta (A_{fin})

$$A_{fin} = A_f - \pi D_r (1 - n_f S_f)$$

5g. Relación entre el área total superficial extendida y el área superficial del tubo desnudo.

El área total exterior superficial de un tubo desnudo por unidad de longitud es calculada con la siguiente ecuación:

$$A_o = \pi d_o$$

Donde:

d_o Diámetro exterior del tubo (pulg.)

La relación entre la superficie total exterior y el área superficial exterior del tubo desnudo es:

$$A_R = \frac{A_f}{A_o}$$

6.-Determinar las propiedades físicas de los fluidos con la ayuda de las temperaturas de operación y las tablas del apéndice A.

7.-Calculo del coeficiente de transferencia de calor del aire (α_c)

$$\alpha_c = 0.29F \left(\frac{\dot{m}_a D_r}{n_a} \right)^{0.633} \left(\frac{Cp_a n_a}{\lambda_a} \right)^{0.3333} \left(\frac{A_f}{A_o} \right)^{-0.17} \left(\frac{\lambda_u}{D_r} \right)$$

Donde:

\dot{m}_a Flujo másico nominal por unidad (Lb/hr ft²)
 n_a viscosidad del aire (ctp)
 Cp_a Calor específico del aire (BTU/Lb °F)
 λ_a Conductividad termica del aire BTU/(hr) (ft²) (°F/ft)
 F Factor

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{M}_a}{S_{min}}$$

Donde:

\dot{M}_a Flujo total de aire del enfriador (Lb/hr)

$$\dot{M}_a = W_a \rho_{aire}$$

W_a	Flujo total de aire del enfriador	(ft ³ /min)
ρ_{aire}	Densidad estandar del aire	(Lb/ft ³)

8.-Eficiencia de la aleta (η_f)

La eficiencia de una aleta circular esta dada por siguiente ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tan h(m r \phi)}{m r \phi}$$

Donde:

r	Radio exterior del tubo	(pulg.)
-----	-------------------------	---------

$$m = \left(\frac{2 \alpha_c}{\lambda_f S_f} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

λ_f	Conductividad térmica de la aleta	(BTU/hr ft ² °F)
-------------	-----------------------------------	-----------------------------

La función ϕ esta dada por la siguiente ecuación:

$$\phi = (R-1) (1+0.35 \ln R)$$

Donde:

R	Relación entre el diámetro de la aleta y el diámetro exterior del tubo
-----	--

$$R = \frac{D_f}{d_o}$$

9.-Efectividad de superficie (η_s)

$$\eta_s = 1 - \frac{A_{fin}}{A_f} (1 - \eta_c)$$

10.-Coeficiente de transferencia de calor corregido del lado aire (α_a)

$$\alpha_a = \alpha_c \eta_s$$

11.-Coeficiente de transferencia de calor lado tubos (h_i)

$$h_i = \frac{150}{d_i^{0.2}} \left[1 + \bar{T} (0.011) \right] V^{0.8}$$

Donde:

d_i	Diámetro interior del tubo	(pulg.)
\bar{T}	Temperatura media del fluido lado tubos	(°F.)
V	Velocidad del fluido lado tubos	(ft/seg.)

$$\bar{T} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$V = \frac{G_t}{A}$$

Donde:

ρ_t	Densidad del fluido lado tubos	(Lb/ft ³)
G_t	Masa velocidad del fluido lado tubos	(Lb/hr ft ²)
t_1	Temperatura de entrada del agua	(°F)
t_2	Temperatura de salida del agua	(°F)

$$G_t = \frac{W_t}{a_t}$$

Donde:

W_t	Gasto masa del fluido lado tubos	(Lb/hr)
a_t	Area de flujo total	(ft ²)

$$W_t = \frac{Q_{REQ}}{C_{p_t} (t_2 - t_1)}$$

$$Q_{REQ} = \dot{M}_a C_{p_a} (T_1 - T_2)$$

Donde:

C_{p_t}	Calor específico del fluido lado tubos	(BTU/Lb °F)
C_{p_a}	Calor específico del aire	(BTU/Lb °F)
T_1	Temperatura de entrada del aire	(°F)
T_2	Temperatura de salida del aire	(°F)

$$a_t = \left[\frac{\pi (d_i)^2}{4} \right] \left[\frac{N_t}{\text{No. de pasos}} \right]$$

12.-Coeficiente global de transferencia de calor (U_j)

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{\left(\alpha_a \frac{A_f}{A_o} \right)} + \frac{(D_r - d_o)}{\lambda_f \left(1 + \frac{D_r}{d_o} \right)} + \frac{(d_o - d_i)}{\lambda_w \left(1 + \frac{d_i}{d_o} \right)} + \left(\frac{1}{h_i} + r_i \right) \frac{d_o}{d_i}$$

Donde:

r_i	Factor de incrustación = 0.003	
λ_w	Conductividad térmica del corazón del tubo	(BTU/hr ft °F)

13.-Area de transferencia de calor

$$A = \pi d_o L N_t$$

14.-Calor transferido (Q_{TR})

$$Q_{TR} = A U_j \text{ LMTD}$$

Donde:

LMTD Media Logarítmica de la Diferencia de Temperaturas ($^{\circ}\text{F}$)

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_h - \Delta T_c}{\ln \frac{\Delta T_h}{\Delta T_c}}$$

Donde:

$$\Delta T_h = T_1 - t_2$$

$$\Delta T_c = T_2 - T_1$$

15.-Balance de calor

$$Q_{TR} = Q_{REQ}$$

Donde:

$$Q_{TR} = A U_j \text{ LMTD}$$

$$Q_{REQ} = \dot{M}_a C_{p_{\text{aire}}} (T_1 - T_2)$$

16.-Caída de presión lado aire (ΔP_B)

$$\Delta P_B = \frac{N_r f_a \dot{m}_a^2}{2 \rho_m g_c}$$

Donde:

ρ_m Densidad del aire a temperatura media (Lb/ft^3)

g_c Aceleración de la gravedad (ft/seg^2)

f_a Factor de fricción lado aire

Si $\frac{P_t}{D_h} > 4$, entonces utilizamos la siguiente ecuación:

$$f_a = K_i \left(150 R_{ea}^{-1} + 1.8 R_{ea}^{-0.2} \right) \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{0.35}$$

Donde:

K_i Factor de aleta/geometría. Para este arreglo = 1

R_{ea} Número de Reynolds del fluido lado aire

D_h Diámetro hidráulico (pulg.)

$$R_{ea} = \frac{\dot{m}_a D_h}{\eta_a}$$

17.-Caída de presión lado tubos (ΔP_t)

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} d_i S \phi_t}$$

Donde:

$\phi_t = 1$

$S = 1$

f_t Factor de fricción del fluido lado tubos

3.6 SECUENCIA DE CALCULO MECANICO PARA CAMBIADORES DE CALOR DE FLUJO CRUZADO.

3.6.1 CABEZAL DE RETORNO

Para analizar el cabezal de retorno utilizaremos las ecuaciones correspondientes a la figura 13-2a sketch (1) del ASME (fig. 3.10), donde se muestra un recipiente de sección transversal rectangular en el que los lados opuestos tienen paredes del mismo espesor.

Estas ecuaciones permitirán determinar los esfuerzos a los que se encuentran sujetos las placas que forman el cabezal en función de la presión y del tipo de recipiente.

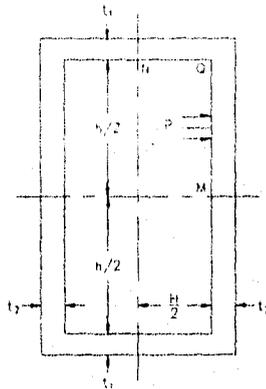


Fig. 3.10 CABEZAL RETORNO

3.6.1.1 ESFUERZO DE MEMBRANA

Placas cortas (tapas superior e inferior)

$$S_{m_s} = \frac{P_d h}{2 t_1} \quad (1)$$

Donde:

t_1	Espesor de las placas cortas (sup. e inf.)	(pulg.)
h	Longitud interior del cabezal	(pulg.)
P_d	Presión de diseño	(Lb/pulg. ²)

$$h = 2 b + DE + (N-1)P_t$$

Donde:

b	Distancia entre los tubos y la placa	(pulg.)
DE	Diámetro exterior de los tubos	(pulg.)
N	Número de hileras	

P_t Espaciamiento longitudinal de los tubos (pulg.)

Placa larga (Espejo)

$$S_{mE} = \frac{P_d H}{2 t_2 E_E} \quad (2)$$

Donde:

H Longitud corta interior del cabezal (pulg.)
 t_2 Espesor de la placa larga (pulg.)
 E_E Eficiencia del espejo (%)

$$E_E = \frac{P_t - DA}{P_t}$$

Donde:

P_t Espaciamiento transversal de los tubos (pulg.)
 DA Diámetro de agujeros en el espejo (pulg.)

3.6.1.2 ESFUERZO FLEXIONANTE

Placas cortas

$$(Sb)_N = \pm \frac{P_d C_1}{12 I_1} \left[-1.5 H^2 + h^2 \frac{(1 + \alpha^2 K)}{1 + K} \right] \quad (3)$$

$$(Sb)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_1}{12 I_1} \left[\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right] \quad (4)$$

Donde:

C_1 Distancia axial entre el punto neutro y (pulg.)
 el extremo del recipiente
 α Constante del recipiente rectangular (pulg.)
 K Parámetro del recipiente (pulg.)

I_1 Momento de inercia para t_1 (pulg.⁴)

$$C_1 = \frac{t_1}{2}$$

$$\alpha = \frac{H}{h}$$

$$K = \frac{I_2}{I_1} \alpha$$

Donde:

I_2 Momento de inercia para t_2 (pulg.⁴)

$$I_1 = \frac{t_1^3}{12}$$

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12}$$

Placa larga

$$(Sb)_M = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2 E_E} \left[-1.5 + \frac{(1 + \alpha^2 K)}{1 + K} \right] \quad (5)$$

$$(Sb)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2} \left[\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right] \quad (6)$$

Donde:

C_2 Distancia axial entre el punto neutro de la placa (pulg.)
y el extremo del recipiente

$$C_2 = \frac{t_2}{2}$$

3.6.1.3 ESFUERZOS TOTALES

Placas cortas

$$(S_T)_N = Ec.(1) + Ec.(3)$$

$$(S_T)_Q = Ec.(1) + Ec.(4)$$

Placas largas

$$(S_T)_M = Ec.(2) + Ec.(5)$$

$$(S_T)_Q = Ec.(2) + Ec.(6)$$

3.6.2 CABEZAL DE ENTRADA

Para analizar el cabezal de entrada utilizaremos las ecuaciones correspondientes a la figura 13-2a sketch (7) del ASME (fig. 3.11), donde se muestra un recipiente de sección transversal rectangular pero teniendo dos lados opuestos con una placa divisora en su longitud media.

Estas ecuaciones permitirán determinar los esfuerzos a los que se encuentran sujetos las placas que forman el cabezal de entrada en función de la presión y del tipo de recipiente.

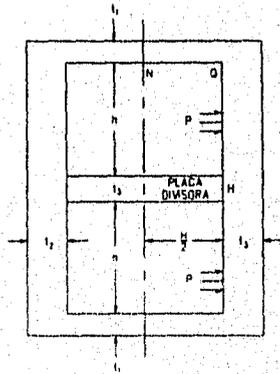


Fig. 3.11 CABEZAL DE ENTRADA

3.6.2.1 ESFUERZO DE MEMBRANA

Placas cortas

$$S_{m_s} = \frac{P_d h}{4 t_1} \left[4 - \frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (7)$$

Placas largas

$$S_{m_E} = \frac{P_d H}{2 t_2 E_E} \quad (8)$$

Placas divisoras

$$S_m = \frac{P_d h}{2 t_3} \left[\frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (9)$$

Donde:

t_3 Espesor de las tapas divisoras (pulg.)

3.6.2.2 ESFUERZO FLEXIONANTE

Placas cortas

$$(S_b)_N = \pm \frac{P_d C_1}{24 I_1} \left[3 H^2 - 2h^2 \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + 2K} \right) \right] \quad (10)$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_1}{12 I_1} \left[\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right] \quad (11)$$

Placas largas

$$(S_b)_M = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2 E_E} \left[\frac{1 + K(3 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (12)$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2} \left[\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right] \quad (13)$$

3.6.2.3 ESFUERZOS TOTALES

Placas cortas

$$(S_T)_N = Ec.(7) + Ec.(10)$$

$$(S_T)_Q = Ec.(7) + Ec.(11)$$

Placas largas

$$(S_T)_M = Ec.(8) + Ec.(12)$$

$$(S_T)_Q = Ec.(8) + Ec.(13)$$

Placa divisora

$$S_T = Ec.(9)$$

3.6.3 TUBOS DE TRANSFERENCIA

El espesor mínimo de los tubos lo calcularemos con la siguiente expresión:

$$t = \frac{P R_o}{S E + 0.4 P}$$

Donde:

P	Presión de diseño	(Lb/pulg ²)
R _o	Radio exterior de los tubos	(pulg.)
S	Esfuerzo máximo permisible	(Lb/pulg ²)
E	Eficiencia de la junta = 1	

3.7 DISEÑO TERMICO

Se empleará un cambiador de calor de flujo cruzado, al cual designaremos como enfriador de aire, con clave CH-502 A/B. Este se encargará de enfriar el flujo de aire que sale del motor síncrono (8000 PCM), utilizando agua como medio de enfriamiento. La temperatura de

entrada del aire al enfriador es de 105 °C. Las características del agua de enfriamiento son las siguientes:

Temperatura de entrada	32.2 °C
Calor específico	4.1869 (Kj/Kg °C)
Viscosidad a una temp. Promedio de 36.5 °C	0.00075 (Kg/m-seg)

Para diseñar el enfriador de aire partiremos de la consideración de que ya se cuenta con un espacio específico para alojar el equipo. Este espacio o área determinada se encuentra entre las bridas de entrada y salida de aire marcadas en el motor sincrónico. Por lo tanto el área de transferencia de calor del enfriador dependerá de este espacio disponible.

De acuerdo a la secuencia de cálculo descrita en el inciso 3.5, realizamos el diseño térmico del equipo:

1.-Seleccionamos tubos de $\frac{3}{4}$ in de diámetro en arreglo triangular, calibre 14 BWG y una longitud (L) de 88 in. El calibre del tubo lo determinaremos de acuerdo al estandar API No. 661 "AIR COOLED HEAT EXCHANGERS FOR GENERAL REFINERY SERVICE", en lo que se refiere a tubos de este diámetro.

2.-Características de las aletas:

De acuerdo a información de fabricante, para tubos de $\frac{3}{4}$ in de diámetro, la tubería con mayor área de transferencia de calor corresponde a un diámetro de aleta (D_f) de 1.687 in, diámetro de raíz (D_r) de 0.83 in, con una frecuencia (n_f) de 11 aletas/in y un espesor de aleta (S_f) de 0.015 in.

3.-De acuerdo al diámetro de la aleta, calculamos el espaciamiento transversal (P_t) y el longitudinal (P_l).

$$P_t = D_f + 1/8 \text{ in}$$

$$P_t = 1.687 \text{ in} + 1/8 \text{ in} = 1.812 \cong 1.85 \text{ in}$$

El espaciamiento longitudinal (P_t) se calcula en base al P_t y el tipo de arreglo.

$P_t = 1.85 \text{ in}$ y tenemos arreglo triangular

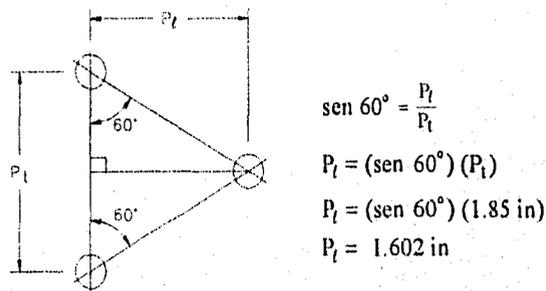


FIG. 3.12 CALCULO DEL ESPACIAMIENTO LONGITUDINAL (P)

4.-Número total de tubos (N_t).

Debido al problema de espacio mencionado anteriormente, el volumen disponible para el haz de tubos es el mostrado en la fig. 3.12

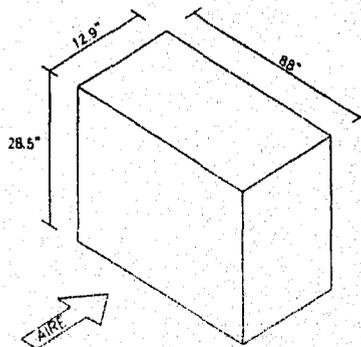


FIG. 3.13 VOLUMEN DISPONIBLE PARA EL HAZ DE TUBOS DEL ENFRIADOR DE AIRE

Considerando un diámetro de tubería aletada (D_f) de 1.687 in, un espaciamento transversal (P_t) de 1.85 in, un espaciamento longitudinal (P_l) de 1.602 in y un arreglo triangular de los tubos (fig. 3.13), podemos determinar el No. de tubos del enfriador.

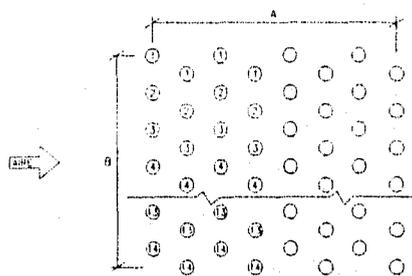


FIG. 3.14 ARREGLO DE LOS TUBOS DEL ENFRIADOR

Calculo del No. de hileras (N_h)

$$A = (N_h - 1) P_t + D_f$$

Donde:

N_h = No. de hileras

P_t = 1.602 in

D_f = 1.687 in

A = 12.9 in (De acuerdo a la fig. 3.12)

De esta ecuación despejamos N_h

$$N_h = \left(\frac{A - D_f}{P_t} \right) + 1, \text{ sustituimos valores}$$

$$N_h = \left(\frac{12.9 \text{ in} - 1.687 \text{ in}}{1.602 \text{ in}} \right) + 1 = 7.999 \cong 8$$

Calculo del No. renglones (N_r)

$$B = (N_r - 0.5) P_t + D_f$$

Donde:

N_r = Número de renglones

De esta ecuación despejamos N_r

$$N_r = \left(\frac{B - D_f}{P_t} \right) + 0.5, \text{ sustituimos valores}$$

$$N_r = \left(\frac{28.5 \text{ in} - 1.687 \text{ in}}{1.85 \text{ in}} \right) + 0.5 = 14.99$$

Considerando dos pasos por el lado tubos, se requiere un número par de tubos por renglón con el fin de tener el mismo número de tubos por paso, por lo tanto $N_r = 14$.

Teniendo ya el No. de hileras y renglones, el número total de tubos (N_t) es el siguiente:

$$N_t = N_h \times N_r$$

$$N_t = 8 \times 14$$

$$N_t = 112 \text{ Tubos}$$

5.-Geometría del enfriador

5a. Para tener un área mínima de flujo (S_{mia}), debe cumplirse la siguiente condición:

$$\frac{P_t}{D_r} \geq \frac{1}{2} \left(\frac{2P_t}{D_r} + 1 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$$D_r = 0.83 \text{ in}$$

$$\frac{1.602 \text{ in}}{0.83 \text{ in}} \geq \frac{1}{2} \left[\frac{2 (1.85 \text{ in})}{0.83 \text{ in}} + 1 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$1.93 \geq 1.168$$

Como esta condición si se cumple, calculamos el área mínima de flujo con la siguiente ecuación.

5b. Area mínima de flujo (S_{min})

$$S_{min} = [P_t - D_r - n_f S_f (D_f - D_r)] L N_r$$

Donde:

$$n_f = 11 \text{ aletas/in}$$

$$S_f = 0.015 \text{ in}$$

$$L = 88 \text{ in}$$

$$S_{min} = [1.85 \text{ in} - 0.83 \text{ in} - (11 \text{ aletas/in})(0.015 \text{ in})(1.687 \text{ in} - 0.83 \text{ in})] (88 \text{ in})(14)$$

$$S_{min} = 1082.4 \text{ in}^2$$

5c. Area de paso (A_{face})

$$A_{face} = L N_r P_t$$

$$A_{face} = (88 \text{ in})(14)(1.85 \text{ in})$$

$$A_{face} = 2279.2 \text{ in}^2$$

5d. Area total superficial realizada de los tubos aletados (A_{TOT})

$$A_f = \pi D_r \left\{ 1 + S_f n_f \left(\frac{D_f}{D_r} - 1 \right) + \frac{1}{2} D_r n_f \left[\left(\frac{D_f}{D_r} \right)^2 - 1 \right] \right\}$$

$$A_f = \pi (0.83 \text{ in}) \left\{ 1 + (0.015 \text{ in})(11 \text{ ale/in}) \left(\frac{1.687 \text{ in}}{0.83 \text{ in}} - 1 \right) + \frac{1}{2} (0.83 \text{ in})(11 \text{ in}) \left[\left(\frac{1.687 \text{ in}}{0.83 \text{ in}} \right)^2 - 1 \right] \right\}$$

$$A_f = 40.32 \text{ in}^2/\text{in}$$

$$A_{TOT} = L N_i A_f$$

$$A_{TOT} = (88 \text{ in})(112)(40.32 \text{ in}^2/\text{in})$$

$$A_{TOT} = 397,394 \text{ in}^2 = 2759.68 \text{ ft}^2$$

5e. Diámetro equivalente (D_h)

$$D_h = \frac{4 L_f S_{min}}{A_{TOT}}$$

Donde:

$$L_f = P_i (N_h - 1) + D_f$$

$$L_f = 1.602 \text{ in} (8 - 1) + 1.687 \text{ in}$$

$$L_f = 12.9 \text{ in}$$

$$D_h = \frac{4 (12.9 \text{ in})(1082.4 \text{ in}^2)}{397,394 \text{ in}^2}$$

$$D_h = 0.14 \text{ in}$$

5f. Area superficial de la aleta (A_{fin})

$$A_{fin} = A_f - \pi D_f (1 - n_f S_f)$$

$$A_{fin} = (40.32 \text{ in}^2/\text{in}) - \pi (0.83 \text{ in}) [1 - (11 \text{ alet}/\text{in})(0.015 \text{ in})]$$

$$A_{fin} = 38.14 \text{ in}^2$$

5g. Relación entre el área total superficial extendida y el área superficial del tubo desnudo (A_R).

$$A_o = \pi d_o$$

Donde:

$$d_o = 0.75 \text{ in}$$

$$A_o = \pi (0.75 \text{ in})$$

$$A_o = 2.356 \text{ in}^2/\text{in}$$

$$A_R = \frac{A_f}{A_o}$$

$$A_R = \frac{40.32 \text{ in}^3/\text{in}}{2.356 \text{ in}^2/\text{in}}$$

$$A_R = 17.11$$

6. - Propiedades físicas de los fluidos

a) Lado aire

Propiedad	a 105 °C	a 45 °C	a temp. media	
ρ [Lb/ft ³]	0.0583	0.0692	0.0634	Tabla 3.1 del Apéndice A
μ [ctp] = n_a	0.0210	0.0185	0.0200	Tabla 3.2 del Apéndice A
K [BTU/hr ft ² (°F/ft)]= λ_a	0.0185	0.0159	0.0172	Tabla 3.3 del Apéndice A
C_p [BTU/Lb °F] = C_{p_a}	0.2400	0.2400	0.2400	Tabla 3.4 del Apéndice A

La densidad del aire a condiciones estandar (P=14.7 PSI y T=70 °F) es igual a 0.075 [Lb/ft³], tabla 3.1 del apéndice A.

b) Lado tubos

$$\rho = \rho_{\text{agua}} = 62.43 \text{ [Lb/ft}^3\text{]}, \text{ tabla 3.5 del apéndice A.}$$

$$C_{p_t} = C_{p_{\text{agua}}} = 1.0 \text{ [BTU/Lb °F]}, \text{ tabla 3.6 del apéndice A.}$$

$$\mu_t = 0.83 \text{ [ctp]}, \text{ tabla 3.7 del apéndice A.}$$

7. -Calculo del coeficiente de transferencia de calor del aire (α_c)

$$\alpha_c = 0.29F \left(\frac{\dot{m}_a D_r}{n_a} \right)^{0.633} \left(\frac{C_{p_a} n_a}{\lambda_a} \right)^{0.3333} \left(\frac{A_f}{A_o} \right)^{-0.17} \left(\frac{\lambda_a}{D_r} \right)$$

Donde:

$$n_a = 0.020 \text{ [ctp]}$$

$$C_{p_a} = 0.24 \text{ [BTU/Lb } ^\circ\text{F]}$$

$$\lambda_a = 0.01722 \text{ [BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft]}$$

$$F = 1.0$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{M}_a}{S_{\min}}$$

Donde:

$$\dot{M}_a = W_a \rho_{\text{aire}}$$

$$W_a = 8000 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\dot{M}_a = (8000 \text{ ft}^3/\text{min})(0.075 \text{ Lb/ft}^3)(60 \text{ min/1 hr})$$

$$\dot{M}_a = 36\,000 \text{ (Lb/hr)}$$

$$\dot{m}_a = \frac{(36000 \text{ Lb/hr}) 144}{1082.4 \text{ in}^2}$$

$$\dot{m}_a = 4789.35 \text{ (Lb/hr ft}^2\text{)}$$

Sustituimos valores:

$$\alpha = 0.29F \left(\frac{(4789.3 \text{ Lb/hr ft}^2)(83 \text{ in/12})}{(0.02 \text{ ctp}) 2.42} \right)^{0.633} \left(\frac{(0.24 \text{ BTU/Lb } ^\circ\text{F})(0.02 \text{ ctp} \times 2.42)}{0.017 \text{ BTU/hr ft } ^\circ\text{F}} \right)^{0.3333} \left(\frac{40.32 \text{ in}^2/\text{in}}{2.356 \text{ in}^2/\text{in}} \right)^{-0.17} \left(\frac{0.01722}{83 \text{ in/12}} \right)$$

$$\alpha = 10.463 \text{ (BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}$$

8.-Eficiencia de la aleta (η_f)

La eficiencia de una aleta circular esta dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tan h (m r \phi)}{m r \phi}$$

Donde:

$$r = 0.75 \text{ in}/2 = 0.375$$

$$m = \left(\frac{2 \alpha_c}{\lambda_f S_f} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$$\lambda_f = 115 \text{ (BTU/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F)}$$

$$m = \left(\frac{(2)(10.436 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})}{(115 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F})(0.015 \text{ in}/12)} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$m = 12.065$$

$$\phi = (R-1) (1+0.35 \ln R)$$

Donde:

$$R = \frac{D_f}{d_o}$$

$$R = \frac{1.687 \text{ in}}{0.75 \text{ in}}$$

$$R = 2.2493$$

$$\phi = (2.2493-1) (1+0.35 \ln 2.2493)$$

$$\phi = 1.6037$$

$$m r \phi = (12.065)(0.375 \text{ in}/12)(1.6037)$$

$$m r \phi = 0.6046, \text{ sustituimos valores en la ec. } \eta_f = \frac{\tan h (m r \phi)}{m r \phi}$$

$$\eta_i = \frac{\tanh(0.6046) \text{ ft}}{0.6046 \text{ ft}}$$

$$\eta_i = 0.8936$$

9.-Efectividad de superficie (η_s)

$$\eta_s = 1 - \frac{A_{fin}}{A_f} (1 - \eta_i)$$

$$\eta_s = 1 - \frac{38.14 \text{ in}^2 / \text{in}}{40.32 \text{ in}^2 / \text{in}} (1 - 0.8936)$$

$$\eta_s = 0.8993$$

10.-Coeficiente de transferencia de calor corregido del lado aire (α_s)

$$\alpha_s = \alpha_c \eta_s$$

$$\alpha_s = (10.463 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) (0.8993)$$

$$\alpha_s = 9.41 \text{ (BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}$$

11.-Coeficiente de transferencia de calor lado tubos (h_i)

$$h_i = \frac{150}{d_i^{0.2}} \left[1 + \bar{T} (0.011) \right] V^{0.8}$$

como BWG=14, y DE=3/4 in ver tabla 3.8 del apéndice A, para determinar el diámetro interior del tubo ($d_i=DI$).

$$d_i = 0.584 \text{ in}$$

Suponer $t_2 = 95.4 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$\bar{T} = \frac{90 + 95.4}{2}$$

$$V = \frac{G_t}{\rho_t}$$

$$\rho_t = \rho_{\text{agua}} = 62.43 \text{ (Lb/ft}^3\text{)}$$

$$G_t = \frac{W_t}{a_t}$$

para encontrar W_t , suponer $T_2 = 119.5$ °F

$$Q_{REQ} = M \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)$$

$$Q_{REQ} = (36000 \text{ Lb/hr})(0.24 \text{ BTU/Lb } ^\circ\text{F})(221 - 119.5)^\circ\text{F}$$

$$Q_{REQ} = 876,960 \text{ (BTU/ hr)}$$

$$Q_{REQ} = W_t C_{p_t} (t_2 - t_1), \text{ despejamos } W_t$$

$$W_t = \frac{Q_{REQ}}{C_{p_t} (t_2 - t_1)}$$

$$W_t = \frac{876,960 \text{ BTU/hr}}{(1 \text{ BTU/Lb } ^\circ\text{F})(95.4 - 90)^\circ\text{F}}$$

$$W_t = 162,400 \text{ (Lb/hr)}$$

$$a_t = \left[\frac{\pi (d_i)^2}{4} \right] \left[\frac{N_t}{\text{No. de pasos}} \right]$$

$$a_t = \left[\frac{\pi (0.584 \text{ in} / 12)^2}{4} \right] \left[\frac{112}{2} \right]$$

$$a_t = 0.1041 \text{ (ft}^2\text{)}$$

$$G_t = \frac{162,400 \text{ Lb/hr}}{0.1041 \text{ ft}^2}$$

$$G_t = 1'560,038.42 \text{ (Lb/hr ft}^2\text{)}$$

$$V = \frac{1'560,038.42 \text{ Lb/hr ft}^2}{62.43 \text{ Lb/ft}^3}$$

$V = 6.941$ (ft/seg.), sustituimos valores en la ecuación de h_i

$$h_i = \frac{150}{(0.584)^{0.2}} [1 + (92.7)(0.011)] (6.94)^{0.8}$$

$$h_i = 1589.45 \text{ (BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}$$

12.-Coeficiente global de transferencia de calor (U_j)

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{\left(\alpha_i \frac{A_f}{A_o}\right)} + \frac{(D_r - d_o)}{\lambda_l \left(1 + \frac{D_r}{d_o}\right)} + \frac{(d_o - d_i)}{\lambda_w \left(1 + \frac{d_i}{d_o}\right)} + \left(\frac{1}{h_i} + r_i\right) \frac{d_o}{d_i}$$

Donde:

$$r_i = 0.003 \text{ (ft}^2 \text{ °F/BTU)}$$

$$\lambda_w = 29 \text{ (BTU/hr ft °F)}$$

$$\lambda_l = 115 \text{ (BTU/hr ft °F)}$$

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{\left(8.239 \left(\frac{40.32}{2.356}\right)\right)} + \frac{(0.83 - 0.75) / 12}{115 \left(1 + \frac{0.83}{0.75}\right)} + \frac{(0.75 - 0.584) / 12}{29 \left(1 + \frac{0.584}{0.75}\right)} + \left(\frac{1}{1589.45} + 0.003\right) \frac{0.75}{0.584}$$

$$\frac{1}{U_j} = 0.012191 \text{ (hr ft}^2 \text{ °F/BTU)}$$

$$U_j = 82.02 \text{ (BTU/ hr ft}^2 \text{ °F)}$$

13.-Area de transferencia de calor

$$A = \pi d_o L N_t$$

$$A = \pi (0.75 \text{ in}/12)(88 \text{ in}/12)(112)$$

$$A = 161.2684 \text{ (ft}^2\text{)}$$

14.-Calor transferido (Q_{TR})

$$Q_{TR} = A U_j \text{ LMTD}$$

Donde:

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_h - \Delta T_c}{\text{Ln} \frac{\Delta T_h}{\Delta T_c}}$$

Donde:

$$\Delta T_h = T_1 - t_2 \quad \text{y} \quad \Delta T_c = T_2 - t_1$$

$$T_1 = 221 \text{ } ^\circ\text{F} \quad t_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 119.5 \text{ } ^\circ\text{F} \quad t_2 = 95.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_h = (221 - 95.4) \text{ } ^\circ\text{F} = 125.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_c = (119.5 - 90) \text{ } ^\circ\text{F} = 29.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{LMTD} = \frac{(125.6 - 29.5) \text{ } ^\circ\text{F}}{\ln \left(\frac{125.6 \text{ } ^\circ\text{F}}{29.5 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)}$$

$$\text{LMTD} = 66.33 \text{ } (^\circ\text{F})$$

$$Q_{\text{TR}} = (161.26 \text{ ft}^2)(82.02 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})(66.33 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\text{TR}} = 877,316.74 \text{ (BTU/hr)}$$

15.-Balance de calor

$$Q_{\text{TR}} = Q_{\text{REQ}}$$

$$A U_1 \text{ LMTD} = \dot{M} \cdot C_{p_1} (T_1 - T_2)$$

$$877,316.74 \text{ (BTU/hr)} = 876,960 \text{ (BTU/hr)}$$

como no hay una diferencia considerable entre estos dos valores (máximo 5%), asumimos que las temperaturas de salida de ambos fluidos, son las correctas.

16.-Caída de presión lado aire (ΔP_B)

$$\Delta P_B = \frac{N_r f_a \dot{m}_a^2}{2 \rho_m g_c}$$

Donde:

$$\rho_m = 0.0634 \text{ (lb/ft}^3\text{)}$$

$$g_c = 32.2 \text{ (ft/seg}^2\text{)}$$

Si $\frac{P_1}{D_h} > 4$, entonces utilizamos la siguiente ecuación:

$$f_a = K_i \left(150 R_{ca}^{-1} + 1.8 R_{ca}^{-0.2} \right) \left(\frac{P_1}{D_h} \right)^{0.35}$$

Donde:

$$K_i = 1$$

$$D_h = 0.14 \text{ in}$$

$$\frac{1.602 \text{ in}}{0.14 \text{ in}} > 4$$

$$11.4 > 4$$

$$R_{ca} = \frac{m_a D_h}{n_a}$$

$$R_{ca} = \frac{(4789.35 \text{ Lb/hr ft}^2)(0.14 \text{ in/12})}{(0.02 \text{ ctp})(2.42)}$$

$R_{ca} = 1154.45$, sustituimos valores en la ecuación de f_a .

$$f_a = (1) \left[(150)(1154.45^{-1}) + (1.8)(1154.45^{-0.2}) \right] \left(\frac{1.602 \text{ in}}{0.14 \text{ in}} \right)^{0.35}$$

$f_a = 1.3359$, por lo tanto la caída de presión final es:

$$\Delta P_B = \frac{(8)(1.3359)(4789.35 \text{ Lb/hr ft}^2)^2}{2 (0.0634 \text{ Lb/ft}^3)(32.2 \text{ ft/seg}^2)(3600)^2(144)}$$

$$\Delta P_B = 0.03217 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$\Delta P_B = 0.8503 \text{ (in H}_2\text{O)}$$

17.-Caida de presión lado tubos (ΔP_t)

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} d_i S \phi_t}$$

Donde:

$$\phi_t = 1$$

$$S = 1$$

para saber cuanto vale f_t , necesitamos conocer el valor del número de Reynolds lado tubos ($R_{e,t}$)

$$R_{e,t} = \frac{d_i G_t}{\mu_t}$$

Donde:

$$\mu_t = 0.83 \text{ (ctp)}$$

$$R_{e,t} = \frac{(0.584 \text{ in}/12)(1'560,038.42 \text{ Lb/hr ft}^2)}{(0.83 \text{ ctp})(2.42)}$$

$$R_{e,t} = 37,798.4$$

Con el valor de $R_{e,t}$ y tubos de intercambiadores entramos a la gráfica 3.1 del apéndice A para encontrar el valor de f_t .

$f_t = 0.00023 \text{ (ft}^2/\text{in}^2)$, sustituimos valores:

$$\Delta P_t = \frac{(0.00023 \text{ ft}^2/\text{in}^2) (1'560,038.42 \text{ Lb/hr ft}^2)^2 (88 \text{ in}/12)(2)}{5.22 \times 10^{10} (0.584 \text{ in}/12)(1)(1)}$$

$$\Delta P_t = 3.23 \text{ (Lb/in}^2)$$

3.8 DISEÑO MECANICO

3.8.1 CABEZAL DE RETORNO

3.8.1.1 ESFUERZO DE MEMBRANA

Placas cortas (tapas superior e inferior)

$$Sm_s = \frac{P_d h}{2 t_1} \quad (1)$$

Donde:

$$t_1 = 0.512 \text{ in}$$

$$P_d = 85.32 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$h = 2b + DE + (N-1)P_t$$

Donde:

$$b = 0.437 \text{ in}$$

$$DE = \frac{3}{4} \text{ in}$$

$$N = 8$$

$$P_t = 1.602 \text{ in}$$

$$h = 2(0.437 \text{ in}) + 0.75 \text{ in} + (8-1)1.602 \text{ in}$$

$$h = 12.838 \text{ in}$$

$$Sm_s = \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})}{2 (0.512 \text{ in})}$$

$$Sm_s = 1069.66 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placa larga (Espejo)

$$Sm_E = \frac{P_d H}{2 t_2 E_E} \quad (2)$$

Donde:

$$H = 0.472 \text{ in}$$

$$t_2 = 1 \text{ in}$$

$$E_E = \frac{P_1 \cdot DA}{P_1}$$

Donde:

$$P_1 = 1.85 \text{ in}$$

$$DA = 0.7588 \text{ in}$$

$$E_E = \frac{(1.85 \text{ in} - 0.7588 \text{ in})}{1.85 \text{ in}}$$

$$E_E = 0.5898$$

$$Sm_E = \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(4.724 \text{ in})}{2 (1 \text{ in})(0.5898)}$$

$$Sm_E = 341.714 \text{ (Lb/in}^2)$$

3.8.1.2 ESFUERZO FLEXIONANTE

Placas cortas

$$(Sb)_N = \pm \frac{P_d C_1}{12 I_1} \left[-1.5 H^2 + h^2 \frac{(1 + \alpha^2 K)}{1 + K} \right] \quad (3)$$

Donde:

$$C_1 = \frac{t_1}{2} = \frac{0.512 \text{ in}}{2}$$

$$C_1 = 0.256 \text{ in}$$

$$\alpha = \frac{H}{h} = \frac{4.724 \text{ in}}{12.838 \text{ in}}$$

$$\alpha = 0.368$$

$$I_1 = \frac{t_1^3}{12} = \frac{0.513^3 \text{ in}}{12}$$

$$I_1 = 0.0111 \text{ in}^3$$

$$K = \frac{I_2}{I_1} \alpha$$

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} = \frac{1^3}{12}$$

$$I_2 = 0.0833 \text{ in}^3$$

$$K = \left(\frac{0.0833 \text{ in}^3}{0.0111 \text{ in}^3} \right) (0.368)$$

$$K = 2.761$$

$$(Sb)_N = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(0.256 \text{ in})}{12(0.0111 \text{ in}^3)} \left[-1.5(4.724 \text{ in})^2 + (12.838 \text{ in})^2 \frac{1+(0.368)^2(2.761)}{1+2.761} \right]$$

$$(Sb)_N = \pm 4383.62 \text{ (Lb/in}^2)$$

$$(Sb)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_1}{12 I_1} \left[\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right] \quad (4)$$

$$(Sb)_Q = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})^2(0.256 \text{ in})}{12(0.0111 \text{ in}^3)} \left[\frac{1+(0.368)^2(2.761)}{1+2.761} \right]$$

$$(Sb)_Q = \pm 9872.67 \text{ (Lb/in}^2)$$

Placa larga

$$(Sb)_M = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2 E_E} \left[-1.5 + \frac{(1 + \alpha^2 K)}{1 + K} \right] \quad (5)$$

Donde:

$$C_2 = \frac{t_2}{2} = \frac{1 \text{ in}}{2}$$

$$C_2 = 0.5 \text{ in}$$

$$(Sb)_M = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})^2(0.5 \text{ in})}{12(0.08333 \text{ in}^3)(0.5898)} \left[-1.5 + \frac{1+(0.368)^2(2.761)}{1+2.761} \right]$$

$$(S_b)_M = -1054.06 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2} \left[\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right] \quad (6)$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})^2(0.5 \text{ in})}{12 (0.08333 \text{ in}^3)} \left[\frac{1 + (0.368)^2(2.761)}{1 + 2.761} \right]$$

$$(S_b)_Q = 2569.46 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

3.8.1.3 ESFUERZOS TOTALES

Placas cortas

$$(S_T)_N = Ec.(1) + Ec.(3)$$

$$(S_T)_N = (1069.66 + 4383.62) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_N = 5453.28 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_T)_Q = Ec.(1) + Ec.(4)$$

$$(S_T)_Q = (1069.66 + 9872.67) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_Q = 10,942.33 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placas largas

$$(S_T)_M = Ec.(2) + Ec.(5)$$

$$(S_T)_M = (341.714 + 1057.06) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_M = 1395.77 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_T)_Q = Ec.(2) + Ec.(6)$$

$$(S_T)_Q = (341.714 + 2569.46) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_Q = 2891.174 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

3.8.2 CABEZAL DE ENTRADA

Se considerarán las mismas variables que en el cabezal de retorno, sólo cambia el ancho transversal (H).

3.8.2.1 ESFUERZO DE MEMBRANA

Placas cortas

$$S_{mS} = \frac{P_d h}{4 t_1} \left[4 - \frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (7)$$

Donde:

$$K = \frac{I_2}{I_1} \alpha$$

$$\alpha = \frac{H}{h} = \frac{9.448 \text{ in}}{12.838 \text{ in}}$$

$$\alpha = 0.736$$

$$K = \left(\frac{0.0833 \text{ in}^3}{0.0111 \text{ in}^3} \right) (0.736)$$

$$K = 5.523$$

$$S_{mS} = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})}{4 (0.512 \text{ in})} \left[4 - \frac{2 + (5.523)(5 - 0.736^2)}{1 + 2(5.523)} \right]$$

$$S_{mS} = 1182.05 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placas largas

$$S_{mE} = \frac{P_d H}{2 t_2 E_E} \quad (8)$$

$$S_{mE} = \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(9.448 \text{ in})}{2(1 \text{ in})(0.5898)}$$

$$S_{mE} = 683.37 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placas divisoras

$$S_m = \frac{P_d h}{2 t_3} \left[\frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (9)$$

Donde:

$$t_3 = 0.393 \text{ in}$$

$$S_m = \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})}{2 (0.393)} \left[\frac{2 + 5.523(5 - 0.736^2)}{1 + 2(5.523)} \right]$$

$$S_m = 3079.81 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

3.8.2.2 ESFUERZO FLEXIONANTE

Placas cortas

$$(S_b)_N = \pm \frac{P_d C_1}{24 I_1} \left[3 H^2 - 2h^2 \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + 2K} \right) \right] \quad (10)$$

$$(S_b)_N = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(0.256 \text{ in})}{24 (0.0111 \text{ in}^3)} \left[3 (9.448 \text{ in})^2 - 2(12.838 \text{ in})^2 \left(\frac{1 + (0.736)^2 (5.523)}{1 + 2(5.523)} \right) \right]$$

$$(S_b)_N = 13000.7 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_1}{12 I_1} \left[\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right] \quad (11)$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})^2 (0.256 \text{ in})}{12 (0.0111 \text{ in}^3)} \left[\frac{1 + 2(0.736)^2 (5.523)}{1 + 2(5.523)} \right]$$

$$(S_b)_Q = 15,668.0 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placas largas

$$(S_b)_M = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2 E_E} \left[\frac{1 + K(3 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (12)$$

$$(S_b)_M = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})^2 (0.5 \text{ in})}{12 (0.08333 \text{ in}^3)(0.5898)} \left[\frac{1 + 5.523(3 - 0.736^2)}{1 + 2(5.523)} \right]$$

$$(S_b)_M = 14431.6 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{P_d h^2 C_2}{12 I_2} \left[\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right] \quad (13)$$

$$(S_b)_Q = \pm \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(12.838 \text{ in})^2(0.5 \text{ in})}{12 (0.0833 \text{ in}^3)} \left[\frac{1 + 2(0.736)^2 (5.523)}{1 + 2(5.523)} \right]$$

$$(S_b)_Q = 4077.78 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

3.8.2.3 ESFUERZOS TOTALES

Placas cortas

$$(S_T)_N = Ec.(7) + Ec.(10)$$

$$(S_T)_N = (1182.05 + 13000.7) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_N = 14182.75 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_T)_Q = Ec.(7) + Ec.(11)$$

$$(S_T)_Q = (1182.05 + 15668.0) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_Q = 16850.05 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placas largas

$$(S_T)_M = Ec.(8) + Ec.(12)$$

$$(S_T)_M = (683.37 + 14431.6) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_M = 15114.97 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$(S_T)_Q = Ec.(8) + Ec.(13)$$

$$(S_T)_Q = (683.37 + 4077.78) \text{ Lb/in}^2$$

$$(S_T)_Q = 4761.15 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

Placa divisora

$$S_T = Ec.(9)$$

$$S_T = 3079.81 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

3.8.3 TUBOS DE TRANSFERENCIA

Espesor mínimo de los tubos (t)

$$t = \frac{P R_o}{S E + 0.4 P}$$

Donde:

$$P = 85.32 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$R_o = \frac{3}{4} \text{ in}$$

$$S = 12,000 \text{ (Lb/in}^2\text{)}$$

$$E = 1$$

$$t = \frac{(85.32 \text{ Lb/in}^2)(\frac{3}{4} \text{ in})}{(12000 \text{ Lb/in}^2)(1) + 0.4 (85.32 \text{ Lb/in}^2)}$$

$$t = 0.005317 \text{ in}$$

Los cálculos térmicos y mecánicos que se hicieron para este equipo, dan como resultado los planos No. 02 y 03 mostrados en el apéndice B. En el primero se muestra un arreglo general del enfriador, donde podemos observar las principales dimensiones de éste así como la entrada y salida del aire. En el segundo se muestra un despiece del equipo para conocer sus partes principales.

CAPITULO IV

ESPECIFICACION Y SELECCION DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores tienen una amplia gama de aplicaciones en los procesos industriales. Se consideran equipos básicos gracias a sus usos tan variados como son:

1. Extraer o introducir aire u otros gases en reactores de proceso, secadores, torres de enfriamiento y hornos rotatorios.
2. Ayudar a la combustión en los hornos.
3. Transportación neumática.
4. Enfriamiento de motores.
5. Ventilación para seguridad y comodidad.
6. Secado en procesos.

4.1 CLASIFICACION DE VENTILADORES

Los ventiladores pueden dividirse en dos grandes grupos: axiales y centrífugos.

En los ventiladores axiales el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación y en los centrífugos el aire o gas se mueve perpendicular al eje.

Los ventiladores de flujo axial se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

Los ventiladores centrifugos son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción.

4.1.1 VENTILADORES AXIALES

Se dividen en tipos tuboaxiales y vaneaxiales, y sus características son las siguientes:

Ventiladores tuboaxiales.- Estan diseñados para una amplia gama (rango) de volúmenes a presiones medias; constan principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire a la descarga es en espiral o helicoidal (fig. 4.1).

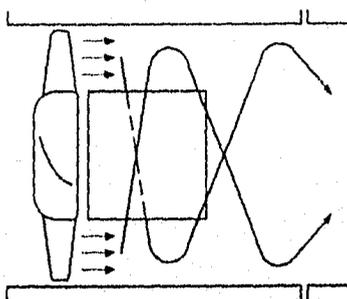


FIG. 4.1 LA DESCARGA DEL VENTILADOR TUBOAXIAL ES EN ESPIRAL

Ventiladores vaneaxiales.- Tienen aletas de guía del aire en el lado de la descarga que los diferencia de los tuboaxiales. Al combinar la rueda del ventilador tuboaxial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo (fig. 4.2). Con ello se mejora la eficiencia y las características de presión.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

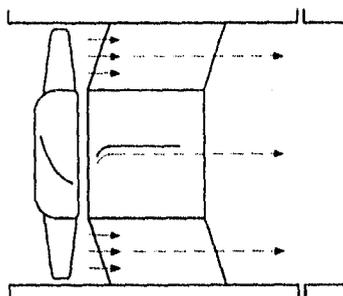


FIG. 4.2 LA DESCARGA DEL VENTILADOR VANEAXIAL ES RECTILINEA

4.1.2 VENTILADORES CENTRIFUGOS

Se clasifican como radiales, de curvatura al frente, de inclinación hacia atrás y aerodinámicos.

Ventilador radial. - Su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una velocidad más o menos baja. Las aspas planas resisten la abrasión más tiempo que otras y tienden a ser de autolimpieza (fig. 4.3).

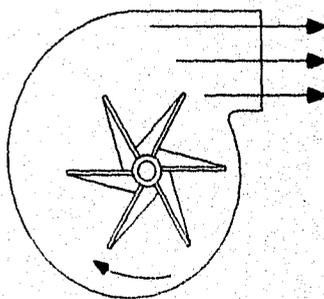


FIG. 4.3 VENTILADOR CENTRIFUGO RADIAL

Ventilador centrifugo con curvatura al frente.- Este imprime al aire que sale de las aspas una velocidad mayor que el de aspas con inclinación hacia atrás. No se utiliza mucho en aplicaciones industriales pues es muy sensible a la acumulación de partículas (fig. 4.4).

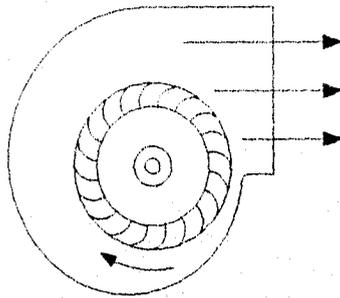


FIG. 4.4 VENTILADOR CENTRIFUGO CON CURVATURA AL FRENTE

Ventilador centrifugo con inclinación hacia atrás.- Este tiene aspas inclinadas o con curvatura hacia atrás al ángulo óptimo para convertir gran parte de la energía directamente a presión (fig. 4.5). Por ello es el centrífugo que más se usa.

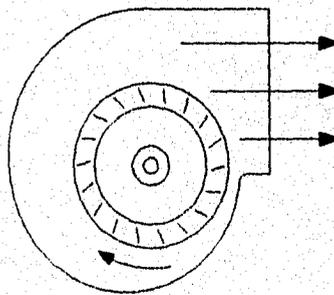


FIG. 4.5 VENTILADOR CENTRIFUGO CON INCLINACION HACIA ATRAS

Ventilador con aspas aerodinámicas. - Tienen aspas de curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Suelen ser más silenciosos y no tienen pulsaciones dentro de sus límites de operación (fig. 4.6)

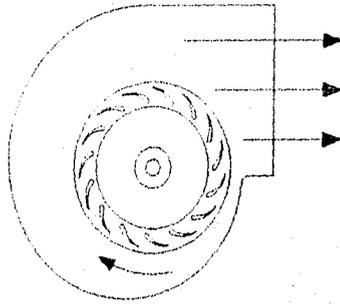


FIG. 4.6 VENTILADOR CENTRIFUGO CON ASPAS AERODINAMICAS

4.2 COMPARACION ENTRE CENTRIFUGOS Y AXIALES

- a) Los centrífugos son más fáciles de controlar más fuertes y menos ruidosos que los de flujo axial.
- b) Los codos en ángulo a la entrada afectan menos a los ventiladores centrífugos que a los axiales.
- c) Si es posible, los de flujo axial deben tener alrededor de dos diámetros de distancia axial, corriente arriba y corriente abajo, sin obstrucciones ni cambios de dirección.
- d) Las aletas de guía a la entrada suelen producir un control suave, pero se han tenido problemas de vibración en ventiladores grandes cuando esas aletas no se han graduado correctamente.

- e) Los ventiladores axiales pueden manejar menos presión estática que los centrífugos.

4.3 PARAMETROS DE SELECCION

La selección depende primero, del rendimiento del flujo y presión requeridos para la aplicación. Otros factores que pueden eliminar ciertos tipos de ventiladores, son las partículas y productos químicos en la corriente de aire, restricciones en el tamaño y en el espacio, temperatura de la corriente de aire, el ruido, mantenimiento, sobrecarga, necesidades de potencia, caída de presión y vibración. Por último, la evaluación de los costos de capital y de operación definirá cual es el ventilador más económico.

4.3.1 RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE LOS VENTILADORES

Rendimiento es el volumen del flujo de aire y la presión estática, requeridos para vencer la resistencia al flujo. Estos requisitos parecen fáciles de cubrir, pero hay que tener en cuenta ciertos obstáculos; por ejemplo: Qué tan confiable y exacto es el cálculo de la resistencia del sistema?. Un ventilador con curva de presión estática con mucha pendiente, entregaría el volumen de aire especificado, a pesar de cambios o errores pequeños, mientras que en uno con curva plana habría un cambio grande en el flujo de aire.

Otro factor es que las capacidades nominales de los ventiladores no corresponden todas a las mismas condiciones. Lo normal es que los ventiladores de hélice y para techo funcionen a su capacidad nominal sin necesidad de ductos; la mayor parte de los ventiladores dependen de ductos de entrada y de salida, o de ambos para el funcionamiento a su máxima capacidad.

Los ventiladores axiales que trabajan en un ducto con transiciones divergentes en la salida, convierten la presión de velocidad (energía cinética) en presión estática. Una transición conocida como ensanchamiento aumenta el área en la salida, con lo cual se logra más presión estática.

Cuando el flujo de aire entra a un ensanchamiento del ducto, aumentará la presión estática porque se reduce la velocidad y por tanto, la energía cinética, sin embargo la presión total permanece constante.

4.3.2 COMPOSICION DE LA CORRIENTE

La humedad, los productos químicos corrosivos, los vapores o gases inflamables o explosivos y las partículas arrastradas por el aire imponen cada uno, límites en la elección del ventilador. El aire cargado de partículas hace que la elección se reduzca sólo a los ventiladores radiales o de puntas radiales de construcción más resistente.

La carga de partículas se puede definir por el contenido máximo, medido en gr/pce (granos por pie cúbico estandar de aire) y el tamaño máximo de las partículas. La mayor parte de los ventiladores para aire limpio pueden manejar hasta 0.02 gr/pce y tamaños hasta de 0.05 micras sin obstruirse.

La corrosión se puede combatir de muchas formas. Casi todos los ventiladores se pueden proteger con pintura o revestimientos diversos, casi todos los centrífugos se construyen en aluminio o acero inoxidable.

Para las corrientes compuestas de vapores inflamables o explosivos, los fabricantes ofrecen diversas formas de construcción resistente al chisporroteo, en la cual algunas piezas son de aleaciones

no ferrosas para minimizar las posibilidades de generación de chispas entre dos partes que tengan rozamiento o choquen entre sí.

La abrasión es un problema grave y un costo importante en el manejo de materiales. Como no hay métodos confiables para predecir la abrasividad de un material o una corriente de aire en especial, no se puede predecir con exactitud la duración de un ventilador expuesto a la abrasión.

4.3.3 RESTRICCIONES DE TAMAÑO Y ESPACIO

El ahorro de espacio es una de las razones clave para escoger un ventilador axial o centrífugo en línea. Cuando se instalan en los ductos, en los plafones o azoteas, estos ventiladores no requieren cuartos aparte y ahorran mucho espacio de piso. Para la misma aplicación, un ventilador axial del tamaño correcto será más pequeño y ligero que un centrífugo también de tamaño correcto. El ventilador axial se puede instalar en un tramo recto de tubo, el centrífugo requiere de una vuelta en ángulo recto. El axial por lo común es más fácil de instalar porque pesa menos.

4.3.4 TEMPERATURA

La temperatura de la corriente de aire está limitada en ventiladores que tienen el motor, la transmisión y cojinetes en la corriente de aire. Aquellos ventiladores que tienen estos componentes en la trayectoria del aire, pueden necesitar un enfriador del árbol entre la cubierta del ventilador y el cojinete interno.

La temperatura de la corriente de aire también influye en la velocidad de funcionamiento de un ventilador, y ésta depende de los materiales de construcción.

4.3.5 RUIDO

En general, los ventiladores más eficientes producen el mínimo ruido llevado por el aire, pero el ruido por vibración de las estructuras circundantes y el ruido mecánico ocasionado por la transmisión y el motor pueden ser más importantes en algunas situaciones. Además, un ventilador de tamaño inadecuado puede no estar funcionando dentro de sus límites (rango) de eficiencia pico, produciendo como consecuencia más ruido que el debido. El nivel usual de ruido de un ventilador axial es de 80 a 95 dbA, medido a 5 ft de distancia, por contraste, en el centrífugo es aproximadamente de 70 a 90 dbA. Los reglamentos de la OSHA limitan la exposición de los trabajadores a una intensidad de 90 dbA.

4.3.6 SOBRECARGA

Los ventiladores vaneaxiales y tuboaxiales son susceptibles a la sobrecarga, es decir, sus curvas de potencia se elevan al efectuar el paro. Esto sólo debe preocupar cuando el ventilador está acoplado directamente al árbol.

4.3.7 NECESIDADES DE POTENCIA

Los ventiladores axiales requieren más caballaje para el mismo servicio.

4.3.8 CAPACIDAD DE PRESION

Los ventiladores axiales pueden manejar presiones de 8 a 9 pulg. manométricas de agua en una etapa; en tanto que los centrífugos pueden manejar presiones de 60 pulg. o mayores.

4.3.9 VIBRACION

Como las piezas rotatorias del ventilador axial son más ligeras, es más fácil controlar la vibración.

4.3.10 FACTORES ECONOMICOS

Al igual que en cualquier equipo, el aspecto económico es un parámetro que influye en la selección de los ventiladores. El análisis debe incluir, además del costo inicial, los de operación, mantenimiento y servicio.

Debido al costo actual de la energía, los tipos más eficientes de ventiladores pueden ser la mejor elección, estos suelen amortizar su costo inicial en un periodo de tiempo corto. Para una misma aplicación un ventilador axial costará menos que un centrífugo, su instalación será más barata porque es más ligero y sencillo, pero su costo de operación será mayor porque su velocidad más alta exige mayor caballaje.

4.4 SELECCION DE LOS VENTILADORES DEL SISTEMA

4.4.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE VENTILADOR

Revisando los parámetros de selección del inciso anterior, podemos emitir el siguiente análisis:

- a) El fluido a manejar es aire limpio, por lo cual no se presentan problemas de abrasión ni de corrosión. Por lo tanto, se puede emplear un ventilador del tipo axial.

- b) Dada la geometría del sistema de enfriamiento (fig. 2.2), se recomienda utilizar un ventilador del tipo axial, esto debido a que los ventiladores centrífugos además de ocupar mayor espacio, necesariamente requieren de una vuelta en ángulo recto (entre la succión y la descarga) para su instalación.

- c) En cuanto a mantenimiento, cuesta más reemplazar un impulsor centrífugo que una hélice axial.

d) La caída de presión a manejar es de 3 pulg. de H₂O por lo cual no es necesario emplear un ventilador centrifugo.

En base al análisis anterior, el ventilador a emplear en el presente proyecto será del tipo axial. Más particularmente vaneaxial, ya que estos ofrecen una mejor eficiencia gracias a las aletas guía del aire que tienen a la descarga.

4.4.2 CAIDAS DE PRESION

Las pérdidas por fricción del sistema se presentan básicamente en tres elementos: Ductos, Cambiador de Calor y Motor Sincrono.

a) Ductos

Debido a que el recorrido de ductos del sistema es muy corto, suponemos una caída de presión de 0.5 (pulg. H₂O), típica en todo recorrido de ductos menor a 100 ft de longitud.

b) Cambiador de Calor

La caída de presión del aire dentro del cambiador de calor se calculó en el inciso 3.7 y es de 0.8503 (pulg. H₂O).

c) Motor Sincrono

La caída de presión en el motor, la especifica el fabricante de este en su plano de diseño (Apéndice B, plano No. 01) y es de 1.5 (pulg. H₂O).

TABLA 4.1 PERDIDAS TOTALES POR FRICCION

ELEMENTO	PERDIDAS POR FRICCION (Pulg. H ₂ O)
Ductos	0.50
Motor Sincrono	1.50
Cambiador de Calor	0.85

$$\Delta P_T = 2.85 \cong 3.0 \text{ (Pulg. H}_2\text{O)}$$

4.4.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

a) Número de ventiladores

Se emplearán dos ventiladores del tipo vaneaxial de 4000 PCM de capacidad cada uno, con la finalidad de que cuando llegue a fallar uno de ellos, el sistema trabaje por lo menos al 50%.

b) Cantidad de aire

La cantidad total de aire a remover en el sistema, será de 8000 ft³/min, de acuerdo a lo estipulado en el inciso 2.4 del capítulo dos. Por lo tanto la capacidad de cada ventilador será de 4000 ft³/min.

Del catálogo del fabricante NEW YORK BLOWER COMPANY, para ventiladores axiales (apéndice A, página 116), seleccionamos:

Ventilador Vaneaxial

Tamaño: 18

Capacidad: 4000 (PCM)

Velocidad: 3341 RPM

Presión Estática: 3.0 (Pulg. H₂O)

Potencia: 3.5 BHP

Eficiencia Mecánica: 46.3%

Motor Eléctrico: A prueba de explosión, 5 HP, 3600 RPM, 440 V, 3 F, 60 Hz.

A continuación mostramos el dibujo de catálogo del fabricante para este tipo de ventiladores.

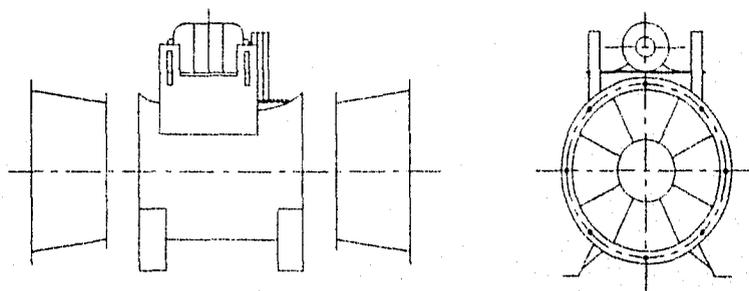


FIG. 4.7 FIGURA DE CATALOGO DEL VENTILADOR VANEAXIAL

4.5 DUCTOS DE AIRE

Como ya lo mencionamos en el capítulo II, se requiere de un ducto para interconectar a los diferentes equipos del sistema y por donde circulará el aire de enfriamiento.

4.5.1 TAMAÑO DE LOS DUCTOS

En este inciso no podemos hablar de dimensionado de ductos como tal, ya que por problemas de espacio no tenemos la libertad de dimensionar los ductos por un método adecuado.

El tamaño del ducto comprendido entre el motor sincrónico y el enfriador es de 232 x 38 cms. de acuerdo a la brida de salida de aire marcada en la parte superior del motor y la brida de entrada del enfriador.

El ducto comprendido entre el enfriador y los ventiladores se divide en dos a manera de que una mitad del flujo que sale del enfriador se dirige hacia un ventilador y la otra mitad hacia el otro ventilador. Si tomamos en cuenta que la salida del enfriador es rectangular y la entrada a cada ventilador es redonda, es necesario hacer una transformación de ducto para poder interconectar estos equipos. Por lo tanto, para fines de cuantificación de materiales, el tamaño de este tramo de ducto será la dimensión que tenga esta transformación en su punto medio.

El ducto comprendido entre los ventiladores y el motor sincrónico también es una transformación, pero en este caso de redondo a rectangular. Las dimensiones de la transformación dependerá del tamaño de los ventiladores y la dimensión final será de acuerdo a la brida de entrada de aire del motor sincrónico. Para fines de cuantificación de materiales el tamaño del ducto será la dimensión que tenga esta transformación en su punto medio.

4.5.2 LAMINA PARA DUCTOS.

A continuación se desarrolla el cálculo para determinar la cantidad de lámina requerida para la fabricación de ductos y bridas.

DIMENSION (m)	PERIMETRO (m)	LONGITUD (m)	AREA m ²	CALIBRE	Kg
2.32 x 0.38	5.52	1.2	6.624	18	66.24
0.9 x 0.35	2.5	0.3	0.75	22	4.5
0.9 x 0.35	2.5	0.3	0.75	22	4.5
2.43 x 0.57	6		1.385	3	109.25
2.43 x 0.57	6		1.385	3	109.25
2.43 x 0.37	5.6		0.9	3	55
2.43 x 0.37	5.6		0.9	3	55

Sumamos la cantidad de lámina por calibre:

Calibre 3 328.5 Kg

Calibre 18 66.24 Kg

Calibre 22 9.0 Kg

El calibre 3 se empleará para fabricación de bridas de conexión por lo tanto únicamente se utilizará un 30% de la lámina calculada:

Calibre 3 $328.5 \text{ Kg} \times 0.3 = 98.5 \cong 100 \text{ Kg}$

A los otros dos calibres le aplicamos el factor de abundamiento FA=1.2

Calibre 18 $66.24 \text{ Kg} \times 1.2 = 79.48 \cong 80 \text{ Kg}$

Calibre 22 $9.0 \text{ Kg} \times 1.2 = 10.85 \cong 11 \text{ Kg}$

El calibre de la lámina lo determinamos con la ayuda de la tabla 4.2 del apéndice A.

La cantidad de lámina la determinamos con la ayuda de la tabla 4.3 del apéndice A.

4.6 AIRE DE REPUESTO

Para cubrir las fugas de aire que se presentan durante la operación del sistema, consideraremos un 2% de aire de repuesto, es

decir 160 PCM que provendrán del paquete de aire de instrumentos de la planta.

4.7 ARREGLO FINAL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En el plano No. 04 (apéndice B) se presenta el sistema de enfriamiento propuesto ya con todos sus elementos interconectados y localizados en su lugar correspondiente. Así mismo se proporciona una lista de materiales de los principales componentes del sistema.

CAPITULO V

ESTIMACION DE COSTOS

Una vez diseñada la parte técnica del sistema de enfriamiento, procederemos a realizar la evaluación económica del proyecto, estableciendo los factores económicos más importantes que se deben tomar en consideración.

La evaluación económica se determinará mediante un análisis de costos y el procedimiento para llevarla a cabo será el Método del Valor Presente.

La importancia de esta evaluación radica en que nos permite estimar el costo del proyecto tomando en cuenta el tiempo de vida del equipo.

5.1 METODO DEL VALOR PRESENTE

Aún cuando existen diferentes métodos para el análisis económico, todos tienen algo en común, la consideración del valor del dinero en el tiempo.

El término valor presente significa una cantidad de dinero en una fecha inicial el cual es equivalente a una programación particular futura de desembolsos y/o ingresos.

Los gastos futuros o la serie de gastos futuros son convertidos a su valor actual, multiplicando dichos gastos por el factor apropiado de valor presente. Los gastos futuros pueden ser la suma única de lo que

se gasta en un periodo dado a una serie de gastos repetidos que ocurrirán en cada periodo de la vida del equipo.

El método del valor presente requiere de dos ecuaciones de utilidad, las cuales se mencionan a continuación:

a) Para calcular el valor presente cuando se conocen los gastos futuros:

$$P = F \frac{1}{(1+i)^N} \quad (5.1)$$

a) Para calcular el valor presente cuando se conocen las anualidades:

$$P = A \frac{(1+i)^N - 1}{i(1+i)^N} \quad (5.2)$$

Donde:

- P Valor presente
F Cantidad futura de dinero.
A Movimiento de dinero al final de cada año que se prolonga por un número específico de periodos (anualidades).
i Tipo de intereses (%).
N Número de periodos.

Los costos que intervienen para llevar a cabo el análisis mediante este método son:

- 1.- Costo de inversión inicial.
- 2.- Costo de operación.
- 3.- Costo de partes de repuesto.

5.2 COSTO DE INVERSION INICIAL

El costo de inversión inicial considera los siguientes puntos:

- a) Suministro de equipos y materiales.
- b) L.A.B. al lugar de instalación.
- c) Mano de obra.
- d) Pruebas y puesta en operación del sistema.

En la tabla No. 5.1 se listan los equipos y materiales con sus respectivos costos. A continuación se listan los costos de Inversión Inicial.

Equipos y materiales	\$ 395,321.00
L.A.B. en sitio	\$ 15,000.00
Pruebas y puesta en operación	\$ 10,000.00
Mano de obra	\$ 30,000.00

El costo total de inversión inicial (CI) es:

$$CI = 395,321 + 15,000 + 10,000 + 30,000$$

$$CI = \$ 450,321$$

5.3 COSTO DE OPERACION

Generalmente este costo se calcula como el total en un año de operación del equipo. El costo de operación se basa en el costo de KW-HR.

Se considera que los equipos trabajarán los 365 días del año y 24 horas al día. Entonces el costo de operación del sistema se calcula con la siguiente fórmula:

$$\$/\text{AÑO} = \text{KW} \times 8760 \text{ HRS} \times \$/\text{KW/HR} \quad (5.3)$$

Donde:

$\$/\text{AÑO}$	Costo de operación anual
KW	Potencia en Kilo-Watts requerida por el equipo
$\$/\text{KW-HR}$	Costo del Kilo-Watts por hora

El tiempo de vida de los equipos es de 6 a 10 años dependiendo de las condiciones de operación y del mantenimiento que se de a éstos. Para nuestro caso tenemos un tiempo promedio de 8 años.

Para calcular el costo anual de operación nos basaremos en los datos que se muestran a continuación:

Potencia de los Ventiladores	5.0 HP // 3.73 Kw
Costo del Kw-Hr	0.48 \$
Tiempo de operación de cada ventilador	8760 Hrs.
Tasas de interés	40.0 %
Tiempo de vida útil	8 años

Con la ayuda de la ecuación (5.3) se obtienen los costos de operación.

Costo de operación por Ventilador

$$\text{CO}_v = 3.73 \text{ Kw} \times 8760 \text{ Hr} \times 0.48 \$/\text{Kw-Hr}$$

$$\text{CO}_v = \$ 15,683.90$$

Por tanto el costo total de operación es:

$$\text{CO} = 2(\text{CO}_v) = 2(\$15,683.90)$$

$$\text{CO} = \$ 31,367.80$$

5.4 COSTO DE PARTES DE REPUESTO

Los costos de las partes de repuesto, incluyen las refacciones para dos años de operación continua de los siguientes equipos:

- Enfriador
- Ventiladores

El costo estimado de las refacciones es el siguiente:

-Refacciones del Enfriador	\$ 45,000.00
-Refacciones del Ventilador	\$ 7,000.00

Costo de partes de repuesto (CPR) = 45,000 + (2) 7,000
CPR = \$ 46,400.00

5.5 ANALISIS DE COSTOS

Este análisis se inicia con un cuadro, el cual muestra todos los costos, así como la vida útil de los equipos.

-Costo de inversión inicial	\$ 450,321.00
-Costo de Operación	\$ 31,367.80
-Costo de partes de repuesto	\$ 46,400.00
-Vida útil de los equipos	8 años

El horizonte económico de evaluación al iniciar el análisis esta representado en el diagrama No.1 en el que las fechas representan la salida de dinero.

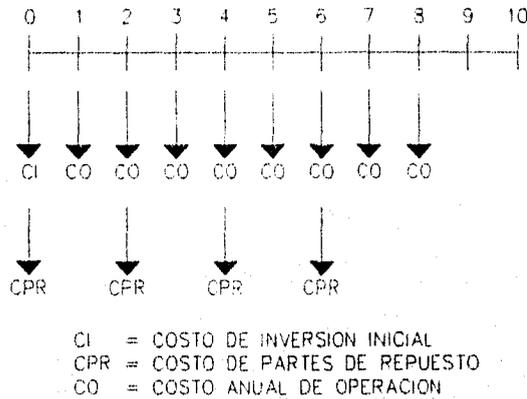


Diagrama No. 1 "Horizonte económico de Evaluación"

Este diagrama muestra que el pago del equipo y las partes de repuesto forman parte del costo de inversión inicial y que los costos de operación se presentarán a partir del año 1. Además las partes de repuesto deben reponerse cada dos años. A continuación se desglosan los cálculos para encontrar el valor presente del proyecto.

El valor presente del proyecto es:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 \quad (5.4)$$

Donde:

- P_T Valor presente del proyecto.
- P_1 Costo de inversión inicial más costo de Partes de Repuesto.
- P_2 Valor presente de Costo de Partes de Repuesto en 2 años.
- P_3 Valor Presente de Costo de Partes de Repuesto en 4 años.
- P_4 Valor Presente de Costo de Partes de Repuesto en 6 años.
- P_5 Valor Presente de los Costos de Operación.

Sustituyendo valores tenemos:

$$P_1 = 450,321 + 46,400 = \$ 496,721.00$$

Mediante la ecuación (5.1) se obtienen los valores de los costos de las partes de repuesto P_2 , P_3 y P_4 .

$$P_2 = \frac{CPR}{(1+i)^2} = \frac{46,400}{(1+0.4)^2} = \$ 23,673.47$$

$$P_3 = \frac{CPR}{(1+i)^4} = \frac{46,400}{(1+0.4)^4} = \$ 12,078.30$$

$$P_4 = \frac{CPR}{(1+i)^6} = \frac{46,400}{(1+0.4)^6} = \$ 3,144.08$$

Mediante la ecuación (5.2) se obtiene el valor presente del costo de operación.

$$P_5 = CO \frac{(1+i)^8 - 1}{i(1+i)^8}$$

$$P_5 = (31,367.8) \left[\frac{(1+0.4)^8 - 1}{0.4(1+0.4)^8} \right]$$

$$P_5 = \$ 78,059.43$$

Sustituyendo valores en la ecuación (5.4), tenemos que el valor presente del proyecto es:

$$P_T = 496,721.0 + 23,673.47 + 12,078.3 + 3,144.08 + 78,059.43$$

$$P_T = \$ 613,676.28$$

Tabla 5.1 LISTA DE COSTOS DE EQUIPOS Y MATERIALES

PARTIDA	ESPECIFICACION Y DESCRIPCION DEL EQUIPO	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
01	Enfriador de aire clave CH-502 A/B, de dos pasos, con cabezal de tapa removible, 112 tubos de acero al carbón con longitud de 88 pulg. y diámetro exterior de ¾ de pulg.. Aleta tipo extruida y de 1.68 pulg. de diámetro. Temperatura y presión de diseño: 66 °C y 85.32 Lb/pul ² , respectivamente. Presión de prueba 127.98 Lb/pul ² .	01	PIEZA	\$380,000.00	\$380,000.00
02	Ventilador vaneaxial de inyección de aire clave VA-502/R, para servicio de presurización con capacidad de 4000 PCM (pies cúbicos por minuto) a una velocidad de 3341 RPM, contra una presión estática de 3.0 pulg. H ₂ O, accionado por motor eléctrico a prueba de explosión de 5 HP, 2 polos, 3 fases, 440 volts, 60 Hz; incluye soporte cubierta, sistema de transmisión y guardabanda, marca AESA o similar, modelo 300, tamaño 315, arreglo 9.	02	PIEZA	\$6,800.00	\$13,600.00
03	Lámina galvanizada, marca zintro o similar, para fabricación de bridas de conexión, calibre 3.	100	Kg	\$8.00	\$800.00
04	Lámina galvanizada, marca zintro o similar, para fabricación de ductos, calibre 18.	80	Kg	\$10.00	\$800.00
05	Lámina galvanizada, marca zintro o similar, para fabricación de ductos, calibre 22.		Kg	\$11.00	\$121.00

CONCLUSIONES

Al finalizar el desarrollo éste trabajo podemos concluir lo siguiente:

Para realizar un buen diseño del sistema de enfriamiento, fue necesario hacer un análisis de los diferentes tipos de encerramientos que hay para motores eléctricos de esta capacidad y elegir el que cumpliera con los requerimientos del proyecto, tales como: la clasificación de área del lugar, la máxima temperatura de operación y el espacio libre para instalarlo.

El cambiador de calor propuesto es del tipo de flujo cruzado, esto debido a las características propias del sistema y a las condiciones de operación requeridas. En este equipo no existe cambio de fase de cualquiera de dos fluidos que entran en él y su configuración principal se asemeja a un radiador.

Para diseñar el cambiador de calor se tuvo la limitación de espacio disponible para alojarlo dentro del sistema. Por lo tanto el área de transferencia de calor ya estaba preestablecida desde el inicio del diseño. Aún así aplicando adecuadamente los conceptos de transferencia de calor se logró diseñar un cambiador que cumpliera con las condiciones de operación del sistema.

La selección del tipo de ventiladores se realizó en base a la configuración del sistema, las necesidades de flujo, caída de presión y espacio disponible para su instalación, entre otras.

Por último, de acuerdo al análisis económico que se hizo, el costo total del proyecto no se compara contra las pérdidas ocasionadas por un día de paro total de la planta.

El desarrollo del presente anteproyecto es una solución real al problema que aquí se ha planteado.

A P E N D I C E A

T A B L A S Y G R A F I C A S

TABLA 3.1 DENSIDAD DEL AIRE

Densidad del aire en libras pie³
para las presiones manométricas indicadas
*F (Basada en una presión atmosférica de 14.697 libras pulg² y un peso molecular de 28.97)

Temp. del aire °F	0 psi	5 psi	10 psi	20 psi	30 psi	40 psi	50 psi	60 psi	70 psi	80 psi	90 psi	100 psi	150 psi	200 psi	300 psi	400 psi	500 psi	600 psi	700 psi	800 psi	900 psi	1000 psi	
30*	.0811	.0857	.0903	.0949	.0995	.1041	.1087	.1133	.1179	.1225	.1271	.1317	.1413	.1509	.1605	.1701	.1797	.1893	.1989	.2085	.2181	.2277	.2373
40	.0795	.0841	.0887	.0933	.0979	.1025	.1071	.1117	.1163	.1209	.1255	.1301	.1397	.1493	.1589	.1685	.1781	.1877	.1973	.2069	.2165	.2261	.2357
50	.0782	.0828	.0874	.0920	.0966	.1012	.1058	.1104	.1150	.1196	.1242	.1288	.1384	.1480	.1576	.1672	.1768	.1864	.1960	.2056	.2152	.2248	.2344
60	.0764	.0810	.0856	.0902	.0948	.0994	.1040	.1086	.1132	.1178	.1224	.1270	.1366	.1462	.1558	.1654	.1750	.1846	.1942	.2038	.2134	.2230	.2326
70	.0750	.0796	.0842	.0888	.0934	.0980	.1026	.1072	.1118	.1164	.1210	.1256	.1352	.1448	.1544	.1640	.1736	.1832	.1928	.2024	.2120	.2216	.2312
80	.0736	.0782	.0828	.0874	.0920	.0966	.1012	.1058	.1104	.1150	.1196	.1242	.1338	.1434	.1530	.1626	.1722	.1818	.1914	.2010	.2106	.2202	.2298
90	.0722	.0768	.0814	.0860	.0906	.0952	.0998	.1044	.1090	.1136	.1182	.1228	.1324	.1420	.1516	.1612	.1708	.1804	.1900	.1996	.2092	.2188	.2284
100	.0709	.0755	.0801	.0847	.0893	.0939	.0985	.1031	.1077	.1123	.1169	.1215	.1311	.1407	.1503	.1600	.1696	.1792	.1888	.1984	.2080	.2176	.2272
110	.0697	.0743	.0789	.0835	.0881	.0927	.0973	.1019	.1065	.1111	.1157	.1203	.1299	.1395	.1491	.1587	.1683	.1779	.1875	.1971	.2067	.2163	.2259
120	.0685	.0731	.0777	.0823	.0869	.0915	.0961	.1007	.1053	.1099	.1145	.1191	.1287	.1383	.1479	.1575	.1671	.1767	.1863	.1959	.2055	.2151	.2247
130	.0673	.0719	.0765	.0811	.0857	.0903	.0949	.0995	.1041	.1087	.1133	.1179	.1275	.1371	.1467	.1563	.1659	.1755	.1851	.1947	.2043	.2139	.2235
140	.0662	.0708	.0754	.0800	.0846	.0892	.0938	.0984	.1030	.1076	.1122	.1168	.1264	.1360	.1456	.1552	.1648	.1744	.1840	.1936	.2032	.2128	.2224
150	.0651	.0697	.0743	.0789	.0835	.0881	.0927	.0973	.1019	.1065	.1111	.1157	.1253	.1349	.1445	.1541	.1637	.1733	.1829	.1925	.2021	.2117	.2213
175	.0626	.0672	.0718	.0764	.0810	.0856	.0902	.0948	.0994	.1040	.1086	.1132	.1228	.1324	.1420	.1516	.1612	.1708	.1804	.1900	.1996	.2092	.2188
200	.0602	.0648	.0694	.0740	.0786	.0832	.0878	.0924	.0970	.1016	.1062	.1108	.1204	.1300	.1396	.1492	.1588	.1684	.1780	.1876	.1972	.2068	.2164
225	.0580	.0626	.0672	.0718	.0764	.0810	.0856	.0902	.0948	.0994	.1040	.1086	.1182	.1278	.1374	.1470	.1566	.1662	.1758	.1854	.1950	.2046	.2142
250	.0559	.0605	.0651	.0697	.0743	.0789	.0835	.0881	.0927	.0973	.1019	.1065	.1161	.1257	.1353	.1449	.1545	.1641	.1737	.1833	.1929	.2025	.2121
275	.0540	.0586	.0632	.0678	.0724	.0770	.0816	.0862	.0908	.0954	.1000	.1046	.1142	.1238	.1334	.1430	.1526	.1622	.1718	.1814	.1910	.2006	.2102
300	.0523	.0569	.0615	.0661	.0707	.0753	.0799	.0845	.0891	.0937	.0983	.1029	.1125	.1221	.1317	.1413	.1509	.1605	.1701	.1797	.1893	.1989	.2085
350	.0490	.0536	.0582	.0628	.0674	.0720	.0766	.0812	.0858	.0904	.0950	.0996	.1092	.1188	.1284	.1380	.1476	.1572	.1668	.1764	.1860	.1956	.2052
400	.0462	.0508	.0554	.0600	.0646	.0692	.0738	.0784	.0830	.0876	.0922	.0968	.1064	.1160	.1256	.1352	.1448	.1544	.1640	.1736	.1832	.1928	.2024
450	.0436	.0482	.0528	.0574	.0620	.0666	.0712	.0758	.0804	.0850	.0896	.0942	.1038	.1134	.1230	.1326	.1422	.1518	.1614	.1710	.1806	.1902	.2000
500	.0414	.0460	.0506	.0552	.0598	.0644	.0690	.0736	.0782	.0828	.0874	.0920	.1016	.1112	.1208	.1304	.1400	.1496	.1592	.1688	.1784	.1880	.1980
550	.0393	.0439	.0485	.0531	.0577	.0623	.0669	.0715	.0761	.0807	.0853	.0899	.0995	.1091	.1187	.1283	.1379	.1475	.1571	.1667	.1763	.1860	.1960
600	.0373	.0419	.0465	.0511	.0557	.0603	.0649	.0695	.0741	.0787	.0833	.0879	.0975	.1071	.1167	.1263	.1359	.1455	.1551	.1647	.1743	.1840	.1940
	175 psi	200 psi	225 psi	250 psi	300 psi	400 psi	500 psi	600 psi	700 psi	800 psi	900 psi	1000 psi											
30*	1.047	1.185	1.323	1.460	1.736	2.29	2.84	3.39	3.94	4.49	5.05	5.60											
40	1.026	1.161	1.296	1.431	1.702	2.24	2.78	3.32	3.86	4.40	4.95	5.49											
50	1.009	1.142	1.275	1.408	1.674	2.21	2.74	3.27	3.80	4.33	4.87	5.40											
60	.986	1.116	1.246	1.376	1.636	2.16	2.68	3.20	3.72	4.24	4.76	5.28											
70	.968	1.095	1.223	1.350	1.605	2.12	2.63	3.14	3.65	4.16	4.67	5.18											
80	.950	1.075	1.200	1.325	1.575	2.08	2.58	3.08	3.58	4.08	4.58	5.08											
90	.932	1.055	1.178	1.301	1.547	2.04	2.53	3.02	3.51	4.00	4.50	4.99											
100	.916	1.036	1.157	1.278	1.519	2.00	2.48	2.97	3.45	3.93	4.42	4.90											
110	.900	1.018	1.137	1.255	1.492	1.967	2.44	2.92	3.39	3.86	4.34	4.81											
120	.886	1.001	1.117	1.234	1.467	1.933	2.40	2.86	3.33	3.80	4.26	4.73											
130	.869	.984	1.098	1.213	1.442	1.900	2.36	2.82	3.27	3.73	4.19	4.65											
140	.858	.967	1.080	1.193	1.418	1.868	2.32	2.77	3.22	3.67	4.12	4.57											
150	.841	.951	1.062	1.173	1.395	1.838	2.28	2.72	3.17	3.61	4.06	4.50											
175	.807	.914	1.020	1.127	1.340	1.763	2.19	2.62	3.06	3.47	3.89	4.32											
200	.777	.879	.982	1.084	1.289	1.690	2.11	2.52	2.93	3.34	3.75	4.16											
225	.749	.847	.946	1.044	1.242	1.626	2.03	2.43	2.82	3.21	3.61	4.00											
250	.722	.817	.913	1.008	1.198	1.579	1.969	2.34	2.72	3.10	3.48	3.86											
275	.696	.790	.881	.973	1.157	1.528	1.893	2.26	2.63	3.00	3.36	3.73											
300	.675	.764	.852	.941	1.119	1.478	1.830	2.19	2.54	2.90	3.26	3.61											
350	.633	.716	.800	.883	1.050	1.384	1.717	2.08	2.38	2.73	3.08	3.39											
400	.596	.675	.753	.831	.969	1.303	1.618	1.932	2.25	2.56	2.87	3.19											
450	.563	.638	.712	.786	.934	1.232	1.529	1.826	2.12	2.42	2.72	3.01											
500	.534	.606	.675	.748	.896	1.167	1.449	1.731	2.01	2.29	2.58	2.86											
550	.508	.575	.641	.708	.842	1.110	1.377	1.648	1.92	2.18	2.46	2.72											
600	.486	.547	.612	.675	.802	1.057	1.312	1.567	1.822	2.05	2.33	2.59											

TABLA 3.2

VISCOSIDADES DE GASES
Para usarse como Coordenadas con la Fig. A.1

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoníaco	8.4	16.0
Argón	10.3	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Bióxido de Azufre	9.6	17.0
Bióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	18.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H ₂ + 1N ₂	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.8	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

FIG. A.1 VISCOSIDADES DE GASES

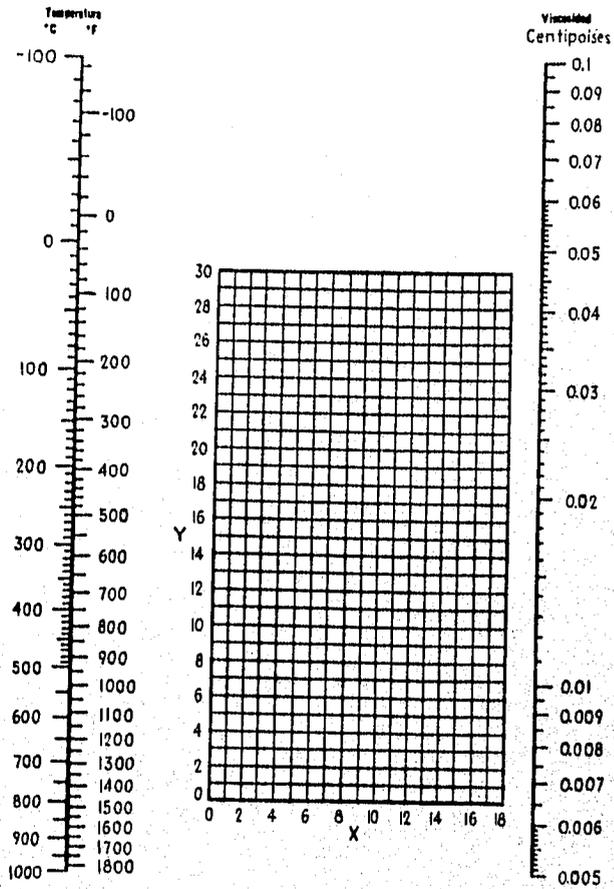


TABLA J.3

CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$$

Sustancia	*F	k	Sustancia	*F	k
Acetato de etilo	115	0.0072	Diclorodifluorometano	32	0.0048
	212	0.0086		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0080
Alcohol	68	0.0089		302	0.0097
	212	0.0124	Etano	-54	0.0066
Cloruro	32	0.0035		-29	0.0088
	212	0.0095		32	0.0106
	363	0.0135	Etileno	212	0.0175
Eter	413	0.0077		-56	0.0064
	118	0.0099		32	0.0101
	212	0.0131		122	0.0131
	363	0.0189	Heptano (n)	212	0.0181
Acetona	413	0.0209		392	0.0112
	32	0.0037	Hexano (n)	212	0.0103
	115	0.0074		32	0.0072
	212	0.0099	Hexano	68	0.0080
	363	0.0147		32	0.0061
Acetileno	-103	0.0068	Hexano	212	0.0109
	32	0.0108	Hidrógeno	-148	0.0065
	122	0.0140		-58	0.0083
Aire	212	0.0172		32	0.100
	-148	0.0095		122	0.118
	32	0.0140	Hidrógeno y dióxido de carbono	372	0.178
	212	0.0183		32	0.0083
	382	0.0228	0% H ₂	0.0165	
	572	0.0285	20%	0.0270	
Alcohol metílico	32	0.0083	40%	0.0410	
	212	0.0128	60%	0.0620	
Acetato	32	0.0050	80%	0.10	
	68	0.0068	100%		
Amoniaco	-76	0.0095	Hidrógeno y nitrógeno	32	0.0133
	32	0.0128	0 H ₂	0.0212	
	122	0.0157	20%	0.0313	
	212	0.0185	48%	0.0438	
Benceno	32	0.0052	88%	0.0635	
	115	0.0073	Hidrógeno y óxido nítrico	32	0.0002
	212	0.0103		0.0170	
	363	0.0152	0% H ₂	0.0278	
Dióxido de azufre	413	0.0170	20%	0.0418	
	38	0.0030	40%	0.0630	
Dióxido de carbono	212	0.0068	60%	0.0877	
	-58	0.0085	80%	0.0100	
	32	0.0085	Mercurio	-148	0.0145
	212	0.0133		-54	0.0175
	392	0.0141	Metano	32	0.0015
	672	0.0238		192	0.0085
Bisulfuro	38	0.0040	Nitrógeno	-148	0.0140
	68	0.0045		32	0.0140
Monóxido	-112	0.0041		122	0.0180
	-58	0.0048		212	0.0180
	32	0.0135	Oxido nítrico	-60	0.0105
Tetracloruro	115	0.0041		32	0.0138
	212	0.0082	Oxido nítrico	-50	0.0087
	363	0.0088		32	0.0087
Bulano (n)	32	0.0078		115	0.0118
	212	0.0125	Oxígeno	-148	0.0090
Bulano (iso)	32	0.0080		-50	0.0118
	115	0.0138		32	0.0148
Ciclohexano	118	0.0095		122	0.0168
Cloro	32	0.0043		115	0.0080
Cloroformo	32	0.0038	Pentano (n)	32	0.0074
	115	0.0048		68	0.0083
	212	0.0088	(iso)	32	0.0078
	363	0.0077		115	0.0137
Cloruro de metileno	32	0.0038	Propano	32	0.0081
	115	0.0080		212	0.0131
	212	0.0083	Sulfuro de hidrógeno	32	0.0078
	413	0.0093	Vapor de agua	115	0.0180
Cloruro de metilo	32	0.0083		212	0.0137
	115	0.0078		392	0.0187
	212	0.0094		572	0.0248
	363	0.0130		752	0.0315
	413	0.0148		932	0.0441

TABLA 3.4 CALORES ESPECIFICOS DE GASES A 1 ATM.

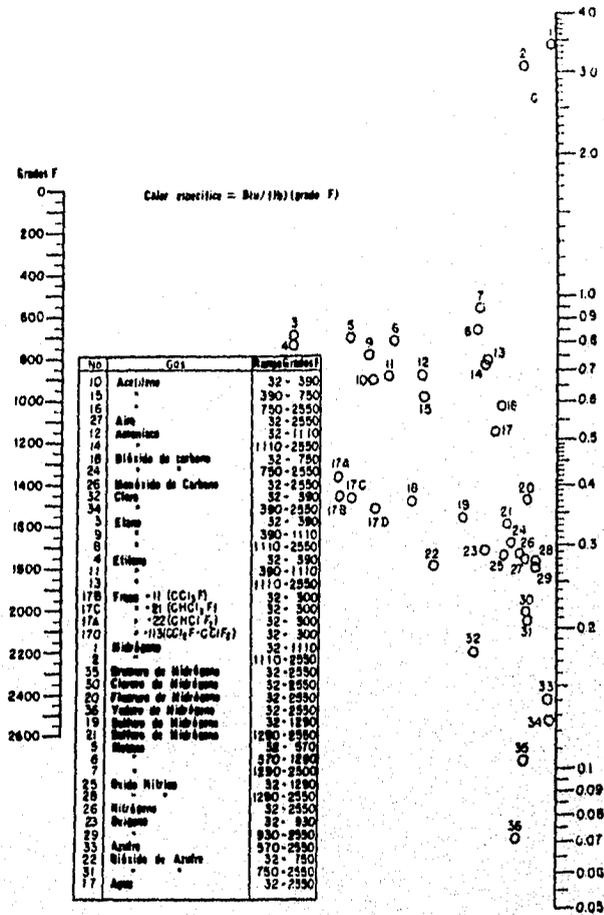


TABLA 3.5

Propiedades físicas del agua

Temperatura del agua <i>t</i> grados Fahrenheit	Presión de saturación <i>P</i> lb/pulg ² abs.	Volumen específico \bar{V} pie ³ /lb	Densidad ρ lb/pie ³	Peso libras/galon
32	0.08859	0.016022	62.414	8.3436
40	0.12163	0.016019	62.426	8.3451
50	0.17796	0.016023	62.410	8.3430
60	0.25611	0.016035	62.371	8.3378
70	0.36292	0.016050	62.305	8.3290
80	0.50683	0.016072	62.220	8.3176
90	0.69813	0.016099	62.116	8.3037
100	0.94924	0.016130	61.996	8.2877
110	1.2750	0.016165	61.862	8.2698
120	1.6927	0.016204	61.7132	8.2498
130	2.2230	0.016247	61.550	8.2280
140	2.8892	0.016293	61.376	8.2048
150	3.7184	0.016343	61.188	8.1797
160	4.7414	0.016395	60.994	8.1537
170	5.9926	0.016451	60.787	8.1260
180	7.5110	0.016510	60.569	8.0969
190	9.340	0.016572	60.343	8.0667
200	11.526	0.016637	60.107	8.0351
210	14.123	0.016705	59.862	8.0024
212	14.696	0.016719	59.812	7.9957
220	17.186	0.016775	59.613	7.9690
240	24.968	0.016926	59.081	7.8979
260	35.427	0.017089	58.517	7.8226
280	49.200	0.017264	57.924	7.7433
300	67.005	0.01745	57.307	7.6608
350	134.604	0.01799	55.586	7.4308
400	247.259	0.01864	53.648	7.1717
450	422.55	0.01943	51.467	6.8801
500	680.86	0.02043	48.948	6.5433
550	1045.43	0.02176	45.956	6.1434
600	1543.2	0.02364	42.301	5.6548
650	2208.4	0.02674	37.397	4.9993
700	3094.3	0.03662	27.307	3.6505

TABLA 3.6 CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDOS

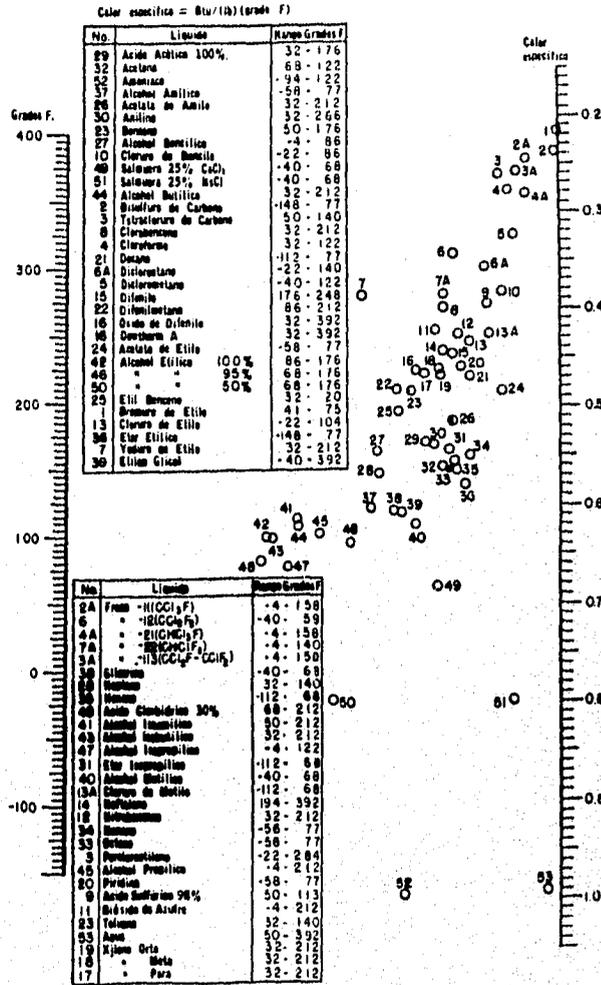


TABLA 3.7

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS
Para usarse como Coordenadas con la Fig. A2

Liquido	X	Y	Liquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.6
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butirico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutirico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metilacetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	16.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 28%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	16.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bisulfito de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bisulfito de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	18.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.8
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

FIG. A.2 VISCOSIDADES DE LIQUIDOS

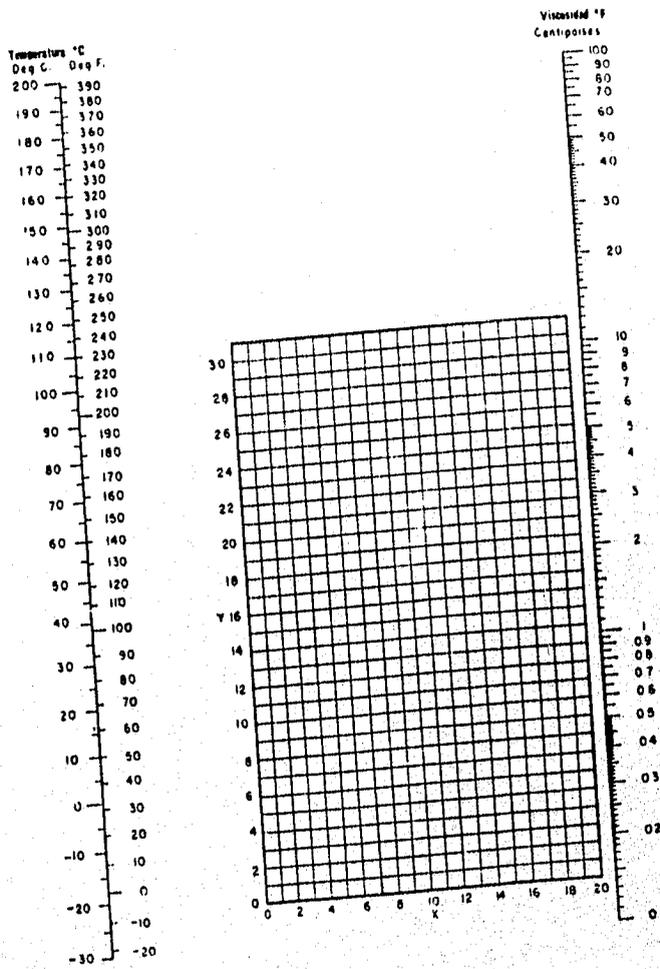
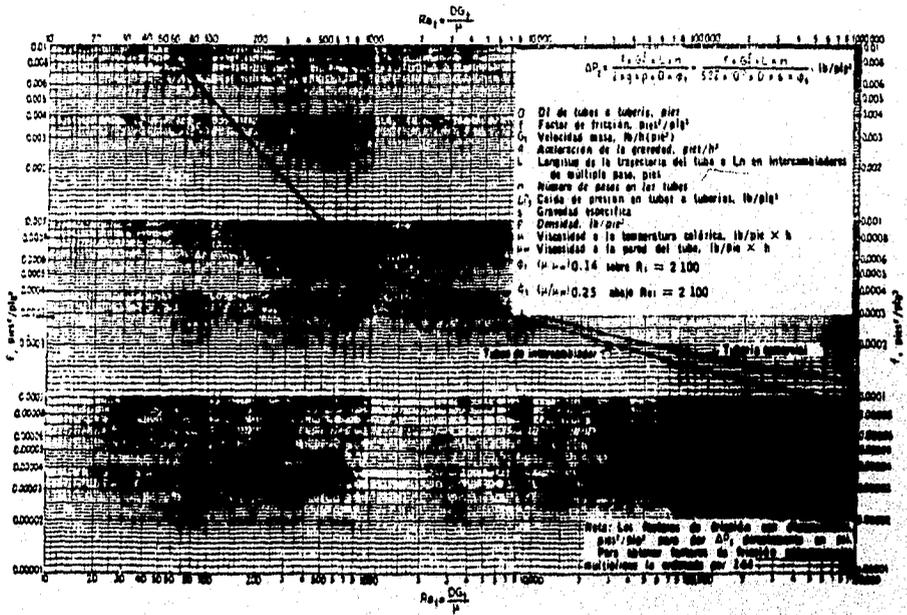


TABLA 3.8

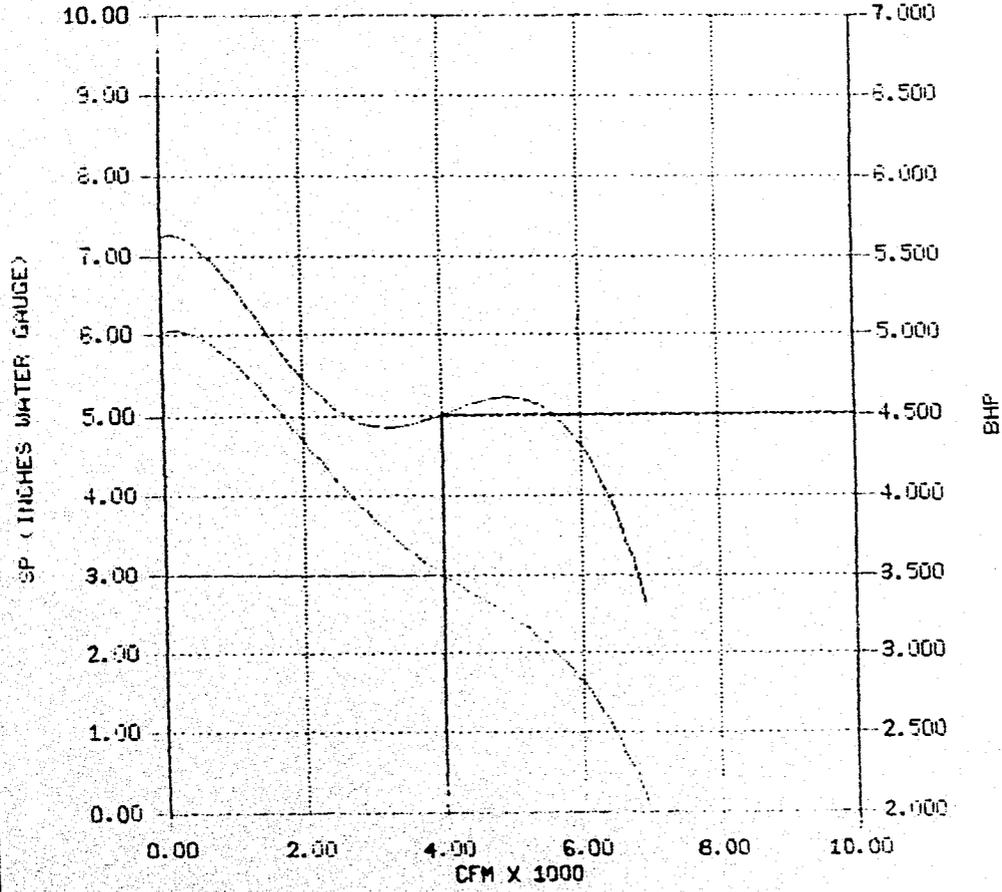
DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	11	0.083	0.331	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.131	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.905
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.889
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.01
	9	0.148	0.701	0.389		0.1833	1.47
	10	0.131	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.084	0.831	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.850	0.570		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
17	0.058	0.881	0.613	0.2314	0.639		
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2109	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2198	1.91
	10	0.131	0.982	0.757		0.2272	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2344	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2370	1.45
	13	0.095	1.06	0.881		0.2375	1.28
	14	0.084	1.08	0.923		0.2399	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2396	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2332	0.900
17	0.058	1.13	1.01	0.2369	0.808		
18	0.049	1.15	1.01	0.2315	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.131	1.21	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3269	1.96
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.976
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

GRAFICA 3.1 FACTORES DE FRICCION LADO TUBOS



NEW YORK BLOWER COMPANY
=FAN=TO=SIZE=



FAN INFORMATION

Unassembled
Belt Drive
Size: L8
Tag :
Date:
CFM : 4000 SP : 3.00
CU : 2260
RPM : 3341
DEN : 0.0750
SE : 41.8% ME : 46.3%

CUSTOMER

YOUR REPRESENTATIVE

TABLA 4.2

LAMINAS: MEDIDAS Y PESOS NORMALES

NÚMERO	ESPESOR		PESO EN KILOGRAMOS														Kg / m ²
	mm	Pulg.	3'x6'	FACTOR	3'x8'	FACTOR	3'x10'	FACTOR	4'x8'	FACTOR	4'x10'	FACTOR	5'x10'	FACTOR	5'x15'	FACTOR	
7/0	12.7	1/2	170	101.06	226	101.36	283	111.04	305	102.59	375	100.91	470	101.18	705	101.18	98
5/0	11.11	7/16	150	89.89	195	87.45	245	96.15	261	87.79	325	87.45	406	87.40	610	87.54	85
0	7.94	5/16	105	62.8	156	69.96	195	76.51	188	63.23	132	35.52	290	62.43	435	62.43	61
3	6.35	1/4	85	50.08	112	50.23	140	54.93	146	49.11	185	49.78	231	49.72	346	49.65	49
7	4.74	3/16	61	36.41	83	37.22	103	40.04	115	38.68	140	37.67	175	37.67	262	37.06	37
9	3.97	5/32	52	31.01	74	33.18	93	36.49	104	34.98	117	31.48	146	31.43	230	33.00	31
10	3.57	9/64	41	24.05	55	24.66	69	27.07	74	24.89	95	25.56	118	25.40	177	25.40	27
11	3.18	1/8	39	23.32	51	22.87	63	24.72	69	23.20	90	24.21	112	24.11	168	24.11	25
12	2.78	7/64	36	21.52	48	21.32	60	23.54	63	21.20	83	22.33	103	22.17	151	21.67	21
14	1.99	5/64	28	16.07	37	16.59	46	18.05	51	17.15	59	15.87	73	15.71	110	15.78	15
16	1.59	1/16	20	11.96	28	12.55	35	13.73	37	17.44	45	12.10	56	12.05	84	12.05	12
18	1.27	1/20	17	10.16	24	10.76	31	12.16	32	10.76	40	10.76	50	10.76	75	10.76	10
20	0.99	5/128	15	8.97	21	9.41	27	10.59	28	9.41	36	9.68	45	9.68	68	9.76	9.5
22	0.79	1/32	10	5.97	13	5.83	18	7.06	22	7.04	25	6.72	31	6.67	46	6.60	6.0
24	0.64	1/40	9	5.38	11	4.93	16	6.27	20	6.72	22	5.92	27	5.81	41	5.88	5.5
26	0.49	5/256	8	3.58	10	4.48	14	5.49	18	6.05	20	5.36	25	5.38	38	5.43	5.0
28	0.39	1/64	5	2.99	6.5	2.91	9	3.53	11	3.07	13	3.49	16	3.44	24	3.44	3.0

± SON LAS MAS COMUNES EN EL MERCADO

**TABLA 4.3 CALIBRES DE LAMINA, TIPO DE JUNTA Y
ESPACIAMIENTOS MAXIMOS DE REFUERZOS EN DUCTOS**

DUCTO	CALIBRE (USG)	JUNTAS TIPO (1), (2), (3)	TAMARO DEL ANGULO DE REFUERZO Y ESPACIAMIENTO O LONGITUD MAXIMA EN- TRE JUNTAS TRANSVERSALES
DIMENSION, LADO MAYOR DEL DUCTO	LAMINA NEGRA O GALVANIZADA		
Hasta de 305mm (12")	2 6	A, B, J, M,	_____
330mm a 457mm (13") (18")	2 4	A, B, J, M,	_____
483mm a 762mm (19") (30")	2 4	A, C, D, J, M,	25 X 25 X 3 a 1524mm c.a.c. 1" X 1" X 1/8" a 5'-0" c.a.c.
787mm a 1067mm (31") (42")	2 2	A, D, F, J, M,	25 X 25 X 3 a 1524mm c.a.c. 1" X 1" X 1/8" a 5'-0" c.a.c.
1092mm a 1372mm (43") (54")	2 2	A, D, F, J, M,	38 X 38 X 3 a 1524mm c.a.c. 1/2" X 1/2" X 1/8" a 5'-0" c.a.c.
1397mm a 1524mm (55") (60")	2 0	A, D, F, J, M,	38 X 38 X 3 a 1524mm c.a.c. 1/2" X 1/2" X 1/8" a 5'-0" c.a.c.
1549mm a 2134mm (61") (84")	2 0	A, E, F, G, K, M,	38 X 38 X 3 a 1524mm c.a.c. 1/2" X 1/2" X 1/8" a 5'-0" c.a.c.
2159mm a 2438mm (85") (98")	1 8	A, G, K, L, M,	38 X 38 X 3 a 1524mm c.a.c. 1/2" X 1/2" X 1/8" a 5'-0" c.a.c.
Arriba de 2438mm (98")	1 8	A, G, K, L, M,	3 X 3 X 6 a 762mm c.a.c. 2" X 2" X 1/4" a 2'-6" c.a.c.

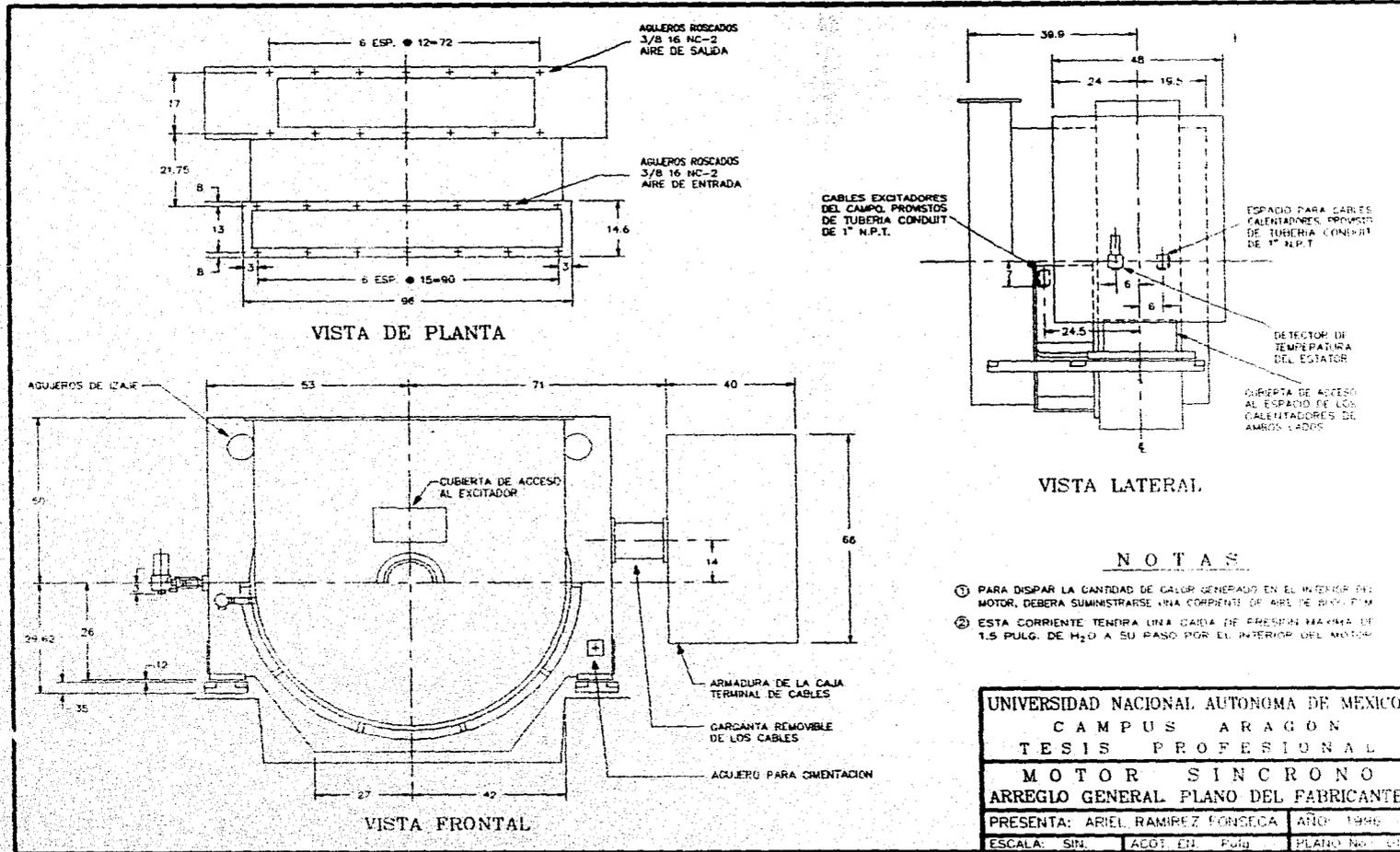
1) PARA DETALLES DE LAS JUNTAS VER ESTANDAR
Nº A-EAAA-2.007, 2.008, 2.009.

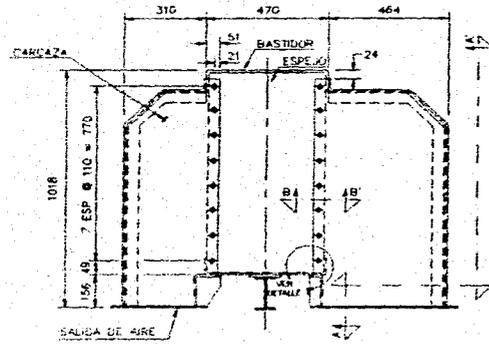
2) EL ESPESOR Y MATERIAL DE LAS JUNTAS, SERA
EL MISMO QUE EL DEL DUCTO QUE UNEN.

3) H (ALTURA) - Hasta 1067mm(42") 25A mm(1")
H (ALTURA) - de 1092mm(43") a 2438mm(98") 38mm(1 1/2")
H (ALTURA) - Arriba de 2438mm(98") 51mm(2")

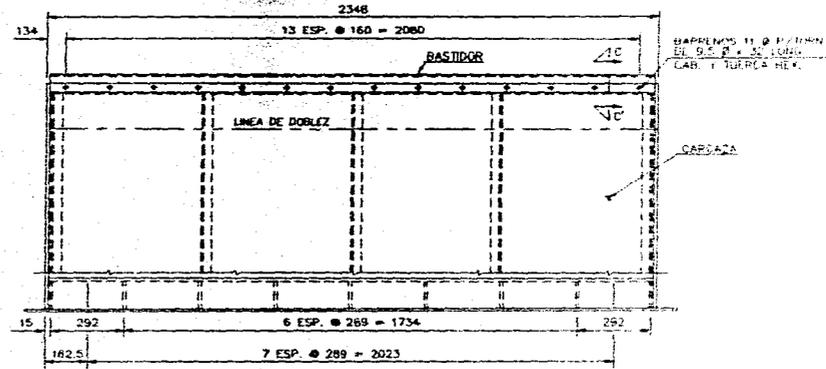
A P E N D I C E B

PLANOS DE DISEÑO

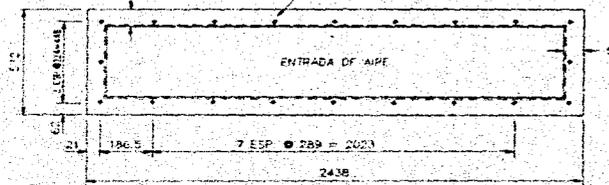
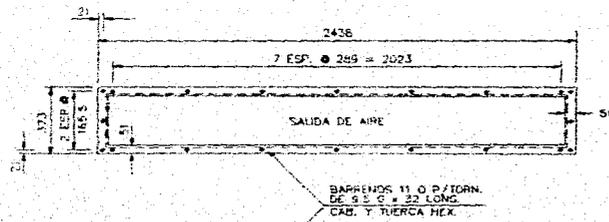




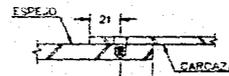
VISTA FRONTAL



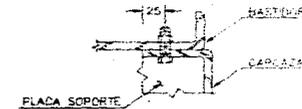
VISTA A - A'



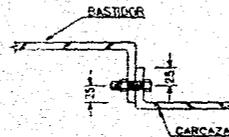
VISTA INFERIOR



CORTE B-B'

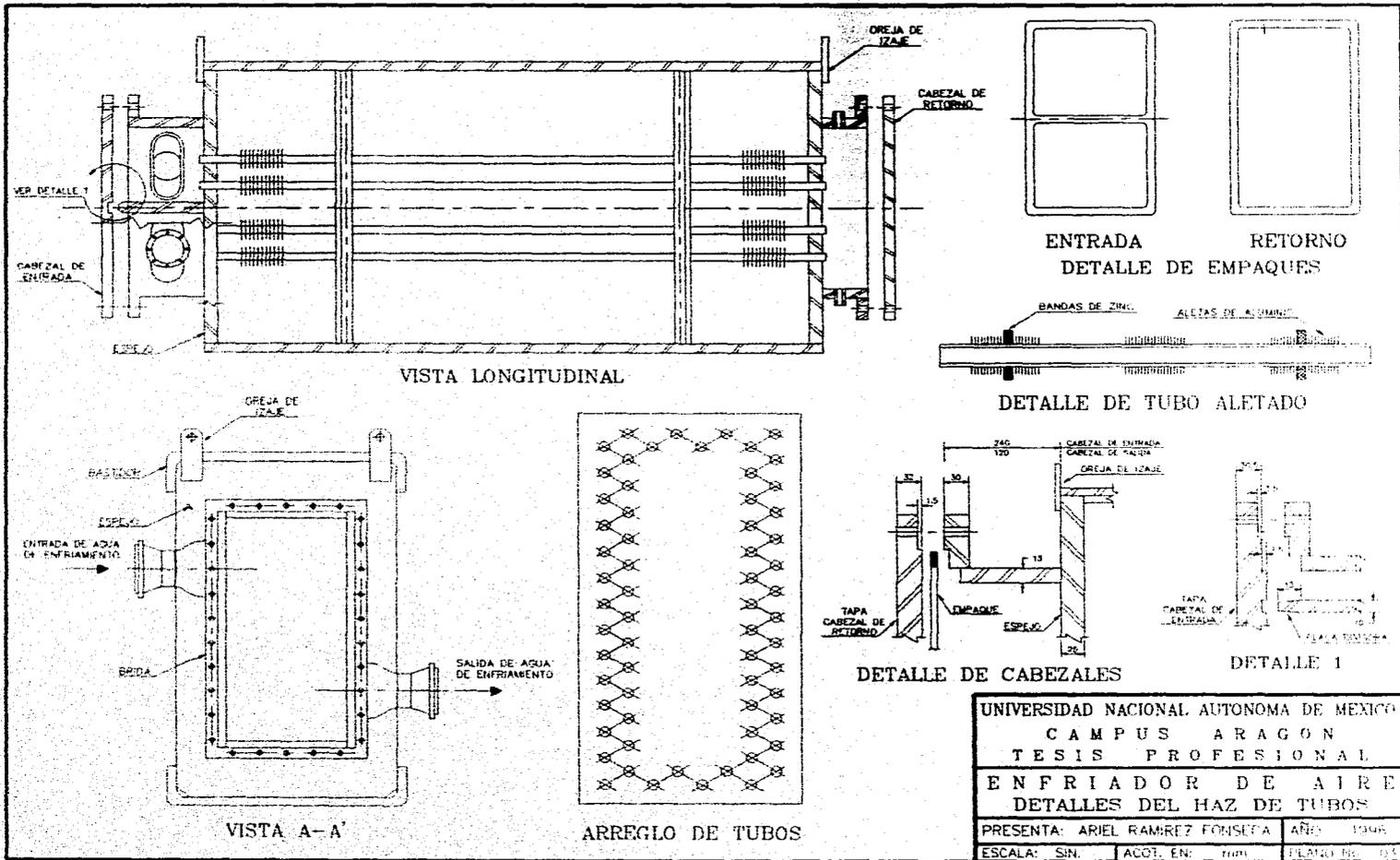


DETALLE 1

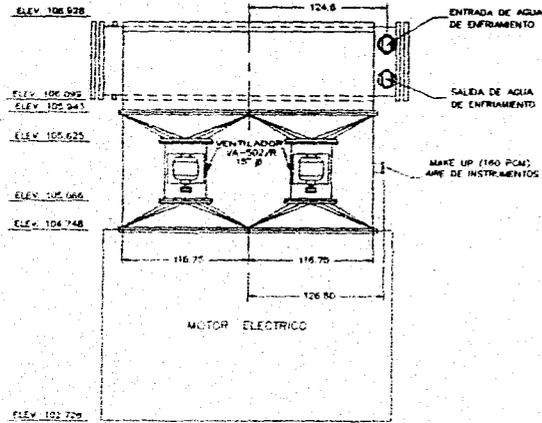


CORTE C-C'

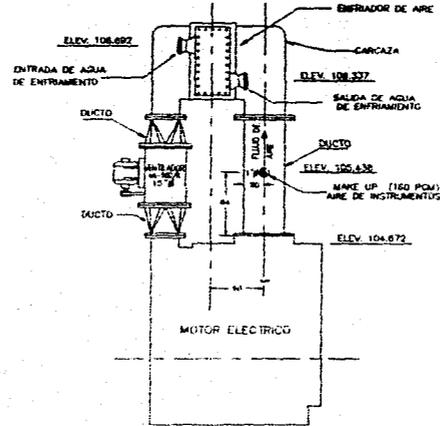
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
CAMPUS ARAGON	
TESIS PROFESIONAL	
ENFRIADOR DE AIRE	
DETALLES DE CARCAZA	
PRESENTA: ARIEL RAMIREZ FONSECA	AÑO: 1995
ESCALA: SIN.	ACDT. EN mm PLANO No. 02



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
CAMPUS ARAGON		
TESIS PROFESIONAL		
ENFRIADOR DE AIRE		
DETALLES DEL HAZ DE TUBOS		
PRESENTA: ARIEL RAMIREZ FONSECA	ANNO: 1998	
ESCALA: SIN.	ACOT. EN: mm	PLANO No. 03

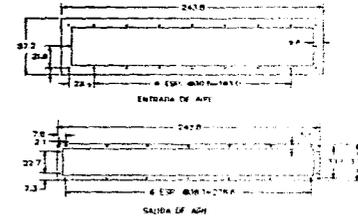


VISTA FRONTAL

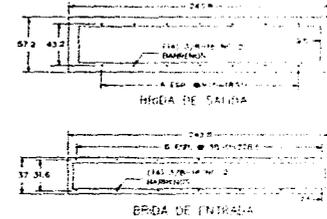


VISTA LATERAL

BRIDAS DE CONEXION AL ENFRIADOR

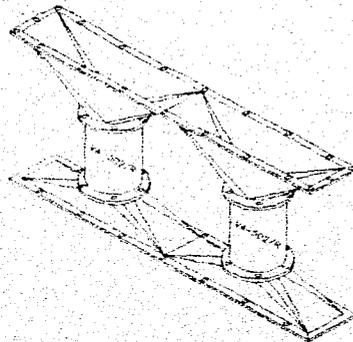


BRIDAS DE CONEXION AL MOTOR ELECTRICO

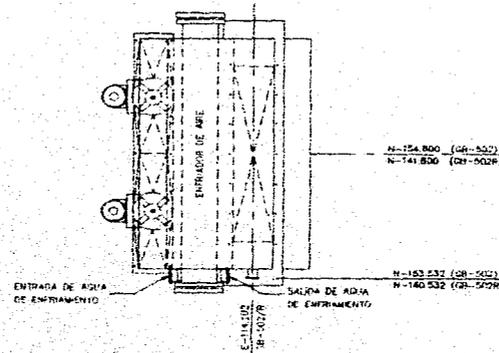


NOTAS

- ① SISTEMA DE ENFRIAMIENTO QUE CONSTITUYEN VENTILADORES VANEAXIALES AMBOS EN SERVICIO Y UN ENFRIADOR DE AGUA
- ② VENTILADOR VANEAXIAL LEVANTA UN FLUJO DE AIRE DE 1500 CM³ POR REVOLUCION TRANSMISIDA POR BANDAS, MOTOR ELECTRICO DE TIPO TRIANGULAR SIMILAR, TAMARCO 15, CAPACIDAD 4000 CM³ MINUTOS CON MOTOR ELECTRICO A PRUBERA DE CONEXION DE 3600 RPM, 440 V, 3 F Y 220 W. EL MOTOR DEL VENTILADOR DEBERA INCLUIR SOPORTE, DURETAN Y GUARNICION EN SU BASE
- ③ ENFRIADOR DE AIRE, ENFRIADOR POR AGUA, ELEV. 106.692, AIRE DE TIPO INDUCIDO, FLUJO CARGADO A 1000 CM³ POR REVOLUCION, APAREJO TRIANGULAR, FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE 330 GPM, DIMENSIONES 328 x 124 x 22.35 CM



ISOMETRICO DE CONEXIONES DE LOS VENTILADORES VANEAXIALES VA-502/R



PLANTA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
CAMPUS ARAGON
TESIS PROFESIONAL

ARREGLO GENERAL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA EL MOTOR ELECTRICO DEL COMPRESOR RECIPROCANTE GB-502/R

PRESENTA: ARIEL RAMIREZ FORSECA AÑO: 1996

ESCALA: SIN. ACOT EN: cm. FECHA: 10/01/96

BIBLIOGRAFIA

- Herrera Figueroa Jorge A.
DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y ENVOLVENTE
E.S.I.Q.I.E.
Instituto Politécnico Nacional
- Q. Kern Donald
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
CECSA, México, 1986
- Karlekar B. & Desmond R.
TRANSFERENCIA DE CALOR
Editorial Interamericana, México, 1985
- TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION
STANDARDS OF TEMA, 1968
- CRANE
FLUJO DE FLUIDOS EN VALVULAS, ACCESORIOS Y TUBERIAS
Mc Graw Hill, México, 1987
- Wark Kenneth
TERMODINAMICA
Editorial Interamericana, México, 1984
- Carrier
MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO
Marcombo S.A., España, 1890

- Mataix Claudio
MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS
Editorial Harla, México, 1982

- J. Chapman Stephen
MÁQUINAS ELÉCTRICAS
Mc Graw Hill, México, 1987

- L. Oscarson G. Y H. Gutiérrez M.
EL ABC DE LA TEORIA Y APLICACION DE MOTORES ELECTRICOS
Publicado por Grupo Fuerza, Industrias Eléctricas, S.A. de C.V., México, 1983

- Lionel S. Marsk y Theodore Baumeister
MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
Editorial UTEHA, México, 1978

- Santiago Tapia Victor
MANUAL DE DISEÑO DE AEROENFRIADORES
Instituto Mexicano del Petróleo
México, 1988

- NATIONAL ELECTRICAL MANUFACTURERS ASSOCIATION (NEMA)
STANDARD MG.1
Estados Unidos, 1981