



Escuela Superior Politécnica del Litoral
FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE LA
PRODUCCION



**“Cálculo del Sistema de Enfriamiento
de una Máquina Soldadora”**

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

SIXTO FABIAN VILLAMAR VACACELA



Guayaquil - Ecuador

1999

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Angel Vargas
Zuñiga por su acertada
dirección e invaluable
colaboración para la
realización de este trabajo

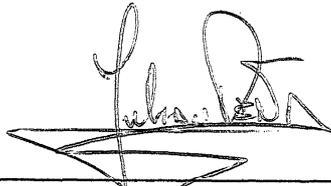


BIBLIOTECA

DEDICATORIA

A DIOS
A MIS PADRES Y
HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACION



Ing. Julián Peña E.
DELEGADO POR EL
DECANO DE LA F.I.M.C.P.



Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS

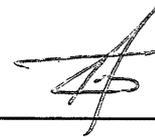


Dr. Alfredo Barriga R.
VOCAL DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



Sixto Villamar V.

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es realizar los cálculos para la instalación de un sistema de enfriamiento para una maquina soldadora, este trabajo consta de siete capítulos.

El primer capítulo habla de las consideraciones generales de la máquina soldadora, como son los datos técnicos de la máquina, funcionamiento, tipos de envase que fabrica y el requerimiento frigorífico de la maquina soldadora.

El segundo capítulo, trata sobre el sistema de enfriamiento, la selección del refrigerante, en este capítulo también se determinan las temperaturas de condensación y evaporación, para poder seleccionar el ciclo termodinámico y trazarlo en el diagrama de Mollier, como ultimo punto de este capítulo se realiza el calculo de los principales parámetros del ciclo termodinámica como son: Caudal másico, Potencia del compresor, Potencia calorífica del condensador y potencia frigorífica específica.

En el tercer capítulo, se trata sobre la selección del compresor que vamos a utilizar en el sistema de enfriamiento de la soldadora, en este capítulo vamos a realizar los cálculos de los parámetros más importantes del compresor.

El capítulo cuarto, trata sobre la selección del evaporador que vamos a utilizar en el sistema de enfriamiento de la soldadora.

En el quinto capítulo, se trata la selección del condensador que vamos a utilizar en el sistema de enfriamiento de la soldadora.

En el sexto capítulo realizamos el cálculo de los diámetros de las tuberías tanto del sistema frigorífico como del sistema de enfriamiento, también se realizara el cálculo de la potencia de la bomba.

En el séptimo capítulo se hace una reseña sobre las conclusiones y recomendaciones este trabajo.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
ABREVIATURAS	XII
SIMBOLOGIA	XIII
INDICE DE FIGURAS	XVI
INDICE DE TABLAS	XVII
INTRODUCCIÓN	18
CAPÍTULO I	
GENERALIDADES DE LA MAQUINA SOLDADORA	20
1.1 DESCRIPCION Y DATOS TECNICOS DEL EQUIPO	20
1.2 DESCRIPCION DEL SISTEMA SOUDRONIC	21
1.3 FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA DE SOLDAR Y TIPOS DE ENVASES QUE FABRICA	26
1.4 REQUERIMIENTO DE LA CARGA FRIGORIFICA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA SOLDADORA	32

CAPITULO II	
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	33
2.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	33
2.2 SELECCION DEL REFRIGERANTE	36
2.3 DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DE CONDENSACION Y EVAPORACION	42
2.4 SELECCIÓN DEL CICLO TERMODINAMICO	44
2.5 TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO	45
2.6 CALCULO DE LOS PRINCIPALES PARAMETROS DEL CICLO TERMODINAMICO	47
CAPITULO III	
SELECCION DEL COMPRESOR	51
3.1 COMPRESORES GENERALIDADES	51
3.2 SELECCIÓN DEL COMPRESOR A UTILIZAR	52
3.3 CARACTERISTICAS DEL COMPRESOR A UTILIZAR	53
3.4 CALCULO DE LAS CARACTERISTICAS PARTICULARES DEL COMPRESOR	58
3.5 SELECCIÓN PRACTICA DEL COMPRESOR	60
3.6 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL COMPRESOR	62

3.7 SELECCIÓN DEL SEPARADOR DE ACEITE	63
--	-----------

CAPITULO IV

SELECCIÓN DEL EVAPORADOR	64
---------------------------------	-----------

4.1 EVAPORADORES GENERALIDADES	64
--------------------------------	----

4.2 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR A UTILIZAR	68
---	----

4.3 CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR A UTILIZAR	70
---	----

4.4 SELECCION DEL NUMERO DE TUBOS DEL EVAPORADOR	71
--	----

4.5 CALCULO DEL EVAPORADOR	71
----------------------------	----

4.6 CALCULO DE LA LONGITU DEL SERPENTIN DEL EVAPORADOR	79
---	----

CAPITULO V

SELECCIÓN DEL CONDENSADOR	80
----------------------------------	-----------

5.1 CONDENSADORES GENERALIDADES	80
---------------------------------	----

5.2 SELECCIÓN DEL CONDENSADOR A UTILIZAR	82
--	----

5.3 CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR A UTILIZAR	85
--	----

5.4 SELECCIÓN DEL NUMERO DE TUBOS DEL CONDENSADOR	88
--	----

5.5 SELECCIÓN DE RECIPIENTES DEL LIQUIDO	102
--	-----



CAPITULO VI

CALCULO DE DIAMETRO DE LAS TUBERIAS	103
6.1 CALCULO DE DIAMETRO DE TUBERIAS DEL GAS REFRIGERANTE	103
6.2 CAIDAS DE PRESION EN LA TUBERIAS	106
6.3 CALCULO DE AISLAMIENTO DE LA TUBERIA	112
6.4 SELECCIÓN DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA DE ENFRIAMIENTO	119
6.5 POTENCIA DE LA BOMBA REQUERIDA PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	120
6.6 SELECCIÓN DE LA BOMBA	124

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	128
APENDICES O ANEXOS	129
BIBLIOGRAFIA	132

ABREVIATURAS

°C	GRADOS CENTÍGRADOS
Cm	CENTÍMETRO
Cm ²	CENTÍMETRO CUADRADO
CFC 22	REFRIGERANTE CLOROFLUORCARBONADO R22
CFC 12	REFRIGERANTE CLOROFLUORCARBONADO R12
CFS's	CLOROFLUORCARBONADOS
Cp	CALOR ESPECÍFICO
gr	GRAMO
Hp	CABALLOS DE POTENCIA
Hz	HERZT
Lb	LIBRAS
m	METROS
min	MINUTOS
mm	MILÍMETROS
Seg	SEGUNDOS
W	WATTIOS
HFC	HIDROFLUORCARBONADOS

SIMBOLOGIA

A	AREA SUPERFICIE EXTERIOR
CFC 22	REFRIGERANTE CLOROFLUORCARBONADO R22
CFC 12	REFRIGERANTE CLOROFLUORCARBONADO R12
C _p	CALOR ESPECÍFICO
e	ESPESOR
f	COEFICIENTE DE ROZAMIENTO
Gr	NUMERO DE GRASHOF
D	DIAMETRO
H ₁	ENTALPÍA A LA ENTRADA DEL COMPRESOR
H ₂	ENTALPÍA A LA SALIDA DEL COMPRESOR
H ₃	ENTALPÍA A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR
H ₄	ENTALPÍA A LA SALIDA DEL CONDENSADOR
H ₅	ENTALPÍA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR
H ₆	ENTALPÍA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR
H _f	PERDIDAS POPR FRICCION
K	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DEL CALOR
L _s	LONGITUD DE SERPENTIN DEL EVAPORADOR
ma	FLUJO MÁSIICO DE AIRE



BIBLIOTECA

m_r	FLUJO MÁSIICO DE REFRIGERANTE
M_i	RENDIMIENTO INDICADO
M_n	RENDIMIENTO MECANICO DEL COMPRESOR
Nu	NUMERO DE NUSSELT
n_v	RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO
R	RADIOS DE LAS TUBERIAS
Re	NUMERO DE REYNOLDS
R_c	RELACIÓN DE COMPRESIÓN
P	CAIDA DE PRESION
P_c	PRESION DE CONDENSACION
P_e	PRESION DE EVAPORACION
Pr	NUMERO DE PRANDLT
P_m	POTENCIA DEL COMPRESOR
P_t	POTENCIA TEORICA DEL COMPRESOR
P_f	POTENCIA FRIGORIFICA ESPECIFICA
Q_c	POTENCIA CALORÍFICA
Q_f	POTENCIA FRIGORÍFICA
T_1	TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL COMPRESOR
T_2	TEMPERATURA A LA SALIDA DEL COMPRESOR
T_3	TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR

T_4	TEMPERATURA A LA SALIDA DEL CONDENSADOR
T_5	TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR
T_6	TEMPERATURA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR
T_c	TEMPERATURA DE CONDENSACION
T_e	TEMPERATURA DE EVAPORACION
T_{ea}	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE
T_{sa}	TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE
T_m	MEDIO LOGARITMICA DE LAS DIFERENCIAS DE TEMPERATURA
V	CAUDAL VOLUMETRICO DEL AIRE
V_1	VOLUMEN ESPECIFICO DEL REFRIGERANTE
V_r	CAUDAL VOLUMÉTRICO REAL
V_{re}	VELOCIDAD DEL REFRIGERANTE
U	VISCOSIDAD DEL REFRIGERANTE
α_f	COEFICIENTE DE CONVECCION DE PELICULA LADO AGUA/AIRE
α_r	COEFICIENTE DE CONVECCION DE PELICULA LADO REFRIGERANTE
α_w	RESISTENCIA TERMICA LADO REFRIGERANTE
ρ	DENSIDAD
λ	CONDUCTIVIDAD

INDICE DE FIGURAS

		Pág.
1.2	ENVASE FABRICADO POR LA SOLDADORA SOUDRONIC	21
1.2.a	CUIRCUITO DE LA SOLDADORA	25
1.3	VISTA FRONTAL DE LA SOLDADORA	26
1.3.a	VISTA LATERAL IZQUIERDA DE LA SOLDADORA	27
1.3.b	PROCESO DE SOLDADO DE ENVASES	29
2.5	ESQUEMA DEL CICLO TERMODINAMICO	45
3.3.1	RENDIMIENTO VOLUMETRICO PARA COMPRESORES FRIGORIFICOS	56
5.3	FLUJO CRUZADO EN UN BANCO DE TUBOS	92
5.3.a	GEOMETRIA DEL BANCO DE TUBOS	97
6.2	PLANO D E TUBERIAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	126
6.4	PLANO DE TUBERIAS D E L SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	127

INDICE DE TABLAS

	Pág.
I.- TIPOS DE ENVASES FABRICADOS EN FADESA	31
II.- COEFICIENTE DE LA ECUACIÓN DE UN SEGÚN GEOMETRIA DE LOS TUBOS.	94

INTRODUCCION

El objetivo de este trabajo es realizar los cálculos de la instalación frigorífica del sistema de enfriamiento de una maquina soldadora. Debido a la demanda de envases soldados FADESA instaló una soldadora de envases de hojalata, la cual necesita de un sistema de enfriamiento.

Una vez adquirida la máquina soldadora de hojalata, el primer paso fue conocer como funciona, cuales son las características de la máquina, el proceso que sigue y las condiciones de operación de la máquina.

La soldadora, es una máquina semiautomática, la alimentación de los cuerpos a soldar es un proceso manual que realiza el operador, los cuerpos alimentados por el operador tienen las dimensiones requeridas de acuerdo al diámetro y altura del envase, estos cuerpos pasan por una roladora, la cual a mas de darles una forma curva coloca los cuerpos en el brazo de la soldadora, el cual suelda los cuerpos y los pasa para la siguiente operación.

Para que la soldadora pueda trabajar continuamente las 24 horas del día, se recomienda instalar un sistema de enfriamiento para el brazo de la soldadora

El sistema de enfriamiento consiste en un tanque a manera de cisterna que almacena agua, este tanque tiene un evaporador sumergible, que conectado al equipo de refrigeración le da al agua una temperatura de 10 °C, esta agua es transportada por una bomba, ingresa a la máquina soldadora, en esta pasa a través del brazo de la soldadora y lo enfría por transferencia de calor.

El agua regresa al tanque y este proceso se repite durante toda la producción de la máquina soldadora, se deberá poner en funcionamiento el sistema de enfriamiento por lo menos 10 minutos antes de arrancar la máquina soldadora.

La parte ingenieril de este trabajo comprende los cálculos teóricos para seleccionar el equipo de refrigeración requerida por el sistema de enfriamiento de la soldadora, esto es el calculo de compresor, Condensador, evaporador, y el diámetro de las tuberías.

1. GENERALIDADES DE LA MAQUINA SOLDADORA

1.1 DESCRIPCIÓN Y DATOS TÉCNICOS DEL EQUIPO

Es una máquina semiautomática universal para soldar hojalata en forma continua, las características de la máquina soldadora son:

Marca: Soudronic

Modelo: ABM 180 WIMA

Material Recomendado: Hojalata con recubrimiento de estaño (ETP) y hojalata laminada en frío (TFS)

Espesor de hojalata con la que puede trabajar la soldadora:

Hojalata con espesor de 0,15 a 0,25 mm

Diámetro de envases que fabrica: 202 – 307 (52 – 260) mm

Producción de envases por minuto: Depende de la altura del envase, velocidad e intensidad de corriente que se usa en el proceso de soldadura

Diámetro del hilo de cobre: 1,38 – 1,4 mm

Traslape en el cordón de soldadura: 7mm

Conexión eléctrica: Corriente alterna trifasica

Voltaje: 220 V

Alimentación 50/60 Hz

Requerimiento del sistema de enfriamiento:

Presión : 57 psi

Caudal: 40 GPM

Carga frigorífica: 98000 BTU/H / 24685,38 Kcal/H

Dimensiones de la maquina:

Longitud: 3470mm; Ancho: 2530 mm; Altura: 3000mm

Peso de la maquina: 6500 kg

1.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA SOUDRONIC

La máquina soldadora es manufacturada por la compañía Soudronic, la misma que tiene su matriz en la ciudad de Zurich, Suiza.

Esta maquina fue diseñada para producir envases que tienen forma cilíndrica, en la figura 1.2 se ilustra un envase fabricado en una soldadora Soudronic.

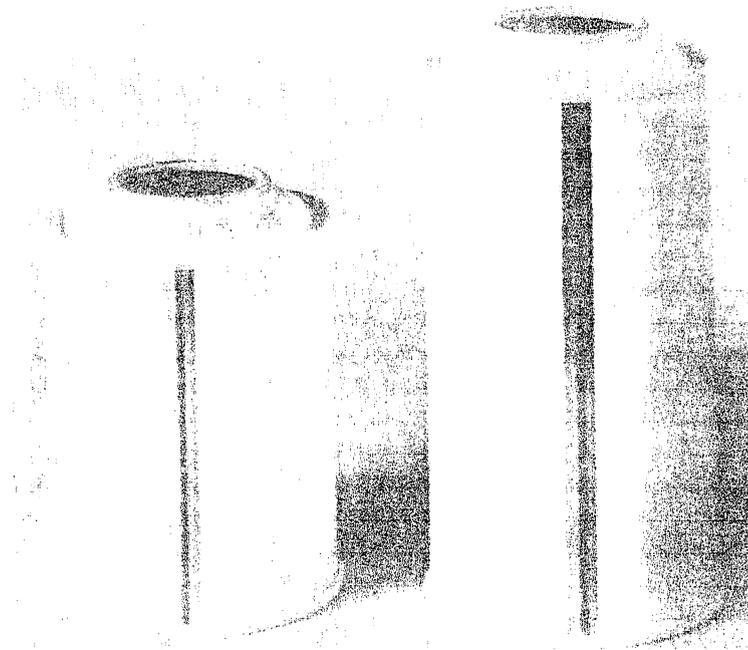


Figura 1.2 – Envase fabricado soldadora Soudronic

El sistema de soldar Soudronic, se basa en la utilización de un alambre de cobre que sirve como electrodo intermedio, el alambre de cobre es pasado entre las roldanas y la pieza a soldar, lo que evita que durante el proceso de se contaminen las roldanas de soldadura, esta contaminación es provocada por la fusión del estaño.

El principio de la soldadura por resistencia se basa en el reconocimiento de que todo material se calienta al ser atravesado por una corriente eléctrica (resistencia del material).

En el soldeo de costura con rodillo el metal (acero) pasa entre dos roldanas giratorias (roldanas de soldadura).

Estas roldanas tienen tres funciones:

- Transmisión de la corriente eléctrica I
- Transmisión de la fuerza de soldadura F
- Transmisión del movimiento de avance V_s

La alta intensidad de la corriente alterna (baja Tensión) es suministrada a través de un transformador (1)

Para el mismo flujo de corriente:

El material buen conductor, por ejemplo el cobre, que presenta una baja resistencia se calienta menos que el material no conductor, por ejemplo el acero que presenta una resistencia eléctrica elevada, calentándose por lo tanto mucho más.

El circuito de soldadura esta constituido de la siguiente manera:

La corriente I procede del transformador (1) y atraviesa la barra de corriente (2), los cabezales de las roldanas (3,5) la pieza a soldar (4) y retrocede al transformador pasando por el brazo inferior (6).

Debido a la alta resistencia de las dos piezas a soldar, están son sometidas a un fuerte calentamiento provocado por el paso de la corriente I , a cada semi-onda (positiva y negativa), especialmente en la cresta de la corriente I_m , ambas partes adquieren un estado pastoso.

Bajo el efecto de la Fuerza de soldadura F , las dos partes en estado pastoso son mantenidas fuertemente comprimidas y se unen íntimamente hasta formar, una vez enfriadas, una estructura soldada uniforme.

La barra de corriente, el brazo inferior y, principalmente los cabezales de roldanas, están sometidas adicionalmente a una intensa refrigeración por agua (II), los que les protege de calentamiento inadmisibles.

Al soldar hojalata (recubrimiento de estaño), los cabezales de roldana están protegidos contra el ensuciamiento mediante un electrodo intermedio constituido por un alambre de cobre (7) que es alimentado de manera continua y avanza en una ranura a través de los cabezales de roldana.

Como medio de la transmisión de la corriente I desde la parte interior fija (9) a la parte exterior giratoria (8) del cabezal de la roldana se utiliza una cortina de contacto líquida (10). Ver figura 1.2.a

1.3 FUNCIONAMIENTO DE MAQUINA DE SOLDAR Y TIPOS DE ENVASES QUE FABRICA.

La soldadora es una máquina semiautomática en la cual el trabajo del operador consiste en la alimentación de la hojalata en las guías de sujeción, el resto del Proceso es automático.

En las figuras 1.3a, 1.3b y ilustramos la máquina soldadora.

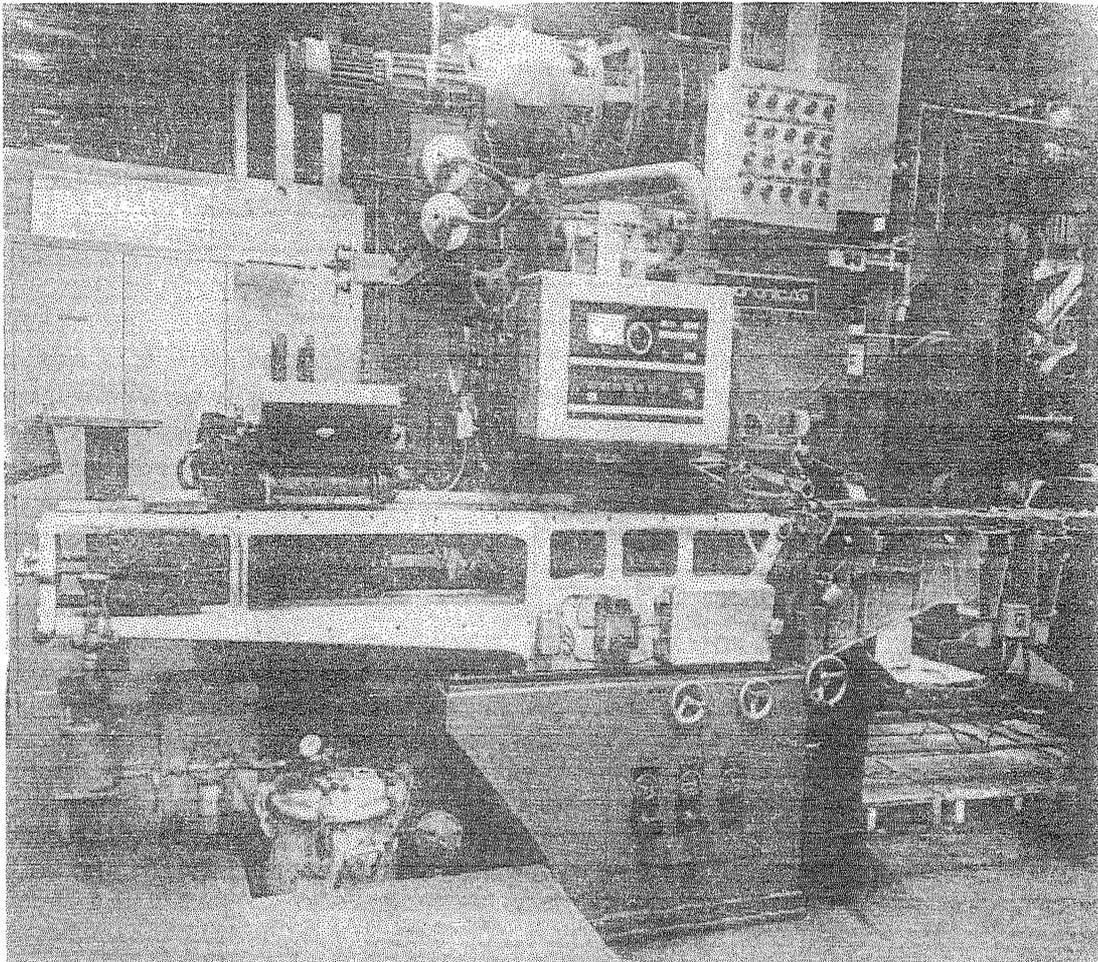


Figura 1.3.a Vista Frontal de la soldadora.

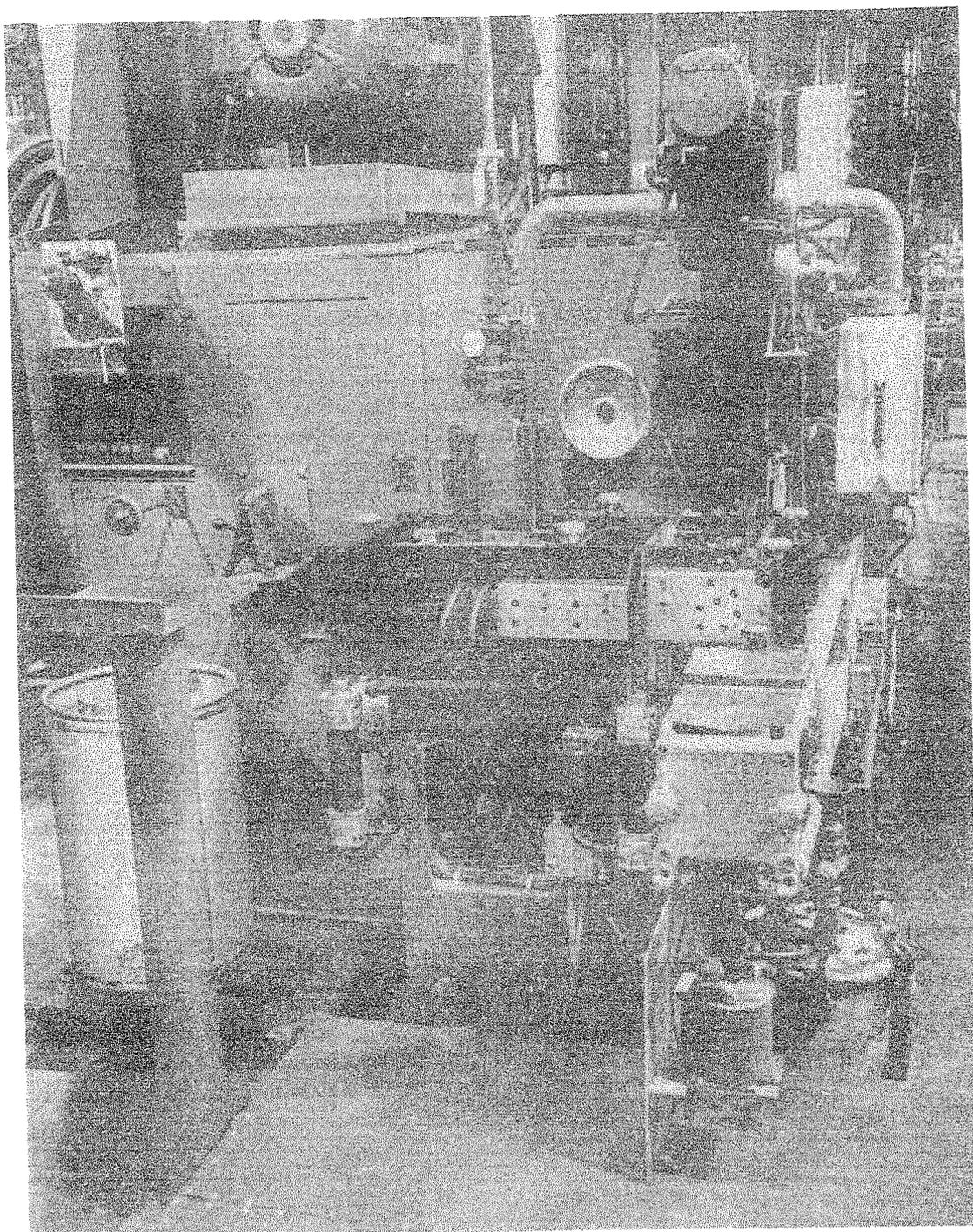


Figura 1.3.b Vista Lateral Izquierda de la soldadora.

El proceso en la máquina soldadora comienza con la alimentación de los cuerpos, los cuerpos cortados son colocados por el operador en los bolsillos correspondientes, cada cuerpo aspirada es introducido entre las rodillos transportadores mediante los dedos de introducción, tras haber pasado el sistema de hojas dobles y el flexionador, el cuerpo es introducido en el curvador que le da la forma cilíndrica.

Las levas de las cadenas transportadoras en funcionamiento, avanzan el cuerpo redondeado hasta una corta distancia de la entrada en las roldanas de soldadura.

En este momento, los trinquetes de avance toman el cuerpo y lo introducen entre las roldanas en el momento correcto.

A partir de este momento, el calambre que gira en las ranuras de las roldanas de la soldadura se encarga del transporte del cuerpo. A la salida de las roldanas de soldadura, el cuerpo soldado es tomado por una cinta transportadora-aceleradora y conducido fuera de la máquina.

Durante toda la fase de trabajo la corriente de soldadura queda conectada. La corriente de soldadura puede ser reducida o incrementada al inicio y al final de cada soldadura.

Ver figura 1.3.c donde se encuentra resumido el proceso de la maquina soldadora.

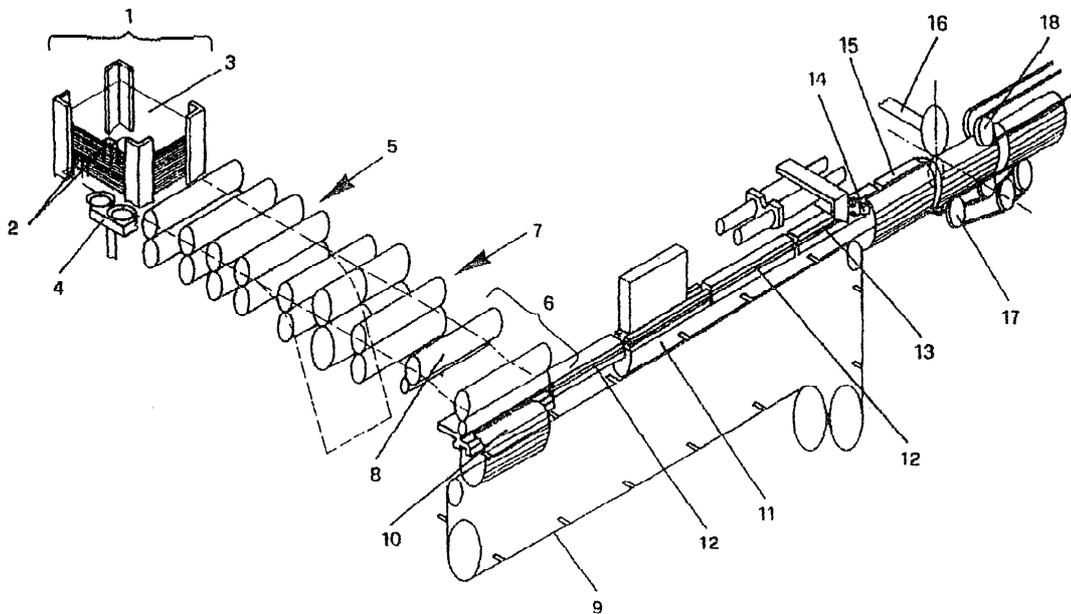


Figura 1.3.c Proceso de Soldadura

Los sistemas descritos en la figura 1.3.c del proceso de soldadura son:

- 1 Alimentador
- 2 Dedos de introducción
- 3 Pila de cuerpos
- 4 Unidad Ventosa
- 5 Sistema de detección de hojalatas dobles
- 6 Curvador
- 7 Estación de Preincisión
- 8 Flexionador

- 9 Cadena transportadora
- 10 , Cuerpo no soldado
- 11 Brazo inferior
- 12 Barra de Guías
- 13 Guía Z de cruzado
- 14 Trinquetes de avance
- 15 Guía Z
- 16 **Cabezal** de roldana pendular
- 17 Cinta de Salida
- 18 Transportador de cuerpos de envases

Para identificar los envases es necesario saber el diámetro y la altura, comúnmente se usa un sistema numérico de identificación.

Este sistema consiste de dos números con tres dígitos, el primer número indica el diámetro exterior del envase, y el segundo número indica la altura total. Por ejemplo envase 300 x 407.

En este sistema, el primer dígito se refiere al número de pulgadas y el segundo y tercer dígito, se refiere a lo adicional en dieciséis avos de pulgada. Ejemplo

Diámetro 401

4" 1/16 avos de pulgada

Altura 407

4" 7/16 avos de pulgada

Para comprender el proceso de la soldador-a Ver Tabla 1.3 Tipos de envases fabricados en FADESA con sus respectivas medidas.

Tabla 1.3 Tipos de envases fabricados por FADESA

TIPOS	MEDIDAS STANDARD					
	mm.			pulg.		
EMBUTIDOS	φ M	φ m.	H	φ M.	φ m.	H
oval 1 lbr.	135,5	111	38	6 7/16	4 5/16	1 8/16
oval 1/2 lbr.	147,5	87,3	30,1	5 13/16	3 7/16	1 3/16
1/4 club	109,5	77,7	23	4 5/16	3 1/16	1 4,5 16
401 x 202	103,2		54	4 1/16		2 2/16
307 x 0.14	87,3		22,2	3 7/16		1 4/16
202 x 105	54		33,3	2 2/16		1 5/16
CILINDRICOS	φ		H	φ		H
401 x 411	103,2		119	4 1/6		4 11/16
401 x 206	103,2		60,3	4 1/16		2 6/16
307 x 408	87,3		114,2	3 7/16		4 8/16
307 x 308	87,3		88,8	3 7/16		3 8/16
307 x 113	87,3		46	3 7/16		1 13/16
300 x 407	76,1		112,6	3		4 7/16
211 x 400	67,2		101,6	2 11/16		4
211 x 212	67,2		69,8	2 11/16		2 12/16
202 x 308	54		88,88	2 2/16		3 8/16
202 x 204	54		57,1	2 2/16		2 4/16

1.4 REQUERIMIENTOS DE LA CARGA FRIGORÍFICA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA SOLDADORA.

La carga **frigorífica** descrita en el manual de especificaciones **técnicas** que necesita nuestra **maquina** soldadora es de **24685,38 Kcal/h**, vamos a utilizar un solo equipo frigorífico, motivo **por** el cual se reduce nuestro costo y nos permite **mantener** una capacidad adecuada de repuestos para **los** equipos.

2. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.1 GENERALIDADES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

El sistema de **refrigeración** es un circuito cerrado en el cual, el refrigerante hace que absorba el calor hasta un punto donde el enfriamiento es deseado y para soltar el calor en cualquier otro punto permitiendo la utilización repetida del refrigerante.

El proceso depende de las propiedades de los líquidos conocidos como:
Calor latente de Vaporización.-- Si un líquido cambia su estado de líquido a vapor, este debe absorber calor para poder mantener su temperatura original. Si el calor necesario no está disponible en el momento de **la** vaporización, habrá una gran **disminución** en **la** temperatura del líquido vaporizado.

El proceso puede ser revertido al aumentar la presión del vapor. Esto produce que la temperatura suba y se permite que el calor se disipe del sistema, el vapor volverá al estado líquido.

Empezando con el compresor el refrigerante es aspirado a una presión más alta, la compresión del gas causa la subida drástica en la temperatura. En un sistema operativo adecuado solamente el refrigerante

gaseoso es bombeado por medio del Compresor, el gas de alta presión, que pasa a través del condensador, un intercambiador de calor, hace que el refrigerante se enfríe, haciendo que se condense a líquida.

Las ventiladores hacen pasar aire sobre los espirales del condensador, para tratar de eliminar el calor del refrigerante. (Los Modelos enfriados por agua utilizan agua en **vez** de aire).

El líquido de presión alta se colecciona en el tanque receptor, el receptor atrapa cualquier gas que haya quedado. El gas atrapado a medida que se enfría se condensa, haciendo de esta manera que no se produzca una acumulación de gas.

Líquido de presión alta que sale del receptor pasa por un cartucho secador el cual elimina cualquier residuo de agua que haya quedado atrapada en el sistema refrigerante.

Entonces pasa por un vidrio de nivel que incluye un indicador que se utiliza para detectar la contaminación de agua excesiva del refrigerante, el indicador deberá tener un color verde. Si está amarillo, el refrigerante

está contaminado con agua.

El vidrio del nivel también indica la insuficiente carga del refrigerante, luego el refrigerante pasa por una válvula selenoide antimigratoria. Esta válvula se cierra, cada vez que los contactos en él termostato de control se abren. El selenoide bombeado evita que el refrigerante líquido llene la presión baja de la porción del circuito de refrigeración durante los **periodos** en que se encuentra apagado el compresor. Sin esta válvula, el calor de la atmósfera causaría la expansión del **gas** en él **tanque** receptor, dando como resultado el fluido del refrigerante a través del sistema a la entrada del compresor.

‘El vaciar con bomba el refrigerante líquido por el compresor causa que el compresor sea golpeado y maltratado, lo que puede resultar un daño severo , este procedimiento debe ser evitado.

Desde la válvula selenoide, el refrigerante líquido se traslada a una válvula de expansión controlada termostáticamente. Esta válvula esta controlada por una bombilla sensible a la temperatura sujeta en el evaporador, se abre por demanda cuando la temperatura del evaporador sube por encima de la temperatura preestablecida, causando que el

liquido de alta presión fluya a un área de presión baja, resultando en la evaporación inmediata de la mayor parte del liquido y una disminución drástica en la temperatura del refrigerante la modulación de la válvula de expansión por la bombilla sensible de temperatura asegura que el refrigerante excesivo no fluirá a los espirales del evaporador.

La presión en estos espirales es mantenida relativamente baja, para que el refrigerante en estado liquido que entra a las espirales pueda evaporarse completamente a gas antes de volver al compresor.

El gas refrigerante frío en los espirales del evaporador absorbe el calor del liquido en el tanque de enfriamiento antes de trasladarse al evaporador. El gas a baja presión retorna a la entrada del compresor siendo este el propósito del sistema de refrigeración.

2.2 SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

Los refrigerantes o fluidos frigorígenos son sustancias que circulan cíclicamente por las instalaciones frigoríficas, actuando como agente refrigerante del cuerpo o sustancia a enfriar.

Para seleccionar el refrigerante debemos tomar en cuenta las siguientes factores:

a.- Características termodinámicas.- Dentro de las características termodinámicas tenemos que tomar en cuenta que la temperatura de evaporación debe ser superior que la Temperatura de ebullición.

b.- Características da seguridad.- La toxicidad del refrigerante debe ser lo menor posible, la inflamabilidad también debe ser lo mas baja posible.

c.- Características técnicas,- La acción sobre los metales debe ser nula, la acción sobre los aceites de lubricación deben ser positivos en toda proporción, en el sentido de miscibilidad entre el refrigerante y el aceite para facilitar su retorno al compresor. su comportamiento en presencia del agua debe ser nulo.

d.- Características económicas.- Su precio debe ser lo mas bajo posible y en cuanto a su disponibilidad, deberá ser de fácil adquisición en el mercado.

- Los refrigerantes se clasifican en primarios y secundarios.

LOS REFRIGERANTES PRIMARIOS.- Son sustancias químicas que se caracterizan por su fácil tendencia a condensarse a temperatura ambiente al ceder calor (en la condensadores).

Entre las refrigerantes primarios mas usados en las industrias tenemos:

- a.- Amoniaca R717
- b.- Refrigerante 12 R12
- c.- Refrigerante 22 R22
- d.- Refrigerante 502 R502

Los tres últimos son hidrocarburos halogenados o clorofluorcarbonados (CFC'S).

Amoniaco.- Es uno de las refrigerantes más antiguos y es aun muy usado debido:

- a.- Propiedades termodinámicas aceptables
- b.- Costo relativamente bajo
- c.- Fácil detección en caso de fugas.

Sin embargo tiene las siguientes desventajas:

- a.- Es tóxico
- b.- Ligeramente inflamable
- c.- En presencia de humedad produce corrosión

d.- Ataca al cobre y sus aleaciones.

Refrigerante 12.- Es uno de los refrigerantes mas usados en la actualidad debido:

- a.- costo relativamente bajo
- b.- Fácil miscibilidad con el aceite en toda proporción y temperatura
- c.- Propiedades termodinámicas aceptables.

Sus mayores inconvenientes son:

- a.- Difícil detección. en et caso de fugas por ser **prácticamente** incoloro
- b.- Sus limitaciones de operación a muy bajas temperaturas (temperatura de Ebullición: **29,8°C**)
- c.- Eliminación de la capa de Ozono, se le atribuye al uso de este refrigerante, por lo que este refrigerante deberá ser dado de baja en el mercado, conforme al ultimo convenio de Montreal (Canadá).

Refrigerante 22.- Esta imponiendo actualmente en las instalaciones frigoríficas modernas debido a las siguientes ventajas:

- a.- Fácil aplicación a bajas temperaturas (temperatura de ebullición **40,8°C**).
- b.- Condiciones similares de operación con respecto al **NH3** y al **R12** con compresores de dimensiones más pequeños.

Las principales desventajas de este refrigerante son:

- a.- Costo alto con respecto al R717 y al R12
- b.- Irregular miscibilidad con los aceites, lo cual ocasiona perturbaciones en las instalaciones diseñadas en forma inadecuada.

Refrigerante 502.- Es una mezcla azeotrópica de R22 en una proporción de 48,8% y R115 en una proporción de 51,2 %.

Este refrigerante presenta las ventajas que se presta para ser usado a muy bajas temperaturas a causa de su punto de ebullición inferior en 5°C al R22 (-45°C), en cambio presenta inconvenientes similares a los del R22, añadiéndose a esto la dificultad en conseguirlo en el medio por ser un refrigerante muy poco común.

LOS REFRIGERANTES SECUNDARIOS.- son fluidos usados generalmente en sistema de refrigeración indirecta las principales características son:

- a.- Un punto de congelación o eutéctico netamente inferior a la temperatura más baja
- b.- Viscosidad ligera
- c.- Alta densidad y calor específico
- d.- Bajo punto de ebullición



e.- No inflamable

f.- No tóxico

g.- Bajo precio

Entre los refrigerantes secundarios mas usados en las industrias tenemos:

a.- Refrigerantes N° II y II 3

b.- Glicoles

c.- Salmuera

REFRIGERANTES II Y 13.- Se vaporizan a temperaturas relativamente altas con respecto a los otros hidrocarburos halogenados:

RI 1: 23,9°C y RI 13: 48,9°C.

Esto causaría problemas para trabajar en zonas tropicales, sin embargo requiere una baja potencia de bombeo.

GLICOLES.- Son mezclados en agua en varias proporciones, sin embargo el glicol 70-30 (70% glicol, 30% agua) es el mas utilizado.

El **inconveniente** que presentan los glicoles es que a bajas temperaturas se tornan viscosos, por lo que se requiere una considerable potencia de bombeo.

SALMUERA Son los refrigerante **secundarios** mas usados en instalaciones frigoríficas pesqueras, a pesar de tener como su **principal** inconveniente producir corrosión.

La **salmuera** de cloruro de sodio es incluida en la lista de refrigerantes secundarios, **solo** porque es usada en tanques de inmersión como un medio de congelación, pero no es circula por intercambiados de calor como el caso de la **salmuera** de CL_2Ca .

Luego de analizar las propiedades de cada uno de los refrigerantes nosotros hemos seleccionado el refrigerante 22, el cual se esta utilizando por su fácil aplicación a bajas temperaturas.

2.3 DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE **CONDENSACIÓN Y EVAPORACION.**

Temperatura de evaporación del ciclo.- Nosotros vamos a trabajar con un evaporador de tipo inundado dentro de un tanque de agua, asumimos que la temperatura del agua dentro del tanque es $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Cuando se trabaja con un evaporador para enfriamiento de líquidos se aconseja establecer un gradiente de temperatura entre el agua y el refrigerante al evaporarse, de 4 a $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Nosotros **estableceremos** un gradiente equivalente a 4°C , por lo tanto tendrán una temperatura de evaporación de 6°C , lo cual nos da una presión de evaporación de $6,18\text{ Kg/cm}^2$.

Temperatura de Condensación del ciclo.- Utilizaremos condensadores enfriados por aire, En la practica se adopta que para condensadores enfriados por aire la diferencia de temperatura de 10 a 15°C , entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante.

La temperatura de aire a la entrada del ventilador $t_{ea} = 28^{\circ}\text{C}$

La temperatura de aire a la salida del ventilador $t_{sa} = 33^{\circ}\text{C}$

$$T_m = (t_{sa} + t_{ea}) / 2$$

$$T_m = 30,5^{\circ}\text{C}$$

Donde:

T_m : es la temperatura promedio del aire.

Nosotros vamos a adoptar un gradiente de temperatura de 11° por lo que la temperatura de condensación es igual a $T_c = (11 + 30,5)^{\circ}\text{C}$; $T_c = 42^{\circ}\text{C}$, Y la presión de condensación es $16,58\text{ kg/cm}^2$

2.4 SELECCIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO

Una vez obtenidas las temperaturas y presiones de condensación y evaporación, se determinara si la compresión se hace, en una etapa o si se adapta un ciclo de dos etapas.

Para el caso de operar con refrigerantes halogenados como es nuestro caso se debe cumplir una de estas dos condiciones para trabajar con un ciclo de dos etapas:

1.- la relación de compresión presión de condensación sobre la presión de vaporización sea mayor a 10.

La relación de compresión es igual a:

$$R_c = P_c / P_e$$

$$R_c = 16,58 / 6,18$$

$$R_c = 2,68$$

2.- la diferencia entre la temperatura de condensación y vaporización es mayor a 70.

La diferencia de temperaturas es igual a:

$$\Delta T = T_c - T_e$$

$$\Delta T = 42 - 6 = 36^\circ\text{C}$$



Como no se cumplen ninguna de las condiciones anteriores usaremos un ciclo termodinámico a una etapa.

2.5 TRAZADO DEL CICLO TERMODINÁMICO

El ciclo standard corresponde a las siguientes transformaciones que se representan en el diagrama Log P-H, el cual está esquematizado en la figura 2.5

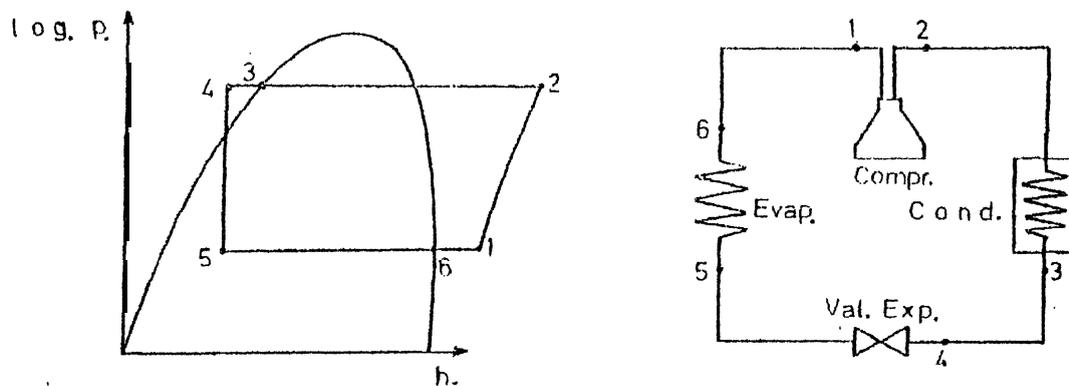


Figura 2.5 Trazado del ciclo termodinámico

- 1 – 2 Compresión isentrópica de vapor
- 2 – 3 Enfriamiento y condensación del vapor a presión constante
- 3 – 4 Subenfriamiento del líquido en las tuberías
- 4 – 5 Expansión Isentálpica en la válvula de expansión
- 5 – 6 Vaporización del líquido en el evaporador a presión constante
- 6 – 1 Recalentamiento del vapor en las tuberías.

Procederemos a determinar los puntos en el diagrama $\log P - h$; para ello asumimos como hipótesis que el refrigerante sale como líquido saturado del condensador a la $t_3 = 42^\circ\text{C}$ y que luego antes de llegar a la válvula de expansión se subenfria 4°C , lo cual en la práctica es realmente posible por lo tanto $t_4 = 38^\circ\text{C}$.

Anteriormente habíamos determinado la temperatura de evaporación que viene a ser la temperatura de salida de la válvula de expansión, por lo tanto $t_5 = 6^\circ\text{C}$; ahora bien asumimos que el refrigerante sale como vapor saturado **seco** del evaporador y que la caída de presión es despreciable tendremos que $t_6 = 6^\circ\text{C}$, ahora determinamos la temperatura de aspiración del compresor, en la práctica sabemos que los vapores son recalentados en el conducto que comunica el evaporador con el compresor, el recalentamiento del refrigerante se sitúa en más o menos 7°C , luego asumimos que $t_1 = 13^\circ\text{C}$ y despreciamos la **caída** de presión a través de las tuberías de aspiración; el valor de las caídas de presión esta condicionado a la longitud de las tuberías.

Trazado de ciclo:

$$T_3 = 42^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 113,45 \text{ Kcal/kg}$$

$$T_4 = 38^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 112,10 \text{ Kcal/Kg}$$

$$T_5 = 6^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 112,10 \text{ Kcal/Kg}$$



$$T_e = 6^\circ\text{C}$$

$$h_6 = 150,01 \text{ Kcal/Kg}$$

$$T_i = 13^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 150,80 \text{ Kcal/Kg}$$

El punto 2 es determinado a partir del punto **1**, asumiendo una compresión isentrópica y despreciando las pérdidas **imprevistas** y teóricamente difíciles de calcular, es decir que la presión de condensación y de descarga del compresor son iguales por lo tanto:

$$T_2 = 82^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 158,2 \text{ Kcal/Kg}$$

El trazado del ciclo esta en el anexa **A**.

2.6.CALCULO DE LOS PRINCIPALES PARÁMETROS DEL CICLO TERMODINÁMICO.

Entre los principales parámetros del ciclo termodinámico tenemos:

- 1 . - Caudal másico
- 2.- Potencia teórica del compresor
- 3.- Potencia calorífica teórica
- 4.- Potencia frigorífica específica

Caudal másico.- La cantidad de fluido (R22) que debe desplazar el compresor para suministrar la potencia frigorífica requerida esta dado por:

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

donde:

m_r = Caudal másico del refrigerante

Q_f = **Potencia Frigorífico requerida**

H_6 = Entalpia del refrigerante **a la salida del evaporador**

H_5 = Entalpia del refrigerante **a ta entrada del evaporador**

Entonces tenemos que:

$$m_r = 24685,38 \text{ Kcal/h} / (150,01 - 112,10) \text{ Kcal/Kg}$$

$$m_r = 651,15 \text{ Kg/h}$$

Potencia teórica del compresor.- La potencia teórica del compresor

esta dada por:

$$P_t = m_r * (h_2 - h_1)$$

Donde :

P_t = Potencia teórica **del** compresor

m_r = Caudal másico del refrigerante

H_2 = Entalpia del refrigerante a la descarga del compresor

H_1 = Entalpia del refrigerante a la succión del compresor

Luego :

$$P_t = 651,15 \text{ Kg/h} * (158,20 - 150,80) \text{ Kcal/kg}$$

$$P_t = 5078,97 \text{ Kcal/h}$$

Potencia calorífica teórica en el condensador

Es equivalente a:

$$Q_c = m_r * (h_1 - h_3)$$

Donde :

Q_c = Potencia calorífica teórica evacuada en el condensador

m_r = **Caudal** másico del refrigerante

h_1 = Entalpía del refrigerante a la succión del compresor

h_3 = Entalpía del refrigerante a la salida del condensador

Luego :

$$Q_c = 651,15 \text{ Kg/h} * (150,80 - 113,45) \text{ Kcal/kg}$$

$$Q_c = 24320,45 \text{ Kcal/h}$$

Potencia frigorífica específica

$$P_f = Q_f / P_t$$

Donde :

P_f = Potencia frigorífica específica

Q_f = Potencia frigorífica requerida

P_t = Potencia teórica del compresor

Luego :

Pf = 24685,38 Kcal/h / 5078,97 Kcal/h

Pf = 4,86

3.- SIELECCIÓN DEL COMPRESOR

3.1 COMPRESORES

El compresor es una de las partes principales de un sistema de refrigeración por compresión, pues constituye la verdadera maquina de toda instalación frigorífica, siendo su función la de aspirar el refrigerante en estado gaseoso proveniente del evaporador y luego comprimirlo elevando su presión y temperatura.

El compresor suministra trabajo al sistema. para mantener una determinada presión en el evaporador, el compresor deberá extraer el vapor tan rápidamente como éste se vaya formando. Si la carga en el evaporador es pequeña, se necesitará evaporar poca refrigerante y la succión del compresor podrá causar una reducción en la presión del evaporador, la misma que continuará hasta que la diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y el evaporador sea justamente la adecuada para generar suficiente vapor para suministrar un desplazamiento efectivo en el pistón del compresor. Por otro lado si la carga en el evaporador es grande (carga excesiva) se generará vapor muy rápidamente a una temperatura relativamente alta en el evaporador y el compresor puede estar sobrecargada.

Los compresores **se clasifican** de **una** manera general **en**:

a.- Compresores Volumétricos. – Son aquellos en los **cuales** la transferencia del fluido **es** realizada por **capacidades que** son **puestas** sucesivamente **en relación** por la aspiración y luego por la descarga, después de haber disminuida su volumen **y** aumentando su presión.

b.- Compresores No Volumétricos.- **Son** aquellos en los **cuales** la transferencia del fluido es realizada por una **o** varias ruedas de paleta que comunican **la energía** mecánica al fluido elevando su presión. Los compresores Volumétricos permiten obtener fácilmente grandes relaciones **o** tasas de compresión, pero se adaptan mal **cuando** se trata de desplazar grandes caudales.

3.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE COMPRESOR A USAR.-

Las criterios más **importantes en** la selección de **un** compresor son el volumen a desplazar y la tasa de **compresión**, sin embargo hay que tener en cuenta, otros factores **como**:

- **Espacio y peso**
 - Regularidad de funcionamiento en el caudal desplazado.
- **Generación de vibración y ruidos.**
- **La polución del refrigerante por el aceite.**

- La forma de la curva característica caudal - presión.

En la práctica se deben tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Para caudales menores de 1000 m³/h es recomendable utilizar compresores volumétricos a pistones alternativos.
- Para caudales superiores a 1500 m³/h es recomendable usar compresores centrífugos.
- A caudales intermedios entre los dos grupos anteriores se aconseja utilizar compresores a tornillo.
- A caudales extremadamente grandes es necesario usar compresores axiales, aunque éstos son raramente usados.
- Para razones o tasas de compresión arriba de 2.5 deben usarse compresores de pistón alternativos.

En nuestra planta, tenemos un caudal muy inferior a 100 m³/h (18.40 m³/h) y una tasa de compresión mayor a 2.5 (2,6). Nosotros usaremos compresores de pistones alternativos sujetándonos al modelo de fabricación de una marca escogida.

3.3 CARACTERISTICAS GENERALES DEL COMPRESOR:

Determinación del caudal volumétrico.

El caudal volumétrico esta dado por:

$$V_r = m \cdot v_1$$

Donde:

V_r = Caudal volumétrico real.

m_r = Caudal másico 651,15 kg/h

v_1 = Volumen específico del refrigerante en la aspiración del compresor.

NOTA: v_1 se determina gráficamente en el diagrama $\log p - h$ en el punto 1, siendo su valor igual $0.016 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Luego:

$$V_r = 651,15 \text{ kglh} \cdot 0.016 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_r = 9.84 \text{ m}^3/\text{h}$$

Rendimiento volumétrico n_v .

Para el realizar el cálculo del compresor es necesario tomar analizar los siguientes parámetros:

a.- Parámetros de construcción del compresor.-

- Relación entre espacio muerta y espacio barrido por el pistón.
- Diámetro de los cilindros.
- Forma y disposición de las válvulas del compresor.
- Eficacia en el enfriamiento del cilindro.

b. Parámetros de funcionamiento del compresor.

- Naturaleza del refrigerante desplazado.
- Tasa de compresión.

- Estado del fluido a la aspiración.
- Velocidad de rotación.
- Cantidad de arrastre de aceite del compresor.

c.- Parámetros ligados a las imperfecciones de funcionamiento del compresor.

- Fuga entre pistón y cilindro.
- Fuga en la válvula de aspiración.
- Fuga en la válvula de descarga.

Analizar cada uno de estos factores y realizar un cálculo de la eficiencia volumétrica del compresor es imposible así que generalmente se utilizan diagramas establecidos a partir de resultados de ensayos efectuados en compresores, sobre la base de la tasa de compresión.

Nosotros usaremos el gráfico 3.3. el cual se basa en la tasa de compresión r , este gráfico nos da valores bastantes aceptables para todos los compresores y fluidos considerados. Entrando al diagrama con el valor 2,6, obtenemos un rendimiento volumétrico igual a 0.86.

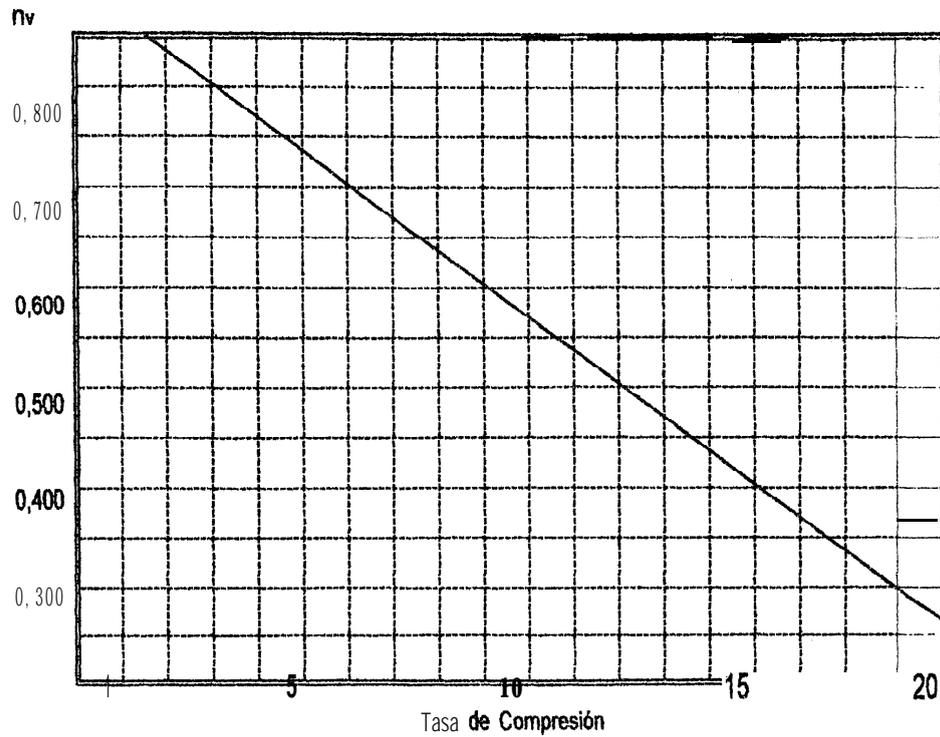


Figura 3.3. Rendimiento volumétrico de los compresores

Caudal volumétrico teórico V_t .

Está dado por:

$$V_t = V_r / n_v$$

Donde:

V_r = Caudal volumétrico real **9.84 m³/h.**

n_v = Rendimiento volumétrico **0.86**

Luego:

$$V_t = 9.84 \text{ m}^3/\text{h} / 0.86$$

$$V_t = 11.44 \text{ m}^3/\text{h}$$



BIBLIOTECA

Tipo de Impulsión del compresor.

Actualmente la gran mayoría de los compresores que se fabrican utilizan la transmisión directa, la cual se usa para compresores de altas velocidades. Nosotras usaremos la transmisión directa.

Velocidad de rotación.

El compresor al ser impulsado directamente por el motor, rotará a igual velocidad que el motor.

En la mayoría de los casos por su costo y facilidad de adquisición se utilizan motores de corriente alterna de inducción. Bajo estas condiciones el número de polos del motor de inducción y para una frecuencia de 60 'ciclos que es la utilizada en el país, tenemos:

2 polos 3450 r.p.m

4 polos 1750 r.p.m

6 polos 1170 r.p.m.

8 polos 870 r.p.m.

3.4 CALCULO TEORICO DE LAS CARACTERISTICAS PARTICULARES DEL COMPRESOR

En la actualidad la gran mayoría de los compresores son de efecto simple, es decir que la compresión se realiza solo sobre una cara del pistón, nosotras utilizaremos compresores de este tipo.

Asumimos un diámetro del cilindro **d-50** mm., valor que es adoptado por fabricantes de compresores frigoríficos. Si la carrera del pistón es L, la relación Lfd para compresores de **R22** debe ser de 0.1 a 1, asumamos esta relación como **0,8** ; entonces el valor de la **carrera** del pistón será de **40** mm.

La velocidad lineal del pistón será entonces:

$$VL = (2 * L * n) / 60$$

Donde:

VL = Velocidad lineal en m/seg

L = Carrera del pistón **40** mm.

N = Revoluciones por minuto **11 50**

Luego:

$$VL = (2 * 0.05 * 1150) / 60$$

$$V_L = 2 \text{ m/seg}$$

Velocidad que! está entre los límites recomendados de 2 a 5 m/seg.

El caudal volumétrico teórico para un cilindro está **dadlo** psr:

$$C_v = (\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot n) / 4$$

Donde:

C_v = Caudal volumétrico teórico unitario o para un cilindra.

D = Diámetro del cilindro 0.05 m

L = Carrera del pistón 0.04 m

N = **Revoluciones** por hora $1170 \cdot 60 = 70500$

Entonces tenemos:

$$C_v = (\pi \cdot 0,05^2 \cdot 0,04 \text{m} \cdot 70500 \text{ r.p.h.}) / 4$$

$$C_v = 5,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como el caudal volumétrico teórico total V_t es de $27.68 \text{ m}^3/\text{h}$ y siendo z el número de cilindras del compresor tenemos:

$$Z = V_t / C_v$$

$$Z = 27,68 / 5,53$$

$$Z = 2,06 \text{ cilindros}$$

Por lo tanto Z es aproximadamente igual a 2

Entonces las características de nuestra compresor serían:

1. Compresor de simple **efecto**.
2. Número de cilindros: **2**
3. Caudal volumétrico real: **9,84 m³/h**
4. Caudal volumétrico teórico: **11,71 m³/h**
5. Diámetro interior del cilindro: **50 mm**
6. Carrera del pistón: **40 mm**
7. Velocidad: **1170 r.p.m.**

3.5 SELECCIÓN PRACTICA DEL COMPRESOR.

En la práctica **es** casi imposible encontrar en los catálogos de los fabricantes, **compresores con las características particulares, es por ello que hay que sujetarse a** las características de los compresores existentes en el mercado y **seleccionar** el que más se ajuste a nuestras 'necesidades.

Generalmente los compresores son fabricados para varias tipos de refrigerantes **y es por ello que algunas** características no estarán completamente **de acuerdo** con nuestras necesidades específicas.

Una **vez analizadas las características** de los posibles tipos de compresor a usar pasaremos a seleccionar el más conveniente para nuestra soldadora.

El compresor que tiene sus características mas afines al **compresor** que teóricamente hemos calculado es **el compresor** hermética MANEUROP **MT144HV**, el cual tiene una **potencia** de 12 Hp, 4 cilindros: **acople** directo accionado por un motor de 1175 r.p.m.; Otras características de este compresor son las siguientes:

- Dimensiones y peso.- **Longitud** = 1670 mm.; ancho = 890 mm. **Altura** = 1200 mm. **Peso**=1400 kg.
- Reducidos gastos de instalación.
- Manejo **simplificado** y fácil recambio de piezas
- Los compresores se suministran como grupos, en los que **todas** las tuberías internas están totalmente montadas, **Solamente** hay que acoplar las tubos de **aspiración** y de impulsión, así **como** las conexiones **eléctricas**.
- Marcha libre de vibraciones, casi silenciosa. Pueden instalarse sin fundación especial, ventaja **económica** en relación con la instalación.

3.6 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DEL COMPRESOR

La potencia teórica del motor del compresor se la determina a partir de la diferencia de entalpías del fluido refrigerante en el compresor:

$$P_t = m (h_2 - h_1) / 860$$

Donde:

P_t = Potencia teórica en KW.

m_r = Caudal másico 651,15 kg/h

H_2 = Entalpía del refrigerante después del compresor 158,20 kcal/Kg.

H_1 = Entalpía del refrigerante antes del compresor 150.80Kcal/kg.

$$P_t = 651,15 \text{ kg/h} (158,20 - 150,80) \text{ Kcal / Kg} / 860 \text{ Kcal / h} = \text{KW}$$

$$P_t = 5,60 \text{ kw}$$

La potencia real del motor del compresor está dada por:

$$P_m = (1.25 * P_t) / (M_m * M_i)$$

Donde:

P_t = Potencia teórica 5,60Kw

M_m = Rendimiento mecánico del compresor; un valor de 0.9 es aceptable para un compresor de R22.

M_i = Rendimiento indicado, aproximadamente igual al rendimiento volumétrico del compresor, que en nuestro caso es 0.86.

1,25 = Exceso de potencia, tomado como seguridad para el par de arranque del motor (25% en exceso).

$$P_m = (1.25 * 5,60) \text{ KW} / (0.9 * 0.86)$$

$$P_m = 9,04 \text{ KW} = 12,13 \text{ HP}$$

Entonces las especificaciones para el motor requeridos será:

Potencia aproximada.- 9,04 KW o 12,13HP

Voltaje.- 220 voltios, 60 Hz

Velocidad.- 17.0 r.p.m.

3.7 SELECCIÓN DEL SEPARADOR DE ACEITE.

Usaremos el separador de aceite especialmente diseñado y recomendado para usarlo con el tipo de compresor seleccionado, MANEUROP MT144HV.

Este separador de aceite tiene las siguientes características:

Marca y modelo.- MT144VH

Tipo.- Vertical de placas perforadas

Presión de trabajo máxima.- 21 kg/cm²

Caudal de gas.- 1000 kg/h

Alto.- 0.66 m

Diámetro.- 0.30 m.

4.- SELECCIÓN DEL EVAPORADOR

4.1 EVAPORADORES

El evaporador es un intercambiador de calor en cuyo interior se produce la vaporización del refrigerante primario, al hacer uso del calor latente para absorber el calor del medio a enfriar o refrigerar.

El evaporador es la fuente de producción de frío, objetivo final y principal de todo ciclo frigorífico.

Los evaporadores se clasifican de una manera general en:

1.- Evaporadores enfriadores de líquido.- Los evaporadores enfriadores de líquidos son los más antiguos usados en la industria frigorífica. Estos Evaporadores se clasifican en:

a.- Evaporadores a Inmersión.- Estos evaporadores se caracterizan por que van totalmente sumergidos en el líquido a enfriar, estos evaporadores son muy utilizados en las fabricas de hielo y helados.

Los evaporadores A inmersión pueden ser de 3 tipos:

Serpentín.- Este tipo de evaporadores es usado únicamente con refrigerantes del grupa de los hidrocarburos halogenados con y para potencias frigoríficas inferiores o iguales a 20000 fg/h La realización de;

estos evaporadores se la obtiene enrollando tubos de longitudes comerciales en diferentes formas como Vincha, espiral, rectangular.

Parrilla.- Este tipo de evaporadores se usa en máquinas de potencia sumamente elevadas, al nivel industrial trabajan con **NH₃** o con R22.

Los evaporadores están constituidos por dos colectores uno superior y otro inferior enlazados por una serie de tubos de diámetro ligeramente pequeños y que en algunos casos toman forma de espina de arenque con el fin de evitar la ruptura de la soldadura de unión entre ellas.

Intensivas.- Estos evaporadores son de características casi similares a los evaporadores del tipo parrilla y se usan siempre con agitadores impulsados por un motor **eléctrico**

b.- Evaporadores a Doble tubo y contra corriente.

Son morfológicamente parecidos a los condensadores a doble tubo y contra corriente, su coeficiente global de intercambio térmico es mas elevado que los tipos de evaporadores vistos precedentemente.

Generalmente el refrigerante se vaporiza en el tubo interior y el líquido a enfriar circula por el espacio anular entre los tubos interior y exterior, En la práctica son poco empleados.

c.- Evaporadores a Chorro

Este tipo conocido como BAUDELOT es utilizado para enfriar líquidos tales como leche, vino, cerveza, etc.

Este tipo de evaporadores puede trabajar sea solo con refrigerante o combinado y dividido en dos partes.

En la primera parte el líquido que sirve como medio refrigerante puede ser agua que enfría, sea la leche que viene de los pasteurizadores, o la cerveza.

En la segunda parte es enfriado hasta la temperatura deseada sea por circulación de agua helada o por circulación del refrigerante.

, Tanto los haces de tubo de la primera parte como de la segunda son independientes entre sí, pero están en contacto íntimo con las placas de

acero inoxidable sobre los cuales chaman el líquido a enfriar; el mismo que es distribuido sobre las placas por un tanque distribuidor, luego es colectado en un tanque de recuperación, y de aquí bombeado por una bomba de evacuación.

d.- Evaporadores Multitubulares

Este tipo de evaporadores se asemeja a los condensadores del mismo nombre, en el caso de los evaporadores a NH₃ los tubos son lisos y en caso de los evaporadores a R12 o R22 son de tipo aleteado.

La velocidad del líquido a enfriar es de 1 a 2 (m/s) y este circula por el interior de los tubos,

2.- Evaporadores enfriadores de gas (aire)

Estos evaporadores a su vez se clasifican en:

a.- Circulación Natural

b.- Circulación Forzada

Cualquiera de estos dos tipos puede ser de tubos lisos o aleteados

4.2 SELECCIÓN DEL **TIPO** DE EVAPORADOR A USAR.

los evaporadores que podrían **trabajar** en nuestro sistema de enfriamiento de la soldadora son muchos y de diferente **tipo, pero antes** de seleccionar el tipo de construcción de nuestro evaporador **debemos** tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1 .- Coeficiente de transmisión.- Un mejor coeficiente de transmisión representará **una superficie** más **pequeña** del evaporador, lo que **influye** directamente en el costo del evaporador **y en el espacio ocupado por el mismo**. Además con una mejor transmisión de calor la diferencia **de** temperaturas entre los dos fluidos **puede** ser menor, lo que representa un ahorro de fuerza motriz. La transmisión **varía** de una forma general con:

a.- La resistencia térmica de las paredes metálicas y de las películas **de** las superficies. (La resistencia de estas últimas depende en gran parte **de** la velocidad de **los** fluidos).

b.- La velocidad de los fluidos.

2.- Tubos verticales.- Se ha comprobado que el rendimiento de un evaporador está en función directa a la **superficie del** evaporador que está **en** contacto directo con el líquido refrigerante, ya que en este caso **hay un** aporte de calor latente, lo que no ocurre en el recalentamiento del refrigerante ya que en éste sólo hay aporte del calor sensible. Ahora bien, en los tubos verticales de un evaporador siempre **y cuando éstos**

sean relativamente cortos, un gran porcentaje de su superficie está en contacto directo con el líquido refrigerante y superficie del evaporador disminuye, bajando por lo mismo el rendimiento del evaporador.

3.-Tubos horizontales.- En ellos se establecen dos capas superpuestas: la inferior del líquido y la superior del gas proveniente del líquido adyacente, si el suministro de líquido aumenta se forma bolsâs de gas que empujan al líquido restante a lo largo del serpentín y conforme éste se evapora, todo el serpentín está lleno solamente de gas, por tanto el contacto entre líquido refrigerante y superficie del evaporador disminuye, bajando por lo mismo el rendimiento del evaporador.

4.- Longitud y diámetro de los tubos.- Se ha demostrado experimentalmente que en tubos cortos hay una mayor superficie mojada y por lo tanto son más eficientes; también se ha demostrado que para tubos de menor diámetro la velocidad del refrigerante aumenta mejorando en algo el rendimiento del evaporador, aunque lógicamente en ambos casos, para mantener una misma superficie total del evaporador, es necesario aumentar el número de tubos si tomamos como referencia otro evaporador con tubos más largos y de mayor diámetro. Es por ello que la solución adecuada será un equilibrio entre los dos extremos.

Tomando **en** cuenta las consideraciones anteriores concluimos que para nuestro sistema de enfriamiento, el evaporador debe tener un máximo de superficie mojada, esto se obtendrá con una longitud y diámetro de **tubos** convenientes, **además** deberá trabajar en régimen inundada y deberá tener un alto rendimiento, lo que se logra con un evaporador convenientemente diseñado, con tubos colectores en la parte **superior** e inferior y un separador de líquido; además el evaporador seleccionado debe ser adecuado para instalarlo dentro **de** un tanque de agua.

Todos estos requisitos los reúne un evaporador a inmersión de serpentín tipo rectangular .

4.3 CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR SELECCIONADO.

Su operación es **completamente** inundada y con un mínimo de caída de presión **a** través de los **serpentes**.

Puede ser construido y seleccionado en varias combinaciones de tuberías a lo ancho y a lo largo del tanque.

La construcción de los serpentines es tal, que las tuberías están dispuestas para que un máxima de su superficie esté expuesta a un relativamente pequeño flujo másico de agua a una alta velocidad (0.6 m/seg.).

4.4 SELECCIÓN DEL NÚMERO DE TUBOS EN LOS EVAPORADORES.-

El evaporador, irá montado en un tanque rectangular el cual estará lleno de agua, por tanto el número de tubos del evaporador está limitado solamente por el espacio disponible, el tanque tiene una base de 0,3 m (11,81") de largo por 1 m (39.37") de ancho y una altura de 0,7 m (27.55") que es el nivel del agua, dando así un área recta de 0.7 m² (1084,6 pulg²). De acuerdo a estas dimensiones adoptamos la construcción de un serpentín de 5 espirales rectangulares.

Ahora queda solamente calcular el largo de los serpentines en el evaporador.

4.5 CALCULO DEL EVAPORADOR.

Este cálculo se realizará solamente en lo que a la superficie del evaporador se refiere, es decir a la superficie de intercambio de calor.

La temperatura de evaporación del refrigerante, que se ha establecido en la selección del ciclo termodinámico (Sección 3.6), es de 6 °C, mientras

que la temperatura del agua a la entrada del evaporador es de 16°C mientras que a la salida es de 10°C . Para determinar la diferencia promedio de temperatura utilizaremos la siguiente ecuación:

$$T_m = (AT1 - AT2) / \ln (AT1/AT2)$$

Donde:

$AT1$ = Diferencia de temperatura entre el agua a la entrada del evaporador y la temperatura de evaporación

$AT2$ = Diferencia de temperatura entre el agua a la salida del evaporador y la temperatura de evaporación

$$T_m = 6,54^{\circ}\text{C}$$

Reemplazamos en la siguiente formula:

$$Q_f = K A T_m$$

Donde:

Q_f = Cantidad de calor transferido en $24685,38 \text{ Kcal / h}$,

K = Coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie exterior en $\text{Kcal / h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

A = Area superficial exterior en m^2 .

T_m = **Media** logarítmica de las diferencias de temperaturas.

El coeficiente global de **transferencia** de calor para evaporadores cuando el refrigerante circula dentro de los tubos, como en nuestro caso está dado por:

$$1 / K = (1 / \alpha_r) * S_r + (e / \lambda) + (1 / \alpha_f) + (1 / \alpha_w)$$

Donde :

α_r = Coeficiente convección de **película** de lado del refrigerante.

e = Espesor de la pared del tubo.

λ = Conductividad térmica del material del tubo.

S_r = Relación de la **superficie** exterior del tubo a la superficie interior,

α_f = Coeficiente de convección de película de lado del agua

El α_w = Resistencia **térmica** debido a incrustaciones o escamas del lado del refrigerante.

***La resistencia térmica debida a incrustaciones o escamas del lado del refrigerante es tan pequeña que es despreciable**

los datos que tenemos o podemos encontrarlos fácilmente son:

Espesor del tubo $e = 0.00523$ m

Conductividad térmica del **acero** standard = 38.9 Kcal/h m °C

Relación de **superficies** del tubo $S_r = 0.04216 / 0.0317 = 1.33$.

Nos queda por calcular los coeficientes de convección de película.

Cálculo del coeficiente de película lado del refrigerante.

Son muchos los factores que influyen en el coeficiente de **película** lado del refrigerante, **tales como**: propiedades **físicas** del refrigerante, rapidez de vaporización del refrigerante, temperatura de **evaporación**, etc. Lo que hace difícil obtener fórmulas analíticas para calcular el valor de α_r .

Emplearemos la relación a dimensional propuesta por **Mc Adams**:

$$\text{Nu} = 0.023 * \text{Re}^{0.8} * \text{Pr}^{0.4}$$

Donde se han relacionado los números de Nusselt, Reynolds y **Prandtl**, en base a la temperatura de la masa del refrigerante, es decir en base a la **temperatura** media del refrigerante.

La Ecuación de Nusselt propuesta por Adams es válida para flujo **turbulento dentro** de tubos horizontales, por tanto $\text{Re} > 10000$.

Calculamos el número de Reynolds con la siguiente **Ecuación**:

$$\text{Re} = (4 * m_r) / (\eta * D * u)$$

Donde :

$m_r =$ Caudal másico 651,15 kg/h

$D =$ Diámetro interior del tubo, 0,0292 m.

$\mu =$ Viscosidad del refrigerante a 14 °C, 0,04114 kg/seg m

$$Re = (4 * 639,18 \text{ kg/ h}) / (\pi * 0,0292 \text{ m} * 0,04114 \text{ kg / h m})$$

$Re = 690150,8 > 10000$, por lo tanto es válida la Ecuación utilizada

Para calcular número de Prandtl utilizamos la Ecuación:

$$Pr = (C_p * \mu) / \lambda$$

Donde:

$C_p =$ Calor específico del refrigerante a 6 °C. 0,1927 Kcal/ Kg °K

$\mu =$ Viscosidad del refrigerante a 6 °C, 0,04426 kg/ h m

$\lambda =$ Conductividad del refrigerante a 6 °C, 0,002804876 Kcal / m h °K.

$$Pr = (0,1927 \text{ Kcal / Kg °K} * 0,04426 \text{ Kg / h m}) / 0,002804876 \text{ Kcal / h m °K}$$

$$Pr = 1,6$$

Aplicando la Ecuación de Nusselt tenemos:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 * (690150,8)^{0,8} * (1,6)^{0,4}$$

$$Nu = 1333,218$$

Según la Ecuación tenemos:

$$\alpha_r = (\lambda * Nu) / d$$

$$\alpha_r = (0,002804876 \text{ Kcal / h m °C} * 1333,218) / 0,0292 \text{ m}$$

$$\alpha r = 222,35,11 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de película lado del agua.

Emplearemos la relación a dimensional propuesta para flujo externo:

$$Nu = 0.453 Re^{1/2} * Pr^{1/3}$$

Donde se han relacionado los números de Nusselt, **Reynolds** y **Prandtl** en base a la temperatura de la masa del agua, **es** decir en base a la temperatura media del agua.

La Ecuación propuesta es válida para flujo laminar, **dentro** del **tanque** el agua esta circulando, **por tanto** $Re < 2600$. Calculamos **el** número da Reynolds **con** la siguiente Ecuación:

$$Re = (\rho * V * D) / \mu$$

Donde :

V = Velocidad del **agua** **0,118** m / seg.

D = Diámetro exterior del tubo, 0,034 m

ρ = Densidad del agua a 10 $^\circ\text{C}$, 998 kg / m³

μ = Viscosidad dinámica del agua a 10 $^\circ\text{C}$, $1,4 * 10^{-3}$ kg/seg m

$$Re = (0,118 \text{ m / seg} * 0.034 \text{ m} * 998 \text{ kg / m}^3) / 1,4 * 10^{-3} \text{ kg/seg m}$$

$Re = 222,44 < 2600$, luego es válida la Ecuación utilizada

Para calcular número de **Prandtl** utilizamos la Ecuación:

$$Pr = (C_p * \mu) / \lambda$$

Donde:

$C_p =$ **Calor específico** del agua a 10 °C. 1,0124 Kcal/ Kg °C

$\mu =$ Viscosidad dinámica del agua a 10 °C, 5,11 kg/ hr m.

$\lambda =$ Conductibilidad térmica del agua a 10 °C, 0.504 Kcal /m hr °C.

$$Pr = (1,0124 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C} * 5,11 \text{ Kg / h m}) / 0.504 \text{ Kcal / h m } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = 10,26$$

Aplicando la **Ecuación de Nusselt** tenemos:

$$Nu = 0.453 * (222,44)^{1/2} * (10,26)^{1/3}$$

$$Nu = 14,676$$

según la Ecuación tenemos:

$$\alpha_f = (\lambda * Nu) / d$$

$$\alpha_f = (0.504 \text{ Kcal / h m } ^\circ\text{C} * 14,676) / 0.034 \text{ m}$$

$$\alpha_f = 217,55 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora podemos calcular el coeficiente global de **transferencia** de calor

utilizando la ecuación:

$$1 / K = (1 / \alpha_r) * Sr + (e / \lambda) + (1 / \alpha_f) + (1 / \alpha_w)$$

Remplazando los valores de esta ecuación obtenidos en pasos anteriores tenemos que:

$$K = 93,36 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora procedemos a calcular la superficie exterior de los tubos necesaria en el evaporador.

$$A = Q_f / (K * t_m)$$

Donde:

A= Superficie de los evaporadores.

Q_f = Carga frigorífica total de la planta 24685,38 Kcal/h.

K = Coeficiente global de transferencia de calor 93,36 Kcal / h m² °C.

T_m = Media logarítmica de las diferencias de temperaturas entre el refrigerante y el agua 6,54 °C.

$$A = 24685,38 \text{ Kcal / h} / (93,36 \text{ Kcal / m}^2 \text{ }^\circ\text{C} * 6.54 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$A = 40,42 \text{ m}^2 = 435,21 \text{ pies}^2$$

4.6 CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LOS SERPENTINES DE LOS EVAPORADORES.

Ya que el evaporador tipo serpentín tiene cinco hileras de tubos y teniendo en cuenta que la superficie total del evaporador es de 435,21 pies², la superficie por cada hilera de tubo será de 87,10 pies².

Dimensión H.- 27,55" ó 2,2958'

La longitud del serpentín va a ser:

$$L_s = N * (2A + 2L)$$

Donde:

N = Número de hileras del serpentín

A = Ancho del tanque de enfriamiento

L = Largo del tanque de enfriamiento

L_s = Longitud del serpentín

$$L_s = 5 * (2 * 39,37" + 2 * 11,81")$$

$$L_s = 905,5" \text{ o } 75,45 \text{ pies}$$

Larga total del serpentín del evaporador = 75,45' o 22,99 m

Distancia entre hileras del serpentín = 5" = 0,13 m

5.- SELECCIÓN DEL CONDENSADOR .

-5.1 CONDENSADORES.

El condensador es un **intercambiador** de calor, cuyo propósito **es** transferir el calor del refrigerante hacia el **exterior**, a través de un **medio** de enfriamiento que puede ser aire **o** agua.

Las funciones de un condensador son:

a.- Desrecalentar los vapores **comprimidos** por el compresor a alta temperatura, **o** sea absorbe su calor sensible cuando el refrigerante se encuentra en su fase de vapor.

b.- Condensar estos vapores desrecalentados **absorbiendo** su calor latente, hasta licuar este vapor refrigerante.

c.- Eventualmente **sub-enfriar** el refrigerante una **vez** que ha sido licuado y absorbiendo así su calor sensible, cuando el refrigerante **se encuentra** ya en su fase líquida.

Las condensadores se clasifican de acuerdo a la forma de calar en que **se** transfiere el refrigerante al medio de enfriamiento, ocurriendo dos fenómenos **tales** como: la elevación de la **temperatura**(absorción del **calor** sensible) y **cambio** parcial del estado físico (calar latente de **vaporización**).

Basados en estas dos **formas** los **condensadores** se **clasifican** de la siguiente manera:

Condensadores (calor sensible)

1 .- Condensadores de aire

a.- circulación Natural

b.- **Circulación** forzada

2.- Condensadores de agua

a.- Inmersión

b.- Doble tubo **contra corriente** multitubulares horizontales

Condensadores (calor latente)

1.- condensadores Atmosféricos

a.- Multitubulares verticales

b.- **Cortina** simple (chorro simple)

c.- Cortina y contracorriente

2.- Evaporación forzada

a.- Condensadores evaporativos



5.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE CONDENSADOR A USAR.

Los condensadores que podrían trabajar 'en nuestro sistema de enfriamiento de la soldadora son muchos y de diferente tipo, pero antes de seleccionar nuestro evaporador debemos tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1.-Condensadores de aire de circulación forzada.

Estos condensadores son usados en equipos comerciales siendo su potencia bastante limitada alrededor de 5000 Kcal/hora, son instalados sobre la misma base del compresor y la hélice de ventilación, es montada sobre la polea del motor que impulsa al compresor.

En el caso de compresores herméticos, el ventilador es impulsado por un motor eléctrico independiente. Por economía o por falta total de agua de condensación se construyen condensadoras de este tipo hasta una potencia que alcanza 12 000 kcal/horas.

2.-Condensadores de doble tubo y contra corriente.

Los condensadores de doble tubo y contra corriente a pesar de su buena transmisión de calor (600 a 700 Kcal / h m² c). Y de que precisan poco

espacio. es **antieconómico** usarlos debido a su alta costo por su **difícil construcción**.

3.- Condensadores multitubulares verticales.

Las condensadores **multitubulares** tiene una gran capacidad de condensación y puede ser instalada en un pequeño **espacio de piso**.

El costo de instalación es bajo, tienen un **sistema simple de distribución** de agua.

Facilidad para limpieza de los tubos verticales.

Las, desventajas de este tipo de condensador son:

a.- Gran **consumo** de agua.

b.- **Necesitan** de una **torre de enfriamiento** al no disponer de un **sumidero** de calor, ya sea éste un río o lago.

Este tipo' de **condensador** sería **el ideal para utilizarlo** con agua de río, pero ya que, en **este** proyectos se estima que la planta **puede** estar localizada en cualquier sitio que disponga **agua** corriente (potable), si **utilizáramos** este tipo de Condensador . debido a **su** gran consumo de'

agua, necesitaríamos una torre de enfriamiento de **gran capacidad** con los consiguientes aumentos en el costo de la planta..

4.-Condensadores Multitubulares horizontales.

Tienen una gran capacidad debido a su alto coeficiente de **transmisión** de calor.

La **construcción** es compacta por lo que se la **quede** instalar cerca del compresor con los consiguientes ahorros de tuberías.

Al estar instalada cerca del resto de equipos siempre está bajo vigilancia del operador de equipos.

Facilidad para la **limpieza** de los tubos.

Las principales desventajas de este tipo de evaporador **son**:

- a.- Alto costo de instalación.
- b.- Coeficiente de transmisión de calor **bajo** comparado con el de tubos horizontales, (300. a 600 Kcal/ h m² C).

Vistas las ventajas de ambos sistemas y tomando **en** cuenta la capacidad en **nuestra** planta usaremos condensadores enfriados por aire.



5.3 CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR A UTILIZAR,

Si nos referimos al ciclo termodinámico, el calor teórico cedido en el condensador está dado por:

$$Q_c = m_r (h_2 - h_3)$$

D o n d e :

Q_c = Calor **teórico cedido** en el condensador

m_r = Caudal másico del refrigerante.

h_2 = Entalpia del refrigerante a la descarga **del** compresor.

h_3 = Entalpia del refrigerante a la salida del condensador.

Luego tenemos:

$$Q_c = 651.15 \text{ Kg / h } (158.20 - 113.45) \text{ Kcal / kg}$$

$$Q_c = 29138,96 \text{ Kcal/h}$$

Nosotros realizaremos el calculo **del condensador** sobre la base de un calor cedido de **30000 Kcal/h**, valor que excede en un **2.8%** al valor teórico.

Este valor real es aceptable ya que en virtud de la ley de Conservación **de** la Energía tendríamos:

$$Q_c = Q_f + P_m$$

Donde:

Q_c = Calor real rechazado en el condensador.

Q_f = Potencia frigorífica del ciclo **equivalente** al calor removido en el evaporador 24685.38 Kcal / h.

P_m = Potencia del compresor 5.6 Kw.

Luego tenemos :

$$Q_c = 24685.38 \text{ Kcal / h} + 5.6 \text{ Kw} * 860 \text{ Kcal / h KW}.$$

$Q_c = 29501.38 \text{ Kcal / h}$ por tanto adoptaremos un:

$$Q_c = 30000 \text{ Kcal / h}$$

Caudal másico del aire a través del condensador.

En la sección referente al ciclo termodinámico habíamos establecido los siguientes parámetros:

- 1.- Temperatura de condensación $t_c = 42 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 2.- Temperatura de entrada de aire al condensador $t_e = 28\%$.
- 3.- Temperatura de salida de aire del condensador $t_s = 33 \text{ }^\circ\text{C}$.
- 4.- Temperatura promedio del aire = 31 $^\circ\text{C}$.

El caudal másico del aire a través del condensador estará dado por:

$$m_a = Q_c / C_p * (t_s - t_e)$$

Donde:

Q_c = Calor cedido en el condensador 30000 Kcal / h.

$C_p =$ Calor específico del aire a 31 °C, 0.240 Kcal / Kg °C

$T_s =$ Temperatura del aire a la salida del condensador, 33 °C.

$T_e =$ Temperatura del aire a la entrada del condensador, 28 °C.

Remplazando :

$$m_a = 30000 \text{ (Kcal / h) } / 0.240 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C} * (33-28) ^\circ\text{C}$$

$$m_a = 25000 \text{ Kg / h}$$

Caudal volumétrico del aire a través del condensador.

Está dado por:

$$V = m_a * V_1$$

$$V = m_a / \rho_1$$

Donde:

$V =$ Caudal volumétrico.

$m_a =$ Caudal másico 25000 Kg / h

$\rho_1 =$ Densidad específica del aire a 31 °C, 1.1614 m³ / Kg

$$V = 25000 \text{ Kg / h} * 1.1614 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

$$V = 29035 \text{ m}^3 / \text{h}$$

5.4 CÁLCULO DEL NÚMERO DE TUBOS DEL CONDENSADOR.

Seleccionamos tubos especiales de **acero** para condensadores e intercambiadores de calor de 1 1/8 pulgadas de diámetro exterior, **equivalente a 3.17** cm. de diámetro exterior por **2.60** cm de diámetro interior.

La velocidad del Refrigerante dentro de los tubos podemos **establecerla** en base a mantener un flujo turbulento dentro de los tubos, lo que aumentaría el coeficiente global de transmisión de calor, por **tanto el** número de Reynolds debe ser mayor que 10000, **entonces** tenemos:

$$V_{re} > (Re * U) / (\rho * D)$$

Donde:

V_{re}= Velocidad del Refrigerante.

Re = Número de Reynolds 10000

ρ = Peso **específico** del refrigerante a 42 °C, **1268** kg / m³.

U = Viscosidad **dinámica** del refrigerante a 42 °C, **0,7216** Kg/m h poises.

D = Diámetro interior de los tubos **0,0260** m.

$$V_{re} > (10000 * 0,7216 \text{ kg l seg m}) / 1268 \text{ Kgl m}^3 * 0,026 \text{ m}$$

$$V_{re} > 0.0608 \text{ m / seg} = 6,08 \text{ cm / seg}$$

Ya que la velocidad del refrigerante debe **ser mayor que** 0.0608 m / seg y siendo el valor recomendado **para** este tipo de **condensadores entre 1 y 3** m / seg, **determinamos** una velocidad de 1.2 m / seg.

El caudal volumétrico del refrigerante a través de un tubo será entonces:

$$Vu = (v * \pi * d^2) / 4$$

Donde:

Vu = Caudal volumétrico unitario

V = Velocidad del refrigerante 1.2 m' / seg.

D = Diámetro interior del tubo 0.026 m.

$$Vu = (1.2 \text{ m / seg} * \pi * 0,0260^2 \text{ m}^2 * 3600 \text{ seg/h}) / 4$$

$$Vu = 2,2936 \text{ m}^3/\text{h}$$

El número de tubos **necesarios** será entonces:

$$V / Vu = 9,84 \text{ m}^3 / \text{h} / 2,2936 \text{ m}^3 / \text{h} = 4,039.$$

$$V / Vu = 4 \text{ tubos}$$

Entonces para que el condensador no tenga demasiada longitud

podemos adoptar un condensador de 16 tubos y 4 pasos.

Cálculo de la superficie de intercambio.

En nuestro condensador et R22 entra a **82 °C** como gas recalentado y luego se condensa a **42 °C**; luego el calor latente cedido en la condensación estará dado por el producto del caudal másico por el **calor latente** unitario de condensación, entonces:

$$Q_{c1} = m_r * c_p (T_e - T_s)$$

$$Q_{cl} = 651,15 \text{ Kg /h} * 0,185 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C} * (82 - 42)^\circ\text{C}$$

$$Q_{cl} = 4818,51 \text{ Kcal / h}$$

El calor sensible cedido en la zona de recalentamiento **está** dado por:

$$Q_{c2} = Q_c - Q_{cl} = 30000 - 4818,51 \quad Q_{c2} = 25181,49 \text{ Kcal / h}$$

a) **Zona de condensación.** La superficie de intercambio está dada por:

$$Q_{cl} = K * A * (T_c - T_m)$$

$$A = Q_{c1} / K * (T_c - T_m)'$$

Donde:

Q_{cl} = Calor latente cedido en la condensación **4818,51 Kcal / h.**

K' = Coeficiente **global** de **transferencia** de calor

T_c = Temperatura de condensación **42°C**

T_m = **Promedio** de las temperaturas de entrada y salida del aire en el condensador.

Por lo tanto:

$$T_m = 31^\circ\text{C}$$

$$(T_c - T_m) = 11^\circ\text{C}$$

Coefficiente global de transferencia de calor.

Se puede calcular por:

$$K = 1 / ((1/ \alpha_f) + (1/ \alpha_w) + (1/ \alpha_r) + (e / \lambda))$$

Donde:

K = Coeficiente global de transferencia de calor.

α_f = Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del aire

α_w = Coeficiente de transferencia de calor de sarro (escamas o incrustaciones)

e = Espesor de la pared de los tubos.

λ = Conductibilidad térmica del material del tubo.

α_r = Coeficiente de transferencia de calor de películas, lado del refrigerante

Los datos que tenemos o podemos encontrarlas fácilmente son los siguientes:

Espeor del tubo **e**= 0.00125 m.

Conductibilidad térmica del acero = 38.9 Kcal / h $^\circ\text{C}$ m.

Coeficiente de transferencia de calor del sarro 1 / 0.0001 h m^2 $^\circ\text{C}$ / Kcal;
3333.3 Kcal/ h m^2 $^\circ\text{C}$ valor aconsejado para aire en condiciones normales.

Cálculo del coeficiente de película lado del aire

Asumimos que tenemos un flujo que atraviesa un banco de tubo (ver figura 5.4a),

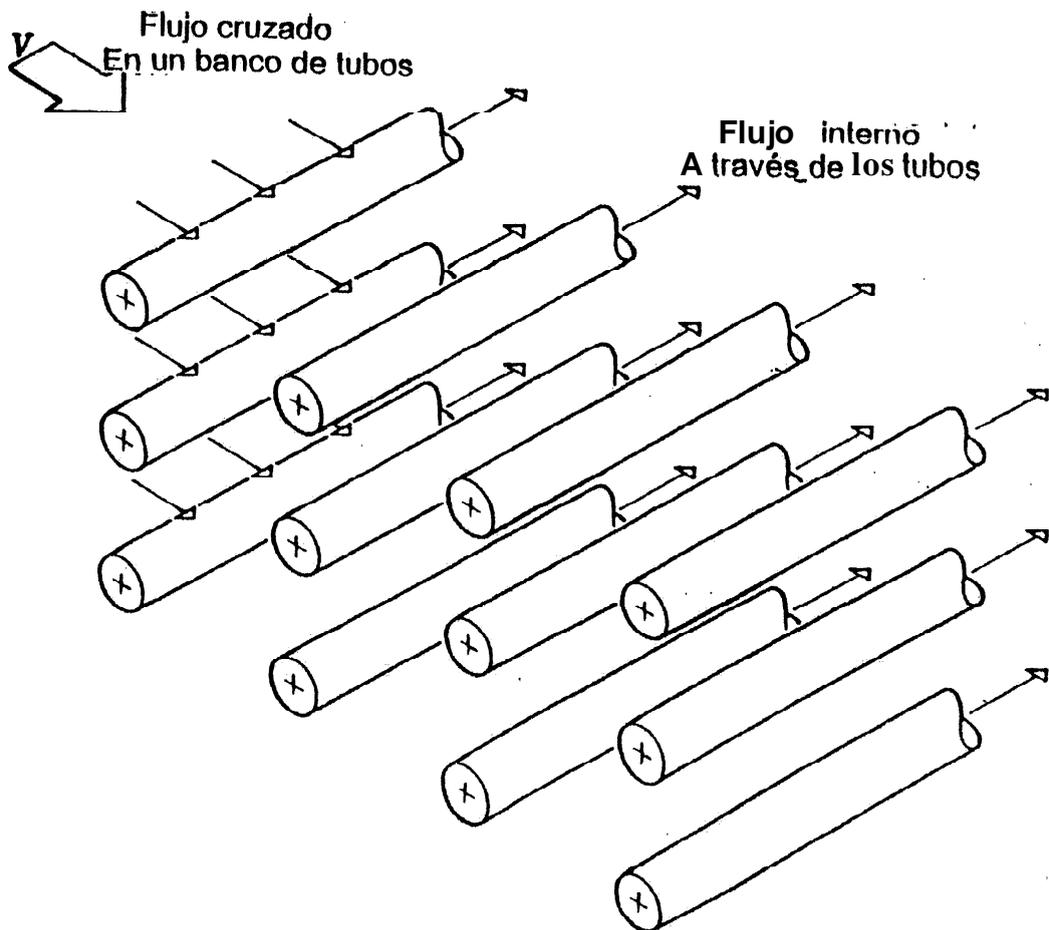


Figura 5.4.a Banco de tubos condensador

Los tubos tienen una distancia horizontal de 3 cm y 5 cm verticalmente y están alineados entre sí (ver figura 5.4b),

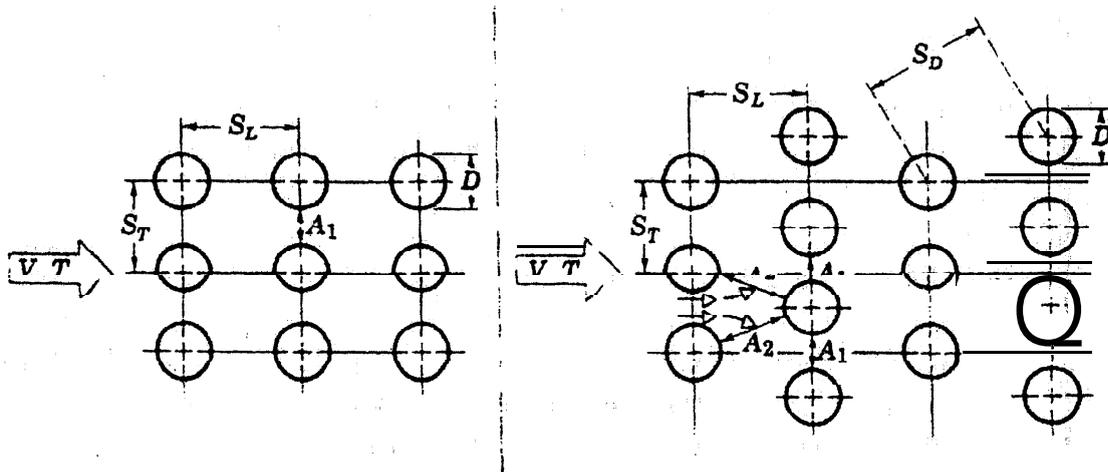


Figura 5.4.b Geometría de tubos en el condensador

utilizando los datos anteriores y con la tabla V determinamos la siguiente relación para el número de Nusselt

$$Nu = 0.540 Re^{0.565} Pr^{1/3}$$

Donde se han relacionado los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl, en base a la temperatura de la masa del aire, es decir en base a la temperatura media del aire.

Tabla V Determinación de los Coeficientes de la ecuación de Nusselt

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		20		30	
	c_1	m	c_1	m	c_1	m	C_1	m
Alineados								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.270	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	---	---	---	---	---	---	0.213	0.636
0.900	---	---	---	---	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	---	---	0.497	0.558	---	---	---	---
1.123	---	---	---	---	0.478	0.365	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

La Ecuación es válida para flujo turbulento, por tanto $Re > 10000$.

Calculamos el número de Reynolds:

$$Re = (\rho * V * d) / \mu$$

Donde :

V = Velocidad del aire 150 cm / seg.

D = Diámetro exterior del tubo, 2,85 cm.

ρ = Peso específico del aire a 31 °C, 1,1614 gr / cm³

$u =$ Viscosidad dinámica del aire a 31 °C, $1,146 * 10^{-5}$ poises

$$Re = (150.0 \text{ cm / seg} * 2.85 \text{ cm} * 1,1614 \text{ gr / cm}^3) / 1,8 * 10^{-6} \text{ gr / seg cm}$$

$Re = 275832500 > 10000$, luego es válida la Ecuación

El numero de Prandtl a 31 °C del aire es:

$$Pr = 0,7077$$

Aplicando la **Ecuación anterior** del **Nu**. tenemos:

$$Nu = 0.540 (275832500)^{1/2} * (0,707)^{1/3}$$

$$Nu = 278.36$$

Según la siguiente Ecuación tenemos:

$$\alpha f = (\lambda * u) / d$$

$$\alpha f = (0.529 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C} * 278.36) / 0.0292 \text{ m}$$

$$\alpha f = 7989,56 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Cálculo del coeficiente de película lado del refrigerante.

San muchas los factores que influyen en el coeficiente de película lado del refrigerante, **tales como:** propiedades físicas del refrigerante, rapidez

de vaporización del refrigerante, temperatura de evaporación, etc. Lo que hace difícil obtener fórmulas analíticas para calcular el valor de α .

Emplearemos la relación a dimensional propuesta por **Mc Adams**:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$$

Donde se han relacionado los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl, en base a la temperatura de la masa del refrigerante, es decir en base a la temperatura media del refrigerante. Para determinar la diferencia promedio de temperatura utilizaremos la siguiente fórmula:

$$T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

Donde:

ΔT_1 = Diferencia de temperatura entre el aire a la entrada del condensador y la temperatura de condensación

ΔT_2 = Diferencia de temperatura entre el aire a la salida del condensador y la temperatura de condensación, reemplazando tenemos:

$$T_m = (42-28) - (42 - 33) / \ln \{(42-28)/ (42-33)\}$$

$$T_m = 11,3$$

La Ecuación de Nusselt propuesta por Adams es válida para flujo turbulento dentro de tubos horizontales, por tanto $R > 10000$. Calculamos el número de Reynolds con la siguiente Ecuación:

$$Re = (4 * m_r) / (\mu * D * u)$$

Donde :

m_r = Caudal másico **651,15 kg/h**

D = Diámetro interior del tubo, **0,0292 m.**

μ = Viscosidad del refrigerante a **42 °C**, **0,7216 kg/seg m**

$$Re = (4 * 651,15 \text{ kg/h}) / (\pi * 0,0292 \text{ m} * 0,7216 \text{ kg/h m})$$

$Re = 39347,014 > 10000$, por lo tanto es válida la Ecuación utilizada

Para calcular número de **Prandtl** utilizamos la Ecuación:

$$Pr = (c_p * \mu) / \lambda$$

Donde:

c_p = Calor específico del refrigerante **42 °C**. **0,160 Kcal/ Kg °C**

μ = Viscosidad del refrigerante a **42 °C**, **0,7216 kg/h m**

λ = Conductividad del refrigerante a **42 °C**, **0,0302 Kcal / h m °C**.

$$Pr = (0,240 \text{ Kcal / Kg °C} * 0,7216 \text{ Kg / h m}) / 0,0302 \text{ Kcal / h m °C}$$

$$Pr = 3,82$$

Aplicando la Ecuación de Nusselt tenemos:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 * (38623,12)^{0,8} * (3,82)^{0,4}$$

$$Nu = 183,58$$

Según la Ecuación tenemos:

$$\alpha r = (\lambda * Nu) / d$$

$$\alpha r = (0.0599 \text{ Kcal} / \text{h m}^\circ\text{C} * 996,42) / 0.0292 \text{ m}$$

$$\alpha r = 2044,06 \text{ Kcal} / \text{h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Procedemos a determinar el valor de K1 Coeficiente global de transferencia de **calor** superficie **de** intercambio zona de **condensación**.

$$1 / K_1 = (1 / \alpha r) * Sr + (e / \lambda) + (1 / \alpha f) + (1 / \alpha w)$$

Remplazando los valores de esta ecuación **obtenidos** en pasas anteriores

tenemos que:

$$K_1 = 108,24 \text{ Kcal} / \text{h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Según la Ecuación tenemos:

$$A_1 = Q_{c1} / (K_1 * \Delta t_m)$$

$$A_1 = 4818,51 \text{ Kcal} / \text{h} / (108,24 \text{ Kcal} / \text{h m}^2\text{ }^\circ\text{C} * 11,3\text{ }^\circ\text{C})$$

$$A_1 = 3,93 = 4 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 4 \text{ m}^2$$

b) **Zona** de des **recalentamiento**.

La Superficie de **intercambio** está dada por la ecuación:

$$A_2 = Q_{c2} / (K_2 * T_m)$$

Donde:

Q_{c2} = **Calor** sensible cedido en el des recalentamiento **26575,6 Kcal/h**

K₂ = Coeficiente global de transferencia de calor.

T_m = Media, logarítmica de las **diferencias** de temperatura entre la salida del gas refrigerante y la temperatura de condensación, está dada por:

$$T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

Donde:

ΔT₁ = **Diferencia** de temperatura entre al **refrigerante a la entrada del condensador** y la **temperatura** de condensación

ΔT₂ = Diferencia de temperatura entre el refrigerante a la salida del condensador y la temperatura de **condensación**.

Remplazando **tenemos**

$$T_m = (64 - 42) - (47 - 42) / \ln \{(64 - 42) / (47 - 42)\}$$

$$T_m = 11,5.$$

Coeficiente global de transferencia de calor K.

El coeficiente global de transferencia de calor k utilizando la Ecuación

será igual a:

$$K_2 = 1 / \left(\frac{1.0856}{5043} + \frac{1.0856}{3333.3} + \frac{0.00125}{38.9} + \frac{1}{286} \right) \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

$K_2 = 245.74 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, referidos a la superficie exterior de los tubos.

Superficie de intercambio zona de des **recalentamiento**.

Según la Ecuación tenemos:

$$A_2 = 25181.49 \text{ Kcal} / \text{h} / (245.74 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} * 11.5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$A_2 = 8.90 \text{ m}^2 = \mathbf{9.0 \text{ m}^2}$$

$$A_2 = \mathbf{9 \text{ m}^2}$$

Características del condensador.

Superficie total.- $A = A_1 + A_2$ $A = \mathbf{4 + 9}$

$$A = \mathbf{13 \text{ m}^2}$$

Longitud de los tubos.- Si recordamos que nuestro condensador es de **4 pasos** y **16 tubos**, en total tenemos;

$$L = A / (64 * \pi * d)$$

$$L = 13 / (64 * \pi * 0.0317 \text{ m})$$

$$L = \mathbf{2.013 \text{ m}}$$

Por tanto nuestro condensador estará compuesto de **16 tubos**, separados en grupos de **4** La longitud de los tubos será de **2,013 m con un**

diámetro exterior de 1 ¼", es decir de 0.0317 m. Y un diámetro interior de 0.0292 m. La separación entre **tubo y tubo** será de 5 mm.

SELECCIÓN PRACTICA DE LOS CONDENSADORES.

En la práctica" **tenemos** que ajustarnos a las **características** de las condensadores existentes en el mercado y **seleccionar** el que esté más de acuerdo a nuestras necesidades.

Si nos **referimos** al **condensador** que se ajusta a nuestras necesidades **es** el que las siguientes **características**:

- Marca y modelo.- **MANEUROP CMT(E) 144*M1**
- Numero de tubos.- 16
- Longitud.- 59 ½ in
- Ancho.- 35 ½ in
- Altura.- 26 ½ in
- Diámetro de los ventiladores.- 22 in
- Diámetro exterior de los tubos.- 1 ¼ o 3.17 cm
- Diámetro interior de los tubos .- 2.92 cm
- Longitud de los tubos.- 12' o 3.66 m
- Superficie exterior de los tubos.- 299 pies2 o 27.78 m2.
- Material de los tubos.- Acero ASTM A-214

5.5 SELECCIÓN; DE LOS RECIPIENTES DE LÍQUIDO.

Usaremos los recomendados por la casa fabricante de los condensadores, para el tipo o modelo de condensadores; para el tipo o modelo de condensadores usados. Para nuestra planta, ya que usaremos un condensador "MANEUROP CMT(E) 144*M1, emplearemos el recipiente horizontal para R 22 "MANEUROP" Modelo 144*M1 de las siguientes características:

- Diámetro .- 20" o 0.51 m
- Longitud .- 8' o 2.44 m
- Capacidad al nivel normal de trabajo.- 0.3 m³ o 175 Kg de R22 a la presión de condensación.
- Presión de prueba.- 30 Kg / cm²

6. CALCULO DE DIAMETROS DE LA TUBERIA

En general el termino tubería se aplica de manera amplia al tubo, accesorio, válvulas y otros componentes que conducen liquido o gases, etc,

6.1 CALCULO DE DIAMETRO DE TUBERIAS DEL GAS REFRIGERANTE

Características Generales.

- Usaremos tuberías de cobre, recomendadas para usarlas con R22, R-12, R502
- Calor específico.- 0.0114 Kcal / h m °C
- Carga de ruptura.- 35 – 50 Kg/ mm²
- Longitud comercial.- De 3.5 a 7.5 m ,

Cálculo de los diámetros.

a) **Tubería de gas refrigerante.-** De la ecuación general de la continuidad tenemos:

$$D = 2 * (m_r / \rho * V * \eta)^{1/2}$$

Donde:

D = Diámetro interior

m_r = Caudal másico de refrigerante 639.18 Kg / h o 0.171 Kg / seg

ρ = Densidad del refrigerante en condiciones de vapor recalentado a 24.99 Kg / cm² y 64 C, 36,85 Kg / m³.

V = Velocidad; siendo el valor recomendada de 15 a 25 m/seg para la descarga del compresor nosotros usaremos el valor de 20 m/seg.

$$D = 2 * (0.171 \text{ Kg / seg} / (36,854 \text{ Kg / m}^3 * 25 \text{ m / seg} * \pi))^{1/2}$$

$$D = 0.015$$

Entonces usaremos una tubería de cobre normalizada de 3/4" que tiene las siguientes características:

- Diámetro interior.- 0,652"
- Diámetro exterior.- 0,75".
- Espesor.- 0,049"

Con esta tubería tendremos una velocidad del R22 líquido de 21,9m / seg, valor aceptable.

b) Tubería de líquido

$$D = 2 * (m_r / \rho * v * \pi)^{1/2}$$

Donde:

D = Diámetro interior

m_r = Caudal másico de refrigerante 639.18 Kg / h o 0. 171 Kg / seg

ρ = 1269 Kg / m³, condiciones de líquido saturado a 15,02 Kg / cm² y

38 °C

$V =$ Siendo el valor recomendado de 0.5 a 1.25 m /seg; nosotros usaremos 0.5 m/ seg

Según la Ecuación tenemos:

$$D = 2 * (0.171 / (1269, \text{Kg} / \text{m}^3 * 0.5 * \eta))^{1/2}$$

$$D = 0.018 \text{m}$$

Entonces usaremos una tubería de cobre normalizada 718" que tiene las siguientes características:

- Diámetro interior.- 0,745"
- Diámetro exterior.- 0,0157".
- Espesor.- 0,065"

Con esta tubería tendremos una velocidad del R22 líquida de 0.47m / seg, valor aceptable.

c) Tubería de aspiración .

$$D = 2 * (m_r / \rho * v * \eta)^{1/2}$$

Donde:

$D =$ Diámetro interior

$m_r =$ Caudal másico de refrigerante 639.18 Kg / h o 0.171 Kg / seg

$\rho = 15,666 \text{ Kg/m}^3$, en condiciones de vapor saturado a 7.87 Kg/cm² y

14 °C.

V = Siendo el valor recomendado de 8 a 15 m / seg, nosotros usaremos 15 m / seg

Según la Ecuación tenemos:

$$d = 2 * (0,171 / (15,66 * 15 * \eta))^{1/2}$$

$$d = 0,03 \text{ m}$$

Entonces usaremos una tubería de cobre normalizada 1 3/8 que tiene las siguientes características:

- Diámetro interior.- 1,245"
- Diámetro exterior.- 1,375"
- Espesor.- 0,065"

Con esta tubería tendremos una velocidad del R22 en la succión del compresor de 13.9 m/ seg, valor aceptable.

6.2 CAIDA DE PRESION EN LAS TUBERIAS

Caídas de presión en las tuberías.

a) Tubería de gas refrigerante.- Según la figura 6.2.a de las tuberías de R22 en esta sección tenemos:

- Longitud de la tubería - 3.4 m

- Longitud equivalente de los **accesorios**.- **6** codos de 90 .- 6 m , 4 **válvulas de disco**-- 4 m.
- Longitud **equivalente** total.- **13.4** m

Las pérdidas **por** fricción están dadas por la Ecuación

$$H_f = (f * L * v^2) / (D * 2 * g)$$

Donde:

H_f = **Pérdidas** por fricción **en** metros

F = Coeficiente de rozamiento

L = Longitud total **de** la tubería 13.4 m

D = Diámetro interior **de** la tubería 0.03 m

V_{re} = Velocidad del R22 21,9 m/ seg

G = Aceleración de la gravedad 9.81 m/ seg²

calculamos-el **número de Reynolds** Con la siguiente ecuación:

$$Re = (v * d) / U$$

Donde:

U = Viscosidad **del refrigerante** en condiciones **de** vapor recalentado a 14.99 Kg/ cm² y 64 °C; 0.141 m²/h o (3,29)⁻⁵ m² / seg

$$Re = (21,9 \text{ m/seg} * 0.03 \text{ m}) / (3,29)^{-5} \text{ m}^2 / \text{seg}$$

$$Re = 1.996 * 10^4$$

Desde el diagrama de Moody (Ver Anexo B) con Re, Diámetro y el material de la tubería encontramos $f = 0.0324$

$$hf = (0.0324 * 13.4 \text{ m} * 25.3^2 \text{ m}^2/\text{seg}) / 0.0328 \text{ m} * 2 * 9.81 \text{ m}/\text{seg}^2$$

$$hf = 431.8 \text{ m}$$

La caída de presión estará dada por:

$$P = hf \rho$$

-Donde:

P = Caída de presión a lo largo de la tubería.

Hf = Pérdidas por fricción 431.8 m

ρ = Densidad del R22 8 Kg/ m³

Reemplazando los valores en la fórmula tenemos:

$$P = 431.8 \text{ m} * 8 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$P = 3454.4 \text{ Kg}/\text{m}^2$$

$$P = 0.345 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

b) Tubería del líquido refrigerante.- Según la figura 6.2.a de las tuberías de R22 en esta sección tenemos:

- Longitud de tubería.- **12.5** m
- Longitud equivalente de los accesorios.-

8 codos de 90.- 8 m

5 válvulas. de disco.- 5 m

- Longitud equivalente total.- 25.5 m.
- **Diámetro** interior de la tubería.- 0.0272 m
- Velocidad del R22 líquido.- 0.506 m/seg
- **Viscosidad** del R22 líquido.- $3.43 * 10^{-7}$ mlseg

Calculamos el número de **Reynolds** con la siguiente ecuación:

$$Re = (v * d) / \mu$$

$$Re = (0.506 \text{ m/seg} * 0.0272 \text{ m}) / 3.43 * 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Re = 4.01 * 10^4$$

Desde el **diagrama de Moody** (Ver Anexo B) con Re, el diámetro y el material de la tubería encontramos $f = 0.0324$

$$hf = (0.0324 * 25.5 \text{ m} * 0.506^2 \text{ m}^2/\text{seg}^2) / 0.0272 \text{ m} * 2 * 9.81 \text{ m/seg}^2$$

$$hf = 0.3864 \text{ m}$$

Ya que la **densidad** del R22 líquido en esta **sección** es de 581.4 Kg/m^3 ; la caída de presión estará dada por:

$$P = hf * \rho$$

Donde:

P = Caída de presión a lo largo de la tubería.

H_f = Pérdidas por fricción 0,3964 m

ρ = Densidad del R22 581.4 Kg / m³

$P = 0.3964 \text{ m} * 581.4 \text{ Kg / m}^3$

$P = 230.47 \text{ Kg / m}^2$

$P = 0.023 \text{ Kg / cm}^2$

c) Tubería de **aspiración** .- Según la figura 6.2 de las tuberías de R22 en esta sección tenemos:

- Longitud de tubería.- 8 m
- Longitud equivalente de los accesorios.-
- Codos de 90 ° - 3m
- Válvulas de disco.- 2m
- Longitud equivalente total.- 13 m
- Diámetro interior de la tubería.- 0.0825 m
- Velocidad del R22.- 17.91 m/seg
- Viscosidad cinemática del R22.- $2.83 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$

Calculamos el número de Reynolds con la siguiente ecuación:

$$Re = (v * d) / U$$

$$Re = (17.91 \text{ m / seg} * 0.0825 \text{ m}) / 2.83 * 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{seg}$$

$$Re = 5.22 * 10^4$$

Desde el diagrama de Moody (Ver anexo B) con R y el material de la tubería encontramos $f = 0.032$

$$hf = (0.032 * 13 \text{ m} * 17.91^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2) / 0.0825 \text{ m} * 2 * 9.81 \text{ m/seg}$$

$$hf = 82.44 \text{ m}$$

Ya que, la densidad del R22 en esta sección es de 1786 Kg/m^3 , la caída de presión estará dada por la Ecuación

$$P = hf * \rho$$

Donde:

P = Caída de presión a lo largo de la tubería.

H_f = Pérdidas por fricción $82,44 \text{ m}$

ρ = Densidad del R22 es 1786 Kg/ m^3

Reemplazando:

$$P = 82.44 \text{ m} * 1.786 \text{ Kg / m}^3$$

$$P = 147.24 \text{ Kg /m}^2$$

$$P = 0.0147 \text{ Kg /cm}^2$$

Entonces lógicamente con **estas** caídas de presión y las que se **producen** en el evaporador y en el condensador, el ciclo termodinámico **teórico** sufrirá **pequeñas variaciones**, las mismas que son despreciables **para** efectos de los diversos cálculos del ciclo.

6.3 CALCULO DE AISLAMIENTOS DE LAS TUBERÍAS.

Es **necesario** aislar las secciones de las tuberías de baja presión o succión del compresor y del líquido. Usaremos como aislante **el** poliestireno, que actualmente es el más comúnmente usado **por sus** excelentes **características** y por su fácil adquisición en **el mercado** en **distintas formas** y medidas.

a.- Aislamiento de tubería de aspiración del compresor.

Comprende desde la salida del evaporador hasta la **succión** del compresor y según el plano tiene una longitud de 8 metros más o menos.

Vamos a calcular el mínimo espesor necesario de aislamiento para evitar **la** condensación en ta parte exterior para ello la temperatura de la superficie exterior del aislamiento debe ser algo mayor que la temperatura del punto de rocío correspondiente **a** la temperatura y humedad del **aire** que rodea la tubería.

Asumimos una temperatura del aire de 35 °C con una humedad relativa promedio de 65%, condiciones extremas (de temperatura) en nuestro medio, bajo estas condiciones del aire su punto de rocío será de 27.5 °C, entonces establecemos la temperatura de la superficie exterior del aislante en 285 °C.

De acuerdo a la figura 6.3 nuestro problema se reduce a calcular el espesor del aislante, que en nuestro caso es poliestireno.

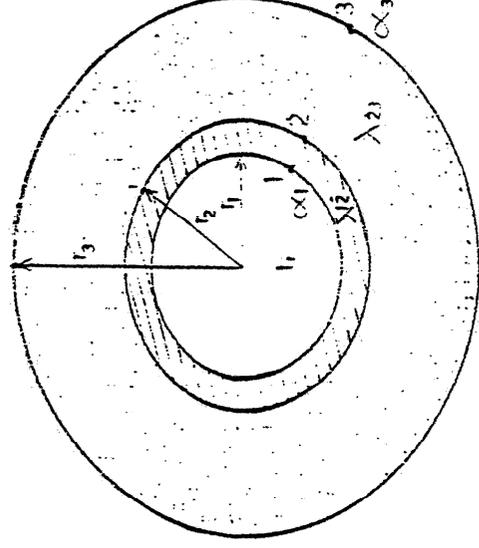


Figura 6.3 Aislamiento de tuberías

Los datos que podemos utilizar son los siguientes:

- Temperatura del gas refrigerante $t_r = 14$ °C
- Radio interior de la tubería $r_1 = 0.04125$ m
- Radio exterior de la tubería $r_2 = 0.04445$ m
- Coeficiente de conducción del material de la tubería = 39.4Kcal/h m °C

- Coeficiente de conducción del poliestireno = 0.025 Kcal/ h m °C.
- Temperatura del aire exterior t = 35 °C.
- Temperatura de la superficie exterior del aislante t= 28.5 °C

Cálculo del coeficiente **de** convección aislante- aire.

Si consideramos el régimen de transmisión de calor permanente y el **aire** que **rodea** la tubería en reposa, lo cual **es** aceptable, podemos emplear la **relación**:

$$Nu = 0.525 (Gr * Pr)^{0.25}$$

Esta **relación** es **válida** para convección libre alrededor de cilindros horizontales y para valores del producto (Gr * Pr) **comprendidos entre** 10^4 y 10^9 .

Con la siguiente ecuación calculamos el número de **Prandtl**:

$$Pr = (Cp * u) / \lambda$$

Donde:

Cp = Calor específico del **aire** a presión constante 0.24 Kcal / Kg °C

U = Viscosidad dinámica del aire $1.8 * 10^{-4}$ Kg/ seg m

λ = Coeficiente de conducción del aire 0.02 Kcal / h m °C

$$Pr = (0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} * 1.8 * 10^{-4} \text{ Kg/seg m} * 3600 \text{ seg / h}) / (0.02 \text{ Kcal/hm } ^\circ\text{C})$$

$$Pr = 0.7776$$

Utilizando la siguiente ecuación calculamos el número de **Grashof**:

$$Gr = (D^3 * \rho * G * B * (T_e - T_3)) / U_2$$

Donde:

D = Diámetro exterior de la tubería, incluido el aislante; asumimos un valor de 0.19 m

ρ = Peso específico del aire 1.2 Kg/m³.

G = Aceleración de la gravedad 9.81 m / seg²

B = Coeficiente de dilatación del aire 1/ 273 °C

T_e = Temperatura del aire exterior 35°C

T₃ = Temperatura de la superficie exterior del aislante 28.5 °C

U₂ = Viscosidad dinámica del aire 1.8 * 10⁵ Kg / seg m.

$$Gr = \frac{(0.193 \text{ m}^3 \cdot 1.2 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/seg}^2 \cdot (1/273^\circ\text{C}) \cdot (35-28.5)^\circ\text{C})}{(1.8 \cdot 10^5)^2 \text{ Kg}^2/\text{seg}^2\text{m}^2}$$

Las propiedades del aire son tomadas a la temperatura promedio de 31.75 °C.

$$Gr = 7.12 \cdot 10^6 \quad Gr Pr = 5.5365 \cdot 10^6$$

$$10^4 < Gr Pr < 10^9;$$

Luego la ecuación es válida:

$$Nu = 0.525 (5.5365 \cdot 10^6)^{1/4}$$

$$Nu = 25.466$$

Con la ecuación. tenemos:

$$\alpha_3 = (Nu * \lambda) / d \quad ; \text{reemplazando } \alpha_3 = (25.466 * 0.02 \text{ Kcal/ h m }^\circ\text{C}) / 0.19 \text{ m}$$

$$\alpha_3 = 2.68 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

‘Cálculo del coeficiente de convección refrigerante- tubería-

Podemos emplear la **Ecuación** para calcular el número de Reynolds:

$$Re = (V * D) / \nu$$

Donde:

V = Velocidad del refrigerante dentro de la tubería 17.91 m/seg

D = Diámetro interior de la tubería 0.0825 m

ν = Viscosidad cinemática del refrigerante $2.83 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$

$$Re = (17.91 \text{ m / seg} * 0.0825 \text{ m}) / 2.83 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Re = 5.22 * 10^4$$

Re tiene un valor mayor que 10000, por tanto la Ecuación utilizada es válida

Procedemos a calcular el número de Prandtl:

$$Pr = (C_p * \mu) / \lambda$$

Donde:

C_p = Calor específico del refrigerante 0.49 Kcal/ Kg °C

μ = Viscosidad dinámica del refrigerante 0.182 Kg/h m

λ = **Coefficiente** de conducción **del** refrigerante 0.116 Kcal / h m °C

$$Pr = (0.49 \text{ Kcal/ Kg } ^\circ\text{C} * 0.182 \text{ Kg / h m}) / 0.116 \text{ Kcal/ h m } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0.769$$

Aplicando la ecuación para calcular Nusselt tenemos:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (5.22 * 10^4)^{0.8} * (0.769)^{0.4}$$

$$Nu = 123.06$$

Con el valor de Nusselt

$$a_l = (Nu * \lambda) / d$$

$$a_l = (123.06 * 0.116 \text{ Kcal/ h m } ^\circ\text{C}) / 0.0825 \text{ m}$$

$$a_l = 173 \text{ Kcal/ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del calor transmitido **por** unidad de longitud de la tubería.

Podemos utilizar la siguiente ecuación :

$$Q / L = 2 * \pi * R_3 * a_3 * (t_e - t_3)$$

Donde :

Q = Calor transmitido

L = Longitud de la tubería

R3 = Radio exterior del aislante

$$Q / L = 2 * \pi * R_3 * 2.68 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} (35-28.5) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q / L = 109.45 R_3 \text{ Kcal/ h m}$$

Cálculo del **espesor** mínimo del aislante.

En régimen **permanente** el calor transmitido **por unidad de longitud** está dado

por:

$$Q/L = 2 * \pi * R_1 * a_1 * (t_1 - t_r) = \frac{2 * \pi * \lambda_{12} * (t_2 - t_1)}{\ln r_2 / r_1} = \frac{2 * \pi * \lambda_{23} * (t_3 - t_2)}{\ln r_3 / r_2}$$

La eliminación de las incógnitas t_1 y t_2 nos da:

$$Q/L = \frac{2 * \pi * (t_3 - t_r)}{\frac{1}{r_1 * a_1} + \frac{\ln r_2 / r_1}{\lambda_{12}} + \frac{\ln r_3 / r_2}{\lambda_{23}}}$$

Y sabiendo que $Q / L = 109.45 R_3 \text{ Kcal/ h m}$ tenemos:

Simplificando tenemos:

$$0.0544 \cdot r_3 + 15.32 \cdot r_3 \cdot \ln(r_3 / 0.04445) = 1$$

De donde:

$R_3 = 0.0905$ m y **el** diámetro exterior de la tubería con el **aislante** será **de** 0.181 m.

Por tanto la hipótesis asumida de que el diámetro era de 0.19 m es prácticamente aceptable. El espesor del aislante estará dado por :

$$E = r_3 - r_2 \quad e = 0.0905 - 0.04445 \quad e = 0.04605 \text{ m}$$

Por tanto para evitar la condensación adoptaremos un aislante **de** poliestireno de un espesor de 5 cm.

Aislamiento de tubería del líquido refrigerante.- Comprende desde la salida del condensador hasta la válvula de flotador y tiene una longitud de 12.5 m, más o menos.

El **aislamiento** de **esta** sección tiene la misión **de** evitar en **la** **posible** **la** evaporación del refrigerante líquido, antes del evaporador. En **nuestra** planta frigorífica, usaremos en **esta** sección como aislante el **poliestireno** con un espesor **de** 5 cm., igual al calculado anteriormente; valor que **es** aceptable en la práctica.

A manera de barrera de vapor, **para** evitar la penetración de la humedad, forraremos el aislante con una pantalla del tipo membrana, que **podría** ser papel de aluminio.

6.4 SELECCIÓN DE DIAMETROS DE TUBERIAS DE ENFRIAMIENTO

La disposición de **las** tuberías del sistema de enfriamiento de la soldadora se muestran en la figura 6.4. Comprenden dos secciones:

Sección A.- Comprende las tuberías de suministro desde el tanque donde esta el agua de enfriamiento de la soldadora hasta la **soldadora** longitud **aproximada** total de 25 m. En esta sección se utilizará tuberías soldadas. de hierro forjado o acero comercial con las siguientes características:

- Diámetro nominal.- 1,25" o 3,17 cm
- Diámetro exterior.- 1,31" o 3,31 cm
- Espesor.- 0.036" o 0,091 cm
- Diámetro interior.- 1,27" o 3,22 cm
- Sección recta libre.- 12,73 pulg² o 82,03 cm²
- Caudal, con flujo de 1 0,1 m³/h, la velocidad del agua será de 3,07 m/seg, valor aceptable.
- Accesorios.- 4 válvulas de compuerta y 6 codos de 90.



Sección **B.- Comprende las** tuberías de retorno desde la soldadura **hasta** el tanque donde esta el agua de enfriamiento con una longitud aproximada de **23,6** m. En esta **sección** se utilizará tubería de hierro forjado o acero comercial de las siguientes características:

- Diámetro nominal.- 1,25" o 3,17 cm
- **Diámetro exterior.-1,31" o 3,31 cm**
- Espesor.- **0.036"** o 0,091 cm
- Diámetro interior.- 1,27" o 3,22 cm
- **Sección recta libre.- 12,73 pulg² o 82,03 cm²**
- Caudal .- Con flujo de **10,1 m³ / h**, la velocidad del agua será de **3,07 m/seg**, valor aceptable.
- Accesorios.- 4 codos de 90.

El diámetro de las tuberías se lo ha adoptado de acuerdo a diámetros existentes en el mercado y velocidad del agua

6.5 POTENCIA DE LA BOMBA REQUERIDA PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Potencia absorbida en la sección A.

Caudal.- 10,1 m³ / h

Longitud de la tubería.- 25 m

Longitud equivalente de los accesorios.-

Válvulas de compuerta $4 * 0,3 \text{ m} = 1,2 \text{ m}$

Codos de 90 $6 * 1 \text{ m} = 6 \text{ m}$.

Longitud equivalente total.- $32,2 \text{ m}$

Las pérdidas por fricción están dadas por:

$$H_f = (f * L * v^2) / (D * 2 * g)$$

Donde:

H = Pérdidas por fricción

F = Coeficiente de rozamiento

L = Longitud total de la tubería $32,2 \text{ m}$

D = Diámetro interior de la tubería $1,02 \text{ m}$

V = Velocidad del agua $3,07 \text{ m/ seg}$

G = Aceleración de la gravedad 9.81 m/ seg^2 .

Calculamos el número de Reynolds con la Ecuación:

$$Re = (V * D) / U$$

Donde:

U= Viscosidad del agua a $10 \text{ }^\circ\text{C}$ $1,8 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$

$$Re = (3,07 \text{ m/seg} * 0,032 \text{ m}) / 1,8 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Re = 55240$$

Desde el diagrama de **Moody (Ver anexo B)**, con **Re** y el material de la tubería encontramos un coeficiente de rozamiento equivalente a 0.023, luego reemplazando en la **ecuación** de pérdidas por fricción tenemos

$$H_f = (0.023 * 32.2 \text{ m} * 9.6 \text{ m}^2 / \text{seg}^2) / (0.032 \text{ m} * 2 * 9.81 \text{ m} / \text{seg}^2)$$

$$H_f = 11.32 \text{ m}$$

$$\text{Cabezal } H_a = H_f.$$

$$H_a = 11.32 \text{ m}$$

La potencia absorbida está dada por:

$$P_a = (V * h) / 270$$

Donde :

P_a = Potencia en CV.

V = Caudal $10.1 \text{ m}^3 / \text{h}$

H_a = Cabezal 11.32 m

$$P_a = (10.1 * 11.32) / 270$$

$$P_a = 0.42 \text{ CV} \quad \text{o} \quad P_a = 0.41 \text{ Hp}$$

Potencia absorbida en la sección B.

Caudal.- $10.1 \text{ m}^3 / \text{h}$

Longitud de la tubería.- 23.6 m

Longitud equivalente de los accesorios.-

Codos de 90° $3 * 1 \text{ m} = 3 \text{ m}$.

Longitud equivalente total.- 26.6 m

Velocidad del agua.- **0,35 m / seg**

Diámetro interior de la tubería .- **1,02 m**

Viscosidad cinemática del agua.- **$1,8 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$**

Con la ecuación calculamos el número de Reynolds:

$$\text{Re} = (V * D) / \nu$$

$$\text{Re} = (3,07 \text{ m/seg} * 0,032 \text{ m}) / 1,8 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$\text{Re} = 55240$$

Desde el diagrama de Moody (Ver anexo B) con Re y el material de la tubería encontramos $f = 0.023$ luego reemplazando en la ecuación de pérdidas por fricción tenemos:

$$H_f = (0.023 * 26,6 * 9,6 \text{ m}^2 / \text{seg}^2) / (0,032 \text{ m} * 2 * 9.81 \text{ m} / \text{seg}^2)$$

$$H_f = 9,35 \text{ m}$$

$$\text{Cabezal } H_b = H_f$$

$$H_b = 9,35 \text{ m}$$

La potencia absorbida está dada por:

$$P_b = (V * h) / 270$$

$$P_b = (10,1 * 9,35) / 270$$

$$P_b = 0.35 \text{ CV o } P_b = 0.34 \text{ HP}$$

Potencia absorbida total.- Dejamos un margen del 15 % como factor de seguridad, por lo tanto la potencia absorbida total será igual a:

$$P = (P_a + P_b) * 1.15$$

$$P = (0,41 + 0.34) * 1.15 = 0,86 \text{ HP}$$

6.6 SELECCIÓN DE LA BOMBA.

En nuestra planta usaremos dos bombas de iguales características conectadas **en paralelo, para así tener** un servicio seguro con una bomba **trabajando y la otra** disponible.

Et caudal de ta bomba es de $10,1 \text{ m}^3 / \text{h}$ y et cabezal está dado basándose en ta potencia absorbida por la Ecuación:

$$H = (P / 0.9863) * CV * 270 / V$$

$$H = (0,86 / 0.9863 CV * 270) / 10,1 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H = 23,37 \text{ m}$$

Dado que **necesitamos** una bomba de caudal y cabezal relativamente bajos utilizaremos una bomba centrífuga de una sota etapa de tas siguientes características:

- Caudal.- $10,1 \text{ m}^3 / \text{h}$ o $40 \text{ gal} / \text{min}$
- Cabezal .- $23,37 \text{ m}$ o $76,68 \text{ pies}$

Entonces seleccionamos una unidad completa motor -transmisión bomba " Universal" modelo 10 Ft 6 - T de las **siguientes características:**

Bomba Tipo.- Centrífuga de **simple etapa**

Velocidad.- 1750 rpm

Cabezal de trabajo.- 80 pies o 25 m .

Caudal de trabajo,- $40 \text{ gal} / \text{min}$ o $10,1 \text{ m}^3 / \text{h}$

Cabezal **máximo**.- 100 pies o $31,25 \text{ m}$



Motor Tipo.- **Motor** de inducción, de **3** fases y 60 ciclos.

Velocidad.- 1750 rpm

Potencia de trabajo.- **1 HP**

Potencia Máxima.- **1,15** HP

Número **Frame.- 215** TCZ.

Dimensiones de la unidad.-

Largo .- **30" o 0,762** m.

Ancho.- 21 ½ " o 0.546 m.

Alto.- **14 ¼ " o 0.362** m

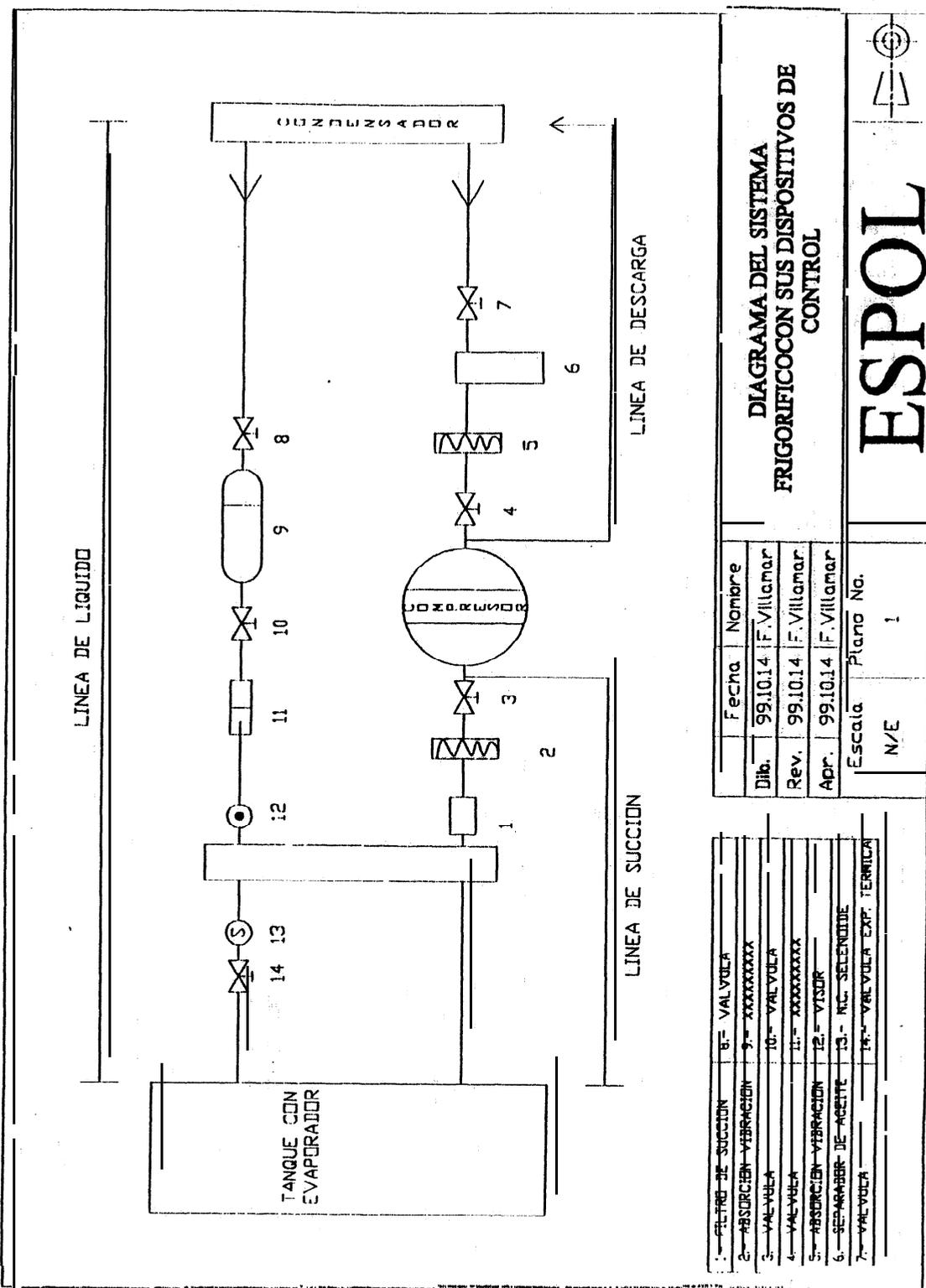


DIAGRAMA DEL SISTEMA FRIGORIFICO CON SUS DISPOSITIVOS DE CONTROL

Fecha	Nombre
Dib. 99.10.14	F. Villamar
Rev. 99.10.14	F. Villamar
Apr. 99.10.14	F. Villamar

Escala	Plano No.
N/E	1

ESPOL

Figura 6.2 Diagrama del sistema frigorifico

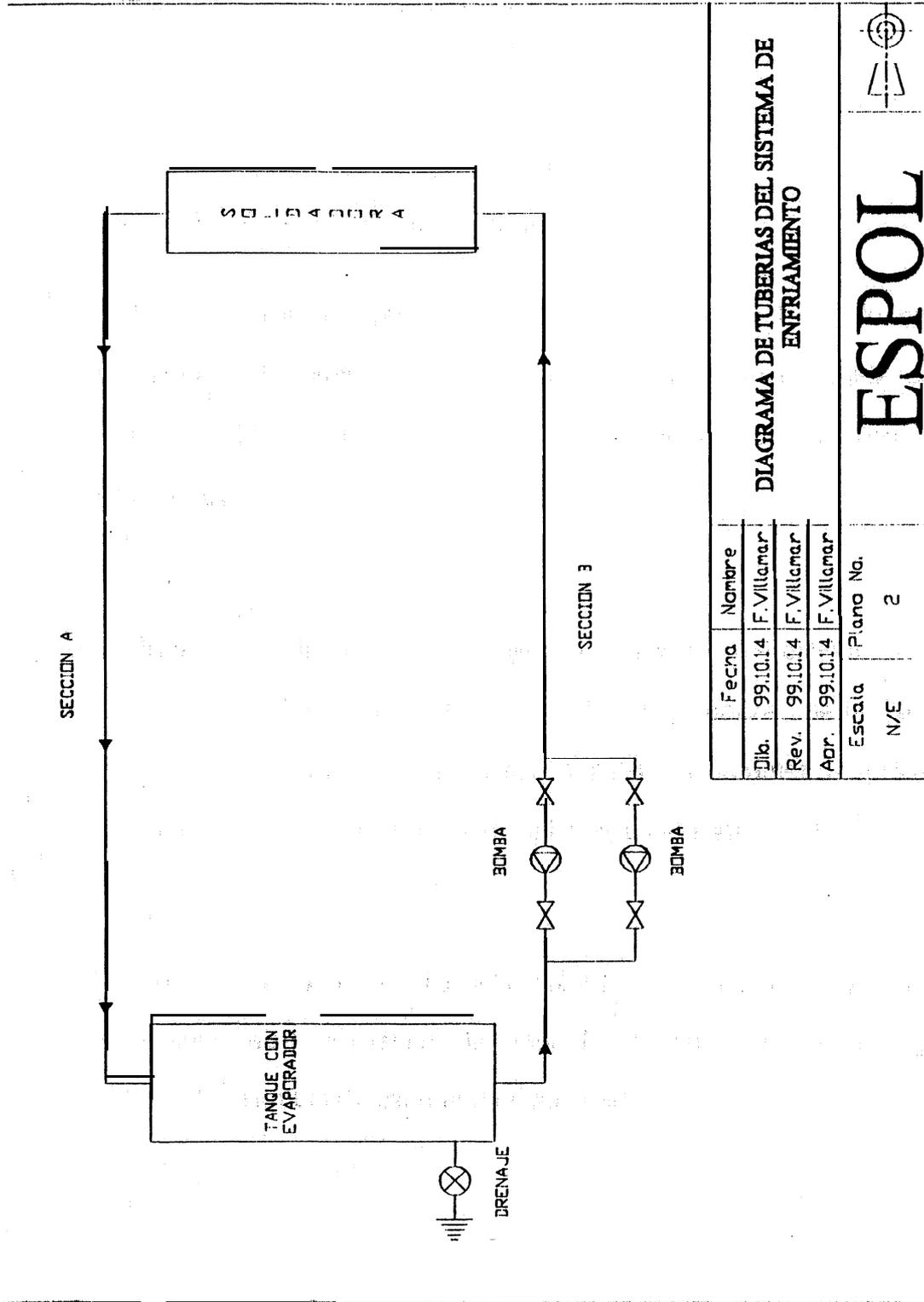


Figura 6.4 Diagrama del sistema de enfriamiento

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

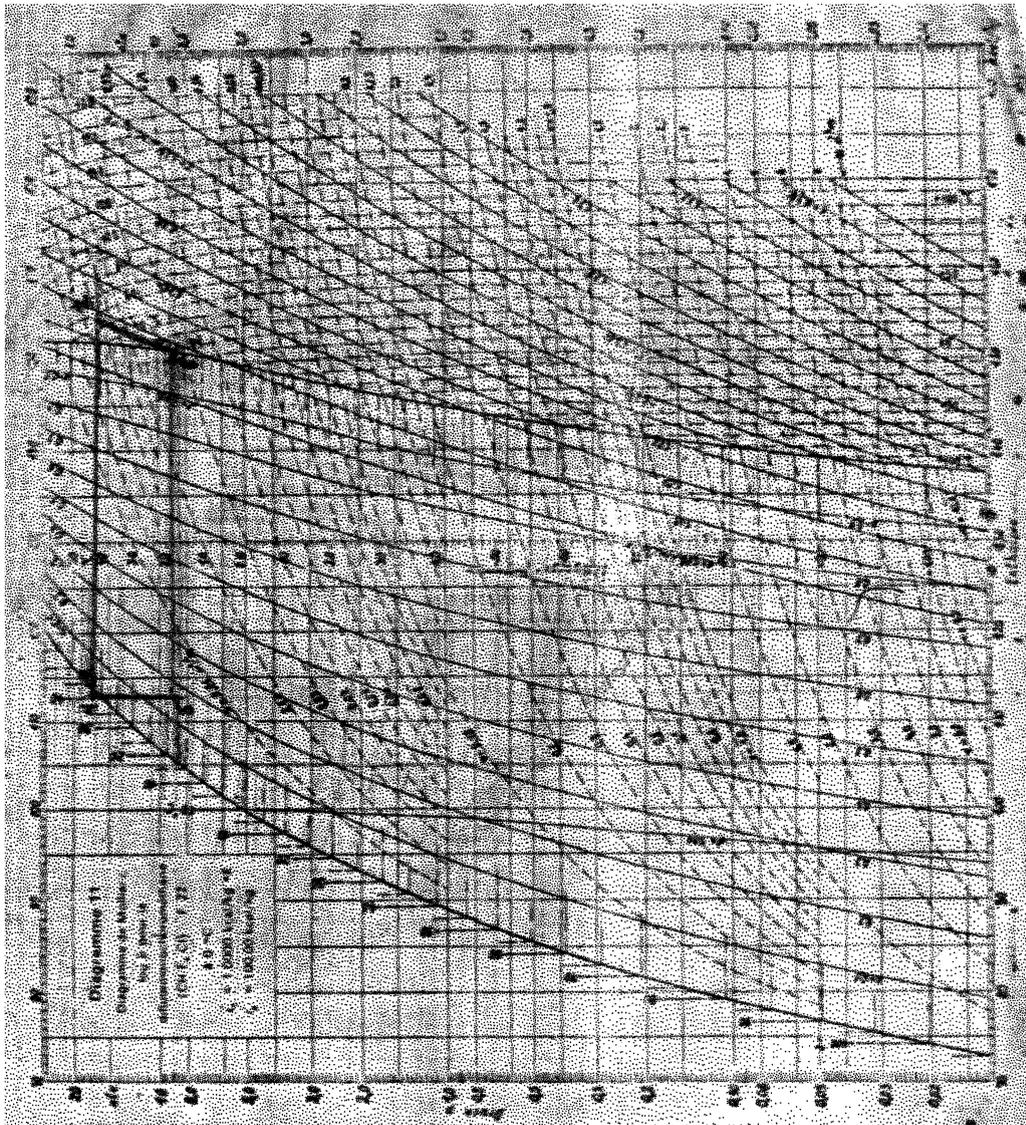
1.- Primeramente se alcanzo el objetivo de realizar el cálculo para la instalación del sistema de enfriamiento de una máquina soldadora, **el** mismo **que** funciona correctamente y adecuadamente con los dispositivo@ seleccionados.

2.- Para realizar las pruebas se utilizaron Termómetros calibrados, en el laboratorio de Metrología de FADESA, lo cual garantiza que las lecturas tomadas son correctas, para **poder** calcular **los** parámetros requerido8 para poder constatar la capacidad y eficiencia del sistema.

3.- Cabe indicar que una vez **seleccionados** los equipos **del** sistema de enfriamiento de la **soldadora**, la **compañía** Constructora se encargo de realizar el ensamble de cada una de sus partes

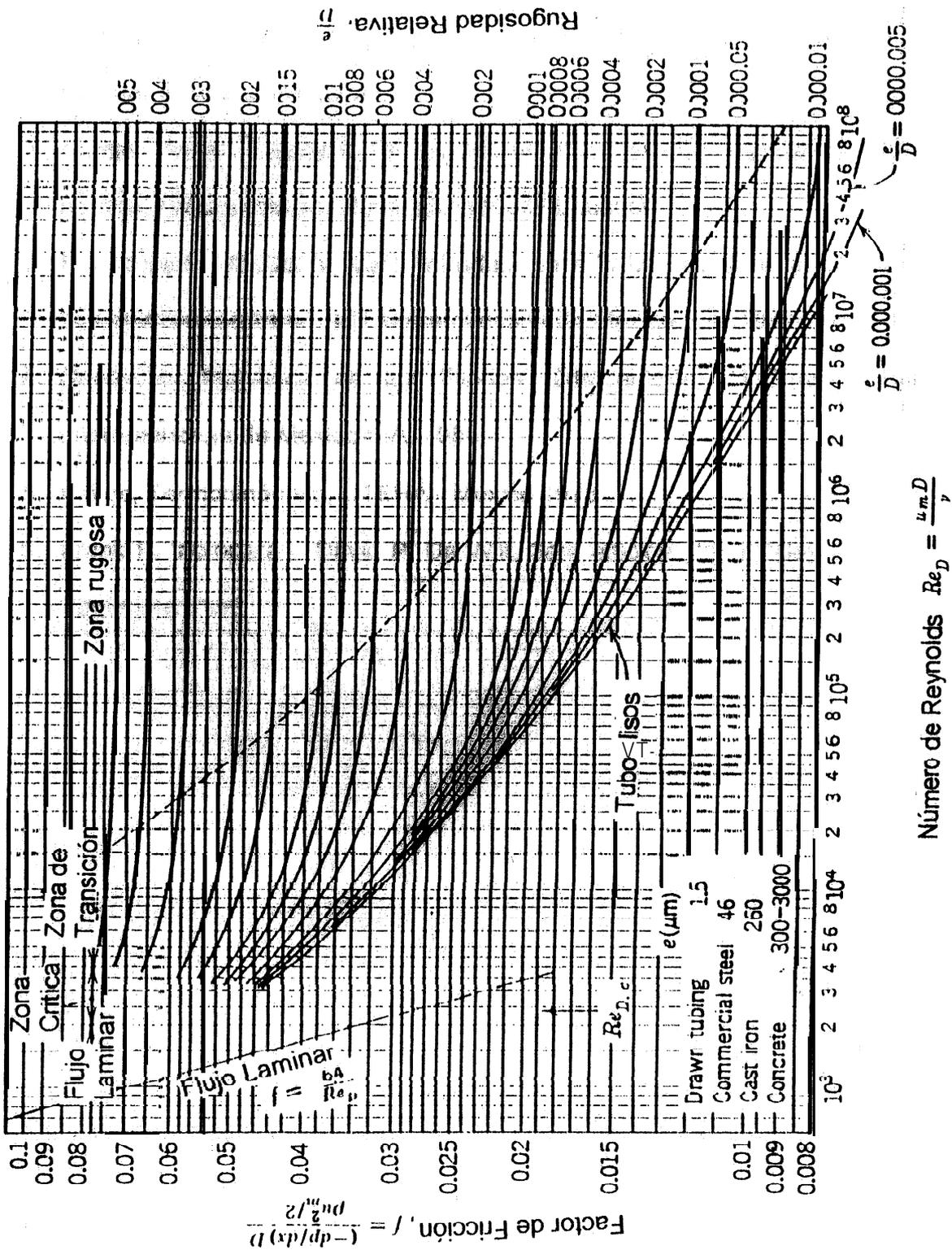
APENDICES

APENDICE A
TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO



APENDICE B

DIAGRAMA DE MOODY



BIBLIOGRAFIA

1. **Vargas Angel**, Curso de refrigeración y Aire Acondicionado, **Politécnica del Litoral, Guayaquil 1974**
2. **Vargas Angel**, Instalaciones frigoríficas para buques pesqueros, **2da edición**, Politécnica del Litoral, Guayaquil / Ecuador
3. **Fox Robert – McDonal Alant**, Introducción a la Mecánica de los fluidos, **2da edición. McGraw – Hill Interamericana de México S.A. 1989.**
4. **Streter v**, **Mecánica** de los Fluidos, **2da edición. McGraw – Hill Interamericana de México S.A. 1958.**
5. **Faires**, Termodinámica, UTEHA - México **1973**
6. **Frank P. Incropera – David P. De Witt**, **3era edición. John Wiley & Sons Singapore 1990.**