



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
PARA EL CONTROL TÉRMICO DEL MEDIO
ELECTROLÍTICO EN EL PROCESO DE
ANODIZACIÓN**

Autores: Cabrera, Alfredo
Nasato, Fausto

Urb. Yuma II, calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL CONTROL TÉRMICO
DEL MEDIO ELECTROLÍTICO EN EL PROCESO DE ANODIZACIÓN**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Autores: Cabrera Alfredo CI.24.548.138
Nasato Fausto CI.25.568.238

Tutor: **Ing. Alicia Yanez de Pizzella**

San Diego, Mayo de 2019



FI-M -005-2019-ICR

Valencia, 14 de Marzo de 2019

Ciudadano:
Alfredo Cabrera
C.I:24.548.138
Fausto Nasato
C.I:25.568.238
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° **01-2019** de fecha **14-03-2019** aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL CONTROL TÉRMICO DEL MEDIO ELECTROLÍTICO EN EL PROCESO DE ANODIZACIÓN** presentado por usted(es) como requisitos para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación de la Ing. Alicia Yáñez, C.I: 4.598.880 como Tutor Metodológico y Académico que los asesoraran en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,



Prof. Luis Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

L/lc.



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ing. Alicia Yáñez de Pizzella, portadora de la cédula de identidad N° 4.598.880, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por los ciudadanos Alfredo Cabrera, portador de la cédula de identidad N° 24.548.138 y Fausto Nasato, portador de la cédula de identidad N° 25.568.238, titulado **DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL CONTROL TÉRMICO DEL MEDIO ELECTROLÍTICO EN EL PROCESO DE ANODIZACIÓN**, presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, a los 16 días del mes de mayo del año dos mil diecinueve.

Ing. Alicia Yáñez de Pizzella
C.I.: 4.598.880

AGRADECIMIENTO

Le agradecemos a la institución educativa Universidad José Antonia Páez por ser la plataforma que nos vio formarnos como profesionales conjuntamente con los profesores que fueron fundamentales para alcanzar la meta, por su constante apoyo y enseñanzas tanto académicas como de vida.

Agradecemos especialmente a nuestra profesora y tutor de trabajo especial de grado la Ing. Alicia Yánez de Pizzella por disponer de su tiempo y soporte incondicional, por ser guía en este arduo proceso y motivarnos a lograr culminar con éxito esta etapa.

A la escuela de Ingeniería Mecánica, donde acompañados por los profesores, personal administrativo y compañeros crecimos como ingenieros aprovechando de las mejores experiencias y enseñanzas por parte de cada uno de los involucrados.

DEDICATORIA

Quiero dedicarle este proyecto a mi familia, les doy las gracias por ser el motor de mi vida, este trabajo es de todos y cada uno de ustedes. He llegado a donde siempre quise estar y estoy seguro de que mi esfuerzo es orgullo para ustedes. Ustedes mi familia son mi más grande tesoro y es por esto que les regalo este logro. A mis padres, por guiarme y aportar sus consejos en el proceso, por estar cada día pendientes de mi a pesar la distancia y por perdonar mis fallas. A ti papá, por presionarme siempre a culminar mi carrera, siempre supiste que era capaz y te lo agradeceré el resto de mi vida. A ti mamá, por llenarme de amor en cada momento que más me hacía falta, por entenderme y apoyarme en cada decisión que he tomado. A mis hermanos que tanto quiero y admiro, crecer junto a ustedes me ha hecho el hombre que soy hoy en día. A mis abuelos, por su experiencia y amor incondicional siempre los tengo presente.

Le dedico este trabajo a mi apoyo desde hace ya tres años, la mujer que siempre ha estado a mi lado en todo este tiempo y con la que quiero compartir todos mis logros el resto de mi vida, esto es para ti también Fabiana. Por último, le dedico este proyecto sudor de mi frente y manos a mi padre celestial que me guía y aleja del mal camino, a Dios todo poderoso.

Fausto A. Nasato M.

Porque el tiempo es valioso, y no hay cual se compare al que ellos me han dedicado. Quiero dedicarle este proyecto a mi familia, en especial a mi papá, a mi mamá y a mi hermana, en agradecimiento por todo su amor, enseñanza y apoyo durante tantos años. También quiero dedicarle este proyecto a Dios padre todo poderoso, por guiar mis pasos, y protegerme del mal camino.

Alfredo R. Cabrera P.

ÍNDICE

CONTENIDO	Pag.
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICE DE FIGURA	xiii
RESUMEN	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Formulación.....	5
1.3 Objetivos de la Investigación.....	5
1.3.1 Objetivo General.....	5
1.3.2 Objetivos específicos.....	5
1.4 Justificación.....	5
1.5 Limitaciones.....	6
1.6 Alcance.....	6
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	7
2.2 Bases Teóricas.....	8
2.2.1 Anodizado.....	8
2.2.1.1 Preparación de la superficie a anodizar.....	10
2.2.2 Factores que afectan el proceso de anodizado.....	12
2.2.2.1 Influencia del metal base.....	12
2.2.2.2 Influencia del electrolito.....	12
2.2.2.3 Concentración del electrolito.....	12
2.2.2.4 Temperatura del electrolito.....	13
2.2.2.5 Agitación.....	16
2.2.2.6 Densidad de Corriente.....	16
2.2.3 Análisis termodinámico de la refrigeración.....	16
2.2.3.1 Leyes termodinámicas.....	17
2.2.3.2 Sistemas termodinámicos.....	19
2.2.4 Refrigerador.....	20
2.2.4.1 Ciclo de Carnot.....	22
2.2.4.2 Ciclo invertido de Carnot.....	23
2.2.4.3 Sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	25
2.2.4.4 Refrigeración ideal de compresión de vapor.....	25
2.2.4.5 Refrigeración real por compresión de vapor.....	27

2.2.4.6 Sistema de Refrigeración en Cascada.....	29
2.2.5 Procesos de Transferencia de Calor en la Refrigeración.....	30
2.2.5.1 Conducción.....	30
2.2.5.2 Convección.....	31
2.2.5.3 Convección forzada.....	32
2.2.5.4 Incremento de la Temperatura en el Anodizado.....	38
2.2.6 Intercambiador de Calor.....	39
2.2.6.1 Descripción de los Intercambiadores de Calor.....	40
2.3 Definición de términos básicos.....	42

III MARCO METOLÓGICO

3.1 Nivel de la investigación.....	47
3.2 Tipo de investigación.....	47
3.3 Diseño de la investigación.....	48
3.4 Población y muestra.....	49
3.5 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.....	49
3.6 Fases de la investigación.....	50

IV RESULTADOS

4.1 Análisis de carga de calor que se requiere contrarrestar.....	53
4.1.1 Tipos de rectificadores de anodización típico.....	53
4.1.2 Cálculo de carga producto del proceso de anodizado.....	54
4.1.2.1 Área superficial máxima para anodizar.....	55
4.1.2.2 Cálculo de corriente de anodizado.....	56
4.1.3 Cargas influyentes en el proceso de refrigeración.....	58
4.1.4 Calor producto del enfriamiento del electrolito o carga del producto.....	59
4.1.5 Carga de calor por transmisión (Pérdidas por paredes).....	61
4.2 Establecer elementos presentes en el sistema de refrigeración.....	65
4.2.1 Elementos presentes en el sistema de refrigeración.....	65
4.3 Elaboración de cálculos analíticos mediante las técnicas tradicionales de intercambio de calor entre el medio electrolítico y el intercambiador según modelos.....	71
4.3.1 Cálculo de flujo másico y dimensiones del Intercambiador (Agua – Ácido sulfúrico).....	71
4.3.2 Cálculo y dimensiones del Intercambiador (Agua – Refrigerante).....	73
4.3.3 Cálculo para selección de bomba.....	81
4.3.4 Dimensionamiento de tuberías de alta y baja presión.....	86
4.3.4.1 Dimensionamiento de la tubería de alta presión.....	87

4.3.4.2 Dimensionamiento de la tubería de baja presión.....	87
4.3.5 Cálculo del ciclo teórico de refrigeración.....	88
4.3.6 Trazado del ciclo de real refrigeración en el sistema.....	91
4.3.6.1 Parámetros obtenidos del ciclo real de refrigeración.....	92
4.3.7 Diseño del condensador.....	94
4.3.8 Diseño de válvula de expansión.....	95
4.3.8.1 Corrección de subenfriamiento.....	96
4.4 Selección de componentes actuantes en el sistema.....	96
4.4.1 Selección de unidad condensadora.....	96
4.4.2 Selección de compresor.....	98
4.4.3 Selección de válvula de expansión.....	99
4.4.4 Selección de ventilador.....	100
4.4.5 Selección de componentes del ciclo de refrigeración.....	101
4.4.5.1 Selección de válvula solenoide.....	102
4.4.5.2 Selección de válvula de retención.....	102
4.4.5.3 Selección de válvula de retención magnética.....	103
4.4.5.4 Selección de filtro deshidratador hermético y filtro de succión.....	104
4.4.5.5 Selección de acumulador de succión.....	104
4.4.6 Selección de componentes de control de nivel de aceite.....	105
4.4.6.1 Selección de controlador de nivel de aceite.....	105
4.4.6.2 Selección de separador de aceite convencional.....	106
4.4.6.3 Selección de depósito de aceite.....	106
4.4.7 Selección de manómetro.....	107
4.4.8 Selección de bomba.....	108
4.4.9 Selección de tuberías.....	109
4.5 Estudio de factibilidad del sistema.....	109
4.5.1 Tamaño del mercado.....	110
4.5.2 Ubicación.....	110
4.5.3 Modelo administrativo.....	111
4.5.4 Inversiones necesarias y vida útil de los componentes del sistema.....	112
CONCLUSIONES.....	115
RECOMENDACIONES.....	117
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	119
ANEXOS	
A – Diagrama de flujo del proceso de anodizado.....	122

B - Barras rectangulares EXTRUDAL.....	123
C - Densidad del Ácido sulfúrico según su concentración.....	124
D - Coeficiente convectivo teórico del aire y agua.....	125
E - Conductividad térmica, calor específico y densidad de materiales.....	125
F - Conductividad térmica, calor específico y densidad de materiales.....	126
G - Diagrama de Mollier R410a.....	127
H - Datos de la unidad condensadora seleccionada.....	128
I - Temperaturas de operación del condensador condensador.....	129
J - Especificaciones técnicas del compresor seleccionado.....	130
K - Especificaciones técnicas de la válvula de expansión.....	131
L - Especificaciones técnicas del ventilador seleccionado.....	132
M - Catálogo TOTALINE para válvulas solenoide.....	133
N - Catálogo TOTALINE para válvulas de retención.....	134
O - Catálogo TOTALINE para filtros deshidratadores herméticos.....	135
P - Catálogo TOTALINE para filtros de succión.....	136
Q - Catálogo TOTALINE para Acumuladores de Succión.....	137
R - Catálogo TOTALINE para Controles de nivel de aceite.....	137
S - Catálogo TOTALINE para Separadores de aceite.....	138
T - Catálogo TOTALINE para Separadores de aceite.....	138
U - Catálogo Gas Servei para Manómetros.....	139
V - Especificaciones de bombas hidráulicas.....	140
W - Especificaciones en tuberías de cobre tipo K.....	141
X - Especificaciones en tuberías de acero inoxidable Sch 40.....	141
Y - Tuberías de PVC Sch 80 a distintos diámetros.....	142
APÉNDICES	
1 – Esquema del Sistema de refrigeración.....	143
2 – Planos de Intercambiador Sumergido.....	143
3 – Planos de Intercambiador de carcasa Evaporador.....	144
4 – Sistema de tuberías.....	145

LISTADO DE TABLAS

TABLA	CONTENIDO	Pag.
1	H_2SO_4 al 15%	59
2	Carga Total (Sistema en funcionamiento).....	64
3	Carga Total (Sistema Apagado).....	65
4	Parámetros para el Refrigerante 410	73
5	Parámetros para el Agua	76
6	Datos para el ciclo de refrigeración	91
7	Especificaciones técnicas unidad condensadora seleccionada.....	97
8	Especificaciones técnicas compresor seleccionado.....	99
9	Especificaciones técnicas válvula de expansión seleccionada.....	100
10	Especificaciones de ventilador seleccionado.....	100
11	Especificaciones válvula solenoide seleccionada.....	102
12	Especificaciones válvula de retención seleccionada.....	103
13	Especificaciones válvula de retención magnética seleccionada.....	103
14	Especificaciones filtro deshidratador seleccionado.....	104
15	Especificaciones de acumulador de succión seleccionado.....	105
16	Especificaciones de acumulador de succión seleccionado.....	105
17	Especificaciones de separador de aceite seleccionado.....	106
18	Especificaciones del depósito seleccionado.....	107
19	Especificaciones técnicas bomba centrífuga.....	108
20	Especificaciones técnicas de tuberías seleccionadas.....	109
21	Inversión necesaria y vida útil de los componentes del sistema.....	112
22	Inversión necesaria para sistema de refrigeración.....	113

LISTADO DE FIGURAS

FIGURA	Pag.
1 Celda electrolítica del anodizado.....	9
2 Formación de la capa barrera en distintos electrolitos.....	9
3 Condiciones de operación usuales para producir películas de óxido de aluminio.	10
4 Variación de la conductividad respecto a la concentración del electrolito H_2SO_4	13
5 Resistencia a la abrasión vs temperatura del baño.....	14
6 Aluminio anodizado a temperatura ambiente y a baja temperatura.....	15
7 Un refrigerador domestico común.....	20
8 Esquema de Refrigeración.....	21
9 Diagrama P-V del ciclo de Carnot (gas perfecto).....	22
10 Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.....	24
11 Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	26
12 Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	26
13 Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	28
14 Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas.....	29
15 Factor de corrección F.....	33
16 Factor de fricción f y factor de corrección x para bancos de tubos.....	34
17 Número de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en	

una sección anular con una superficie isométrica y la otra adiabática.....	38
18 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo.....	39
19 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo.....	41
20 Dimensiones del tanque de anodizado	55
21 Área máxima para anodizar.....	55
22 Disposición de perfiles de Aluminio en el Tanque de Anodizado.....	57
23 Diagrama Ce – Mol para Ácido sulfúrico	60
24 Esquema de sistema de transferencia de calor por transmisión.....	62
25 Elementos presentes en el sistema de refrigeración.....	66
26 Grafica para determinación del coeficiente de corrección en intercambiadores a contraflujo y de un solo paso.....	79
27 Trazado de ciclo teórico de refrigeración.....	90
28 Resultados del software SOLKANE 6.0.1	91
29 Ciclo de refrigeración real representado en el diagrama de Mollier.....	92
30 Esquema de trabajo de la válvula de expansión.....	95
31 Factor de corrección de válvula por subenfriamiento.....	96
32 Unidad condensadora seleccionada.....	97
33 Dimensiones del compresor seleccionado.....	98
34 Válvula de expansión seleccionada.....	99
35 Componentes del ciclo de refrigeración.....	101
36 Válvula solenoide.....	102
37 Válvula de retención seleccionada.....	102
38 Válvula de retención magnética.....	103
39 Filtro deshidratador y de succión.....	104
40 Acumulador de succión.....	104
41 Control electrónico de nivel de aceite.....	105
42 Separador de aceite.....	106

43	Depósito de aceite seleccionado.....	106
44	Manómetro de baja y alta.....	107
45	Dimensiones de bomba centrífuga.....	108
46	Temperatura máxima y mínima promedio anual Carabobo.....	111
47	Modelo administrativo.....	112



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL
CONTROL TÉRMICO DEL MEDIO ELECTROLÍTICO EN EL
PROCESO DE ANODIZACIÓN.**

Autor:

Cabrera, Alfredo

Nasato, Fausto

Tutor: Ing. Alicia Yanez de Pizella

Fecha: Mayo, 2019

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo el “diseño de un sistema de refrigeración para el control térmico del medio electrolítico en el proceso de anodización”. En la actualidad existe la necesidad de un estudio que permita proponer el diseño de un sistema de refrigeración eficiente que consiga el control térmico en esta tecnología debido a que este es uno de los factores más críticos en el proceso, de este modo se aporta a la integración de nuevas técnicas de enfriamiento en Venezuela. Se lleva a cabo el análisis de la carga térmica a contrarrestar producida por diversos factores presentes, el estudio de los elementos del sistema a diseñar, cálculos de los intercambiadores de calor actuantes en el sistema con el respectivo cálculo para seleccionar la bomba que traslada el fluido, se traza un ciclo de refrigeración para obtener datos fundamentales que faciliten la selección de una unidad condensadora, compresor, válvula de expansión y componentes de control así finalmente concluir que el diseño es en su defecto factible. La investigación es de tipo proyecto factible, de diseño investigación de campo, documental y de factibilidad, y con un nivel descriptivo, con metodología cuantitativa, fueron aplicados el análisis documental y la observación directa.

Descriptor: Anodizado, Intercambiadores de Calor, Ciclos de Refrigeración.

INTRODUCCIÓN

La presente investigación se basa en el estudio y diseño de un sistema de refrigeración para un proceso de anodizado. El anodizado se muestra como uno de los procesos de mayor interés a nivel industrial. El propósito de esta técnica es obtener la capa de óxido superficial necesaria para la protección o decoración del metal. Las ventajas de esta capa brindan mayores beneficios al material en el mercado. Pero, este proceso no escapa de su complejidad, resultando de importancia el estudio de sus variables y etapas. La complejidad del mismo ha llegado a interponerse en la modernización de la producción industrial venezolana. La implementación de esta tecnología le permitiría al país, alcanzar un nuevo nivel en la industria metalúrgica.

Se espera que la investigación resulte de apoyo para los ingenieros en las industrias de Venezuela que trabajen en el desarrollo de proyectos para instalaciones de equipos de anodizado y tengan la opción de optar por un diseño de un sistema de refrigeración en lugar de buscar equipos prefabricados que pueden representar costos elevados al ser importados. En el presente trabajo se abordará la variable temperatura como factor de estudio y control el cual debe mantenerse estable en todo el proceso. Es por ello que es fundamental la revisión de la teoría de termodinámica, transferencia de calor, refrigeración y en materia de corrosión con el propósito de recolectar toda la información necesaria para trabajar en el diseño tomando en cuenta las posibles variables que interactúan en el proceso.

Seguidamente, la elaboración de cálculos matemáticos según modelos para así obtener datos importantes que gobernarán la elección de los componentes del sistema por medio de catálogos disponibles en el país. Finalmente, en este estudio se evaluará la factibilidad del diseño, siendo esta etapa de gran importancia para la investigación debido a que el diseño a proponer debe ser aceptado por ingenieros en la práctica así como también estudiantes que se vean interesados en ampliar sus conocimientos o aportar más al tema en cuestión. La investigación se ha desarrollado de manera secuencial, contemplándose de la siguiente manera:

Capítulo I: se plantea la formulación del problema, se establece el objetivo general y los objetivos específicos a lograr, la justificación y el alcance con el fin de trazar un camino a seguir en la elaboración de este trabajo de investigación.

Capítulo II: está conformado por los antecedentes relacionados a la investigación, los mismos servirán de apoyo en el desenvolvimiento de la misma y para el diseño del sistema de refrigeración, como también el estudio del proceso de anodizado. Se presentan también, las bases teóricas y definiciones básicas, una recopilación informativa para el estudio y cálculo de los sistemas refrigerantes y su incorporación al proceso de anodizado.

Capítulo III: describe la metodología a emplear durante el desarrollo de la investigación, las características referentes al marco metodológico, el enfoque de la investigación, tipo de investigación, nivel de la investigación, el diseño que la estructura, población y muestra y finalmente, son contempladas las fases de la investigación.

Capítulo IV: conforma los resultados de la investigación, el diseño y escogencia de los elementos del sistema de refrigeración.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

El siguiente capítulo está dedicado a resaltar las razones que motivarán la realización de este proyecto de grado, los objetivos que se plantearán al inicio de la investigación como la justificación, limitaciones y el alcance que serán los cimientos para este proyecto.

1.1. Planteamiento del problema.

Anodización o anodizado es una técnica utilizada para modificar la superficie de un material. Se conoce como anodizado a la capa artificial que es generada sobre el metal producto del óxido que actúa como elemento de protección contra el medio ambiente. Esta capa se consigue por medio de procesos electroquímicos, de manera que se logra una mayor resistencia y durabilidad del material seleccionado. Otra particularidad del anodizado es que, gracias a la estructura porosa de esta capa anódica, permite obtener una amplia gama de coloración mediante procesos electrolíticos o tintes. Todos estos colores pueden a su vez presentar distintos acabados tras someter al perfil a tratamientos mecánicos en su superficie bien antes o después del proceso de anodizado, obteniendo así distintos tipos de acabados.

Realizando este tratamiento se consigue la oxidación de la superficie del aluminio, creando una capa protectora en toda la pieza. La protección del aluminio dependerá de muchos factores, principalmente del espesor de esta capa (en micras) que podría ser mayor o menor dependiendo de la duración del proceso y de la densidad de corriente que fluye por el circuito, además de esto, la uniformidad de la capa que se logra con un medio electrolítico estable. Aquí es donde influye el efecto de la temperatura en este proceso, cuando la temperatura es baja en el medio electrolítico el movimiento de electrones es uniforme y cuando la temperatura es alta ocurre lo opuesto. Esto quiere decir que si se desea una superficie uniforme, con el mismo espesor de capa de óxido por toda la superficie del aluminio, es importante mantener una temperatura baja y constante durante el proceso electroquímico.

Para aplicaciones de este proceso, ya se han establecido normas en cuanto a calidad y acabado, avalado por la marca de calidad europea EWAA EURAS, y según las directrices de la marca de calidad, se habla de diferentes clases de anodizado en función de las micras que presente la capa anódica la capa de protección varía entre 5-7(μm) para ambientes interiores/suaves, sobre 15 (μm) para exteriores y climas más duros y hasta 20-25(μm) para ambientes industriales, marinos y extremos. El grosor final de esta capa dependerá de varios factores que intervienen en el proceso y que se deberán controlar, como el medio electrolítico, la corriente eléctrica a suministrar (en amperios) la temperatura del baño y la duración del tratamiento. Para este trabajo el enfoque de control será la temperatura del baño utilizando como medio electrolítico el ácido sulfúrico.

En Venezuela existen pocas empresas que trabajan con este proceso, principalmente por la demanda de alta calidad en el producto final que es lograda manteniendo todos los estándares adecuados para que el proceso se efectuase exitosamente. El conseguirlo no es nada fácil al encontrarse en una situación desfavorable en cuanto a variedad de materiales, repuestos, equipos disponibles para la adquisición inmediata y segura. Muchas empresas que utilizaban este proceso, se vieron afectadas por esta problemática donde muchos de sus equipos fallaron por cuestiones de vida útil y no pudieron realizar las reparaciones pertinentes al no conseguir el repuesto bien sea por no poseer medidas comerciales o falta de proveedor como también elevados costos de fabricación a medida. Normalmente las fallas persisten en el sistema de refrigeración, que es muy habitual en este tipo de equipos en el país por el impacto energético y ambiental a los cuales son sometidos.

En la actualidad, en el ámbito industrial del país, se han presentado limitaciones a los avances o modernización de los procesos, debido a la falta de materia prima y tecnología disponible. Es importante resaltar la falta de mantenimiento en los equipos que se ven afectados por la escasez de repuestos por parte de empresas fabricantes que ya no operan en el país por razones económicas. Es por esto que se presenta la necesidad de resolver la problemática en cuanto a refrigeración en este proceso.

En el siguiente estudio se busca conseguir un diseño de un sistema de refrigeración que pueda garantizar el abastecimiento de refrigerante a cierta temperatura para que, al ser

recirculado por una tubería intercambiadora de calor, sumergida en el tanque de ácido sulfúrico, esta genere el intercambio necesario para mantener una temperatura de 15°C en el medio electrolítico, intentando emplear materiales de bajo costo y alta disponibilidad en el mercado actual, con el fin de servir de apoyo para ingenieros de empresas en Venezuela que se encuentren en el desarrollo de un proyecto para la instalación de un equipo de anodización y tengan la opción de optar por un diseño de un sistema de refrigeración en lugar de buscar equipos prefabricados que pueden representar costos elevados al ser importados, además del hecho de ser equipos que pueden estar sobre diseñados aumentando aún más los costos.

1.2. Formulación del problema.

Mediante esta investigación se procura responder la siguiente interrogante:

¿Cómo se puede asegurar o mejorar la efectividad del proceso de anodizado?

1.3. Objetivos de la investigación.

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de refrigeración para controlar la temperatura del medio electrolítico en el proceso de anodizado.

1.3.2 Objetivos específicos.

1. Analizar la carga de calor que se necesita contrarrestar.
2. Establecer los elementos presentes en el sistema de refrigeración.
3. Elaborar los cálculos analíticos mediante las técnicas tradicionales de intercambio de calor entre el medio electrolítico y el intercambiador según modelos conocidos.
4. Seleccionar los componentes actuantes en el sistema de refrigeración.
5. Estudiar la factibilidad del sistema.

1.4 Justificación.

El presente estudio pretende conseguir la optimización del proceso de anodizado manteniendo una temperatura de baño electrolítico baja y constante, siendo esto un factor influyente en el resultado final, implementando elementos de alta disponibilidad en el mercado y si es posible del más bajo costo, con el fin de que al ser requerido, los elementos puedan ser reemplazados con facilidad y así garantizar una eficiencia en el proceso en

cuanto a costos, mantenimiento y calidad, también fomentar la investigación más detallada de cada uno de los factores influyentes en el diseño del sistema de refrigeración, que pueda servir como base sólida para futuros cálculos e investigaciones en este tema.

1.5 Limitaciones.

Avanzando en este proyecto que comprende análisis y diseño, el tiempo estimado para su finalización es de treinta y dos semanas, con posibilidad de recorte, además este proyecto busca demostrar la efectividad de un sistema de refrigeración calculado, en lo cual se debe considerar la capacidad humana en cuanto a la búsqueda de posibles errores y solución de los mismos, considerándose así una limitación que permita el cumplimiento del objeto de estudio.

1.6 Alcance.

Este proyecto será desarrollado utilizando métodos de cálculo teóricos como base en la selección de los componentes presentes en el sistema de refrigeración, empleando un estudio de intercambio de calor entre los cuerpos influyentes, tomando en consideración cargas calóricas del ambiente, el tanque lleno de ácido sulfúrico y los elementos que puedan estar presentes como lo son el cátodo y el ánodo, no se considerará el efecto del tiempo o el voltaje, para de esta manera enfocarnos en el factor temperatura del proceso. Logrando un diseño de un intercambiador de calor que sea abastecido por un sistema de refrigeración a diseñar.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes.

Vergara A. (2010) en su tesis de grado titulada **Influencia de las Variables de Operación del Proceso de Anodizado del Aluminio sobre el Comportamiento Anticorrosivo de la Película de Óxido de Aluminio**, realizada en la Universidad Nacional de Ingeniería, Perú, para optar al título de Maestro en Ingeniería de Procesos. Este estudio presentó por objetivo, el estudio del proceso de anodizado a nivel de laboratorio y al mismo tiempo, de su procedimiento a nivel industrial, como también detallar los parámetros y la variación óptima de los mismos.

Para el desarrollo de su investigación utilizó el aluminio como material base, obteniendo como resultado, los valores y aspectos necesarios para efectuar el anodizado del material de forma adecuada.

La descripción detallada del proceso, establece la importancia de la temperatura, como también la importancia de los equipos de refrigeración en el mismo. También se detallan los valores estandarizados en el anodizado, dando un inicio al objetivo de calcular las cargas térmicas presentes.

Así mismo, Guzmán-Ortiz, W. (2018), en su tesis de grado titulada **Diseño de Planta Piloto de Refrigeración industrial y de Estrategia de Control** realizada en la Universidad de Piura; Perú. Como se expresa en el título, presenta como objetivo principal el diseño de una planta de refrigeración. También la realización de la estrategia de control, ambos objetivos con la meta de mejorar el consumo energético en los sistemas de refrigeración industrial.

La investigación resulta en el estudio, dimensionamiento y selección de los elementos que componen a la refrigeración por compresión de vapor. Dicha información será de utilidad para el desarrollo de esta investigación.

Por último, Hernández L. (2008), en su informe de pasantía titulado **Evaluación de la capacidad del Sistema de Refrigeración por Amoniac** en una Planta de Cerveza y **Malta** realizada en la Universidad Simón Bolívar; Caracas-Venezuela, tuvo como objetivo general el evaluar la capacidad de refrigeración por amoniac instalada en el proceso de producción en Cervecería Polar. Entre sus objetivos específicos se encuentra el analizar las características de los equipos, los procesos y operaciones realizadas en el sistema de refrigeración. Como Instrumento de recolección de datos, optó por realizar entrevistas a los empleados a cargo del mantenimiento y control de las plantas de refrigeración en la empresa.

En su investigación, realizó el levantamiento del equipo descripción detallada. Resultando en los valores de funcionamiento del sistema en una situación estable en la empresa. La investigación concluye presentando dichos estudios en situaciones en las que el proceso se incrementa y disminuye durante el aumento de la demanda de productos en la empresa.

En relación con esta investigación, los equipos de refrigeración por amoniac descritos, son equipos complejos utilizados principalmente en la industria y que resultan ser sistemas por compresión de vapor, por ende, los procedimientos de cálculo son semejantes a otros equipos. De igual manera esta investigación será de utilidad para el cumplimiento del objetivo de estudiar la factibilidad del sistema en la presente investigación.

2.2 Bases Teóricas.

Para la comprensión del sistema de refrigeración, es necesaria la indagación teórica de sus procesos, así como también del proceso donde el sistema cumplirá con sus funciones.

2.2.1 Anodizado.

El metal es protegido del medio ambiente al recubrirlo con una barrera. Que resiste la penetración de componentes agresivos del medio ambiente.

Paredes J. (2010) define el anodizado como:

Es una técnica utilizada para modificar la superficie de un material. Se conoce como anodizado a la capa de protección artificial que se genera sobre el

metal mediante el óxido protector del metal. Esta capa se consigue por medio de procedimientos electroquímicos, de manera que se obtiene una mayor resistencia y durabilidad del material seleccionado. (Pag. 1).

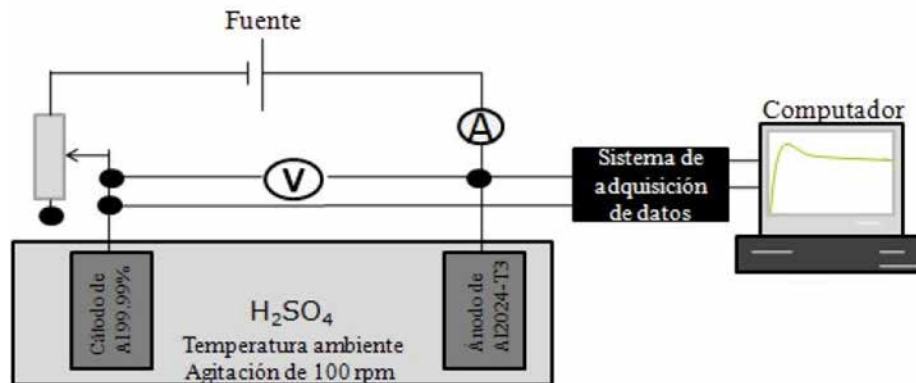


Figura 1. Celda electrolítica del anodizado.
Fuente: Fernández G. (1984)

La figura 1, muestra el sistema con dos electrodos de aluminio conectados a la fuente de corriente continua. El voltímetro y el amperímetro son colocados en paralelo y en serie respectivamente, con respecto a los electrodos, completando así el circuito eléctrico. El electrolito en la celda pueden ser los ácidos: sulfúrico diluido, crómico, oxálico o fosfórico; o una combinación de ellos, siendo el ácido sulfúrico el que mayormente se emplea.

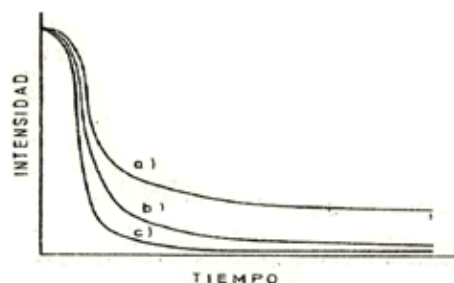


Figura 2. Formación de la capa barrera en distintos electrolitos.
Fuente: Fernández G. (1984) (Pag. 463).

La Figura 2, muestra que cuando un voltaje se establece entre los electrodos para proceder al anodizado, la intensidad de corriente inicial disminuye paulatinamente, hasta

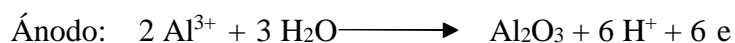
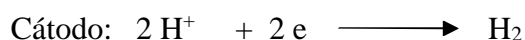
una intensidad de corriente que permanece prácticamente constante durante todo el proceso electrolítico; esta corriente varía su valor dependiendo de la actividad del electrolito.

Electrolito	Temperatura (°C)	Potencial (V)	Densidad de corriente (A/dm ²)	Espesor de película (µm)	Apariencia
Acido Sulfúrico 10-15% peso	15-24	10-22	1-3	3-50	Transparente o blanco
Acido Crómico 3-10% peso	30-40	30-50	0,3-0,4	2-8	Gris opaco
Acido Oxálico 3-8% peso	20-40	30-60	1-3	10-60	Amarillo transparente

Figura 3. Condiciones de operación usuales para producir películas de óxido de aluminio.
Fuente: Fernández G. (1984) (Pag. 461).

La figura 3, nos provee los rangos de condiciones de operación para realizar el proceso de anodizado del aluminio en diferentes electrolitos aunque en este trabajo de grado solo será enfocado el uso de ácido sulfúrico.

Las reacciones que se producen sobre la superficie de los electrodos son:



Como se observa en la reacción anterior, en el ánodo se forma un óxido de aluminio (Al₂O₃), donde el espesor está entre 5 a 25 µm (micrones), y cuyo valor depende de las condiciones de operación, como la temperatura, concentración del electrolito y densidad de corriente.

2.2.1.1 Preparación de la superficie a anodizar.

Previo al anodizado, se prepara la pieza de aluminio aplicándole ciertos métodos de tratamiento superficial. (Ver Anexo A)

- Tratamiento mecánico:

Giner F. (2017). “Tiene por objetivo mejorar las características de los metales por medio de deformación mecánica, pudiendo realizarse en caliente o en frío.”

Las piezas de aluminio, durante su fabricación y perfilado, tienden a generarse marcas superficiales, dichas marcas dan la necesidad de realizar algún proceso mecánico que permita mejor calidad superficial. Estos pueden ser: Pulido con cepillo de algodón, lijado con bandas de lija, gratado con cepillo metálico, entre otros.

- Desengrase:

Blount E. & otros (2003). En su texto describen al desengrase como: “Toda actividad destinada a la eliminación de cualquier tipo de suciedad de una superficie, incluyendo restos metálicos, herrumbre, todo tipo de aceites y grasas o huellas dactilares.”

- Decapado:

Cerveró M. (2009). Indica que la función del decapado consiste en eliminar los óxidos metálicos y partículas metálicas de la superficie del metal base. Los procesos de decapado pueden ser de tipo químico, electroquímico y mecánico.

- Lavado con soda:

Es realizado con una solución de alta concentración. En esta etapa se busca desprender los elementos que no reaccionaron durante el decapado, a la vez, se caracteriza por ser un método de limpieza de mayor profundidad.

- Neutralizado:

Fernández G. (1984) en su texto "Teoría y Práctica de la Lucha contra la Corrosión" describe que el proceso de neutralizado consiste en sumergir el aluminio en ácido nítrico al 30% y a temperatura ambiente. De esta forma eliminar aquellas impurezas o intersticios depositados en la superficie del metal. Estas impurezas pueden provenir de aleaciones de silicio, magnesio, hierro o cobre.

- Enjuague:

Canales C. & Otros. (2009) Expresan que la operación de lavado es fundamental en los procesos de recubrimiento para evitar la contaminación cruzada entre baños de procesos y determinar la acción del electrolito sobre la superficie tratada.

2.2.2 Factores que afectan el proceso de anodizado

2.2.2.1 Influencia del metal base.

Fernández G. (1984) en su texto "Teoría y Práctica de la Lucha contra la Corrosión" indica lo siguiente acerca del metal base en anodizados:

Una consecuencia derivada del hecho de producir un recubrimiento por conversión del metal en óxido, es que la naturaleza del metal determina características fundamentales en el recubrimiento elaborado a partir de él, es decir, la naturaleza del recubrimiento depende del metal base. Esto también diferencia a los recubrimientos anódicos de los catódicos y conviene tenerlo en cuenta en las aplicaciones de protección contra la corrosión y uso decorativo. El espesor uniforme de la película anodizada puede obtenerse o no, en función de las diferentes aleaciones del material. Las diferencias en el material, no hacen referencia sólo a la composición de la aleación sino a la naturaleza de la aleación misma, las propiedades del material también pueden variar debido a las condiciones de tratamiento térmico. Los resultados del proceso de anodizado pueden variar dependiendo si se tiene desde laminados de metal a piezas fundidas.

2.2.2.2 Influencia del electrólito.

Fernández G. (1984) en su texto "Teoría y Práctica de la Lucha contra la Corrosión" se describe que:

La naturaleza de la película de anodizado está influida por el electrólito en el cual se ha formado, dado que en el ánodo, además de la reacción principal que se da con el oxígeno, se producen reacciones secundarias en las que el electrólito reacciona con los constituyentes y con las impurezas que forman parte del material. Es decir, que distintos electrólitos reaccionan de manera diferente con el mismo ánodo produciendo recubrimientos de distinta naturaleza, principalmente en cuanto se refiere a la homogeneidad, transparencia y coloración.

2.2.2.3 Concentración del electrólito.

Fernández G. (1984) "Desde el punto de vista energético, la concentración conveniente para llevar a cabo la electrólisis es aquella en la que el electrólito ofrece menos

resistencia al paso de la corriente eléctrica”. En la Figura 4, en el caso del ácido sulfúrico, la curva de conductividad presenta un máximo cuando la concentración es de unos 350 g/L (30%), por tanto, utilizando esta concentración, el voltaje necesario para obtener una densidad de corriente adecuada será mínimo. Sin embargo, es sabido que el electrolito reacciona químicamente con el electrodo mientras se desarrolla el proceso electrolítico, produciendo una disolución que aumenta con la concentración del electrolito.

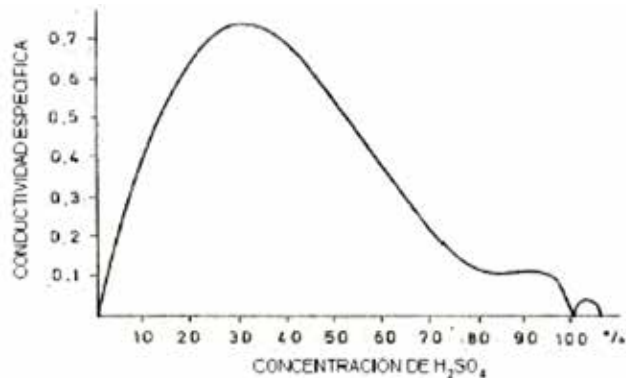


Figura 4. Variación de la conductividad respecto a la concentración del electrolito H₂SO₄.
Fuente: Fernández G. (1984) (Pag. 470).

2.2.2.4 Temperatura del electrolito.

Fernández G. (1984) en su texto "Teoría y Práctica de la Lucha contra la Corrosión" explica:

Cuando aumenta la temperatura del electrolito también aumenta su conductividad, disminuyendo el voltaje, necesario para mantener una densidad de corriente determinada, es decir, que el proceso electrolítico resulta favorecido en cierto grado al elevar la temperatura. Por otro lado, el aumento de la temperatura conduce a un aumento de la velocidad de disolución del recubrimiento en el baño, produciéndose en él una porosidad muy pronunciada y, el recubrimiento carece de resistencia a la abrasión, sin embargo, la elevación de la temperatura mejora el brillo de la superficie anodizada.

En la Figura 5(a) y 5(b) se muestra la influencia de la temperatura de la solución de H₂SO₄ sobre las propiedades de la película de resistencia a la abrasión y corrosión. En una

temperatura de 20°C, la resistencia a la corrosión de la película es excelente. Si la temperatura se eleva más allá de este punto, las propiedades de la película se deterioran.

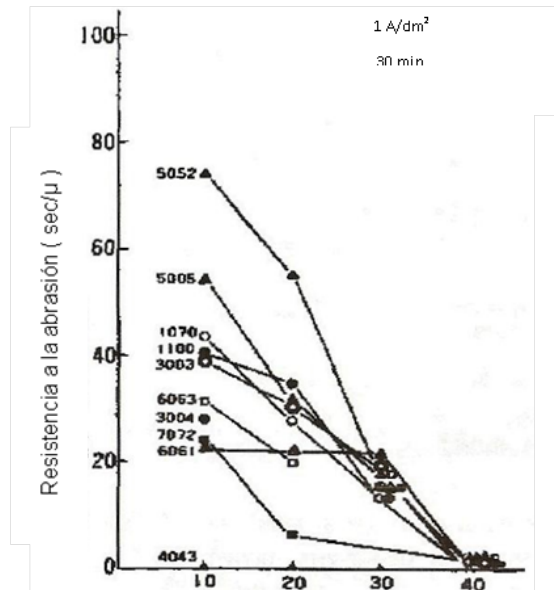


Figura 5(a). Resistencia a la abrasión vs temperatura del baño.
Fuente: Sato E.texto "Anodizado".

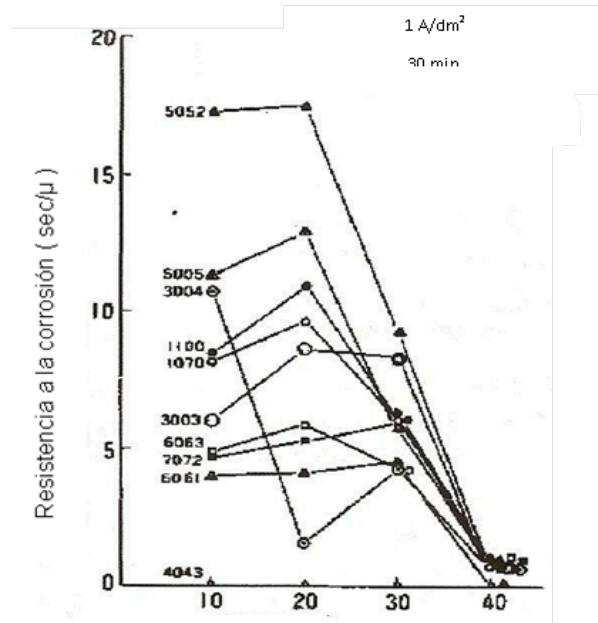


Figura 5(b). Resistencia a la corrosión vs temperatura del electrolito.
Fuente: Sato E. texto "Anodizado".

Se evidencia en la Figura 5(b) que la resistencia a la abrasión y dureza mejora en baños a temperatura baja. En baños a baja temperatura, el voltaje se incrementa.

Por esta razón, el espesor de la capa barrera se incrementa, el espesor de las paredes de los poros se incrementa, y el número de poros decrece como se muestra en la Figura 6(b). En consecuencia, una película formada de óxido anódico en un baño a baja temperatura tiene una buena resistencia a la abrasión y una buena dureza. La pobre afinidad del tinte del aluminio anodizado en baños a baja temperatura puede ser entendido de la Figura 6(a). Desde que el número de poros es menor, el área superficial para la absorción del tinte es pequeña, de ahí que la afinidad del tinte es pobre. Otra causa de la pobre afinidad del tinte es atribuido a la baja actividad química de la película de óxido anódico en baños de temperatura baja.

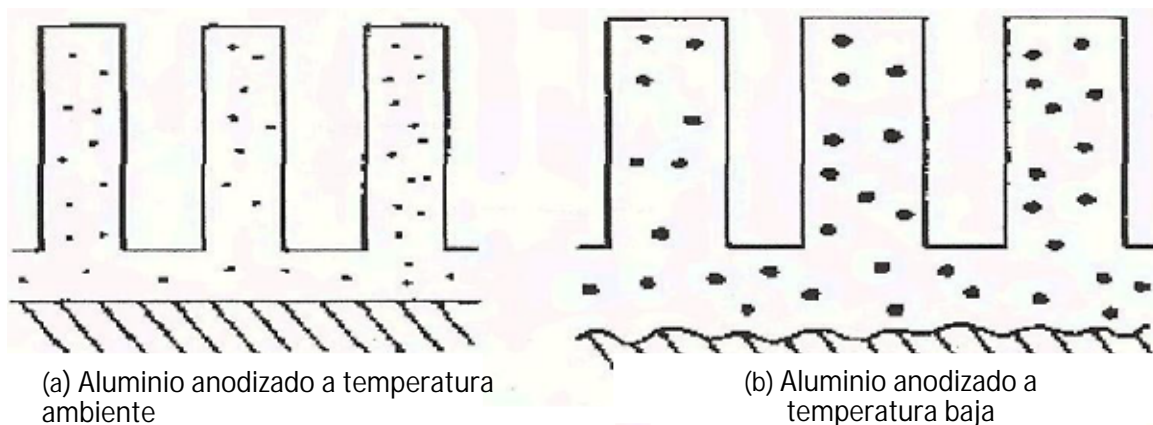


Figura 6. Aluminio anodizado a temperatura ambiente y a baja temperatura.

Fuente: Sato E. en su texto "Anodizado".

Fernández G. (1984) "En las instalaciones de anodización se hace imprescindible disponer de equipos provistos de regulación automática, que aseguren el mantenimiento de la temperatura constante en todo el baño a través del tiempo de duración del proceso electrolítico."

2.2.2.5 Agitación.

Como demostró Spooner en 1955:

Existe una agitación mínima a partir de la cual la densidad de corriente permanece constante sin experimentar fluctuaciones arbitrarias, por consiguiente es necesario alcanzar este límite de agitación para que el parámetro densidad de corriente pueda permanecer constante a lo largo de todo el proceso electrolítico. Para evitar las altas temperaturas localizadas, es necesaria la agitación en el baño. Se puede usar aire a baja presión, siempre y cuando sea limpio y libre de aceite, agitación mecánica y bombeo de los electrolitos a través de intercambiadores de calor. En general, no se recomienda normalmente aire comprimido debido a la presencia de aceites en las líneas.

2.2.2.6 Densidad de corriente.

Fernández G. (1984) en su texto "Teoría y Práctica de la Lucha contra la Corrosión" según la densidad de corriente asegura que:

La velocidad de oxidación aumenta con la densidad de corriente, por tanto, al elevar ésta se podría realizar el proceso electrolítico en menos tiempo, pero el paso de la corriente eléctrica a través de los poros produce un desprendimiento considerable de calor y, al cabo de poco tiempo, las zonas situadas en la inmediata vecindad de la superficie anódica adquieren temperaturas muy superiores a las del resto del electrolito. Esto conduce a un aumento de la velocidad de disolución lo que puede dañar la parte del anodizado a temperatura ambiente y a baja temperatura externa del recubrimiento, lo cual generaría la disminución de resistencia a la abrasión.

Fernández G. (1984) "Este desprendimiento de calor se produce siempre, y aumenta con el espesor del recubrimiento, de ahí la necesidad de los equipos de agitación y refrigeración que compensen los gradientes térmicos y la elevación de la temperatura, evitando el ataque del recubrimiento".

2.2.3 Análisis Termodinámico de la refrigeración.

Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 2) "La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía. Aunque todo el mundo tiene idea de lo que es la energía, es difícil definirla de forma precisa. La energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios".

El calor como energía, tiene su propio espacio en la termodinámica y por ende, está presente en sus leyes o principios.

2.2.3.1 Leyes de la Termodinámica.

Cuando se trata de refrigeración, la termodinámica se rige por una base compuesta por tres leyes.

- Primera Ley:

Fernández J. (2013) “La primera ley de la termodinámica relaciona el trabajo y el calor transferido intercambiado en un sistema a través de una nueva variable termodinámica, la energía interna. Dicha energía ni se crea ni se destruye, sólo se transforma.” La primera ley de la termodinámica se presenta en cualquier estudio termodinámico, la misma se ha utilizado para la explicación de muchos fenómenos naturales, como también en el desarrollo de los ciclos termodinámicos. Uno de los conceptos fundamentales es que la masa es indestructible; es decir, no se crea ni se destruye. Este principio se llama Ley universal de la conservación de masa, y para un sistema cerrado se escribe:

$$masa = constante$$

Si el sistema es abierto, de modo que la masa pueda entrar o salir de él, el principio de conservación de masa se escribe como sigue:

Donde A es el área transversal a través de la cual se mueve la masa, con velocidad promedio \bar{V}

De igual modo, la energía se conserva en cualquier proceso de un sistema, y se escribe:

$$E_{ent} - E_{sal} = E_{sistema}$$

Donde un cambio positivo de energía del sistema implica una acumulación de energía en él, y un valor negativo implica pérdida de energía del sistema.

Si se representa el calor con Q y el trabajo con Wk , obtendremos lo siguiente:

$$Q - Wk = E_{sistema}$$

También hay un flujo de energía necesario para “hacer fluir la masa” al sistema. Con frecuencia se usa el término trabajo de flujo:

$$p_i \frac{V_i}{m_i} = p_i v_i$$

· Segunda Ley:

Kurt C. (2006) (Pag. 238) “Ninguna máquina térmica puede producir un trabajo neto intercambiando calor con una región a una sola temperatura fija.”, la segunda ley de la termodinámica se mantiene como un principio para la comprensión de los ciclos de refrigeración. Según esta ley, ninguna máquina puede funcionar al 100% de su eficiencia debido a las pérdidas, dichas pérdidas se refieren al efecto de la entropía. Si se estudia una máquina térmica, el cambio de entropía de todo lo que interviene en la operación de esa máquina se llama cambio total de entropía, y es igual a los cambios de entropía de la máquina térmica, la fuente de calor y el depósito de calor (o región de baja temperatura). Se dice que:

$$S_{total} = S_{ciclo} + S_{fuente} + S_{depósito}$$

Pero para la máquina térmica, tenga el ciclo de Carnot o algún otro ciclo real, ciclo=0. Si la fuente y el depósito están a las temperaturas constantes T_H y T_L , los cambios de entropía son:

$$S_{fuente} = \frac{-Q_H}{T_H} \quad \text{y} \quad S_{depósito} = \frac{-Q_L}{T_L}$$

Pero éstos son exactamente los valores negativos de los cambios de entropía para la fuente será negativa (porque Q_H para la máquina, y dos negativos dan un positivo). depósito será positiva (porque Q_L se toma como negativa).

- Ley Cero:

Peña A. (2017) “La ley cero establece que si dos sistemas separados están en el mismo momento en equilibrio térmico con un tercer sistema, aquellos están en equilibrio térmico uno con otro”.

2.2.3.2 Sistemas Termodinámicos.

Çengel Y. & Boles M. (2012) en su libro definen:

Un sistema se define como una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para análisis. La masa o región fuera del sistema se conoce como alrededores. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama frontera. Los sistemas se pueden considerar cerrados y abiertos. (Pag. 10).

Zemansky M. & Dittman R. (1986) (Pag. 3) “El estudio de cualquier rama especial de la física comienza con el aislamiento de una región restringida del espacio o de una posición finita de materia de su entorno. La parte aislada de forma imaginaria y sobre la cual fijamos la atención se denomina sistema.”

Çengel Y. & Boles M. (2012) expresan:

Se considera que las propiedades de un sistema son intensivas o extensivas. Las propiedades intensivas son aquellas independientes de la masa de un sistema, como temperatura, presión y densidad. Las propiedades extensivas son aquellas

cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema. La masa total, volumen total y cantidad de movimiento total son algunos de los ejemplos de propiedades extensivas. (Pag. 12).

Como también:

Un sistema cerrado consta de una cantidad fija de masa y ninguna otra puede cruzar su frontera. Un sistema abierto es una región elegida apropiadamente en el espacio. Generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico, como un compresor, turbina o tobera. Tanto la masa como la energía pueden cruzar la frontera de un sistema abierto. (Pag. 10).

2.2.4 Refrigerador.

Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 616) “Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes.”

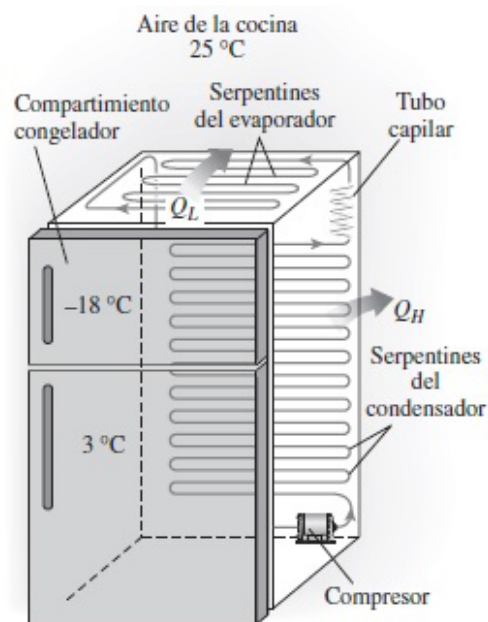


Figura 7. Un refrigerador domestico común.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 619).

Un refrigerador se muestra en la figura 7. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado

hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y W_{neto} , entrada es la entrada neta de trabajo al refrigerador.

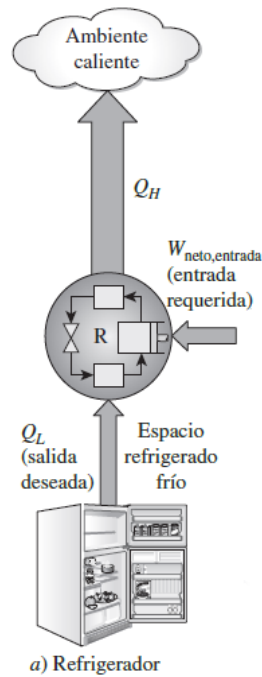


Figura 8. Esquema de Refrigeración.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 616)

El desempeño de refrigeradores se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés (coefficient of performance), definido como:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}}$$

La capacidad de enfriamiento (la carga de refrigeración) de un sistema de refrigeración a menudo se expresa en términos de toneladas de refrigeración. La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (2 000 lbm) de agua líquida a $0\text{ }^\circ\text{C}$ ($32\text{ }^\circ\text{F}$) en hielo a $0\text{ }^\circ\text{C}$ en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigeración es

equivalente a 211 kJ/min o 200 Btu/min. La carga de refrigeración de una residencia típica de 200 m² está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

2.2.4.1 Ciclo de Carnot.

Kurt C. (2006) (Pag. 40) define a un ciclo como “Una combinación de dos o más procesos que, cuando se completan, regresan el sistema a su estado inicial; un sistema que funciona en un ciclo se llama dispositivo cíclico.”

Çengel Y. & Boles M. (2012) explican el Ciclo de Carnot de la siguiente forma:

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan. (Pag. 617).

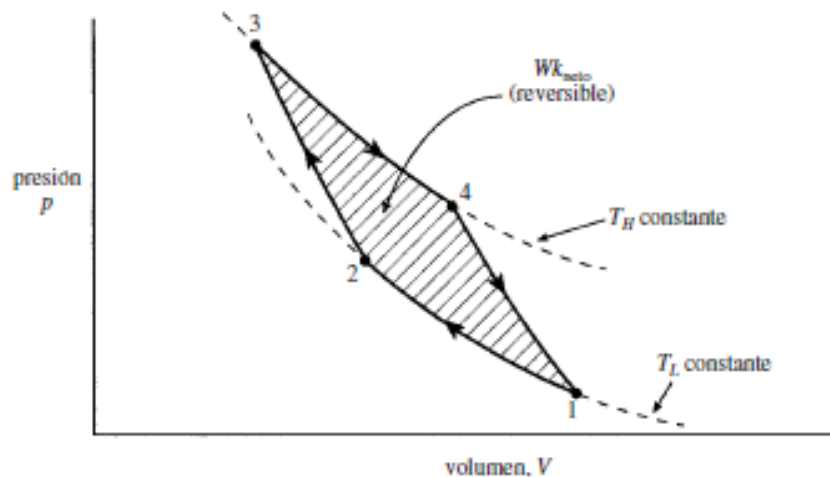


Figura 9. Diagrama P-V del ciclo de Carnot (gas perfecto).

Fuente: Kurt C. (2006) (Pag 225).

Los cuatro procesos, en orden, que forman este ciclo son los siguientes:

- 1–2 Compresión isotérmica reversible a la temperatura T_L .
- 2–3 Compresión adiabática reversible desde una temperatura baja T_L hasta una temperatura alta T_H .
- 3–4 Expansión isotérmica reversible a la temperatura T_H .
- 4–1 Expansión adiabática reversible de la temperatura T_H a T_L .

Sadi Carnot sugirió que la relación de los dos calores, Q_H/Q_L , es igual a la razón de las temperaturas correspondientes, T_H/T_L ; esto es:

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{T_H}{T_L}$$

Observe que la máquina térmica de Carnot es una máquina reversible, y que los términos de calor son reversibles. Como también los calores se presentan a temperatura constante, esto es

$$S = \frac{Q_{rev}}{T}$$

Para el cambio de entropía debido a transferencia de calor a la alta temperatura:

$$S_H = \frac{Q_H}{T_H}$$

Y para la transferencia de calor a baja temperatura:

$$S_L = \frac{Q_L}{T_L}$$

2.2.4.2 Ciclo invertido de Carnot.

Çengel Y. & Boles M. (2012) describen lo siguiente sobre el ciclo de Carnot:

Los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, que se llama el ciclo invertido de Carnot. (Pag. 617).

Considerando el ciclo invertido de Carnot según lo muestra la figura 10.

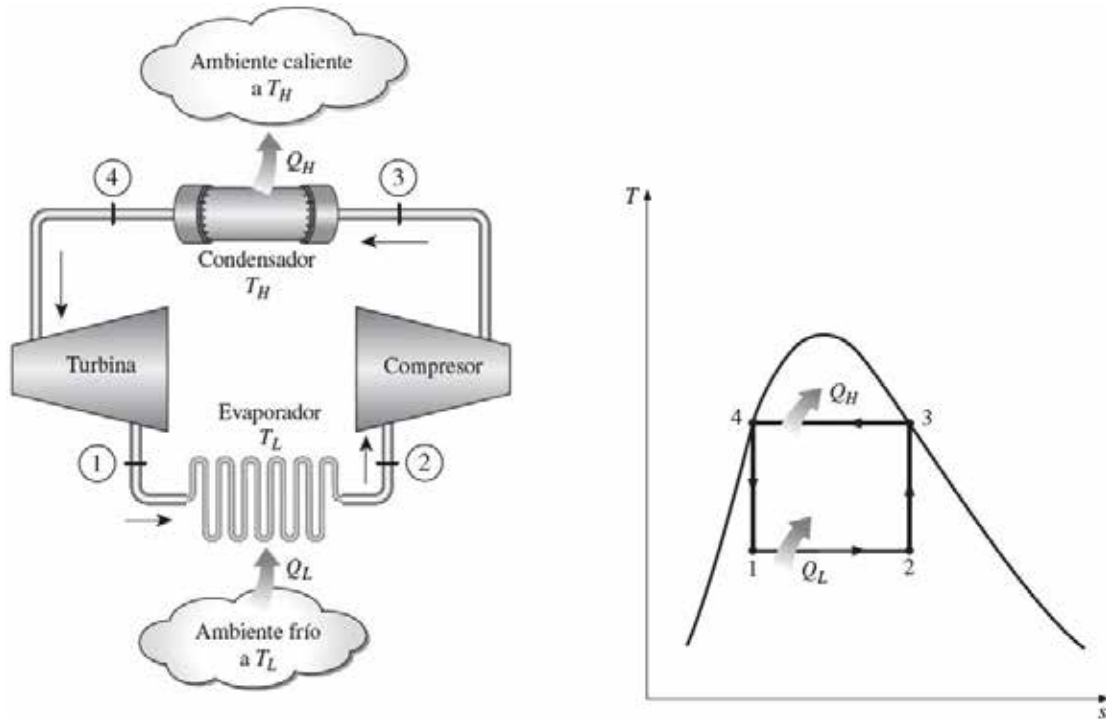


Figura 10. Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 617).

El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

El coeficiente de desempeño de los refrigeradores de Carnot se expresan en términos de la temperatura como:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

2.2.4.3 Sistema de Refrigeración por compresión de vapor.

Guanípa G. (2010) en su texto explica sobre los sistemas de refrigeración por compresión de vapor:

Los sistemas por compresión emplean cuatro elementos en el ciclo de refrigeración: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. En el evaporador, el refrigerante se evapora y absorbe calor del espacio que está enfriando y de su contenido. A continuación, el vapor pasa a un compresor movido por un motor que incrementa su presión, lo que aumenta su temperatura. El gas sobrecalentado a alta presión se transforma posteriormente en líquido en un condensador refrigerado por aire o agua. Después de condensador, el líquido pasa por una válvula de expansión, donde su presión y temperatura se reducen hasta alcanzar las condiciones que existen en el evaporador. (Pag. 7).

2.2.4.4 Refrigeración Ideal por compresión de vapor.

Çengel Y. & Boles M. (2012) describen lo siguiente sobre el ciclo de Carnot:

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Pag. 618).

Este ciclo se muestra en un diagrama T-s en la figura 10. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2** Compresión isentrópica en un compresor.
- 2-3** Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- 3-4** Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1** Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

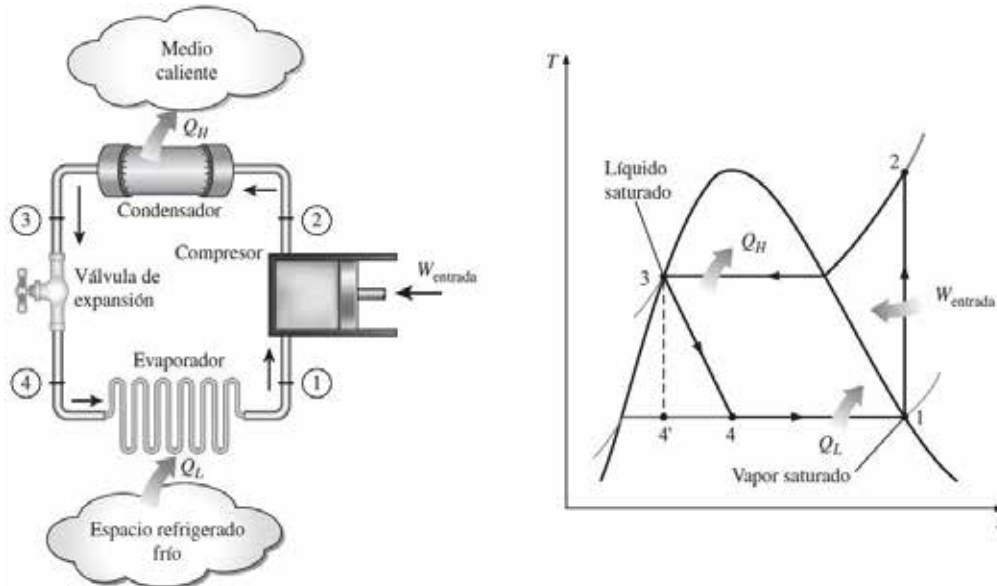


Figura 11. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 619).

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P-h, como se muestra en la figura 12. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor (en el condensador y el evaporador) es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente.

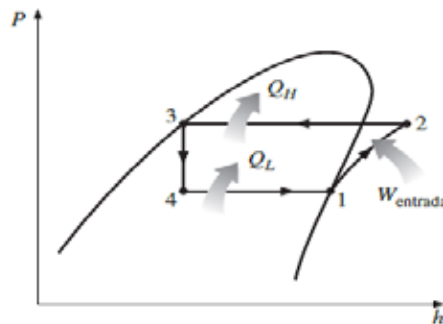


Figura 12. Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 620).

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa se reduce a:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = \dot{m} (e_{sal} - e_{ent})$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{1 - 4}{2 - 1}$$

Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 620) “El ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.”

2.2.4.5 Refrigeración real por compresión de vapor.

Çengel Y. & Boles M. (2012) indican lo siguiente sobre el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor:

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. (Pag. 622).

El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 13.

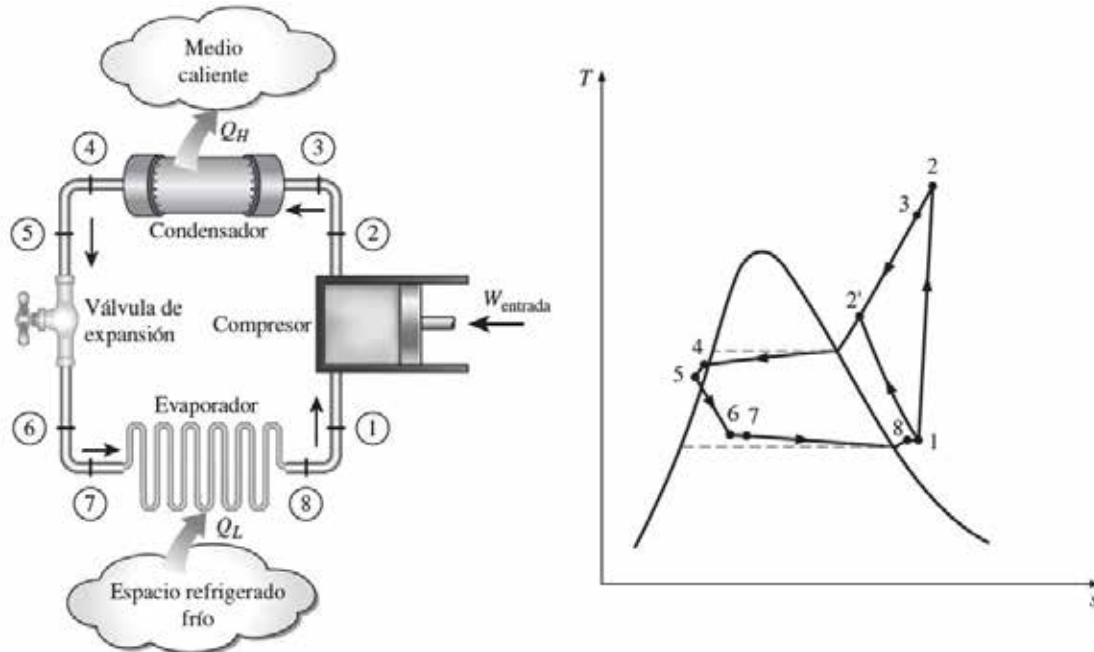


Figura 13. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 622).

Çengel Y. & Boles M. (2012) en su libro, describen el ciclo real de la siguiente forma:

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico. (Pag. 622).

2.2.4.6 Sistema de refrigeración en cascada.

Çengel Y. & Boles M. (2012) expresan lo siguiente sobre los sistemas de refrigeración en cascada:

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperatura que involucran es demasiado grande para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un gran intervalo de temperatura significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor recíprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operan en serie. Tales procesos se denominan ciclos de refrigeración en cascada. (Pag. 633).

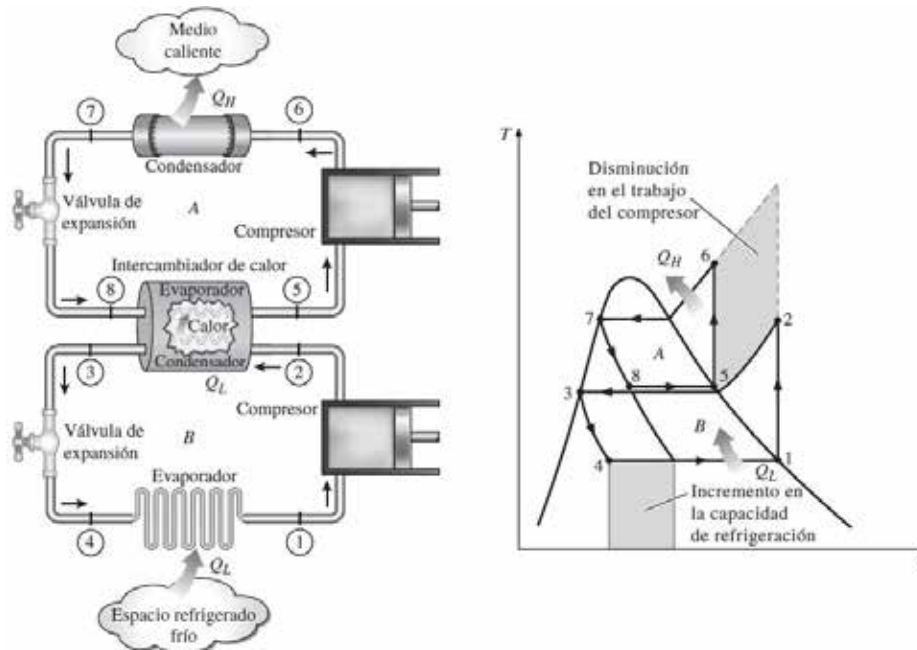


Figura 14. Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas.

Fuente: Çengel Y. & Boles M. (2012) (Pag. 634).

Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas se muestra en la figura 14. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como el evaporador para el ciclo superior (ciclo A) y como el condensador en el ciclo inferior (ciclo B). Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado y que las energías cinética y potencial son despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe

ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior. De modo que la relación de los flujos másicos en cada ciclo debe ser

$$m_A(5 \rightarrow 8) = m_B(2 \rightarrow 3)$$

Además,

$$COP_{R,cascada} = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}} = \frac{m_B(1 \rightarrow 4)}{m_A(6 \rightarrow 5) + m_B(2 \rightarrow 1)}$$

En el sistema en cascada ilustrado en la figura 14, los refrigerantes en ambos ciclos se suponen iguales. No obstante, esto no es necesario ya que no se produce mezcla en el intercambiador de calor. Por lo tanto, los refrigerantes con características más deseables pueden utilizarse en cada ciclo. En este caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama T-s resultaría distinto para uno de los ciclos.

2.2.5 Procesos de transferencia de calor en la refrigeración.

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 2) “La transferencia de energía siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y esa transferencia se detiene cuando ambos alcanzan la misma temperatura”.

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 2) “El requisito básico para la transferencia de calor es la presencia de una diferencia de temperatura. No puede haber transferencia neta de calor entre dos medios que están a la misma temperatura”.

2.2.5.1 Conducción.

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 64) “La conducción del calor como la transferencia de energía térmica de las partículas más energéticas de un medio hacia las menos energéticas adyacentes. La conducción puede tener lugar en los líquidos y los gases así como en los sólidos, siempre que no se tenga un movimiento masivo.”

La razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir:

$$Q_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{x}$$

2.2.5.2 Convección.

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) describen la convección como:

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia. (Pag. 25).

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$Q_{conv} = A_s (T_s - T_\infty)$$

Dónde: h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $W/m^2 \cdot ^\circ C$ o $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.

2.2.5.3 Convección forzada.

Cuevas Gonzales S. (2014) en su artículo sobre convección, escribe lo siguiente:

Si en vez de partir de un fluido estacionario que se agita por el mero efecto de las diferencias de temperatura, forzamos el movimiento relativo con otros medios (con un ventilador en marcha, por ejemplo), tenemos lo que se conoce como convección forzada. Si la velocidad relativa de partida es lo bastante grande, la que sería provocada por los cambios de temperatura se hace irrelevante. La «constante» de convección del modelo del enfriamiento de Newton se hace muy insensible a la temperatura. Además de esto, como la velocidad relativa puede ser muy grande, la eficacia de la convección forzada puede ser mucho mayor que la de la convección natural.

Cuevas Gonzales S. (2014) “Cuando la refrigeración es por convección natural (refrigeración pasiva), la superficie necesaria para disipar el calor puede ser muchísimo mayor que la necesaria con un sistema de refrigeración por convección forzada (refrigeración activa).”

- Análisis de convección forzada exterior para flujos en bancos de tubos:

En los bancos de tubos el número de Reynolds se basa en la velocidad máxima $V_{m\acute{a}x}$, que está relacionada con la velocidad de aproximación, V , según:

Alineados y Escalonados con $S_D > \frac{S_T - D}{2}$

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

Escalonados, con $S_D < \frac{S_T - D}{2}$

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$$

Donde S_T es el paso transversal y S_D es el paso diagonal. El número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos se expresa como:

$$Nu = \frac{D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

Donde los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds. Todas las propiedades, excepto Pr, deben evaluarse en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido, definida como:

$$T_m = (T_i + T_e)/2$$

El número de Nusselt promedio para bancos de tubos con menos de 16 filas se expresa como:

$$Nu_{d,N_L < 16} = F Nu_D$$

Donde F es el factor de corrección cuyos valores se dan en la figura 15:

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

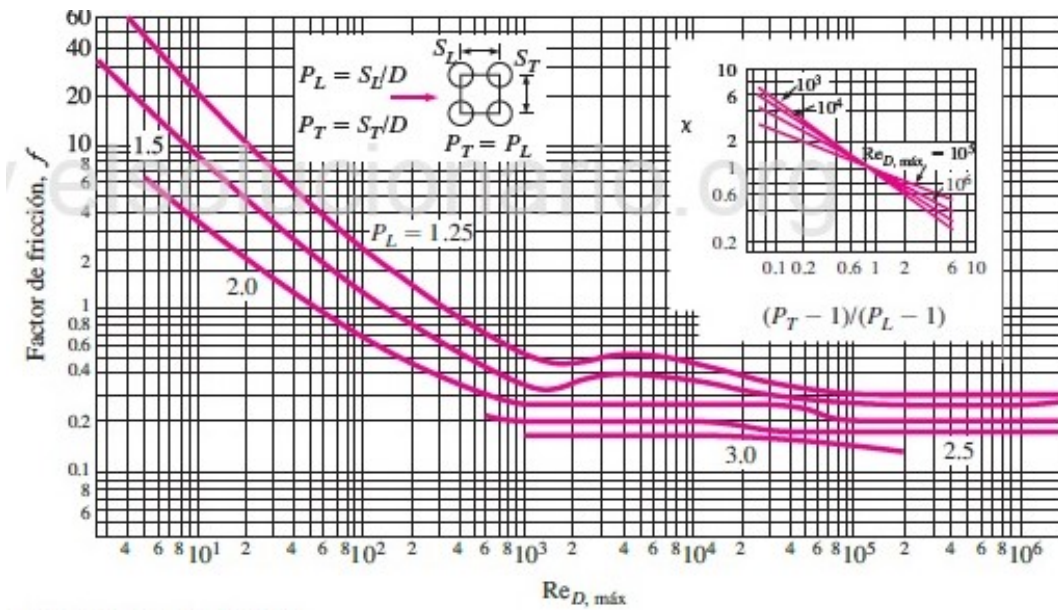
Figura 15. Factor de corrección F que debe usarse en

$$Nu_{d,N_L < 16} = F Nu_D \text{ para } N_L > 16 \text{ y } Re_D > 1000.$$

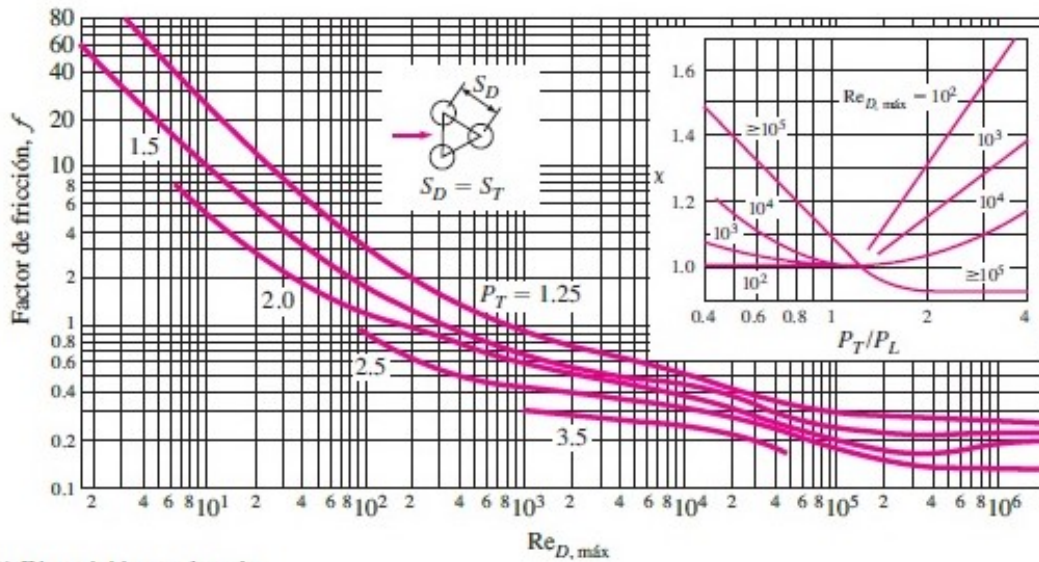
Fuente: Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 442).

$$P = N_L f x \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

Donde f es el factor de fricción y x es el factor de corrección, ambos dados en la figura 16:



a) Disposición de alineados



b) Disposición escalonada

Figura 16. Factor de fricción f y factor de corrección x para bancos de tubos.
Fuente: Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 443).

- Análisis de convección forzada interior para flujos en bancos de tubos:

El flujo interno se caracteriza por estar el fluido completamente confinado por las superficies interiores del tubo. La velocidad y temperaturas medias o promedio para un tubo circular de radio R se expresan como:

$$V_{prom} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r)rdr \quad \text{y} \quad T_m = \frac{2}{V_{prom}R^2} \int_0^R u(r)T(r)rdr$$

El número de Reynolds para el flujo interno y el diámetro hidráulico se definen como:

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} = \frac{V_{prom}}{\nu} \quad \text{y} \quad D_h = \frac{4A_c}{p}$$

El flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 4000$ y de transición entre estos valores.

La longitud de la región desde la admisión del tubo hasta el punto en el que se une la capa límite con la línea central es la longitud de entrada hidrodinámica L_h . La región más allá de la de entrada en la cual el perfil de velocidades está completamente desarrollada es la región completamente desarrollada hidrodinámica. La longitud de la región de flujo sobre la cual la capa límite térmica se desarrolla y alcanza el centro del tubo se llama longitud de entrada térmica L_t . La región en la cual el flujo está desarrollado tanto hidrodinámica como térmicamente es la región del flujo completamente desarrollado. Las longitudes de las entradas se expresan por:

$$\begin{aligned} L_{h,laminar} &= 0.05ReD \\ L_t &= 0.05RePrD = PrL_{h,laminar} \\ L_{h,turbulento} &= L_{t,turbulento} = 10D \end{aligned}$$

Para $q_s = \text{constante}$, la razón de la transferencia de calor se expresa como:

$$Q = q_s A_s = m C_p (T_e - T_i)$$

Para $T_s = \text{constante}$, se tiene:

$$Q = A_s T_{lm} = m C_p (T_e - T_i)$$

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s}{m C_p}\right)$$

$$T_{lm} = \frac{T_i - T_e}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{T_e - T_i}{\ln(T_e/T_i)}$$

La pérdida irreversible de presión debida a los efectos de fricción y la potencia requerida de bombeo para vencer esta pérdida, para un gasto volumétrico V , son:

$$P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad \text{y} \quad W_{bomba} = V P_L$$

Para flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular, se tiene:

$$u(r) = 2V_{prom} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) = u_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)$$

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{prom}} = \frac{64}{Re}$$

$$V = V_{prom} A_c = \frac{PR^2}{8\mu L} \pi R^2 = \frac{\pi R^4 P}{8\mu L} = \frac{\pi R^4 P}{128\mu L}$$

$$(q_s = \text{constante}) \quad Nu = \frac{hD}{k} = 4.36$$

$$(T_s = \text{constante}) \quad Nu = \frac{hD}{k} = 3.66$$

Para el flujo laminar en desarrollo en la región de entrada, con temperatura superficial constante, se tiene:

$$\text{Tubo circular: } Nu = 3.66 + \frac{0.065(D/L)RePr}{1+0.04[(D/L)RePr]^{2/3}}$$

$$\text{Tubo circular: } Nu = 1.86 \left(\frac{RePrD}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$\text{Placas paralelas: } Nu = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)RePr}{1+0.016[(D_h/L)RePr]^{2/3}}$$

Para el flujo turbulento completamente desarrollado con superficies lisas, se tiene:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < Re < 10^6$$

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$ Con $n = 0.4$ para calentamiento y 0.3 para enfriamiento del fluido.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad 3 < Re < 10^6$$

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura promediada entre la entrada y salida del fluido $T_b = (T_i + T_e)/2$. Para el flujo de metales líquidos en el rango de $10^4 < Re < 10^6$, se tiene:

$$(T_s = \text{constante}) Nu = 4.8 + 0.0156 Re^{0.85} Pr_s^{0.93}$$

$$(q_s = \text{constante}) Nu = 6.3 + 0.0167 Re^{0.85} Pr_s^{0.93}$$

Para el flujo turbulento completamente desarrollado con superficies ásperas el factor de fricción f se determina con base en el diagrama de Moody, o bien, con la expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.0 \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) + 1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

Para una sección anular entre dos tubos concéntricos el diámetro hidráulico es $D_h = D_o - D_i$ y los números de Nusselt se expresan como:

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad \text{y} \quad Nu_o = \frac{h_o D_h}{k}$$

Donde los valores para los números de Nusselt se dan en la siguiente tabla:

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

Figura 17. Número de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado en una sección anular con una superficie isométrica y la otra adiabática.

Fuente: Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 493).

2.2.5.4 Incremento de la temperatura durante el proceso de anodizado.

(Rivera N.) (2015) en su artículo expresa que “El efecto Joule es el desprendimiento de calor provocado por el movimiento de electrones –también conocido como corriente eléctrica– por un material”. Este efecto se recoge en la fórmula:

$$Q = Pt$$

Dónde: Q es energía o calor desprendido, P la potencia consumida (medida en vatios) y t el tiempo transcurrido (medido en segundos).

La película de óxido anódico tiene una gran resistencia eléctrica, por lo tanto, cuando los flujos de corriente atraviesan la película, se genera calor (Q_A).

$$V = Q_A = I^2 R$$

En este caso, V es el voltaje, i es la corriente y R la resistencia. Durante el anodizado del metal, se ha observado que para una misma corriente, el baño de más alto voltaje, genera mayor cantidad de calor.

2.2.6 Intercambiador de calor.

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 629) “Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí.” En la figura 18 se muestra un intercambiador de calor de doble tubo o tubos concéntricos. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos.

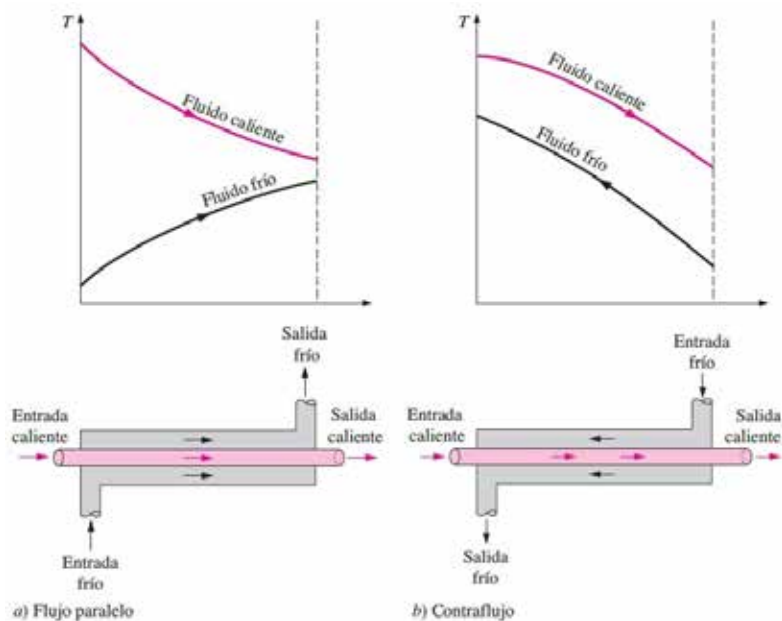


Figura 18. Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo.

Fuente: Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 630).

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) explican acerca del flujo en intercambiadores de calor:

En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas. (Pag. 630).

2.2.6.1 Descripción de los intercambiadores de calor.

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) en su estudio sobre intercambiadores de calor expresan que:

En la práctica los intercambiadores de calor son de uso común y un ingeniero se encuentra a menudo en la posición de seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido, o bien, de predecir las temperaturas de salida de las corrientes de fluido caliente y del frío en un intercambiador de calor específico. (Pag. 639).

Çengel Y. & Ghajar A. (2011) explican en su libro:

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas. Asimismo, las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia, los cambios en la energía cinética y en la potencial son despreciables. (Pag. 640).

La primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío; es decir:

$$Q = m_c C_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad y \quad Q = m_h C_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

En donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente, y

$$m_c, m_h = \text{gastos de masa}$$
$$C_{pc}, C_{ph} = \text{calores específicos}$$

$$T_{c,sal}, T_{h,sal} = \text{temperaturas de salida}$$

$$T_{c,ent}, T_{h,ent} = \text{temperaturas de entrada}$$

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento como:

$$Q = UA_s T_m$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, A_s es el área de m es una apropiada diferencia promedio de temperatura entre los dos fluidos. En este caso, el área superficial A_s se puede determinar en forma precisa aplicando las dimensiones del intercambiador de calor. No obstante, la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor. Considérese el intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo que se muestra en la figura 19.

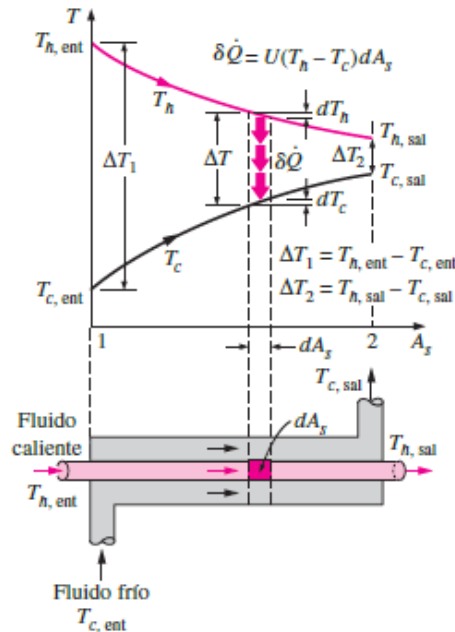


Figura 19. Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo.

Fuente: Çengel Y. & Ghajar A. (2011) (Pag. 642).

Nótese que la diferencia de temperatura T entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida. La diferencia media logarítmica de temperatura es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor.

$$T_{ml} = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)}$$

T_1 y T_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador. Pero relación para la T_{ml} desarrollada con anterioridad sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo. También se desarrollan relaciones similares para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples. En esos casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, como:

$$T_{ml} = F T_{ml,CF}$$

En donde F es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

2.3 Definición de Términos Básicos.

Absorción: Es la extracción de uno o más componentes de una mezcla de gases cuando los gases y los líquidos entran en contacto. El proceso se caracteriza por un cambio en el estado físico o químico de los componentes.

Acido: es toda sustancia que en disolución acuosa se disocia con formación de iones hidrógeno, H^+

Acumulador: Tanque de almacenamiento que recibe refrigerante líquido del evaporador, evitando que fluya hacia la línea de succión antes de evaporarse.

Adiabático: proceso durante el cual no hay transferencia de calor.

Ambiente: lugar que se desea acondicionar y donde se generan cargas térmicas tanto internas como externas.

Base: toda sustancia que en disolución acuosa se disocia con formación de iones hidróxido, OH-

BTU: Es la cantidad de calor que se requiere para elevar la temperatura en un grado Fahrenheit a una libra de agua.

Calor Específico: Es la capacidad de un cuerpo para absorber calor.

Calor Latente: cantidad de calor absorbida o desprendida por un mol, o una unidad de masa de una sustancia, durante un cambio de estado a temperatura y presión constantes.

Calor Sensible: Es el calor que se puede medir o sentir, provoca un cambio de temperatura de una sustancia, pero no un cambio de su estado.

Calor: Es una forma de energía (térmica), generada por el movimiento molecular en la materia, esta energía se transfiere por una diferencia de temperatura.

Compresión: Término utilizado para denotar el proceso de incrementar la presión sobre un volumen dado de gas, usando energía mecánica.

Compresor: Máquina en sistemas de refrigeración, hecha para succionar vapor del lado de baja presión en el ciclo de refrigeración, y comprimirlo y descargarlo hacia el lado de alta presión del ciclo.

Condensación: Proceso de cambiar de estado un vapor o un gas a líquido, al enfriarse por debajo de su temperatura de saturación o punto de rocío.

Condensador: Componente del mecanismo de refrigeración, el cual recibe del compresor vapor caliente a alta presión, enfriándolo y regresándolo luego a su estado líquido. El enfriamiento puede ser con aire o con agua.

Densidad: se define como la masa por unidad de volumen.

Eficiencia: indica qué tan bien se realiza un proceso de conversión o transferencia de energía.

Energía Cinética: energía que posee un sistema como resultado de su movimiento en relación con cierto marco de referencia.

Energía Interna: es una variable de estado. Representa la suma de todas las energías de las partículas microscópicas que componen el sistema.

Energía Potencial: energía que posee un sistema como resultado de su incremento de altura en un campo gravitacional.

Entropía: Se representa mediante la letra S y sirve para explicar por qué algunos procesos físicos suceden de una determinada manera midiendo el grado de desorden de un sistema a nivel molecular.

Evaporación: Término aplicado al cambio de estado de líquido a vapor. En este proceso se absorbe calor.

Evaporador: Componente del mecanismo de un sistema de refrigeración, en el cual, el refrigerante se evapora y absorbe calor.

Fluido: Sustancia que puede estar en estado líquido o gaseoso. Sustancia que contiene partículas, las cuales se mueven y cambian de posición sin separación de la masa.

Flujo Estacionario: proceso durante el cual un fluido fluye de forma estacionaria por un volumen de control.

Flujo Másico: es la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo.

Flujo Volumétrico: volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo.

Intensidad del calor: Concentración de calor en una sustancia, como se indica por la temperatura de esa sustancia, mediante el uso de un termómetro.

Isoterma: Nombre con el que se conoce a la línea o líneas que en una gráfica, representan un cambio a temperatura constante.

Isotérmico: Cambio de volumen o presión bajo condiciones de temperatura constante.

Kilocaloría: Unidad de medida térmica equivalente al calor necesario para elevar 1°C la temperatura de 1 kilogramo de agua.

Lado de alta: Partes de un sistema de refrigeración, que se encuentran bajo la presión de condensación o alta presión.

Lado de baja: Partes de un sistema de refrigeración, que se encuentran por abajo de la presión de evaporación o baja presión.

Lado de succión: Lado de baja presión del sistema, que se extiende desde el control de refrigerante, pasando por el evaporador, la línea de succión, hasta la válvula de servicio de entrada al compresor.

Línea de descarga: En un sistema de refrigeración, es la tubería que acarrea el gas refrigerante, desde el compresor hasta el condensador.

Línea de líquido: Es la tubería que lleva refrigerante líquido a alta presión desde el condensador hacia el dispositivo de expansión.

Línea de refrigerante: Tubos de cobre a través de los cuales fluye el refrigerante entre el condensador y los serpentines del evaporador. Estas líneas comúnmente se aíslan al instalarse.

Línea de succión: Es la tubería o línea entre el evaporador y el compresor que acarrea refrigerante gaseoso.

Manómetro: Instrumento para medir presiones de gases y vapores.

Medidor de flujo: Instrumento utilizado para medir la velocidad o el volumen de un fluido en movimiento.

Peso Específico: El peso de un volumen unitario de una sustancia.

Potencia: es trabajo mecánico que incorpora en su valor el parámetro tiempo.

Presión: se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal.

Refrigeración: Es la transferencia de calor de regiones de temperatura inferior a regiones de temperatura más altas.

Refrigerantes: fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración, que tienen la característica principal de evaporarse a bajas presiones y temperaturas y condensarse a altas presiones y temperaturas y son capaces de absorber calor de un ambiente.

Saturación: Temperatura (temperatura de saturación) o presión (presión de saturación) a la que una sustancia pura cambia de estado.

Serpentín: Se denomina serpentín o serpentina a un tubo de forma frecuentemente espiral, utilizado comúnmente para enfriar vapores provenientes de la destilación en un calderín y así condensarlos en forma líquida. Suele ser de vidrio, cobre u otro material que conduzca el calor fácilmente.

Temperatura: Es solo una indicación de la intensidad o grado de calor de una sustancia u objeto.

Válvula de expansión: Tipo de control de refrigerante, la cual mantiene presión constante en el lado de baja del sistema de refrigeración. La válvula es operada por la presión en el lado de baja o de succión. Con frecuencia, se le refiere como válvula de expansión automática.

Válvula: Accesorio utilizado para controlar el paso de un fluido.

Ventilación: La introducción controlada de aire exterior dentro de una estructura, con una cantidad igual de aire de escape.

Ventilador del condensador: Dispositivo utilizado para mover aire a través del condensador enfriado por aire.

Ventilador del evaporador: Ventilador que incrementa el flujo de aire, sobre la superficie de intercambio de calor de los evaporadores.

Volumen Específico: se define como el volumen por unidad de masa.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Nivel de la Investigación.

Para efectos de esta investigación, el estudio estará enmarcado dentro de un nivel descriptivo, según Tamayo y Tamayo M. (2004), en su libro *Proceso de Investigación Científica*, la investigación descriptiva “comprende la descripción, registro, análisis e interpretación de la naturaleza actual, y la composición o proceso de los fenómenos. El enfoque se hace sobre conclusiones dominantes o sobre grupo de personas, grupo o cosas, se conduce o funciona en presente”. Hernández (2004), señala que la investigación descriptiva busca especificar propiedades, características y rasgos importantes de cualquier fenómeno que se analice. Teniendo como objetivo indagar la incidencia y los valores en que se manifiestan una o más variables al ubicar, categorizar y proporcionar la visión de una comunidad, un evento, un contexto, un fenómeno o una situación.

De esta manera, a través de métodos de cálculo, los resultados alcanzados pueden ser considerados universales y extensibles a cualquier contexto y situación. La línea de investigación sobre la cual se enmarcará el estudio es la denominada *Diseño Mecánico*, dirigido como aporte tecnológico en la implementación de sistemas de refrigeración en procesos debido a que actualmente se ven escasas las alternativas de optimización en el país.

3.2. Tipo de Investigación.

Este trabajo se encuentra estructurado en una investigación de tipo *aplicativa*, aquellas que, según Padrón (1998), tienden a establecer una relación productiva, ingeniosa y creativa, entre las posibilidades de un modelo teórico, por un lado, y las dificultades o necesidades que se confrontan en la práctica por otro lado. Así mismo, esta investigación plantea la problemática de un proceso que resulta estar afectado y desactualizado que puede tender a mejorar siguiendo un camino viable, mediante un cierto diseño tecnológico de sistema de control de operación sencilla.

Se desarrollará a su vez como proyecto factible, dado que es un modelo viable para solventar problemas de mantenimiento y requerimientos en calidad del proceso de anodizado en una realidad determinada de demanda en cuanto a producción. De allí, que la delimitación del planteamiento final sea aplicable en la industria Venezolana, a fin de generar un nuevo modelo operativo en función de los aspectos demandados por la realidad abordada.

3.3. Diseño de la Investigación.

En concordancia con los objetivos propuestos, los datos necesarios para lograr la elaboración de este sistema, serán recolectados de forma directa en base a los cálculos teóricos que serán considerados pertinentes, además de que se deberá manejar información de la industria actual para que este proyecto sea universal, por lo que enmarca un diseño de campo.

El diseño será de campo, Carlos Sabino (1992) en su texto "El proceso de Investigación" señala que se basa en informaciones obtenidas directamente de la realidad, permitiéndole al investigador cerciorarse de las condiciones reales en que se han conseguido los datos. En otras palabras, el investigador efectúa una medición de los datos. Sin embargo, qué tanto datos se pueden obtener considerando las restricciones de cada estudio como por la carencia de recursos materiales, humanos, monetarios, físicos. Claro está, en una investigación de campo también se emplean datos secundarios, sobre todo los provenientes de fuentes bibliográficas, a partir de los cuales se elabora el marco teórico.

Es de campo porque se trabajará con datos utilizados normalmente por empresas que implementan el proceso de anodizado y a su vez se ejecuta un riguroso y sistemático método de recolección, tratamiento y análisis de datos obtenidos. Siendo los datos suministrados correspondientes al modelo que se pretende controlar y optimizar. Es por eso, que esta investigación propone profundizar en la búsqueda de una mejora efectiva que pueda ser aplicada a empresas que manejen este proceso en el país, a través del diseño de los elementos que constituyen el sistema de refrigeración para el controlar la temperatura de anodizado y así lograr un proceso más efectivo y con posibilidades de mantenimiento a bajo costo.

3.4 Población y muestra.

Según Tamayo y Tamayo, (2004), "La población se define como la totalidad del fenómeno a estudiar donde las unidades de población poseen una característica común la cual se estudia y da origen a los datos de la investigación" (p.114). Correspondiente a lo citado, la población en esta investigación será el sistema de refrigeración.

En cuanto a la muestra, Tamayo y Tamayo (2004), afirma que "es el grupo de individuos que se toma de la población, para estudiar un fenómeno estadístico" (p.38). Esto quiere decir que la muestra proviene de la población lo que puede determinar la problemática ya que les capaz de generar los datos con los cuales se identifican las fallas dentro del proceso. Para satisfacer los objetivos de estudio se establece la muestra como todos aquellos elementos que tienen incidencia en el sistema, como lo son sus componentes activos y pasivos.

3.5. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.

Rojas Soriano, (2007) señala refiriéndose a las técnicas e instrumentos para recopilar información como la de campo, que el volumen y el tipo de información-cualitativa y cuantitativa- que se recaben en el trabajo de campo deben estar plenamente justificados por los objetivos e hipótesis de la investigación, o de lo contrario se corre el riesgo de recopilar datos de poca o ninguna utilidad para efectuar un análisis adecuado del problema. Se tienen como técnicas a implementar las siguientes:

Observación: en opinión de Sabino (1992), "la observación es una técnica antiquísima, cuyos primeros aportes sería imposible rastrear. A través de sus sentidos, el hombre capta la realidad que lo rodea, que luego organiza intelectualmente" y agrega: "La observación puede definirse, como el uso sistemático de nuestros sentidos en la búsqueda de los datos que necesitamos para resolver un problema de investigación". Se emplea la observación científica, la cual Arias (2006) define como aquella que es "planificada y controlada, está sujeta a parámetros de validez y fiabilidad, utiliza medios e instrumentos propios".

Fichaje: conforme a Bahena (1994), "el fichaje es una técnica utilizada especialmente por los investigadores. Es un modo de recolectar y almacenar información.

Cada ficha contiene una serie de datos extensión variable pero todos referidos a un mismo tema, lo cual le confiere unidad y valor propio".

Análisis de documento: para Bernal (2006), "es una técnica basada en fichas bibliográfica que tiene como propósito de analizar material impreso. Se usa en elaboración de marco teórico del estudio. Para una investigación de calidad, se sugiere utilizar simultáneamente dos o más técnicas de recolección de información, con el propósito de contractar y complementar los datos".

3.6. Fases de la Investigación.

La presente investigación comprende una serie de fases que otorgarán respuesta a los objetivos planteados en un determinado orden, ofreciendo a los investigadores una herramienta para la planificación y mejor control del tiempo dedicado al proyecto.

- **Fase I: Análisis de carga de calor que se requiere contrarrestar.**

En la primera fase se pretende estudiar toda la información pertinente a través de las técnicas e instrumentos mencionados anteriormente, es fundamental en este punto establecer un exacto valor de la carga máxima, de manera que, permita dar punto de partida para el diseño, se estipulan para la culminación de esta fase treinta (30) horas en un plazo máximo de dos (2) semanas.

- **Fase II: Establecer elementos presentes en el sistema de refrigeración.**

Como segunda fase se trata de investigar cada uno de los elementos que conformarán el sistema a diseñar, con el fin de brindar una serie de componentes para su estudio y elección generando propuestas y ponderando de manera cuantitativa y cualitativa sus características para finalmente seleccionar aquellos que cumplan con los criterios y restricciones, en esta fase es fundamental seguir los siguientes pasos para su completación: identificación de partes de sistemas refrigeración convencionales y tabla de elementos a utilizar. Para el desarrollo de esta fase se estipulan sesenta (60) horas de trabajo con un tope de cinco (5) semanas, más una (1) semana para la revisión de los elementos seleccionados.

- **Fase III: Elaboración de cálculos analíticos mediante las técnicas tradicionales de intercambio de calor entre el medio electrolítico y el intercambiador según modelos.**

Luego de definir los elementos se procede a la tercera fase, en ésta se generan las especificaciones del diseño, con su respectiva comprobación mediante cálculos tradicionales que cumplan con los requerimientos, evidenciando así el beneficio del control térmico, la importancia de la implementación de sistema de refrigeración en el proceso y la posibilidad del diseño de un sistema capaz de cumplir con su función sin muchas complicaciones en elaboración y mantenimiento. Para esta fase se disponen de ochenta (80) horas comprendidas en un plazo máximo de seis (6) semanas, con una (1) semana para la verificación progreso del proyecto.

- **Fase IV: Selección de componentes actuantes en el sistema.**

Al finalizar con los cálculos necesarios para conocer las especificaciones de los elementos a seleccionar, se procede a buscar en tablas y catálogos de proveedores nacionales con el fin de garantizar que los elementos a seleccionar estén disponibles en el mercado y que sean de fácil acceso, tomando en cuenta el costo además de que cumplan con los valores requeridos en las especificaciones del sistema. En esta fase es clave ofrecer una gran variedad de opciones, debido a que una de las metas de este estudio es brindar una opción viable, factible que promueva la implementación de este sistema. Para el desarrollo de esta fase se estiman sesenta (60) horas en un plazo de cinco (5) semanas.

- **Fase V: Estudiar la factibilidad del sistema.**

Según Varela, “se entiende por Factibilidad las posibilidades que tiene de lograrse un determinado proyecto”. El estudio de factibilidad es el análisis que realiza una empresa para determinar si el negocio que se propone será bueno o malo, y cuáles serán las estrategias que se deben desarrollar para que sea exitoso.

Según el Diccionario de la Real Academia Española, la Factibilidad es la “cualidad o condición de factible”. Factible: “que se puede hacer”.

Para alcanzar este objetivo se deberá cumplir con el estudio de los siguientes factores: Reducción de errores y mayor precisión en el proceso garantizando una temperatura constante, reducción de costo mediante la optimización o eliminación de recursos importados, posibilidad de integración de este diseño en las áreas y subsistemas que lo

requieran en el país y cumplir con la actualización y mejoramiento del proceso por medio de este planteamiento. Se estima un plazo de ochenta (80) horas en un máximo de seis (6) semanas para culminar con la última fase.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 Análisis de carga de calor que se requiere contrarrestar.

El proceso de anodizado es un proceso exotérmico. Donde el calor es generado por la reacción a razón de 390 Kcal por cada molécula de Al_2O_3 formado. Este calor debe ser retirado por el equipo de refrigeración para mantener una temperatura constante en el electrolito.

La Norma Qualanod (norma española para anodizado) indica una forma de determinar la capacidad de refrigeración (K).

$$I \times (E+3) \times 0,86 = \mathbf{K} \text{ (Kcal/h)}.$$

Dónde:

I = Intensidad de corriente (Amperios)

E = Potencial (Voltios)

0,86= factor de conversión

La intensidad de corriente y el voltaje en el proceso de anodizado viene dado por el modelo de rectificador de corriente que se le instale. Existen distintos tipos de rectificadores en su mayoría digitales para actuar como controladores en el proceso electroquímico. Para efectos de cálculo se tomaron valores de un rectificador para el anodizado duro (industrial) y así aplicar la fórmula expresada anteriormente para obtener un valor tentativo de Kcal/h, el cual podrá ser expresado en toneladas de refrigeración mediante un factor de conversión.

4.1.1 Tipos de rectificadores de anodización típicos

Se utilizaron los valores de referencia seleccionado de 1000^a y 25V para aplicar la fórmula propuesta por la norma Qualanod y así tener un estimado de la carga que deberíamos obtener en el sistema a diseñar, esto es porque se busca verificar los cálculos según las dimensiones que se están manejando, tienen que estar en concordancia con los

valores que generan los rectificadores de corriente que son las maquinas utilizadas para suministrar corriente en el anodizado en procesos industriales.

Rectificador de anodización decorativa:

Actual: 2000A, 3000A, 5000A, 10000A, 12000A, 15000A, 20000A

Voltaje: 18V, 20V, 25V

Rectificador de anodizado duro:

Actual: 500A, (1000A), 1500A, 2000A, 4000A

Voltaje: (25V), 40V, 60V, 90V, 120V.

Entonces, aplicando la formula se obtiene que la capacidad de refrigeración de referencia será:

$$K = 1000 \times (25+3) \times 0,86$$

$$\mathbf{K = 24080 Kcal / h}$$

Factor de conversión:

$$1 \text{ TR} = 3024 \text{ Kcal / h.}$$

$$K = 24080 / 3024 = 7.963 \quad \mathbf{8 \text{ TR}}$$

Por lo tanto, siguiendo la norma Qualanod, la unidad requiere un equipo de refrigeración de 8 toneladas de refrigeración (TR), con el fin de contrarrestar la carga inducida por el rectificador a instalar según las necesidades y demanda de producción del fabricante.

4.1.2 Cálculo de carga producto del proceso de anodizado

Ahora, para cumplir con el alcance del presente proyecto es necesario recalcular la capacidad de refrigeración en base a las necesidades reales del proyecto, estudiando la cantidad de energía específica disipada por el material a anodizar la cual estará restringida por la magnitud máxima de material que será dispuesto en el tanque. El cual a su vez está restringido por las dimensiones del tanque de anodizado, las cuales se muestran en la figura 20.

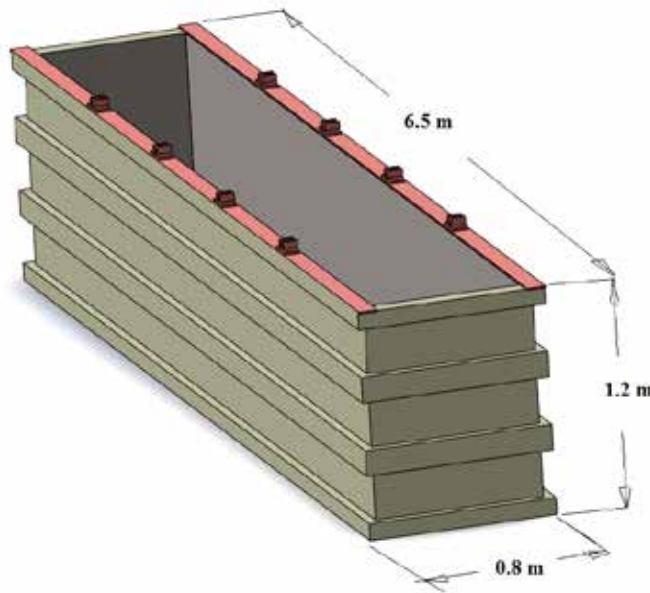


Fig 20. Dimensiones del tanque de anodizado.

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.1.2.1 Área superficial máxima para anodizar

Según las dimensiones del tanque de anodizado y los tipos de perfiles de aluminio disponibles para trabajar en Venezuela utilizando el catálogo EXTRUDAL, (ver Anexo B) la pieza de mayor área que se puede anodizar tiene 6100 mm largo y 203.20 mm de ancho con un espesor de 12.70 mm. (Ver figura 21.)



Fig 21. Área máxima para anodizar.

Fuente: Cabrera y Nasato (2019).

El área superficial Total A_{sup} se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$A_{sup} = 2 \times Largo \times Anc\ o + 2 \times Espesor (Largo + Anc\ o)$$

$$A_{sup} = 2 \times 6100 \text{ mm} \times 203,2 \text{ mm} + 2 \times 12.7 \text{ mm} (6100 + 203.2) \text{ mm}$$

$$= 2639141.28 \text{ mm}^2$$

$$A_{sup} = 263.914 \text{ dm}^2$$

4.1.2.2 Cálculo de corriente de anodizado

Durante el proceso de anodizado se utiliza una densidad de corriente de **1,5 A/dm²**, la intensidad de corriente que se requiere para anodizar el área superficial máxima, calculada en el punto anterior, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$I_{corr} = A_{St} \times \rho_{corr}$$

Dónde:

I_{corr} : Intensidad de Corriente en Amperios

A St: Área Superficial Total en dm²

ρ_{corr} : Densidad de Corriente Anodizado en A/dm²

Entonces:

$$I_{corr \text{ anodizado}} = 263.914 \text{ dm}^2 \times 1,5 \frac{\text{A}}{\text{dm}^2}$$

$$I_{corr \text{ anodizado}} = \mathbf{395.871 \text{ A}}$$

Tomando en cuenta que el área superficial de la pieza de mayor tamaño que se puede anodizar es de 2.639 m², aproximadamente se trataran 3 de estas piezas por carga según la capacidad del tanque y con el fin de establecer una distancia considerable entre piezas para evitar cualquier imperfección como consecuencia del contacto entre resistencias como se puede ver en la figura 22.

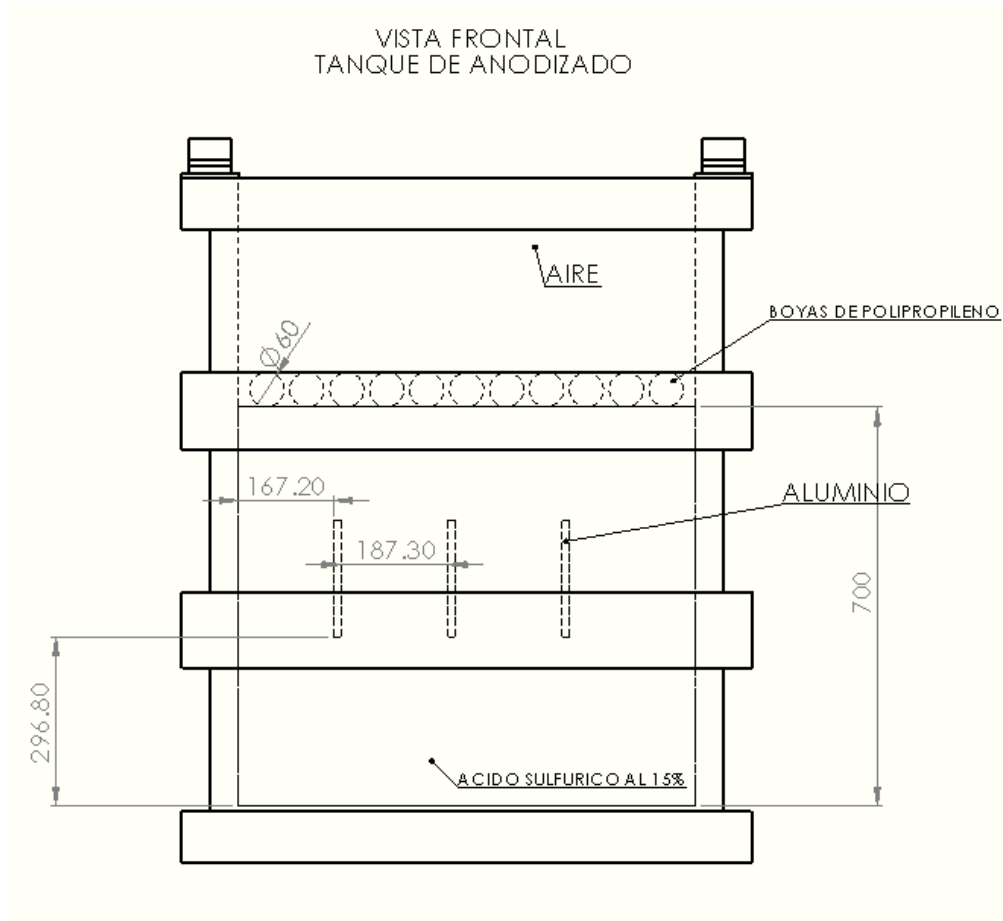


Fig 22. Disposición de perfiles de Aluminio en el Tanque de Anodizado.
Fuente: Cabrera y Nasato (2019).

Para calcular la máxima intensidad de corriente total (I_{CT}) que se requiere durante el anodizado se utiliza la siguiente ecuación:

$$I_{CT} = I_{Corr} \times N \text{ mero de Piezas}$$

Entonces:

$$I_{CT} = 395.871 \text{ A} \times 3$$

$$I_{CT} = \mathbf{1187.613 \text{ A}}$$

La capacidad del sistema de refrigeración debe permitir evacuar la totalidad del calor generado durante el anodizado a la máxima intensidad de corriente. Habiendo calculado la

cantidad de corriente específica que requiere el sistema podemos nuevamente aplicar la ecuación propuesta por la norma Qualanod para así obtener una cantidad aproximada de calor producido por hora durante la oxidación normal. Tomando un valor de 15 Voltios que es lo considerado ideal para el proceso.

$$I \times (E+3) \times 0,86 = K'$$
$$1187.613 \times (15 + 3) \times 0.86 = 18384.249 \text{ Kcal/h}$$

$$K' = 21380.880 \text{ W} = \mathbf{6.079 \text{ TR}}$$

4.1.3 Cargas influyentes en el proceso de refrigeración

Además de la carga de calor proveniente de la oxidación de aluminio es importante conocer aquellas cargas consideradas pasivas en este caso para evidenciar si tienen algún tipo de efecto en el sistema, si es así pues serán sumadas a la carga total para posteriormente obtener la cantidad de calor total a retirar.

Las cargas frigoríficas según ASHRAE son:

1. Carga del producto.
2. Carga de transmisión.
3. Cargas por infiltraciones de aire (sólo para espacios refrigerados).
4. Carga interna (sólo si existe iluminación directa y número considerable de personas).
5. Carga de equipo (sólo si en las adyacencias existen equipos que generen calor).

Las cuatro primeras cargas constituyen la carga neta de calor, que sumadas a la carga del equipo representa la carga frigorífica total, a la misma que se aplica un factor de seguridad del 10% para tener en cuenta posibles discrepancias entre los criterios de diseño y el funcionamiento real.

En el presente caso de estudio, las cargas más importantes son la carga del producto y la carga por transmisión debido a que se está estudiando un sistema que puede ser considerado aislado con el fin de satisfacer las necesidades previamente establecidas. Por lo

tanto, el cálculo de las cargas por infiltraciones de aire, iluminación y equipos adyacentes no serán tomados en cuenta pero igualmente queda a consideración del diseñador el ser calculadas solo para demostrar su baja incidencia en el proceso de anodizado.

4.1.4 Calor producto del enfriamiento del electrolito o carga del producto

Es el calor que se debe retirar producto del baño electrolítico a temperatura de operación y se determina aplicando la siguiente ecuación:

$$Q = m \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

Dónde:

T= Temperatura en °C

m = Masa en kg

C_p = Calor específico a presión constante en kJ/kg°C

Q = Calor en kJ

La masa del electrolito que en este caso es ácido sulfúrico (H_2SO_4) al 15%, se puede obtener mediante la relación masa – volumen si es conocida su densidad. La densidad a distintos porcentajes de ácido se encuentra tabulada (ver Anexo C) por medios experimentales. Siendo el elemento del baño una disolución no se tiene un valor de calor específico directamente, para obtenerlo es necesario analizar los elementos presentes en la disolución y sus respectivas cantidades para posteriormente apoyarse con tablas de calor específico en base a los moles de compuesto. (Ver tabla 1)

Tabla 1. H_2SO_4 al 15%.

Sustancia	Peso	Pm (g/mol)	Moles
H_2O	85	18.015	4.718
H_2SO_4	15	98.079	0.153

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

$$(\text{Moles de } H_2O) / (\text{Moles de } H_2SO_4) = (4.718)/(0.153)$$

Concentración_{H₂SO₄} = 30.837 moles de agua por mol de compuesto

Con el valor de 30.837 es posible dirigirse a siguiente tabla para obtener un valor aproximado del calor específico.

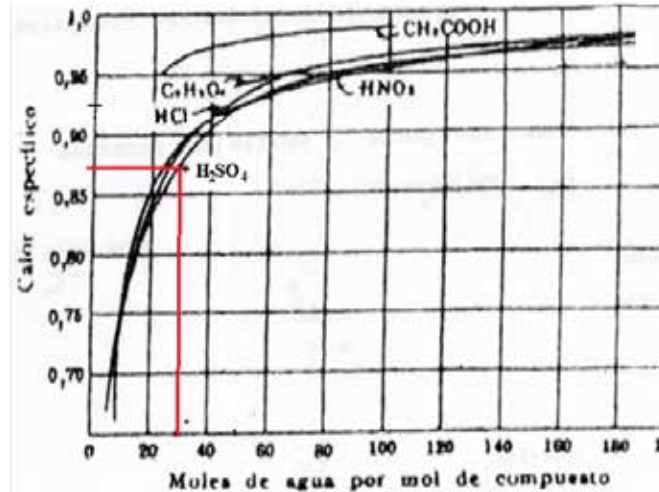


Fig 23. Diagrama Ce – Mol para Ácido sulfúrico. **Fuente:** Felder R y Rousseau R W. (S/F) Siguiendo la línea roja se puede visualizar el valor de calor específico C_p

$$**C_p (H_2SO_4 \text{ al } 15\%) = 0.87 \text{ cal/g}^\circ\text{C} = 3.642 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}**$$

Calculando Calor producto del enfriamiento del ácido sulfúrico:

$$Q_e = (\rho \times Vol) \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$Q_e = \left(1102 \frac{kg}{m^3} \times 3.12 m^3 \right) \times \frac{3.642 kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}} \times (32 - 15) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$**Q_e = 212875.191 kJ = 59.132 kW.**$$

El calor (Q_e) calculado representa la cantidad de energía que se debe contrarrestar cuando el sistema alcanza una temperatura máxima de 32°C por la incidencia del medio ambiente. Esto ocurre cuando el sistema se encuentra apagado y por equilibrio térmico aumenta su temperatura considerablemente. Es importante destacar que el calor (Q_e) no se suma con el calor (K') calculado anteriormente debido a que es producto del proceso de anodizado el cual ocurre cuando el sistema se encuentra a temperatura constante de 15°C.

Entonces, para verificar cuanta cantidad de potencia es necesaria aplicar para vencer la energía obtenida se sigue la siguiente relación:

$$P_{(W)} = 1000 \times E_{(kWh)} / t_{(hr)}$$

Dónde:

P: Potencia en Watts

E: Energía en kWh

t: tiempo en horas

Por lo tanto, si se requiere que el equipo trabaje durante una hora para alcanzar el equilibrio tendríamos que,

$$P_{(W)} = 1000 \times 59.132 \text{ (kW)} / 1 \text{ (hr)}$$

$$= 59132 \text{ W} = 16.814 \text{ TR}$$

4.1.5 Carga de calor por transmisión (Pérdidas por paredes)

Es el caudal producto de la transferencia de calor entre el medio exterior (que en este caso sería el interior del recinto donde estará ubicado el equipo de anodizado) y el sistema de interés que sería el tanque de anodizado en funcionamiento. Se estudia en funcionamiento debido a que en ese momento existirá la mayor diferencia de temperatura entre el sistema y el exterior. En el siguiente análisis se deben tener previas consideraciones:

No aplica el estudio de transmisión por radiación ya que el sistema se encuentra resguardado del sol. Por lo tanto se establece una temperatura máxima exterior de 32°C tomando en cuenta los picos de alta temperatura en el territorio nacional.

El fluido dentro del tanque se toma como agua, debido a ser una disolución donde el porcentaje de agua es considerablemente mayor y para apoyo de los cálculos, el valor del coeficiente de transferencia de calor teórico del agua es conocido.

Se considera convección forzada en el aire con $h_{aire} = 100 \left(\frac{W}{m^2.k} \right)$ y convección

libre en el agua con $a_{agua} = 60 \left(\frac{W}{m^2.k} \right)$ (ver Anexo D).

Se tienen tres láminas de acero inoxidable 316L de espesor 10mm y revestimiento o aislante de espesor 5mm (Puede ser fibra de vidrio o polietileno expandido)

Para efecto de la parte superior del tanque se disponen de boyas de polipropileno resistente al calor de 60mm pero para fines de cálculo se tomara en cuenta como una superficie plana por la gran cantidad de esferas.

Los coeficientes de k de conducción son extraídos del Anexo E y Anexo F.

Lo previamente dicho se observa en la figura 24.

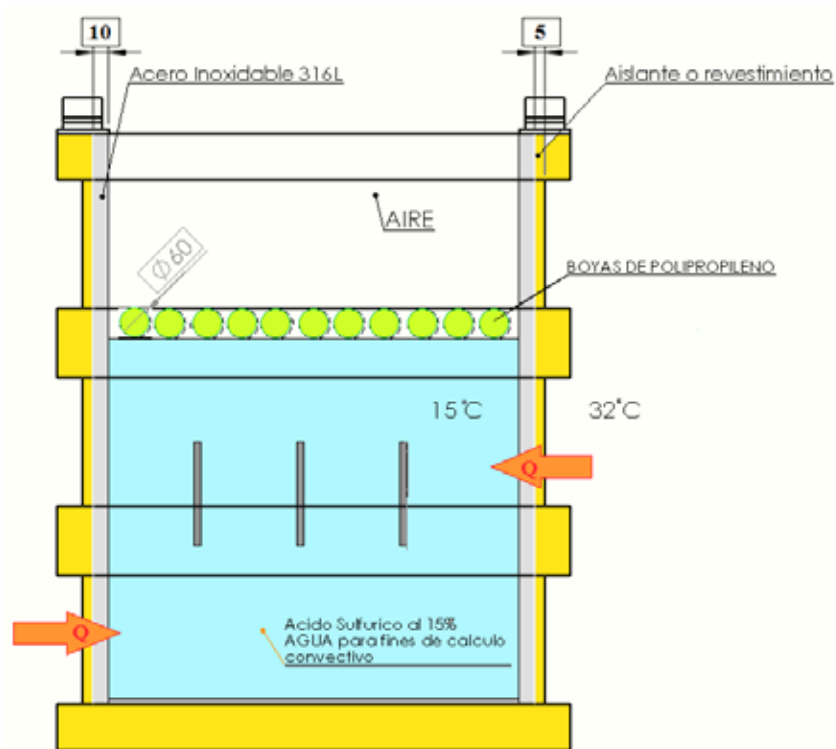


Fig 24. Esquema de sistema de transferencia de calor por transmisión.

Fuente: Cabrera y Nasato (2019).

Dada la ecuación:

$$Q_a = U_a \times A_a \times T_a$$

Para la pared amplia:

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{aire} + \frac{x_{fv}}{k_{fv}} + \frac{x_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{agua}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{5 \times 10^{-3}}{0.07} + \frac{0.01}{16.3} + \frac{1}{60}}$$

$$U_a = 10.131 \frac{w}{m^2 \cdot k}$$

$$A_a = \text{largo del tanque} \times \text{nivel del acido en el tanque} = 6.5 \times 0.6$$

$$A_a = 3.9 \text{ m}^2$$

$$T_a = (T_{aire} \quad T_{agua})$$

$$Q_a = 10.131 \frac{w}{m^2 \cdot k} \times 3.9 \text{ m}^2 \times (305.15 - 288.15)k$$

$$Q_a = 671.685 \text{ w} \quad 0.6717 \text{ kw}$$

$$Q_a = 0.6717 \text{ kw} \quad 0.191 \text{ TR}$$

Para la pared más pequeña:

Ya que los espesores y materiales de las paredes son iguales, el valor del coeficiente de transferencia U permanece constante para cada cálculo. Entonces:

$$A_b = \text{anc o del tanque} \times \text{la altura del acido en el tanque} = 0.8 \times 0.6$$

$$A_b = 0.48 \text{ m}^2$$

$$Q_b = 10.131 \frac{w}{m^2 \cdot k} \times 0.48 \text{ m}^2 \times (305.15 - 288.15)k$$

$$Q_b = 82.669 \text{ w} \quad 0.082669 \text{ kw}$$

$$Q_b = 0.082669 \text{ kw} \quad 0.02351 \text{ TR}$$

Para la base del tanque:

$$A_c = \text{anc o del tanque} \times \text{largo del tanque} = 0.8 \times 6.5$$

$$A_c = 5.2 \text{ m}^2$$

$$Q_c = 10.131 \frac{w}{m^2 \cdot k} \times 5.2 \text{ m}^2 \times (305.15 - 288.15)k =$$

$$Q_c = 895.5804 \text{ w} \quad 0.8956 \text{ kw}$$

$$Q_c = 0.8956 \text{ kw} \quad 0.2547 \text{ TR}$$

La Q_{total} por las paredes resulta:

$$Q_{total} = 2 \times Q_a + 2 \times Q_b + Q_c$$

$$Q_{total} = 2 \times (0.191 \text{ TR}) + 2 \times (0.02351 \text{ TR}) + 0.2547 \text{ TR}$$

$$Q_{total} = 0.6837 \text{ TR}$$

Para el cálculo de la carga calórica que entra por la superficie del ácido, se considera una pared solida elaborada con las boyas de polipropileno.

La pared tendrá 60mm de espesor según el diámetro de las esferas. Entonces:

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{aire} + \frac{x_{Polí.}}{k_{Polí.}} + \frac{1}{agua}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{0.06}{0.22} + \frac{1}{60}}$$

$$U_d = 3.3401 \frac{w}{m^2 \cdot k}$$

$$Q_d = 3.3401 \frac{w}{m^2 \cdot k} \times 5.2 \text{ m}^2 \times (305.15 - 288.15)k$$

$$Q_d = 295.263 \text{ w} = 0.2953 \text{ kw}$$

$$Q_d = 0.2953 \text{ kw} = 0.0840 \text{ TR}$$

Tabla 2. Carga Total (Sistema en funcionamiento).

Q	kW	TR (ton-ref)
Carga producto del proceso de anodizado	21.381	6.079
Carga producto del enfriamiento de electrolito	x	x
Carga por transmisión de paredes del tanque	2.699	0.7677
Carga por infiltraciones de aire	x	x
Carga por iluminación y equipos externos	x	x
Carga de calor total a retirar	24.080	
	24.618	

Fuente: Cabrera y Nasato (2019).

Tabla 3. Carga Total (Sistema Apagado).

Q'	kW	TR (ton-ref)
Carga producto del proceso de anodizado	x	x
Carga producto del enfriamiento de electrolito	59.132	16.814
Carga por transmisión de paredes del tanque	2.699	0.7677
Carga por infiltraciones de aire	x	x
Carga por iluminación y equipos externos	x	x
Carga de calor total a retirar	61.831	17.582

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

Como se puede observar, el sistema encendido sugiere contrarrestar una carga de 24.618 Kw o 7 TR, por lo que tomamos esa cantidad como la necesaria en el sistema de refrigeración a diseñar. Ahora bien, cuando el sistema se encuentra apagado y este alcanza una temperatura de 32°C producto del medio ambiente, es necesario contrarrestar 59.132 Kw o 16.814 toneladas de refrigeración. Para efectos del proceso, es normal un enfriamiento previo del ácido con el fin de llevarlo a su temperatura de operación de 15°C, si disponemos de 24.618 Kw, es posible calcular el tiempo que tomará el enfriar el tanque mediante la siguiente ecuación mencionada anteriormente:

$$Q(w) = 1000 \times 59.132 (kW \cdot \text{h}) / \quad (\text{hr}) = 24618 \text{ W}$$

$$\text{Tiempo} = 1000 \times 59.132 (kW \cdot \text{h}) / 24618 \text{ W}$$

$$\text{Tiempo} = 2.402 \quad 24 \text{ minutos aproximadamente.}$$

4.2 Establecer elementos presentes en el sistema de refrigeración.

4.2.1 Elementos presentes en el sistema de refrigeración:

Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica constan básicamente de cuatro elementos que consideramos fundamentales.

Estos elementos son:

- a. Compresor.
- b. Condensador.
- c. Válvula de expansión.
- d. Evaporador.

Dichos elementos conforman la unidad de refrigeración, pero, para lograr el enfriamiento continuo del electrolito, en el proceso se deben utilizar intercambiadores de calor y se requiere de una bomba para garantizar el traslado del fluido a baja temperatura que pasará por el serpentín para lograr el intercambio térmico. Teniendo en cuenta las respectivas tuberías que deberán ser diseñadas para cumplir con el objetivo final y soportar ataques corrosivos. El esquema del sistema se puede observar claramente en la figura 25.

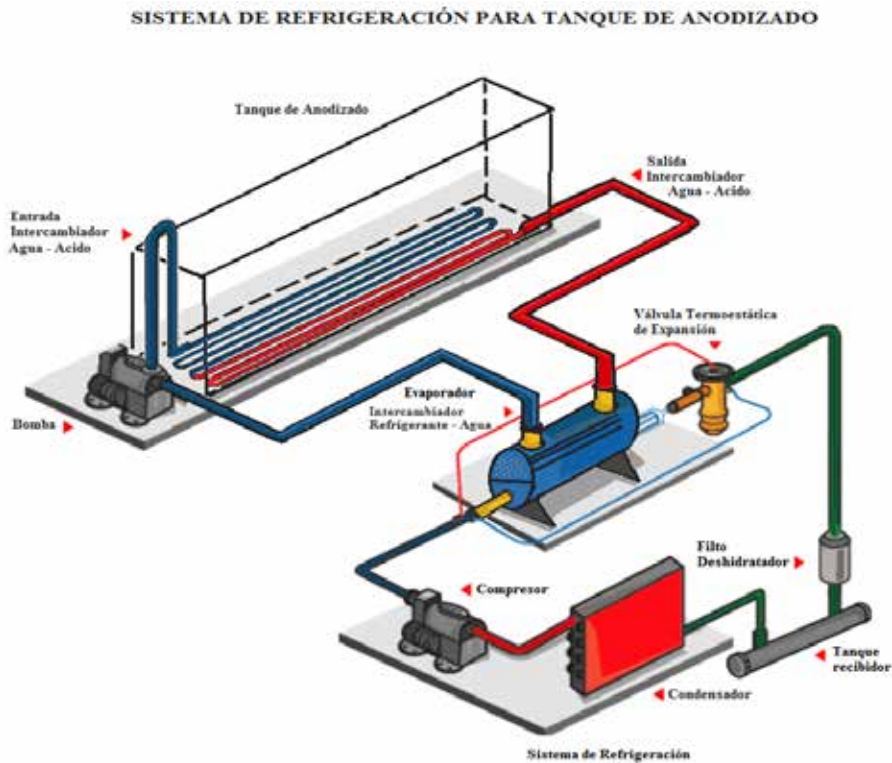


Fig. 25. Elementos presentes en el sistema de refrigeración
Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

A continuación se presentan los elementos considerados presentes en el sistema de refrigeración a diseñar, en orden de cálculo según los datos conocidos con el fin de lograr el diseño que satisfaga las condiciones requeridas.

Cuadro 1. Elementos presentes en el sistema de refrigeración

Elemento	Descripción
Intercambiador (Agua – Ácido sulfúrico)	<p>Es el primer elemento en la lista porque es aquel en contacto con el electrolito, es importante destacar que en el diseño se requieren dos intercambiadores con el fin de garantizar un paso de agua por el intercambiador inmerso en la disolución de ácido para evitar contaminación del mismo si surge algún tipo de fuga. Siendo el electrolito a base de agua, si ocurren fugas en el intercambiador, solo disminuirá la concentración de ácido lo cual se puede corregir pero no ocasionara algún tipo de reacción no deseada.</p> <p>El intercambiador agua – ácido sulfúrico consiste en un serpentín colocado en el fondo del tanque de anodizado por el que circula agua de enfriamiento. Sus principales aplicaciones en la industria se hacen en el enfriamiento de gases a alta presión, y cuando se tiene interés en detectar fugas en forma sencilla.</p> <p>Del presente intercambiador se conocen la mayor cantidad de variables, como lo son la temperatura externa de 15°C y el calor a retirar el cual fue calculado en la fase 1.</p>
	<p>El segundo intercambiador será la conexión entre la unidad de refrigeración y el proceso de anodizado. Estará formado por una estructura cilíndrica que separa la distribución del refrigerante y el agua, las tuberías donde pasará el refrigerante se</p>

Intercambiador (Refrigerante – Agua) / Evaporador	colocan dentro del recipiente cilíndrico lleno de agua, cerrado con tapas herméticas por ambos lados. Por las tuberías se hará pasar refrigerante con el fin de climatizar el agua a la temperatura deseada para que circule por el intercambiador anteriormente mencionado. Es el elemento de la instalación donde se va a producir el efecto refrigerante.
Bomba	<p>La bomba de agua, es un elemento fundamental para lograr el traslado de fluido por los intercambiadores. Como se presenta en el esquema, una bomba eléctrica de baja potencia puede ser colocada con el fin de lograr el paso de fluido a una velocidad requerida para así garantizar la refrigeración. Tomando en cuenta que el intercambiador en contacto con el electrolito se encontrará a cierta distancia de la unidad de refrigeración por lo cual es realmente necesario utilizar una bomba.</p>
Compresor	<p>El compresor constituye la verdadera máquina de toda instalación frigorífica. Su función dentro del sistema de refrigeración, consiste en aspirar el fluido refrigerante a baja presión y temperatura, comprimirlo y descargarlo a una presión y temperatura tales que se pueda condensar. En el esquema se observa que el fluido refrigerante que ingresa al compresor es el que sale con alta temperatura del intercambiador refrigerante – agua, pero es importante destacar que esta temperatura realmente es baja.</p> <p>El compresor a utilizar puede ser hermético, lo usual en los sistemas de refrigeración es del tipo alternativo o de pistón, debido a que el sistema que se encargara de establecer una temperatura de operación al refrigerante se encontrara</p>

	aislado del otro proceso por lo cual deberá funcionar como un sistema de refrigeración convencional. En los compresores de este tipo, el motor eléctrico va acoplado directamente al compresor, y ambos dentro de una misma envolvente de acero formando una unidad.
Condensador	<p>La función del condensador es transformar en su interior el gas refrigerante comprimido en el compresor en líquido refrigerante. En el interior del condensador el gas refrigerante pierde el calor que absorbió durante el proceso de su evaporación, así como también hace entrega del calor absorbido durante su circulación a través de la línea de retorno al compresor y el calor absorbido durante el fenómeno de compresión en el interior del compresor. En este caso el condensador tendrá por objetivo la disipación del calor absorbido en el evaporador y de la energía del compresor. El refrigerante que circula por su interior pasa de estado gaseoso a líquido.</p>
Válvula de expansión	<p>Las válvulas de expansión son desarrolladas para regular la inyección de refrigerante a los evaporadores. Esta inyección de refrigerante estará siempre regulada por un elemento termostático que está situado en la parte superior de la válvula de expansión la cual es controlada en función del recalentamiento del refrigerante.</p> <p>Para seleccionar la válvula de expansión presente en el sistema de refrigeración se deben tener los siguientes datos:</p> <ul style="list-style-type: none"> · Tipo de refrigerante · Capacidad del evaporador · Presión de evaporación · Presión de condensación

Tuberías	<p>El sistema está compuesto principalmente de tuberías, de las cuales se pueden dividir en dos grupos dependiendo la función que tengan en el mismo. Siendo el un sistema de refrigeración, se necesitará un grupo de tuberías especiales para el mismo las cuales normalmente son de cobre, aunque si es necesario, pueden ser de acero o aluminio. Por lo cual el otro grupo de tuberías formará parte del conjunto de transmisión de agua previamente refrigerada hacia el intercambiador sumergido en el tanque la cuales pueden ser de PVC. Normalmente el diseño de tubería depende principalmente del fluido a transportar y de la función a cumplir.</p>
Válvulas de control	<p>Las válvulas de control son accesorios muy importantes para garantizar que el proceso se efectuó correctamente, es una manera mecánica de controlar el flujo a conveniencia y de aportar seguridad al sistema. Dentro de las válvulas de control tenemos:</p> <ul style="list-style-type: none"> · Válvula reguladora de presión · Válvula solenoide · Válvulas de paso
Componentes / Accesorios	<p>Los componentes del sistema de refrigeración son elementos que se encuentran entre los principales que pueden servir como medida de control y seguridad para lograr que el proceso se dé adecuadamente y como fue diseñado.</p> <p>Estos elementos son seleccionados en base a los diámetros de tubería de cobre en el sistema y a la capacidad de refrigeración.</p>

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

De esta manera se da como culminada la segunda fase, teniendo los elementos a considerar para el diseño se procede a realizar los cálculos necesarios de los intercambiadores de calor para cumplir con el objetivo trazado y como consecuencia del diseño del sistema de refrigeración se evalúan los elementos del mismo como requisito agregado con el fin de garantizar un proyecto factible.

4.3 Elaboración de cálculos analíticos mediante las técnicas tradicionales de intercambio de calor entre el medio electrolítico y el intercambiador según modelos.

4.3.1 Cálculo de flujo másico y dimensiones del Intercambiador (Agua – Ácido sulfúrico)

El calor generado durante el anodizado es el calor que se necesita remover mediante un serpentín de enfriamiento y ese calor se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times T_{ml}$$

Tomando en cuenta las siguientes asunciones:

U es constante para el proceso y sobre toda la superficie,

Las tasas de flujo de líquido son constantes,

Los calores específicos son constantes para el proceso,

El medio de enfriamiento tiene una temperatura de entrada constante,

Las pérdidas de calor son insignificantes.

Consideraciones:

Temperatura Entrada agua Enfriamiento = 5°C

Temperatura Salida agua Enfriamiento = 15°C

Coeficiente de Transferencia recomendado para serpentín sumergido, $U = 454 \text{ W/m}^2 \text{ C}$

Diámetro tubería = 1”

Calculando el flujo másico del agua de enfriamiento:

$$Q = m \times C_p \times T_{agua}$$

$$Q \frac{kJ}{seg} = m \times 4,19 \frac{kJ}{kg} C \times (15 - 5) C$$

$$m = \frac{88624.8 \text{ kJ hora}}{4,19 \text{ kJ kg. (15 - 5)}}$$

$$m = 2115.1313 \text{ kg/}$$

Calculando Caudal del agua de enfriamiento

$$Q = \frac{m \text{ kg/ ora}}{\rho \text{ kg/m}^3} = \frac{2115.1313 \text{ kg/}}{997 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q = 2.1215 \text{ m}^3/$$

Longitud del serpentín de enfriamiento:

$$Q = U \times A_e \times T_{agua}$$

De la ecuación se despeja el área.

$$A_e = \frac{Q}{U \times T} = \frac{24.618 \frac{kJ}{seg.}}{0.454 \frac{seg.}{m^2.} (15 - 5)}$$

$$A_e = 5.393 \text{ m}^2$$

Por recomendación se le suma el 10% al área de la tubería:

$$A_e \text{ corregida} = 5.393 \times 1.1$$

$$A_e \text{ corregida} = 5.932 \text{ m}^2 \quad 63.852 \text{ pies}^2$$

Escogiendo el acero inoxidable como el material del serpentín y con Ø1".

$$\text{Área lateral} = 0.344 \text{ pies}^2/\text{pie. Entonces:}$$

$$L_e = \frac{A_{e\text{ corregida}}}{A_l} = \frac{63.852 \text{ pies}}{0.344 \frac{\text{pies}^2}{\text{pies}}}$$

$$L_e = 185.616 \text{ pies} \quad 56.575 \text{ m}$$

Por lo tanto se tomarán $L_e = 57 \text{ m}$.

4.3.2 Cálculo y dimensiones del Intercambiador (Agua – Refrigerante)

Tomando en cuenta la carga calórica de 7 TR:

Tabla 4. Parámetros para el Refrigerante 410 a.

Temperatura de entrada [T ₁]	-
Temperatura de salida [T ₂]	
Densidad [ρ_r]	27,71 kg/m ³
Calor específico [Cp_r]	1,0349 kJ/kg.K
Viscosidad dinámica [μ_r]	1,15675.10 ⁻⁵ kg/m.seg
Conductividad térmica [k_r]	0,00001276 kW/m.K

Fuente: Cabrera y Nasato (2019).

Cálculo de viscosidad cinemática.

$$v_r = \frac{\mu_r}{\rho_r}$$

$$v_r = \frac{1,15676 \times 10^{-5} \text{ kg/m.seg}}{27,71 \text{ kg/m}^3}$$

$$v_r = 4,1745 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

Cálculo del Número de Prandtl.

$$Pr_r = \frac{Cp_r \times \mu_r}{k_r}$$

$$Pr_r = \frac{1,0349 \text{ kJ/kg.K} \times 1,15676 \times 10^{-5} \text{ kg/m.seg}}{0,00001276 \text{ kW/m.K}}$$

$$Pr_r = 1,2714$$

Cálculo del flujo másico.

Viene dado por la capacidad del compresor, esto es:

$$m_r = 136,2 \text{ g/seg} = 0,1362 \text{ kg/seg}$$

Cálculo de la velocidad del refrigerante.

$$V_r = \frac{m_r}{\rho_r \times A}$$

$m_r = 0,1362 \text{ kg/seg}$; $\rho_r = 27,71 \text{ kg/m}^3$... el flujo másico se dividirá por el número de tubos dentro del intercambiador.

Se supondrá que, el intercambiador tendrá 38 tubos de Ø1/4", con esto:

$$\frac{m_r}{Nt} = \frac{0,1362 \text{ kg/seg}}{38 \text{ tubos}}$$

$$\frac{m_r}{Nt} = 3,5842 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg/seg}}{\text{tubo}}$$

$$A = A_{\text{circunferencia}} = \frac{1}{4} \times \pi \times (0,007747 \text{ m})^2$$

$$A_{\text{circunferencia}} = 4,7136 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$V_r = \frac{3,5842 \cdot 10^{-3} \text{ kg/seg}}{27,71 \text{ kg/m}^3 \times 4,7136 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$V_r = 2,7441 \text{ m/seg} = 9,8788 \text{ km/h}$$

Cálculo del número de Reynold para el refrigerante .

$$Re_r = \frac{V_r \times D}{\nu_r}$$

$$V_r = 2,7441 \text{ m/seg} ; D = 0,007747 \text{ m} ; \nu_r = 4,1745 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Re_r = \frac{2,7441 \text{ m/seg} \times 0,007747}{4,1745 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}}$$

$$Re_r = 50924,7639$$

Cálculo del número de Nusselt.

$$Nu_r = \frac{r \times D}{k_r} = 0,023 \times Re_r^{0,8} \times Pr^{0,4}$$

$$Re_r = 50924,7639 ; Pr_r = 1,2714$$

$$Nu_r = 0,023 \times (50924,7639)^{0,8} \times (1,2714)^{0,4}$$

$$Nu_r = 147,5652 \dots$$

De este resultado se calcula el valor r de convectividad en el fluido.

$$r = \frac{Nu_r \times k_r}{D} = \frac{147,5652 \times 0,00001276 \text{ kW/m.K}}{0,007747 \text{ m}}$$

$$r = 0,2430 \text{ kW/m}^2.\text{K} \quad 243,0530 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Tabla 5. Parámetros para el Agua.

Temperatura de entrada [T ₁]	
Temperatura de salida [T ₂]	
Densidad [ρ_a]	999,77 kg/m ³
Calor específico [Cp_a]	4,183 kJ/kg.K
Viscosidad dinámica [μ_a]	1,308.10 ⁻³ kg/m.seg
Conductividad térmica [k_a]	0,00058 kW/m.K

Fuente: Cabrera y Nasato (2019).

Cálculo de viscosidad cinemática.

$$\nu_a = 1,308 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

Cálculo del Número de Prandtl

$$Pr_a = \frac{Cp_a \times \mu_a}{k_a}$$
$$Pr_a = \frac{4,183 \text{ kJ}/\text{kg.K} \times 1,308 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/\text{m.seg}}{0,00058 \text{ kW}/\text{m.K}}$$
$$Pr_a = 9,4334$$

Cálculo del flujo másico.

$$m_a = \frac{Q}{Cp_a \times T_{\text{agua}}}$$
$$Cp = 4183 \text{ J}/\text{kg.K} ; T = 10 \text{ K} ; Q = 24618 \text{ J}/\text{seg}$$
$$m_a = \frac{24618 \text{ J}/\text{seg}}{4183 \text{ J}/\text{kg.K} \times 10 \text{ K}}$$
$$m_a = 0,5885 \text{ kg}/\text{seg}$$

Cálculo de la velocidad del agua.

$$V_a = \frac{m_a}{\rho_a \times A_{\text{cobre}}}$$

$m = 0,5885 \text{ kg}/\text{seg} ; \rho = 999,77 \text{ kg}/\text{m}^3$... para el área es necesario considerar el espacio que abarcan los tubos de 1/4", incluyendo su espesor de pared.

Tomando en cuenta el \emptyset exterior de las tuberías de cobre igual a 0,009525 m.

$$A_{\text{cobre}} = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 = \frac{1}{4} \times \pi \times (0,009525 \text{ m})^2$$

$$A_{\text{cobre}} = 7,1256 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ ... por los 76 tubos.}$$

$$A_{t \text{ cobre}} = 7,1256 \times 10^{-5} \text{ m} \times 76$$

$A_{t\text{ cobre}} = 5,4155 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$... si este resultado lo colocamos en la fórmula de área

$$D_{\text{cobre}} = \sqrt{\frac{4 \times A_{t\text{ cobre}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 5,4155 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_{\text{cobre}} = 0,08304 \text{ m} \quad 8,3038 \text{ cm}$$

Se considera como carcasa, un cilindro de material PVC de 4" de \emptyset .

$$4" = 0,1023 \text{ m} = 10,23 \text{ cm}$$

$$A_a = \frac{1}{4} \times \pi \times D_a^2 = \frac{1}{4} \times \pi \times (0,1023 \text{ m})^2$$

$$A_a = 8,2194 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Para el cálculo se utiliza: $At_a = 8,2194 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 - 5,4155 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 2,8039 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$$D_a = \sqrt{\frac{4 \times At_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,8039 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_a = 0,05975 \text{ m} \quad 5,975 \text{ cm}$$

Con el área ya calculada, se calcula la velocidad del agua.

$$V_a = \frac{0,5885 \text{ kg/seg}}{999,77 \text{ kg/m}^3 \times 2,8039 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$V_a = 0,2099 \text{ m/seg} \quad 0,7558 \text{ km/}$$

Cálculo del número de Reynold para el agua.

$$Re_a = \frac{V_a \times D_a}{\nu_a}$$

$$V = 0,2099 \text{ m/seg} ; D = 0,05975 \text{ m} ; \nu = 1,308 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Re_a = \frac{0,2099 \text{ m/seg} \times 0,05975 \text{ m}}{1,308 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}}$$

$$Re_a = 9588,3219$$

Cálculo del número de Nusselt.

$$Nu_a = \frac{a \times D_a}{k_z} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}$$

$$Re_a = 9588,3219 ; Pr_a = 9,4334$$

$$Nu_a = 0,023 \times (9588,3219)^{0,8} \times (9,4334)^{0,4}$$

$$Nu_a = 86,4946$$

$$a = \frac{Nu_a \times k_a}{D_a} = \frac{86,4946 \times 0,00058 \text{ kW/m.K}}{0,05975 \text{ m}}$$

$$a = 0,8396 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \quad 839,6129 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora que se ha calculado los coeficientes convectivos del refrigerante y del agua, se procede al cálculo para hallar la longitud del intercambiador.

$$U \times A = \frac{1}{R_{total}} = \frac{Q}{LMTD} \dots \text{ esto se deduce de la ecuación general: } Q = U \times A \times T_{ML}$$

Calculo de la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}}$$

$$T_1 = T_{cal.ent} - T_{fria.sal} ; T_2 = T_{cal.sal} - T_{fria.ent}$$

$$T_1 = 15^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C} = 13^\circ\text{C} ; T_2 = 5^\circ\text{C} - (3^\circ\text{C}) = 8^\circ\text{C}$$

$$LMTD = \frac{13^\circ\text{C} - 8^\circ\text{C}}{\ln \frac{13^\circ\text{C}}{8^\circ\text{C}}}$$

$$LMTD = 10,2985^\circ\text{C}$$

Dado que se espera el retorno en las tuberías de cobre dentro del intercambiador, se debe calcular el factor de corrección para intercambiadores a contraflujo, esto es:

$$T_{ml} = LMTD \times F$$

Donde F depende de los valores R y P que se obtienen mediante:

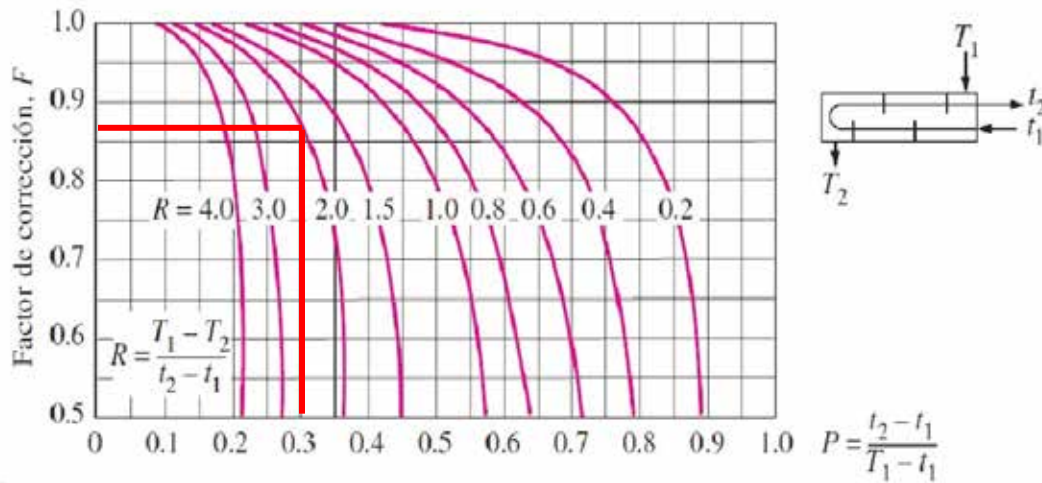


Fig 26. Grafica para determinación del coeficiente de corrección en intercambiadores a contraflujo y de un solo paso.

Fuente: Cengel Y. & Ghajar A. (2011)

$$R = \frac{(\quad)}{(\quad)} = 2$$

$$P = \frac{(\quad)}{(\quad)} = 0,3$$

Con $R = 2$ y $P = 0,3$ se tiene que el factor de corrección $F = 0,87$. Ahora al multiplicarlo por el LMTD:

$$T_{ml} = 10,2985 \times 0,87$$

$$T_{ml} = 8,9597$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{r} + \frac{1}{a}}$$

$$r = 243,0530 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} ; a = 839.6129 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{243,0530 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1}{839.6129 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}$$

$$U = 188,4888 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Área de Transferencia.

$$A_{trans} = \pi \times D \times L$$

$$D = 0,009525 \text{ m} ; L = \text{Longitud de la tubería}$$

Esto es en caso particular, para los 76 tubos dentro del intercambiador sería:

$$A_{trans} = 76 \times \pi \times D \times L = \frac{Q}{U \times LMTD}$$

Cálculo de la Longitud del intercambiador.

$$L = \frac{Q}{76 \times \pi \times D \times U \times T_{ML}}$$

$$Q = 24618 \text{ W} ; T_{ML} = 8,9597 \text{ K} ; U = 188,4888 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} ; D = 0,009525 \text{ m}$$

$$L = \frac{24618 \text{ W}}{76 \times \pi \times (0,009525 \text{ m}) \times 188,4888 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 8,9597 \text{ K}}$$

$$L = 6,4098 \text{ m}$$

La longitud L se refiere a la longitud efectiva en transferencia de calor, como se ha considerado que el intercambiador será de un paso y a contra flujo la longitud del intercambiador será de 3,2049 m.

4.3.3 Cálculo para selección de Bomba.

Para la selección de bomba se debe considerar el caudal (m^3/h) y la altura (m) que deberá vencer la bomba.

Cálculo del caudal.

$$Q_a = \frac{m_a}{\rho_a}$$

$$m = 0,5885 \text{ kg/seg}; \rho = 999,19 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = \frac{0,5885 \text{ kg/seg}}{999,19 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q_a = 5,8894 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg} \quad 2,1202 \text{ m}^3/$$

Cálculo para la altura o pérdidas de bombeo.

Para facilitar el cálculo, el ciclo del agua se dividirá por tramos:

1. Tramo del serpentín sumergido en el tanque de anodizado. Este será de acero inoxidable y de $\varnothing 1''$.
2. Tramo entre el serpentín y el intercambiador agua-refrigerante. El mismo será de material PVC de $\varnothing 1''$.
3. Tramo por el que circula agua en el intercambiador agua-refrigerante. Se toman en cuenta los valores resultantes durante el análisis del intercambiador.
4. Tramo entre el intercambiador y el punto de succión de la bomba. Será de PVC y $\varnothing 1''$.
5. Tramo entre el punto de descarga de la bomba y el serpentín sumergido. Este será de PVC de $\varnothing 1''$.

Cálculo de velocidad del fluido:

$$V_{1''} = \frac{m_a}{\rho_a \times A_{1''}}$$

$$m_a = 0,5885 \text{ kg/seg} ; \rho_a = 997 \text{ kg/m}^3 ; A_{1''} = \frac{1}{4} \times \pi \times (0,0254)^2$$

$$= 5,0671 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_{1''} = \frac{0,5885 \text{ kg/seg}}{997 \text{ kg/m}^3 \times 5,0671 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_{1''} = 1,1649 \text{ m/seg}$$

Cálculo del número de Reynold:

$$Re_{1''} = \frac{V_{1''} \times D_{1''}}{\nu_a}$$

$$V_{1''} = 1,1649 \text{ m/seg} ; D = 0,0254 \text{ m} ; \nu_a = 1,308 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$Re_{1''} = \frac{1,1649 \text{ m/seg} \times 0,0254 \text{ m}}{1,3119 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}}$$

$$Re_{1''} = 22553,8989$$

Ecuación de Darcy-Weisbach:

$$f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2 \times g}$$

Dónde:

Hf [m]: altura o carga para la bomba.

f: factor de fricción dependiente del material

L [m]: longitud del tramo de tubería.

D [m]: diámetro de tubería

V [m/seg]: velocidad del fluido

g [m/seg²]: gravedad.

Cálculos de altura por fricción en tuberías:

$$f = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2 \times g} \right)$$

Tramo 1: Longitud = 57 metros; factor de fricción: 0,023 (para acero inoxidable).

$$f_1 = 0,023 \times \frac{57 \text{ m}}{0,0254} \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_1 = 3,5698 \text{ m}$$

Tramo 2: Longitud = 4,35 metros; Factor de fricción: se calcula mediante la ecuación Swamee-Jain.

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \times D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$\varepsilon = 0,015 \text{ mm}$ (Para tuberías PVC); $D = 0,0254 \text{ m}$; $Re = 22553,8989$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1,5 \cdot 10^{-5}}{3,7 \times 0,0254} + \frac{5,74}{22553,8989^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,02654$$

$$f_2 = 0,02654 \times \frac{4,35 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_2 = 0,3144 \text{ m}$$

Tramo 3: Longitud = 3,7 metros; Factor de Fricción: 0,023.

$$f_3 = 0,02654 \times \frac{3,7 \text{ m}}{0,05975 \text{ m}} \times \frac{0,2099^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_3 = 3,6905 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Tramo 4: Longitud = 4,55; Factor de fricción: 0,02654

$$f_4 = 0,02654 \times \frac{4,55 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_4 = 0,3288 \text{ m}$$

Tramo 5: Longitud = 2,7 metros; factor de fricción: 0,02654

$$f_5 = 0,02654 \times \frac{2,7 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_5 = 0,1951 \text{ m}$$

Debido a la altura durante el tramo: $f_5 = 0,1951 \text{ m} + 1,2 \text{ m} = 1,3951 \text{ m}$

Cálculo de altura por accesorios:

El cálculo se realiza al sustituir el valor L/D en la ecuación de Darcy-Weisbach por las longitudes equivalentes de tubería para cada accesorio, dichos valores están estandarizados.

Tramo 1: Codos de retorno en U: L/D = 50

$$f = 0,023 \times 50 \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f = 0,07954 \text{ m}$$

$$f_{1-acc.} = 0,07954 \times 8$$

$$f_{1-acc.} = 0,6363 \text{ m}$$

Tramo 2: Válvula de Globo: L/D = 340

$$f_{valv} = 0,02654 \times 340 \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_{valv} = 0,6241 \text{ m}$$

$$f_{c-pvc} = 0,02654 \times 30 \times \frac{1,1649^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_{c-pvc} = 0,05507 \text{ m}$$

$$f_{2-acc.} = 0,6241 + (0,05507 \times 4)$$

$$f_{2-acc.} = 0,8444 \text{ m}$$

0

$$f_{c-acero} = 0,023 \times 30 \times \frac{0,2099^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2}$$

$$f_{c-acero} = 1,5494 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{3-acc.} = 1,5494 \cdot 10^{-3} \times 2$$

$$f_{3-acc.} = 3,0988 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Tramo 4: Válvula de Globo: L/D = 340

$$f_{valv} = 0,6241 \text{ m}$$

$$f_{c-pvc} = 0,05507 \text{ m}$$

$$f_{4-acc.} = 0,6241 + (0,05507 \times 3)$$

$$f_{4-acc.} = 0,7893 \text{ m}$$

$$f_{c-pvc} = 0,05507 \text{ m}$$

$$f_{5-acc.} = 0,05507 \times 3$$

$$f_{5-acc.} = 0,1652 \text{ m}$$

Altura total:

$$H_t = \sum_{i=1}^5 f_i + \sum_{i=1}^5 f_{i-acc.}$$

$$f_t = 3,5698 \text{ m} + 0,3144 \text{ m} + 3,1983 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 0,3288 \text{ m} + 1,3951 \text{ m}$$

$$f_t = 5,6113 \text{ m}$$

$$f_{t-acc.} = 0,6363 \text{ m} + 0,8444 \text{ m} + 3,0988 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 0,7893 \text{ m} + 0,1652 \text{ m}$$

$$f_{t-acc.} = 2,4383 \text{ m}$$

$$H_t = 5,6113 \text{ m} + 2,4383 \text{ m}$$

$$H_t = 8,0496 \text{ m}$$

La bomba a seleccionar deberá trabajar con las características:

$$Q = 2,1202 \text{ m}^3 /$$

$$H_t = 8,0496 \text{ m}$$

4.3.4 Dimensionamiento de tuberías de alta y baja presión

Cuando se dimensionan las tuberías de refrigerante es esencial tener presente los siguientes aspectos:

Limitar la caída de presión del refrigerante en la tubería ya que esta caída de presión reduce la producción frigorífica y aumenta la potencia absorbida por cada Frig/h suministrada; dimensionar de tal forma que se obligue al aceite que en pequeñas cantidades pero de manera continua abandona el compresor mezclado con gas comprimido, a volver de nuevo al mismo.

4.3.4.1 Dimensionamiento de la tubería de alta presión

El diseño de estas tuberías debe ser cuidadosamente estudiado de tal manera que se elimine la posibilidad de que llegue refrigerante líquido al compresor y asegure el retorno del aceite desde el evaporador al compresor. Mediante las siguientes expresiones:

$$A = m/\rho v$$

$$A = \pi r^2$$

Dónde:

A: área de transferencia, ft^2

m : Flujo másico (Kg/s)

densidad (Kg/ m^3)

v_g : Velocidad del gas (m/s)

Para determinar el diámetro de la tubería es esencial contar con los siguientes datos:

$m =$

$\rho_{r \text{ a } 35^\circ C} = 88.77 \text{ kg}/m^3$

v_g = comprendido entre (8 – 15) m/s

$$A = \frac{\frac{0.136 \text{ kg}}{s}}{\frac{88.77 \text{ kg}}{m^3} \times 15 \frac{m}{s}} = 1.0214 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{4 \times 1.0214 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{\pi}}$$

= 0.0114 m 1/

4.3.4.2 Dimensionamiento de la tubería de baja presión

La principal preocupación es limitar la caída de presión de manera que no se produzca una evaporación parcial del refrigerante antes de llegar a la válvula de expansión. Para un funcionamiento adecuado del sistema es necesario que el líquido a la salida del condensador se encuentre ligeramente sub enfriado y es dicho sub enfriamiento el que condiciona en la práctica la caída de presión aceptable en las tuberías de líquido.

Igualmente que la tubería anterior, es necesario conocer los siguientes datos:

$m =$

$$\rho_{r \text{ a } -3^\circ\text{C}} = 1181 \text{ kg/m}^3$$

v_g = comprendido entre (0.5 – 1.25) m/s

$$A = \frac{0.136 \text{ kg/s}}{1181 \frac{\text{kg}}{m^3} \times 1.25 \text{ m/s}} = 9.2125 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{4 \times 9.2125 \times 10^{-5} \text{ m}^2}{\pi}}$$

= 0.01083 m 1/

4.3.5 Cálculo del ciclo teórico de refrigeración

Estableciendo las temperaturas de evaporación y de condensación del sistema, en el diagrama presión entalpia, para el refrigerante ecológico R410a, al observar se determinan las presiones de saturación, de evaporación y condensación. (ver Anexo G).

$$P_{cond} = 21 \text{ bar}$$

$$P_{evap} = 7.15 \text{ bar}$$

Por lo tanto:

La relación de compresión para nuestro sistema de refrigeración tiene el siguiente valor:

P_{cond} : Presión a temperatura de condensación

P_{evap} : Presión a temperatura de evaporación

γ : Relación de compresión

$$\gamma = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 2.8$$

Para trazar el ciclo del sistema, hay que señalar los siguientes puntos:

Utilizaremos el diagrama Presión – Entalpia del refrigerante seleccionado R410a, cuya presión está en unidades de Bar, y la entalpia en unidades de kj/kg. (ver Anexo G).

Se utilizara un compresor, es decir, una sola compresión para conseguir un rendimiento energético óptimo y una instalación sencilla.

El compresor estará conectado tanto al evaporador como al condensador.

La temperatura de condensación es de 35°C, y la temperatura de evaporación es de -3°C.

En el diagrama P-h, para el refrigerante R410a, el ciclo empieza en el punto de estado 1, considerando que en la entrada del compresor el vapor se encuentra como vapor saturado cuyas propiedades son las siguientes:

$$P_1 = P_{evap}$$

$$T_1 = T_{evap}$$

$$h_1 = 419 \text{ kJ/kg}$$

En el punto de estado 1 inicia el ciclo, el refrigerante se comprime, considerando un proceso isotrópico e ideal, siguiendo la línea correspondiente a la entropía intersectamos con la temperatura de condensación y determinamos el punto de estado 2 en este caso el vapor se encuentra como vapor recalentado cuyas propiedades son las siguientes:

$$P_2 = P_{cond}$$

$$T_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 425 \text{ kJ/kg}$$

Luego de ser comprimido el refrigerante, el mismo pasa por el condensador a presión constante, perdiendo su calor latente de evaporación y cambia su fase de estado gaseoso a estado líquido saturado, siguiendo la línea de presión del condensador y la temperatura de condensación intersectamos y determinamos el punto de estado 3:

$$P_3 = P_{cond}$$

$$T_3 = T_{cond}$$

$$h_3 = 256 \text{ kJ/kg}$$

Al salir del punto de estado 3, el refrigerante sale como líquido saturado se realiza un proceso de expansión, la presión desciende a entalpía constante, hasta alcanzar la condición de mezcla entre líquido-vapor a la entrada del evaporador en el punto de estado 4:

$$P_4 = P_{evap}$$

$$T_4 = T_{evap}$$

$$h_3 = h_4$$

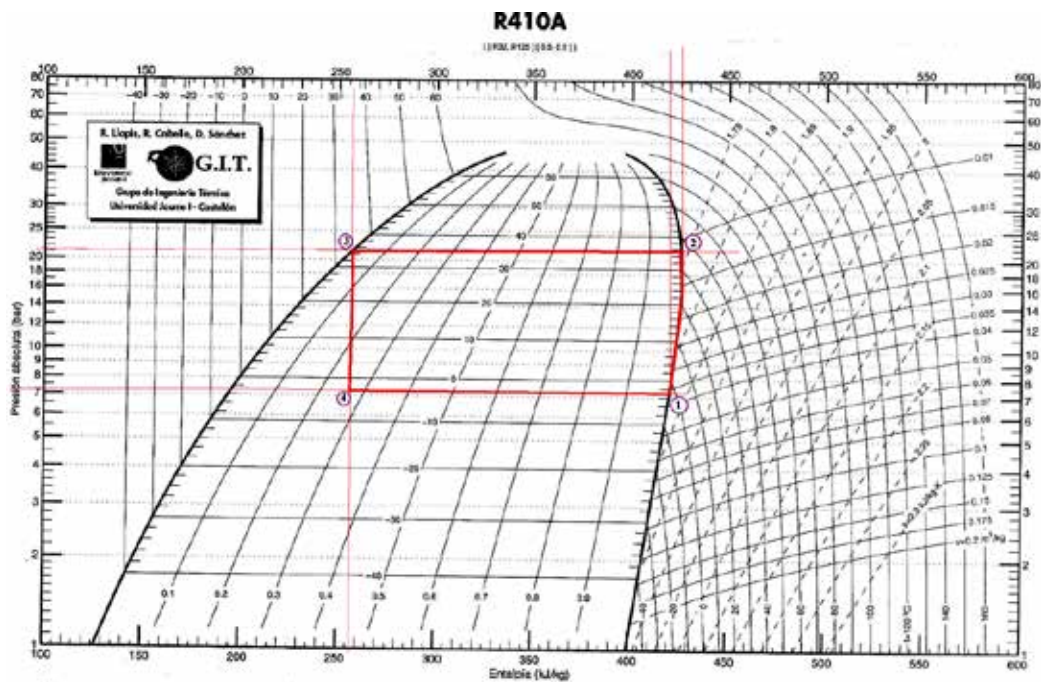


Fig 27. Trazado de ciclo teórico de refrigeración
Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.3.6 Trazado del ciclo de real refrigeración en el sistema

El ciclo de refrigeración se traza teniendo valores previamente establecidos en cuanto a la temperatura de evaporación y condensación, a su vez la carga volumétrica calculada anteriormente. Se utiliza el software SOLKANE 6.0.1 (ver figura 28).

Tabla 6. Datos para el ciclo de refrigeración.

Tipo de refrigerante	R410a
Temperatura de evaporación	-3°C
Temperatura de condensación	35°C
Recalentamiento	5°C
Subenfriamiento	7°C
Perdidas de volumen en equipos	x
Recalentamiento en tuberías	x

Subenfriamiento en tuberías	x
Carga volumétrica	24,617 kW
Rendimiento volumétrica del compresor	80%

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

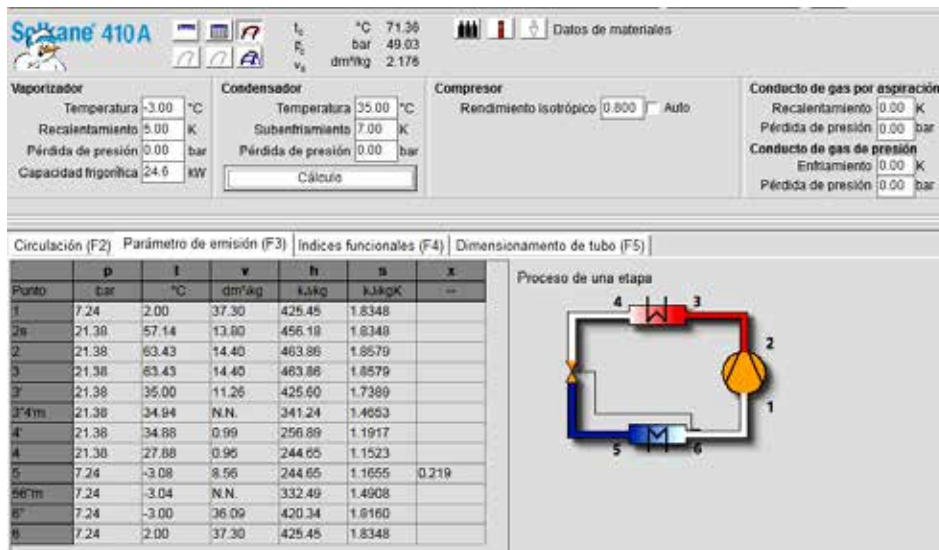


Fig 28. Resultados del software SOLKANE 6.0.1

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

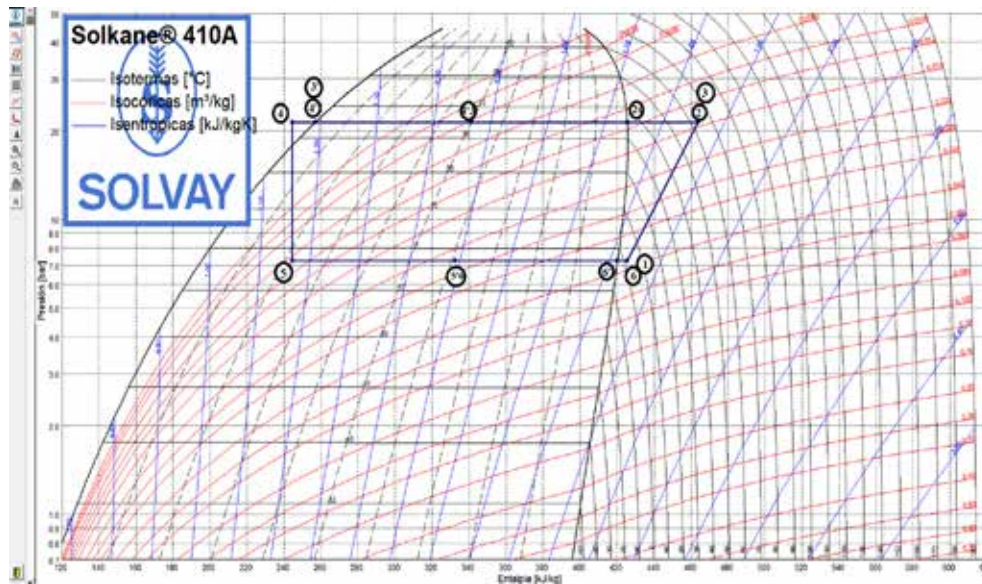


Fig 29. Ciclo de refrigeración real representado en el diagrama de Mollier.

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.3.6.1 Parámetros obtenidos del ciclo real de refrigeración

De los valores obtenidos en el ciclo de refrigeración se procede a realizar los siguientes cálculos:

Calor absorbido en el evaporador:

$$Q_{\text{evaporador}} = h_6 - h_5$$
$$Q_{\text{evaporador}} = 425.45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 244.65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{evaporador}} = 180.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Flujo másico del refrigerante:

$$m_{R134a} = \text{Carga frigorífica} / Q_{\text{evaporador}}$$

$$m_{R134a} = 24.617 \text{ kW} / 180.8 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{R134a} = 0.1362 \text{ kg/seg} = 136.2 \text{ g/seg}$$

Trabajo de compresión:

$$Q_{\text{compresor}} = h_3 - h_6$$

$$Q_{\text{compresor}} = 463.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 425.45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{compresor}} = 38.41 \text{ kJ/kg}$$

Potencia volumétrica del compresor:

$$P_{ec} = Q_{\text{compresor}} \cdot m$$

$$P_{ec} = 38.41 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1362 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = 5.232 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}}$$

$$P_{ec} = 5.232 \text{ kW} = 7.013 \text{ HP} \quad 1.5 \text{ TR}$$

Caudal volumétrico:

$$V = m \times v_{e_6}$$

$$V = 0.1362 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 0,0373 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V = 0.00508 \text{ m}^3/\text{seg} = 18.288 \text{ m}^3/$$

Calor a disipar en el condensador:

$$Q_{\text{condensador}} = h_3 - h_4$$

$$Q_{\text{condensador}} = 463.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 244.65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 219.21 \text{ kJ/kg}$$

Potencia volumétrica disipar en el condensador:

$$Q_{\text{condensador}} = m \times Q_{\text{condensador}} = \quad \times m$$

$$Q_{\text{condensador}} = 219.21 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0.1362 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 29.856 \text{ kW}$$

Coefficiente de rendimiento:

$$COP = Q_{\text{evaporador}} / Q_{\text{compresor}}$$

$$COP = 180.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} / 38.41 \text{ kJ/kg} = 4.71$$

Potencia de enfriamiento volumétrica:

$$Q_v = Q_{\text{evaporador}} / v_{e_6}$$

$$Q_v = 180.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} / 0,0373 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q_v = 4847.185 \text{ kJ/m}^3$$

4.3.7 Consideraciones del condensador

Aparte de la energía que extrae de la cámara frigorífica, el condensador debe disipar también las que el compresor cede al fluido durante el trabajo de compresión. En base al ciclo de trabajo se observa que el intercambio térmico debe tener en cuenta tres diferentes etapas en las cuales se transforma el fluido.

En la primera etapa, hasta la curva de saturación, es gas sobrecalentado; en la segunda es líquido y vapor en condensación; en la tercera, es solo líquido. Por lo tanto; el dimensionado deberá efectuarse como si existieran tres condensadores distintos que luego quedaran acoplados en uno.

Para calcular la superficie de transmisión de un condensador de un equipo que trabaje a razón de 489.816 kg/h de R410a y enfriado mediante agua en contracorriente.

El compresor comprime el gas desde una presión de 7.24 bar a una de 21.38 bar, sobrecalentándolo hasta los 63.4 °C. El R410a se satura a 35°C, condensándose. Una vez que ha terminado es subenfriado hasta los -3°C

Vapor sobrecalentado a 63.4°C = 463.86 kJ/kg

Vapor saturado a 35°C = 425.60 kJ/kg

Líquido a 35°C = 256.89 kJ/kg

Líquido a -3°C = 244.65 kJ/kg

El calor total que debe extraerse del R410a, como se calculó previamente es de $Q_{condensador} = 219.21 \text{ kJ/kg}$ de las cuales:

En el 1er enfriamiento: $463.86 - 425.60 = 38.26 \text{ kJ/kg} = 17.45\%$

En el 2do enfriamiento: $425.60 - 256.89 = 168.71 \text{ kJ/kg} = 76.96\%$

En el 3er enfriamiento: $256.89 - 244.65 = 12.24 \text{ kJ/kg} = 5.58\%$

4.3.8 Diseño de válvula de expansión

Para el diseño de la válvula de expansión es importante tener en cuenta las fuerzas que actúan sobre la membrana alojada en su interior la cuales son: presión del evaporador a la cual se agrega, la presión del resorte y, en el exterior de la membrana y la presión ejercida por el gas del líquido que se encuentra en el bulbo.

Si se tiene refrigerante R410a, y se quiere regular la válvula para un sobrecalentamiento de 5°C y si la temperatura de evaporación es -3°C con una presión de 7.24 bar, la temperatura del bulbo será entonces:

$$T = -3^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C} = 2^{\circ}\text{C}$$

A la que corresponde una presión del gas de 8.5 bar, presión que se transmite a la membrana de la válvula.

De esta manera, el resorte tendrá que estar regulado a una presión de:

$$P = 5 - 7.24 = 1.26 \text{ bar} = 1.28 \text{ kg/cm}^2$$

P1: presión de apertura ejercida por el bulbo.

P2: presión de cierre del refrigerante en el evaporador.

P3: presión de cierre del resorte.

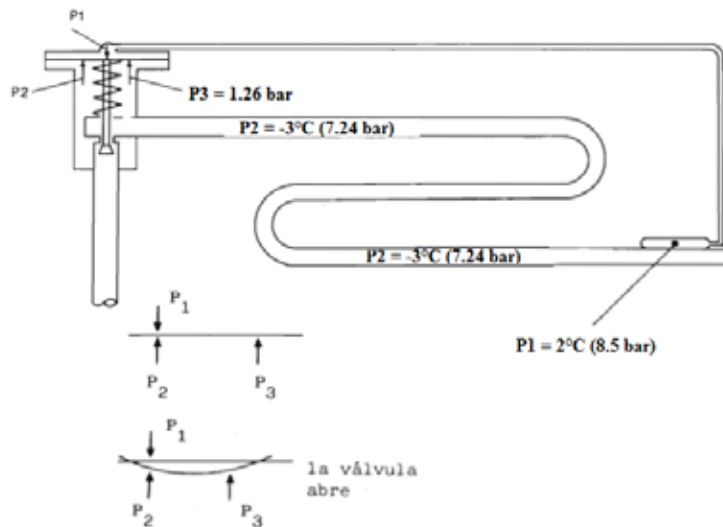


Fig 30. Esquema de trabajo de la válvula de expansión.

Fuente: Manual de Refrigeración Electrónica Veneta. (2001)

4.3.8.1 Corrección de subenfriamiento

Temp evap = $-3^{\circ}\text{C} / 26.6^{\circ}\text{F}$, Pevap = 7.2 bar. Tcond = $35^{\circ}\text{C} / 95^{\circ}\text{F}$; Pcond = 21 bar

Caída de presión en la válvula: $P = 21 - 7.2 = 13.8 \text{ bar}$

Subenfriamiento = 7 K, Capacidad del evaporador = 24.6 kW

Factor corrección	Δt_{sub}									
	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
	7.2°F	18°F	27°F	36°F	45°F	54°F	63°F	72°F	81°F	90°F
R 22	1.00	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44
R 410A	1.00	1.08	1.15	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.50	1.56
R 407C	1.00	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57
R 134a	1.00	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R 404A / R 507	1.00	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78

Fig 31. Factor de corrección de válvula por subenfriamiento.

Fuente: Catálogo Danfoss para válvulas.

Factor de corrección = 1.06;

Capacidad corregida = 24.6 kw / 1.06

Capacidad corregida = 23.2 kW

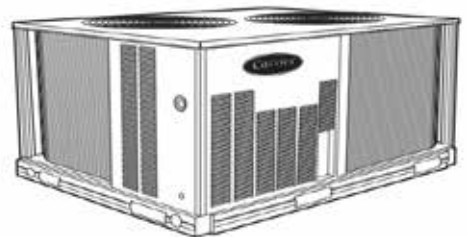
4.4 Selección de componentes actuantes en el sistema.

Para la selección de los componentes del sistema de refrigeración, se utilizarán los valores obtenidos anteriormente mediante cálculos para así verificar que estos elementos se encuentren dentro de los parámetros. Si no se consiguen modelos que cumplan con exactitud, siempre se seleccionarán el límite superior inmediato.

4.4.1 Selección de unidad condensadora

La unidad condensadora conforma la mayor parte del sistema de refrigeración, en su interior normalmente se encuentra el compresor, válvula de expansión, filtros, tanque receptor y por su puesto el condensador con su respectivo ventilador. Seleccionar una unidad condensadora representa una facilidad en cuanto a garantizar que sus elementos funcionen correctamente debido a que son diseñados para trabajar en conjunto.

Por motivos del presente trabajo de grado, se busca dar opciones viables con el fin de cumplir con los objetivos, es por esto que aun seleccionando una unidad condensadora se buscarán los elementos por separado en cuestión de reemplazo o futuro mantenimiento. Para información detallada (ver Anexo H y Anexo I).



38AUZ07-14 shown

C09227



Fig 32. Unidad condensadora seleccionada.

Fuente: Catálogo Carrier.

Tabla 7. Especificaciones técnicas unidad condensadora seleccionada

Modelo	38AUZ(A,B)08/40RU08
Fabricante	Carrier
Frecuencia	60Hz
Etapas de enfriamiento	1
Cantidad de compresores	1
Capacidad del compresor a -3°C evaporación y 35°C condensación; 27°C temp ambiente	5.32 kW
Capacidad nominal	7.5 TR
Capacidad de enfriamiento neta	26.9 kW
Potencia eléctrica	8.2 kW
Eficiencia eléctrica	11.2
NORMAS	AHRI Standard 340/360, ASHRAE 90.1
Libras de R410a	9.0
Tipo de compresor	Scroll
Tuberías del condensador	Aluminio/Cobre
Filas del condensador	2
Área total de cara (Condensador)	17.5 ft ²
Cantidad de ventiladores	2
Diámetro de ventilador	22 inch
Flujo de aire nominal	6000 cfm
Capacidad ventilador	610 W
Motor de ventiladores	¼ HP
RPMs Motor	1100

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.2 Selección de compresor

El compresor, como se puede observar en la selección anterior, se encuentra incluido dentro de la unidad condensadora, pero no está demás conseguir un compresor de otro fabricante que cumpla con los requerimientos del sistema para así garantizar que este se encuentre disponible en el mercado a momento de un posible reemplazo. Más información (ver Anexo J).

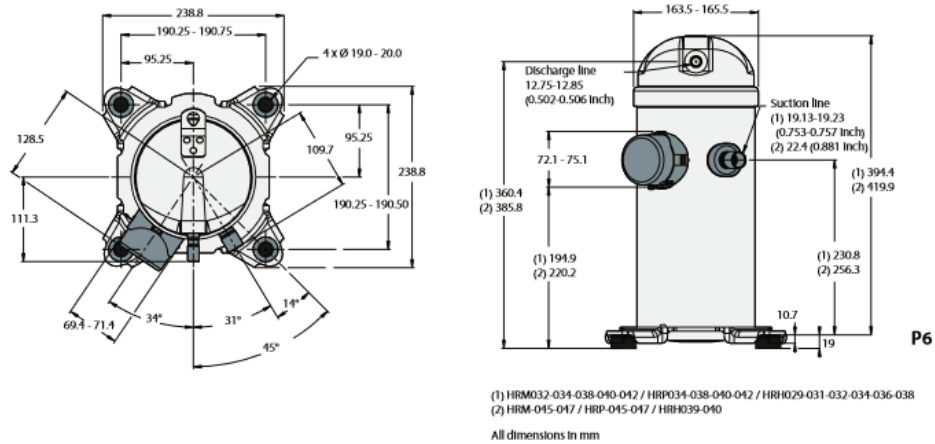


Fig 33. Dimensiones del compresor seleccionado

Fuente: Catálogo Danfoss

Tabla 8. Especificaciones técnicas compresor seleccionado.

Modelo	HRH029U4
Fabricante	DANFOSS
Frecuencia	60Hz
Tipo de refrigerante	R410a
Capacidad nominal	2.4 TR / 8.5 kW / 29000Btu/h
Corriente de funcionamiento	2.84 kW
Eficiencia	COP 3.17
Carga de aceite	1.06 dm ³
Peso	32 kg

Capacitor	
Relay	3ARR3*3M*

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.3 Selección de válvula de expansión

Para escoger la válvula de expansión, es necesario identificar las variables que actúan sobre ella como lo son la cantidad de carga de enfriamiento del equipo, el tipo de refrigerante y por último el rango de temperatura de evaporación al cual se estará trabajando. (ver Anexo K).

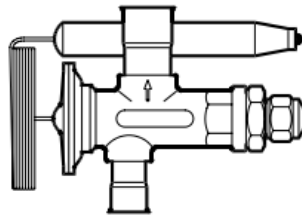


Fig 34. Válvula de expansión seleccionada.

Fuente: Catálogo Danfoss

Tabla 9. Especificaciones técnicas válvula de expansión seleccionada.

Modelo	067L1028
Fabricante	DANFOSS
Tipo de válvula	TRE10-8L
Tipo de refrigerante	R410a
Capacidad nominal	28 kW
Conexión entrada *soldar	5/8
Conexión salida *soldar	5/8
Rango límite de operación	-25°C / +10°C
Par de apriete	30 Nm

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.4 Selección de ventilador

Con el fin de garantizar equipo de ventilación para disipar el calor del condensador, se utiliza como referencia los datos de la unidad completa para así estar seguros de que se encuentra dentro de los requerimientos mínimos necesarios (ver Anexo L).

Tabla 10. Especificaciones de ventilador seleccionado.

Modelo	A6D630-AN01-01
Fabricante	EBM
Alimentación eléctrica	400V 60Hz
Protección	IP54
Serie	AC
Potencia	610W
RPM	890
N° de palas	5
Diámetro de aspa	22 inch

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.5 Selección de componentes del ciclo de refrigeración

Los componentes, como se señaló anteriormente, son elementos que influyen en el ciclo de refrigeración, normalmente estos elementos vienen dimensionados en base al tramo de tubería que se necesita y a la capacidad de refrigeración así como el tipo de refrigerante. Dichos elementos son agregados al diseño como una pequeña guía si se quiere armar un ciclo de refrigeración desde cero o simplemente reemplazar cada uno de estos elementos en caso de fallas. A continuación se presenta un esquema en donde se puede apreciar el punto del circuito donde se hallan estos componentes.

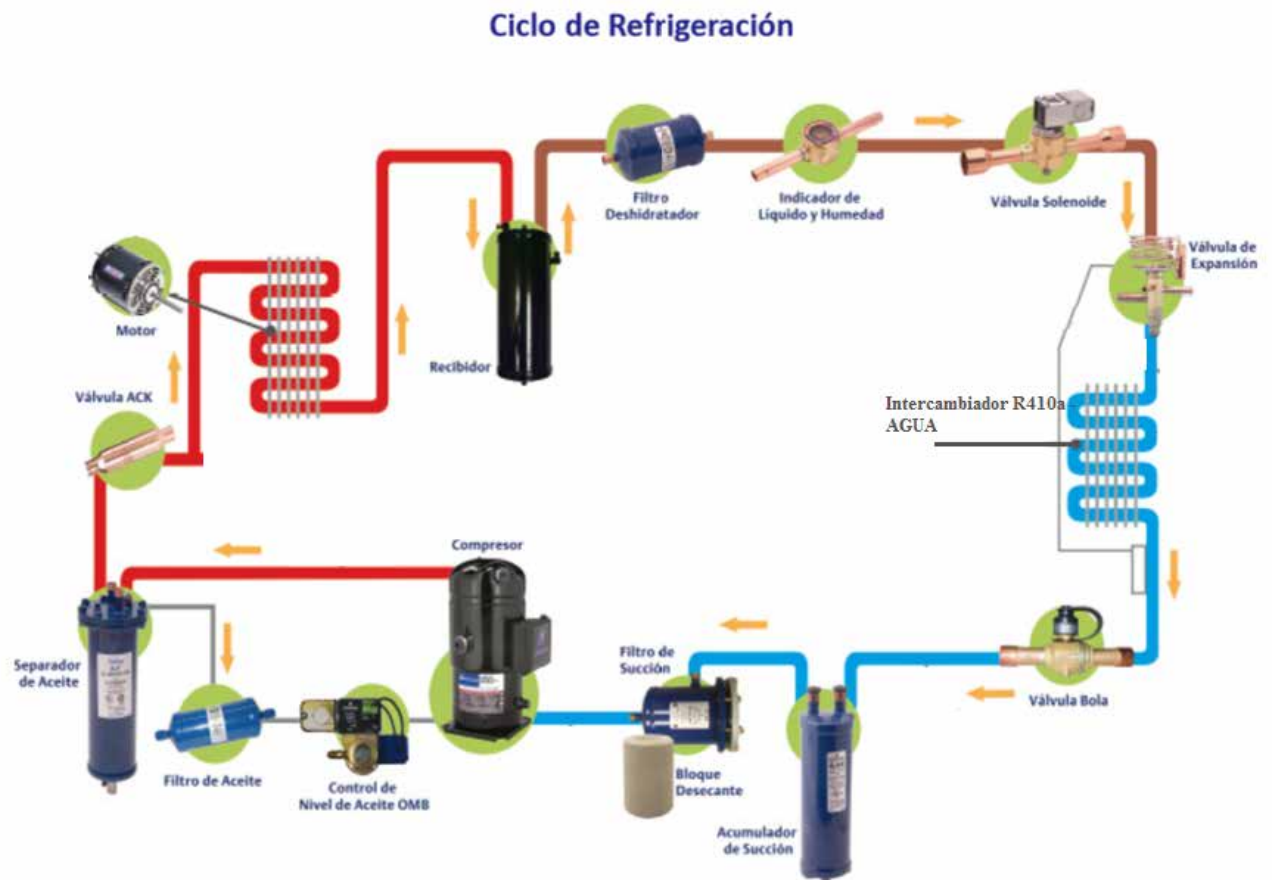


Fig 35. Componentes del ciclo de refrigeración.
Fuente: Catálogo Emerson

4.4.5.1 Selección de válvula solenoide

La válvula solenoide se encuentra en el tramo de alta presión por lo que se requiere una válvula de operada por piloto, normalmente cerrada que trabaje con refrigerante R410a y la capacidad de refrigeración. (ver Anexo M)



Fig 36. Válvula solenoide

Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 11. Especificaciones válvula solenoide seleccionada.

Modelo	200RD 4 T 4
Código	ALCO-066164
Tipo de refrigerante	R410a
Capacidad	7,5 TR
Conexiones	1/5''
Unión	Soldar

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.5.2 Selección de válvula de retención

Las válvulas de paso esféricas o bola, se encuentran en el tramo de baja presión y por consiguiente dependen del diámetro del tramo de tubería correspondiente. (ver Anexo N)



Fig 37. Válvula de retención seleccionada.

Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 12. Especificaciones válvula de retención seleccionada.

Modelo	BVS-12
Código	ALCO-806754

Tipo de refrigerante	R410a
Medida del puerto	Puerto completo
Conexiones	1/2''
Unión	Soldar

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.5.3 Selección de válvula de retención magnética

Este dispositivo se encuentra normalmente después del separador de aceite en la zona de alta presión, por lo tanto se selecciona en base a l diámetro de tubería en ese tramo igualmente.



Fig 38. Válvula de retención magnética

Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 13. Especificaciones válvula de retención magnética seleccionada.

Modelo	ACK-8
Código	ALCO-064987
Tipo de refrigerante	R410a
Capacidad Succión/Líquido/Descarga	1,2/9,4/1,7 TR
Conexiones	1/2''
Unión	Soldar

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.5.4 Selección de filtro deshidratador hermético y filtro de succión

Este filtro se encuentra en la descarga del tanque receptor, donde prepara al gas para su correcto funcionamiento. Este elemento es seleccionado en base a la capacidad de refrigeración y el diámetro de tramo de tubería. (ver Anexo O y P).



Fig 39. Filtro deshidratador y de succión

Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 14. Especificaciones filtro deshidratador seleccionado

Modelo de Filtro (deshidratador / succión)	EK084S / ASF28S4-VV
Código	ALCO-047609 / ALCO-049178
Tipo de refrigerante	R410a
Capacidad	7,7 / 5 TR
Conexiones	1/2''
Unión	Soldar

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.5.5 Selección de acumulador de succión

El acumulador es un elemento que prepara al gas para circular en el circuito, en este elemento es cargado el refrigerante de forma controlada y de igual manera se selecciona como los componentes anteriores. (ver Anexo Q)



Fig 40. Acumulador de succión.

Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 15. Especificaciones de acumulador de succión seleccionado.

Modelo	AAS34
Código	ALCO-060816
Tipo de refrigerante	R410a
Capacidad	2,4 TR
Conexiones	1/2''
Unión	Soldar

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.6 Selección de componentes de control de nivel de aceite

El circuito de control de nivel de aceite es importante para garantizar el flujo de refrigerante y la vida útil de los elementos mecánicos. En este circuito intervienen elementos electrónicos como mecánicos donde se encuentran separadores de aceite, depósitos y los controladores.

4.4.6.1 Selección de controlador de nivel de aceite

Se selecciona un controlador electrónico de nivel de aceite el cual es acoplado al compresor. (ver Anexo R).



Fig 41. Control electrónico de nivel de aceite

Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 16. Especificaciones de acumulador de succión seleccionado.

Modelo	OMB-ACA
Código	ALCO-065668
Tipo de elemento	Adaptador
Aplicación	Compresores Scroll

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.6.2 Selección de separador de aceite convencional

Se selecciona un separador de aceite convencional sellado y bridado con las siguientes características. (ver Anexo S).



Fig 42. Separador de aceite
Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 17. Especificaciones de separador de aceite seleccionado.

Modelo	A-W55824
Código	ALCO-060933
Tipo	Sellado y Bridado
Capacidad	3.1 TR
Conexiones	1/2''
Unión	Soldar

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.6.3 Selección de depósito de aceite

En la selección del depósito de aceite corresponde es un estimado de capacidad de litros de aceite necesario que corresponde con el tamaño de la unidad condensadora, en este caso. (ver Anexo T).



Fig 43. Depósito de aceite seleccionado
Fuente: Catálogo TOTALINE

Tabla 18. Especificaciones del depósito seleccionado.

Modelo	AOR-2
Capacidad	2 Galones / 7.6 Lt
Tipo	Sellado y Bridado
Volumen A	3 L
Volumen B	6.1 L
Altura	510 mm

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.7 Selección de manómetros

La selección de los manómetros de alta y de baja está en función de la presión de funcionamiento del sistema de refrigeración los manómetros que se va a utilizar incluso el tipo de refrigerante a utilizar. Para este caso con R410a, se pueden encontrar una gran variedad de productos de distintas gamas, se puede seleccionar del tipo digital o analógico en donde la diferencia será el precio. Para ver tipos de manómetros (Anexo U).



Fig. 44 Manómetros para R410a.

Fuente: Catálogo Gas Servei.

4.4.8 Selección de bomba

En el punto 4.3.5 se estableció los parámetros para la selección del mismo:

$$Q = 2,1202 \text{ m}^3/$$

$$H_t = 8,0496 \text{ m}$$

En los catálogos se muestra las gráficas Q-H. El método de selección consiste en graficar el punto anterior (Q/H_t), seleccionar la bomba dada la curva más cercana y evaluar las condiciones en las que trabajará en particular. (ver Anexo V).

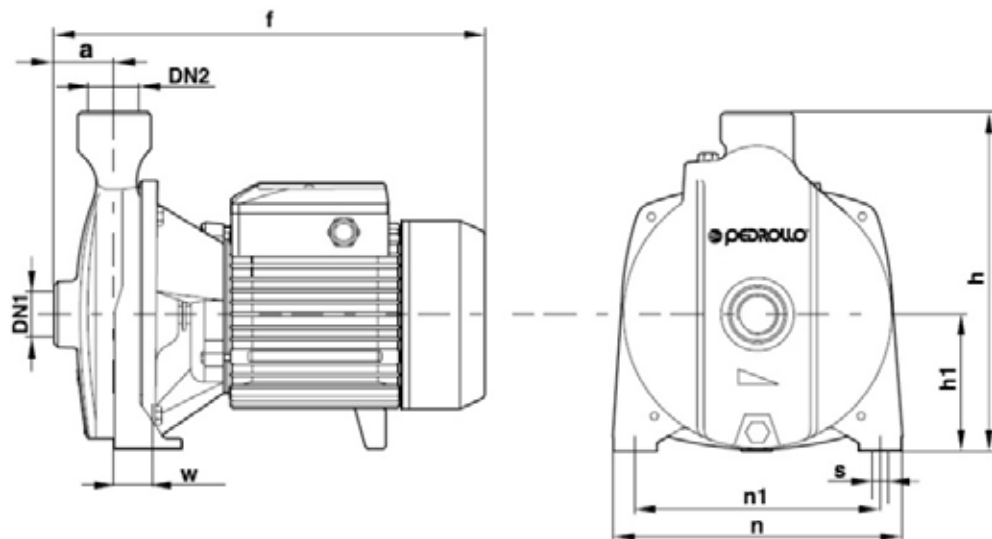


Fig. 45. Dimensiones de bomba centrífuga.

Fuente: Catálogo Pedrollo.

Tabla 19. Especificaciones técnicas bomba centrífuga.

Modelo	CP580	Potencia	½ hp
Fabricante	PEDROLLO	Peso	7 kg
Dimensiones		Tensión monofásica	220 V/2.7 A/60 hz
DN1	1"		110 V/5.5 A/60 hz
DN2	1"		127 V/5.2 A/60 hz
f	247 mm	Ø eje	12 mm
a	34 mm	Materiales:	
w	45 mm	Cuerpo bomba	Hierro fundido

n	148 mm	Tapa	Acero inoxidable AISI 304
n1	118 mm	Rodete	Acero inoxidable AISI 304
h	187 mm	Eje del motor	Acero inoxidable EN10088-3
h1	77 mm	Anillo fijo	Cerámica
s	10 mm	Anillo Móvil	Grafito

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.4.9 Selección de tuberías

La selección de tuberías se realiza en base a los catálogos KEMBLA, STEEL&TUBE y TUBRICA. (Ver Anexos W, X e Y)

Tabla 20. Especificaciones técnicas de tuberías seleccionadas.

Marca:	Material/Tipo	Diámetro Nominal [pulg.]	Diámetro externo [mm]
KEMBLA	Cobre/ASTM B-88 L	¼"	9,525
KEMBLA	Cobre/ASTM B-88 L	½"	15,875
STEEL&TUBE	Acero Inoxidable/ASTM A312 Sch 40	1"	33,4
STEEL&TUBE	Acero Inoxidable/ASTM D2241 Sch 40	4"	114,30
TUBRICA	PVC/ASTM D2241 Sch 40	1"	33,4

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

4.5 Estudio de factibilidad del sistema

El estudio de factibilidad es una herramienta que será utilizada para orientar la decisión de continuar o abandonar el proyecto, es decir, dependiendo de los resultados obtenidos se podrá concluir si el sistema de refrigeración es una opción viable para cumplir con las necesidades que busca satisfacer. A través de este estudio se puede determinar muchos aspectos importantes para la implementación de un proyecto pero en este caso particular siendo el diseño de un sistema que estará subordinado por otro el cual no es objeto de estudio, el análisis se hará en base a si el diseño cumple o no con las expectativas. Lo que se espera del diseño es básicamente que pese a la inversión inicial esta pueda ser

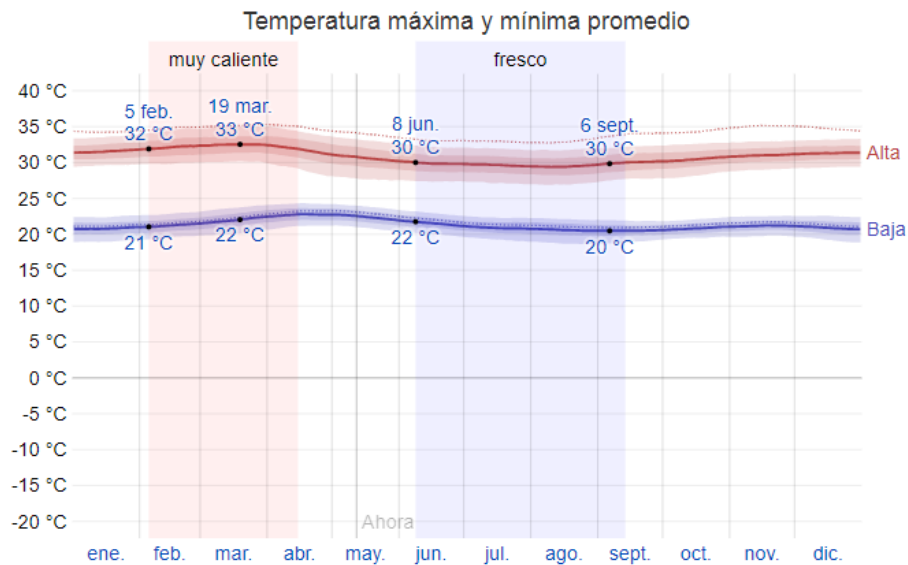
recuperada en tiempo considerable, el mantenimiento sea posible, el tiempo de vida sea alto y lo más importante, que el diseño este correcto.

4.5.1 Tamaño del mercado

Como se explica en la justificación del proyecto, en la actualidad, este tipo de tecnologías son limitadas en el país, por lo tanto, el mercado se encuentra abierto para aquellas empresas de proceso que se interesen en aplicarla , además de encontrarse con baja competencia, siempre será ganancia el poder dar un servicio que pocos ofrecen. El diseño es específico pero abierto a distintas aplicaciones si el ingeniero desea, es decir, con algunos cambios en las variables y siguiendo la metodología el diseño del sistema de refrigeración puede alcanzar distintos objetivos lo cual es muy positivo.

4.5.2 Ubicación

Con la finalidad de garantizar el funcionamiento del diseño, se establecen condiciones de ubicación donde el sistema se debe encontrar protegido por un recinto al trabajar con un proceso que no puede ser afectado directamente por los cambios climáticos, esto se cumple efectivamente debido a que fue establecida una temperatura máxima de operación de 32°C lo cual se encuentra en el promedio del estado Carabobo. Así exista una pequeña máxima de temperatura de 33°C, no afectará el sistema al no estar en contacto directo con el medio ambiente, este siempre se encontrara en una temperatura menor a 32°C.



La temperatura máxima (línea roja) y la temperatura mínima (línea azul) promedio diaria con las bandas de los percentiles 25° a 75°, y 10° a 90°. Las líneas delgadas punteadas son las temperaturas promedio percibidas correspondientes.

Fig 46. Temperatura máxima y mínima promedio anual Carabobo

Fuente: Weather Spark

El diseño cumple con la condición anual del estado donde se quiere ubicar, existe también un área industrial donde perfectamente estaría implementado el proyecto y suficientes instalaciones donde podría encontrarse en funcionamiento. Por lo tanto, se puede concluir que el diseño se encuentra dentro de lo mínimo necesario para operar en cuanto a ubicación.

4.5.3 Modelo administrativo

El modelo administrativo está diseñado en base a como se desea introducir y gestionar el proyecto, de manera que si llega a ser implementado no se quede estancado sino que el diseño pueda ser realmente útil en la industria. Es muy importante establecer un modelo administrativo que englobe el alcance del proyecto, de esta manera le presentamos a posibles inversionistas el esquema de trabajo. A continuación un esquema de cómo se espera administrar el proyecto:

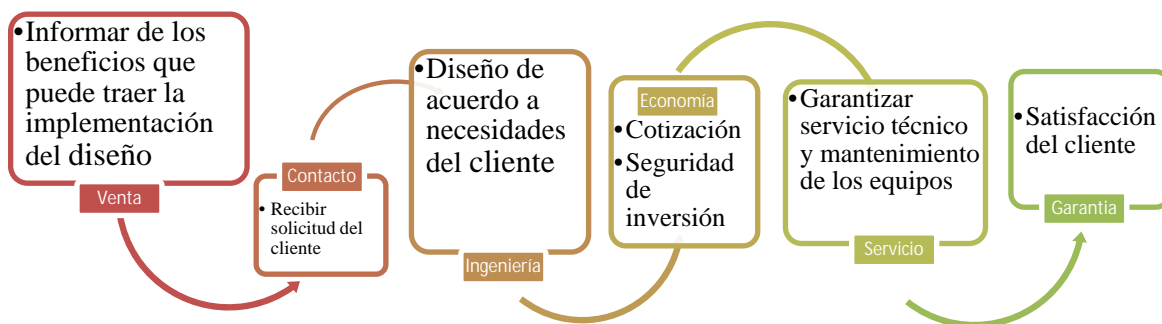


Fig 47. Modelo administrativo.
Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

La venta es crucial para darse a conocer y convencer a empresarios a implementar la propuesta; el contacto debe ser continuo con el fin de establecer un vínculo profesional con el cliente; la ingeniería es el aspecto que se maneja en el presente trabajo donde se evidencia la capacidad de adecuar las necesidades de un proyecto mediante los conocimientos; el marco económico es el atractivo del cliente, siempre la inclinación será lo menos costoso y eso es lo que ofrecemos al dar una solución distinta; el servicio técnico es indispensable para mantener los equipos que por más económicos que se busquen, estos siempre representarían la mayor inversión; por último dar garantías de que el trabajo que se está haciendo es honesto y cumple con todos los requerimientos.

4.5.4 Inversiones necesarias y vida útil de los componentes del sistema

Tabla 21. Inversión necesaria para sistema de refrigeración.

EQUIPO	COSTO	VIDA UTIL
Unidad condensadora	7000 \$	25 – 40 años
Intercambiador sumergido (Agua – Ácido)	800\$	20 -50 años
Intercambiador evaporador (R410a – Agua)	780\$	20 -50 años
Tuberías de PVC y accesorios	118\$	15 – 100 años

Bomba	350\$	5 – 20 años *Según mantenimiento
Manómetros	35\$	2 – 5 años
TOTAL/APROX.	9083\$	

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

Tabla 22. Inversión necesaria para sistema de refrigeración.

EQUIPO	COSTO	VIDA UTIL
Condensador	500 \$	15 - 30 años
Compresor	200 \$	12 – 15 años
Válvula de expansión	70 \$	5 – 10 años
Tuberías de cobre y accesorios	200\$	20 – 50 años (aisladas), 15 -20 años expuestas
Ventilador con motor	1500 \$	10 – 20 años con mantenimiento
Tuberías de acero inoxidable y accesorios	680\$	+100 años
Tuberías de PVC y accesorios	118\$	15 – 100 años
Bomba	350\$	5 – 20 años *Según mantenimiento
Válvula solenoide	30\$	Inspeccionar regularmente si existe alguna obstrucción o falla La vida útil se estima en base al uso y a labores de mantenimiento.
Válvula de retención	20\$	
Válvula de retención magnética	40\$	
Filtro deshidratador	30\$	
Filtro de succión	15\$	
Acumulador de succión	40\$	
Controlador de nivel de aceite	60\$	
Separador de aceite	100\$	

Depósito de aceite	40\$	
Manómetros	35\$	2 – 5 años
TOTAL/APROX.	4028\$	

Fuente: Cabrera y Nasato (2019)

CONCLUSIONES

Se completó el análisis de cargas térmicas a contrarrestar, donde se obtuvieron valores importantes en cuanto a la carga de calor producto del electrolito y la carga producto de las pérdidas por las paredes del tanque de anodizado resultando así la carga total a contrarrestar por el sistema de refrigeración.

Se observó que al momento de refrigerar un tanque de líquido las variables a tomar en cuenta no son las mismas que al refrigerar una habitación, a pesar de que es posible utilizar un equipo para tal fin agregando los componentes necesarios.

Se establecieron los elementos presentes en el sistema de refrigeración organizándolos y describiendo su función dando así a conocer aquellos que son clave para el dimensionamiento de un sistema de refrigeración y aquellos que sirven para controlar el proceso.

Al aplicar las técnicas tradicionales de intercambio de calor se realizó el dimensionamiento de los elementos actuantes del ciclo de refrigeración. Se calculó el intercambiador sumergido en el tanque y el que hará función de evaporador en el sistema de refrigeración.

El sistema requirió de un cálculo de bomba para garantizar un caudal de agua constante y para tener la capacidad de separar los equipos entre sí.

Se seleccionaron mediante catálogos, tuberías necesarias para los intercambiadores de calor, bomba, válvula de expansión y la unidad condensadora donde se puede concluir que puede ser más rápido la escogencia de una unidad de refrigeración completa para cumplir la función necesaria pero también es posible estimar sus componentes por separado para lograr el ciclo de refrigeración como es debido, como agregado que es mejor conocer cada elemento por separado a momento de realizar labores de mantenimiento o algún tipo de modificación.

Se estudió la factibilidad del sistema obteniendo que según la situación actual, es posible la integración del diseño en la industria si se gestiona de manera correcta. El diseño se considera factible porque cumple con las necesidades de refrigeración

requeridas, no representa un costo inaccesible, podrá operar sin dificultades en el territorio bajo sus consideraciones preestablecidas y además es una opción viable para satisfacer una necesidad específica.

RECOMENDACIONES

Se recomienda estudiar caminos distintos para evaluar las cargas térmicas, tomando en cuenta todos los posibles efectos que puedan afectar esos valores, es decir, tener un previo conocimiento de las condiciones iniciales del proceso a refrigerar.

Se pudo observar que en el proceso de anodización la carga térmica a contrarrestar es proporcional a la cantidad de piezas a anodizar. Es por esto que, según la capacidad instalada de una empresa, se requieren de equipos especiales para gestionar grandes cargas eléctricas lo que se traduce en equipos de refrigeración de mayor magnitud.

Escoger materiales que cumplan con las normas del proceso, dependiendo del tipo de anodizado que se quiera ofrecer, ciertas variables pueden cambiar como lo son la concentración de ácido en el baño, la cantidad de corriente a suministrar, por lo que aumenta el riesgo corrosivo en las estructuras en contacto.

Considerar un tipo de refrigeración en el proceso donde el agua sea el componente más próximo al ácido sulfúrico para así evitar reacciones indeseables.

Si se trabaja con disoluciones de bajo porcentaje de ácido como en el presente caso, se puede considerar el líquido como agua en el momento de estimar la carga térmica por convección.

Al trazar un ciclo de refrigeración, siempre es fundamental el trazado del ciclo ideal, esto sirve como una referencia necesaria para el posterior cálculo del ciclo real.

El ciclo de refrigeración provee una gran cantidad de datos importantes que pueden ser de interés para el diseñador, es por ello que si se utiliza algún tipo de software tiene que haber una instrucción previa del manejo del mismo para así evitar errores y un desaprovechamiento del mismo.

Cuando se escogen componentes para un sistema de refrigeración hay que tener en cuenta que en el sistema se está manejando un diámetro de tubería y es

importante mantener esos diámetros en los accesorios de control del sistema, igualmente con la capacidad de refrigeración.

Los cálculos en sistemas de refrigeración pueden llegar a ser complejos pero siempre se debe tener presente la capacidad a contrarrestar para que todos los componentes a calcular cumplan con ese objetivo.

Al realizar un estudio de factibilidad, este depende del tipo de proyecto o diseño, se recomienda establecer parametros para determinar si el diseño es o no factible; los parametros que tienen mayor peso en el diseño de un sistema son el estudio de mercado, la economía y la posibilidad del diseño de operar correctamente.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arias, F. (2006) **“El proyecto de Investigación”** Introducción a la metodología científica. Quinta edición. Ed. Episteme.
- Bahena, J. (1994) **“Técnicas de la investigación documental”**. Tercera edición. Ed. McGraw-Hill Interamericana.
- Bernal Torres, C. (2006) **“Metodología de la Investigación”** Para administración, economía, humanidades y ciencias sociales. Segunda edición. Ed. Pearson Educación.
- Blount E. & Otros (2003). **“Guía sindical para la eliminación de tóxicos en la limpieza y desengrase de metales”**. Instituto Sindical de Trabajo, Ambiente y Salud. Extraído en <http://istas.net/descargas/metales.pdf>
- Canales C. & Otros (2009). **“Guía de Mejores Técnicas Disponibles en España del Sector de Tratamiento de Superficies Metálicas y Plásticas”**. Edita el Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino. Madrid, España.
- Çengel Y. & Boles M. (2012) **“Termodinámica”**. Séptima edición. Editorial McGraw-Hill Interamericana.
- Çengel Y. & Ghajar A. (2011) **“Transferencia de Calor y Masa”**. Cuarta edición. Editorial McGraw-Hill Interamericana.
- Cerveró M. (2009). **“Decapado”**. Artículo en línea presente en <https://estrucplan.com.ar/articulos/decapado/>
- Dr. González Fernández y otros. (1984) **“Teoría y Práctica de la Lucha contra la Corrosión”**. CENIM – España.
- Fernández, J. (2013) **“Ley Cero de la Termodinámica”**. En línea disponible en <https://www.fisicalab.com/apartado/principio-cero-termo#contenidos>
- Fernández, J. (2013) **“Primera Ley de la Termodinámica”**. En línea disponible en <https://www.fisicalab.com/apartado/primer-principio-termo#contenidos>

- Fernández, J. (2013) “**Segunda Ley de la Termodinámica**”. En línea disponible en <https://www.fiscalab.com/apartado/segundo-principio-termo#contenidos>
- Franco M. “**Manual de Refrigeración**”. Segunda edición. España: Madrid, 2003. (1)
- Fuentes, A. (2011) “**Glosario de Términos de Refrigeración**”. En línea disponible en <https://es.calameo.com/books/00083963343bc9f230a0c>
- García-Cuevas González, S. (2014) “**Transferencia de calor por convección: convección natural y convección forzada**”. En línea disponible en <http://sgcg.es/articulos/2014/08/18/transferencia-de-calor-por-conveccion-3-conveccion-natural-y-conveccion-forzada/>
- Giner F. (2017). “**Tratamiento de los Metales**”. Disponible en línea con http://iesfranciscoginerdelosrios.centros.educa.jcyl.es/sitio/upload/Tratamientos_de_los_metales_1.pdf
- Guanípa G. (2010) “**Sistema de Refrigeración**”. En línea disponible en <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/guia-tecnica-electiva1.pdf>
- Hernández Sampieri, R. (2007) “**Fundamentos de la Metodología de la Investigación**”. Editorial: S.A McGraw-Hill / Interamericana de España.
- Hernández, R.; Fernández, C. y Baptista, P. (2004) “**Metodología de la investigación**”. Editorial: McGraw-Hill Interamericana.
- Kurt, C. (2006) “**Termodinámica**”. Séptima edición. Editorial Pearson Educación.
- Martínez Godínez, V. (2013) “**Paradigmas de investigación**”. Manual multimedia para el desarrollo de trabajos de investigación. Una visión desde la epistemología dialéctico crítica. Extraído el 20 de noviembre 2018 de En línea disponible en http://www.pics.uson.mx/wp-content/uploads/2013/10/7_Paradigmas_de_investigacion_2013.pdf
- Méndez A. (2010) “**Ácidos y bases**”. En línea disponible en <https://quimica.laguia2000.com/conceptos-basicos/acid-y-bases-2>
- Milton F. (1994) “**Ingeniería de Superficies**”. Volumen 5. ASM International Handbook Committee.

- Padrón, José. (1998) **“La estructura de los procesos de investigación”**. Caracas: Decanato de Postgrado de la UNESR.
- Paredes, J. L. (2010) “El uso de la anodización en materiales”. En línea disponible en [http://www.uam.mx/difusion/casadeltiempo/28 iv feb 2010/casa del tiempo eIV_num28_59_65.pdf](http://www.uam.mx/difusion/casadeltiempo/28_iv_feb_2010/casa_del_tiempo_eIV_num28_59_65.pdf)
- Peña A. (2017) **“La ley cero de la termodinámica”**. En línea disponible en <https://okdiario.com/curiosidades/2017/01/24/ley-cero-termodinamica-687858>
- Rivera, N. (2015) **“Qué es el efecto Joule y por qué se ha convertido en algo trascendental para nuestras vidas”**. En línea disponible en <https://hipertextual.com/2015/05/efecto-joule>
- Rojas Soriano, R. (2007) **“Investigación Social”** Teoría y praxis. Decima segunda edición. Ed. Plaza y Valdés.
- Sabino, C. (1992) **“El Proceso de Investigación”**. Ed. Panapo, Caracas, 216 págs. Publicado también por Ed. Panamericana, Bogotá, y Ed. Lumen, Buenos Aires.
- Sato, E. (s.a) **“Anodizing”**. En línea disponible en <http://www.mc.mat.shibaurait.ac.jp>
- Spooner R. C. (1955) **“Journal Electrochemical Society”**.
- Tamayo y Tamayo, M. (2004) **“El proceso de la investigación científica”**. Cuarta edición. Editorial Limusa. Venacor (Cámara Venezolana de la Ventilación, Aire Acondicionado, Refrigeración y Afines) **“Glosario de Términos”**. En línea disponible en <https://www.venacor.org/informacion/glosario#a>
- Valenzuela, Ramiro R. **“Apuntes de Refrigeración”**. 2da.ed. Ecuador: Riobamba, 2002.(2)
- Zahumenszky, C (2017) **“Qué significa la entropía, uno de los conceptos más fascinantes de la física, explicado de manera sencilla”**. En línea disponible en <https://es.gizmodo.com/que-significa-la-entropia-uno-de-los-conceptos-mas-fas-1795122339>
- Zemansky M. & Dittman R. (1986) **“Calor y Termodinámica”**. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill.

ANEXO A

Diagrama de flujo del proceso de anodizado.

Fuente: Manual ASM, Volumen 5. (1994) (Pag. 1427).

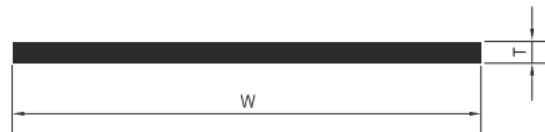


ANEXO B

Barras rectangulares EXTRUDAL

BARRAS RECTANGULARES / RECTANGULAR BARS

Aleación: AA6063 / Temple: T5 / Largo Estándar: 6.10 metros
 Alloy: AA6063 / Temple: T5 / Length Standard: 6.10 meters



PERFIL PROFILE	Dimensiones en mm. Sizes in millimeters		Dimensiones en pulgadas Size in inches		Peso Weight Kg./m	Peso Pieza Piece Weight Kg.
	W	T	W	T		
E 1156	12,70	3,17	1/2	1/8	0,110	0,671
E 1173	12,70	6,35	1/2	1/4	0,219	1,336
E 1157	15,87	3,17	5/8	1/8	0,135	0,824
E 1196	15,87	6,35	5/8	1/4	0,273	1,665
E 1158	19,05	3,17	3/4	1/8	0,165	1,007
E 1169	19,05	4,76	3/4	3/16	0,246	1,501
E 1174	19,05	6,35	3/4	1/4	0,325	1,983
E 3298	19,05	9,52	3/4	3/8	0,491	2,995
E 1159	25,40	3,17	1	1/8	0,218	1,330
E 1168	25,40	4,76	1	3/16	0,328	2,001
E 1175	25,40	6,35	1	1/4	0,219	1,336
E 1180	25,40	12,70	1	1/2	0,874	5,331
E 1052	27,00	1,60	1 1/16	1/16	0,117	0,714
E 1890	30,80	3,17	1,213	1/8	0,256	1,562
E 1160	31,75	3,17	1 1/4	1/8	0,273	1,665
E 1533	31,75	6,35	1 1/4	1/4	0,546	3,331
E 1161	38,10	3,17	1 1/2	1/8	0,273	1,665
E 1166	38,10	3,97	1 1/2	5/32	0,410	2,501
E 1170	38,10	4,76	1 1/2	3/16	0,491	2,995
E 1176	38,10	6,35	1 1/2	1/4	0,656	4,002
E 1181	38,10	12,70	1 1/2	1/2	1,311	7,997
E 2737	38,10	9,52	1 1/2	3/8	0,983	5,996
E 1995	44,45	3,97	1 3/4	5/32	0,478	2,916
E 1155	50,80	2,38	2	3/32	0,330	2,013
E 1162	50,80	3,17	2	1/8	0,436	2,660
E 1171	50,80	4,76	2	3/16	0,655	3,996
E 1177	50,80	6,35	2	1/4	0,874	5,331

ANEXO C

Densidad del Ácido sulfúrico según su concentración

% (H ₂ SO ₄)	Density ρ at 20°C (g/cm ³)	g (H ₂ SO ₄)/l	mol (H ₂ SO ₄)/l respectively mol (SO ₃)/l
1	1,0051	10,05	0,103
2	1,0118	20,24	0,206
3	1,0184	30,55	0,312
4	1,0250	41,00	0,418
5	1,0317	51,59	0,526
6	1,0385	62,31	0,635
7	1,0453	73,17	0,746
8	1,0522	84,18	0,858
9	1,0591	95,32	0,972
10	1,0661	106,6	1,087
11	1,0731	118,0	1,203
12	1,0802	129,6	1,321
13	1,0874	141,4	1,442
14	1,0947	153,3	1,563
15	1,102	165,3	1,685
16	1,1094	177,5	1,810
17	1,1168	189,9	1,936
18	1,1234	202,4	2,063
19	1,1318	215,0	2,192
20	1,1394	227,9	2,324
21	1,1471	240,9	2,456
22	1,1548	254,1	2,591
23	1,1626	267,4	2,726
24	1,1704	280,9	2,864
25	1,1783	294,6	3,004

ANEXO D

Coefficiente convectivo teórico del aire y agua.

Valores teóricos

Fluido	Coefficiente convectivo de transferencia de calor ($W/m^2 K$)
Aire.-convección libre	5-25
Aire.-convección forzada	10-200
Agua.-convección libre	20-100
Agua.-convección forzada	50-10,000

ANEXO E

Conductividad térmica, calor específico y densidad de materiales

MATERIAL	A CONDUCTIVIDAD TÉRMICA $W/(K \cdot M)$ 25°C	CALOR ESPECÍFICO $J/(KG \cdot K)$ 25°C	DENSIDAD KG/M^3
Acero	50	450	7500
Acero inoxidable	17	460	7900
Agua	0.58	4186	1000
Aluminio	237	909	2700
Baquelita	0.24	900	1270
Bronce	116-186	360	8700
Carbono	129	710	2267
Caucho Celular	0.06	1500	130
Caucho de Silicona	0.24	1300-1500	1100
Caucho EPDM Etileno Propileno	0.25	1000	1150
Caucho Natural	0.13	1100	910
Caucho Policloropreno Neopreno®	0.23	2140	1300
Cobre	380	389	8900
Corcho	0.04	1880	120
Diamante	2300	509	3513
Etanol	0.013	1520	789
Fibra de vidrio	0.04	795	220
Filtro lana	0.06	1300	200
Grafito	129	710	2260
Hidrógeno	0.182	14300	0,0898
Hielo	2.2	2090	917
Hierro	80	473	7870
Inconel® 625	9.8	410	8440
Latón	120	394	8400
Litio	301.2	360	530
Madera	0.04-0.04	1381	840
Mármol	2.09	879	2800
Mercurio	8.34	140	13579
Mica	0.52	880	2900
Níquel	90	460	8900
Nitrógeno	0.026	1040	1.25
Oro	317	128	19300
Oxígeno	0.026	920	1429
PA6 Poliamida	0.24-0.28	1700	1150
Para-aramida Kevlar®	0.04	1400	1440
PC Policarbonato	0.19-0.22	1200	1200
PEHD Polietileno alta densidad	0.5	1800	980
PELD Polietileno baja densidad	0.33	2200	920

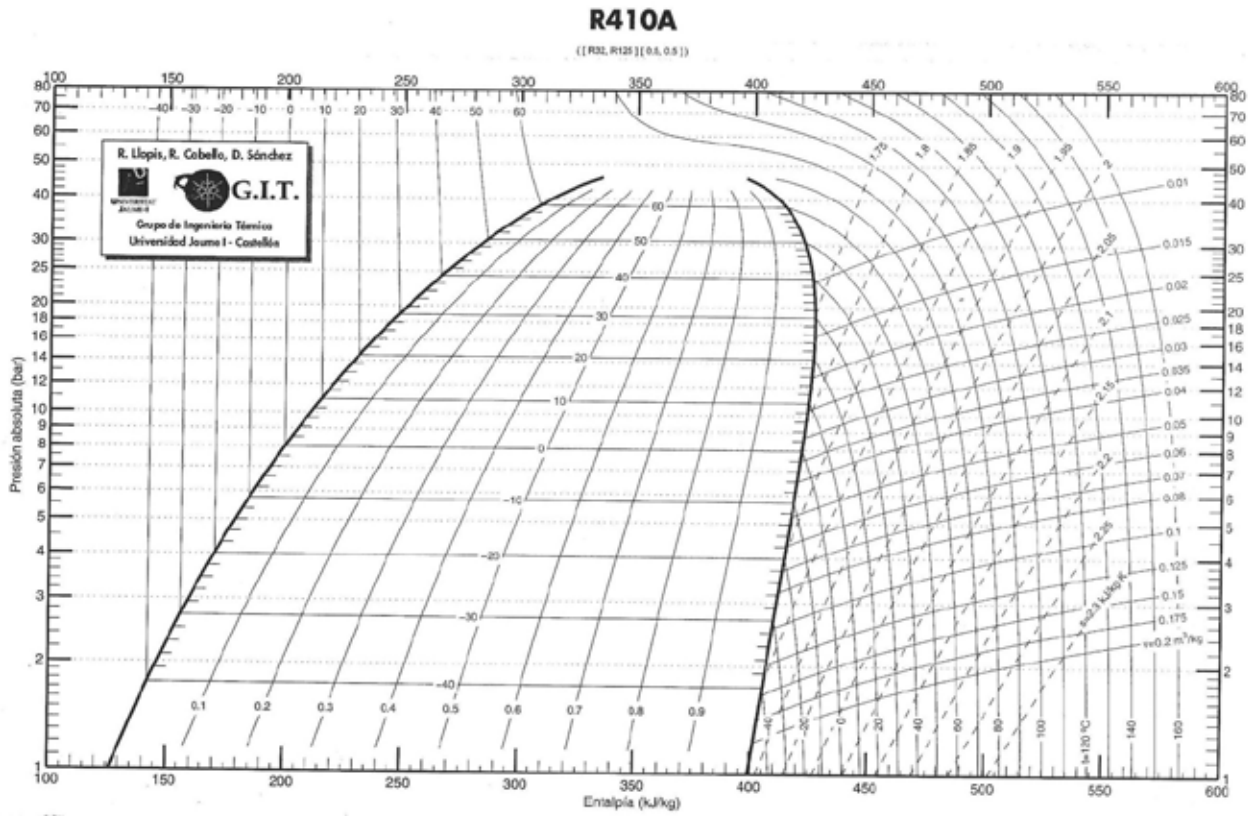
ANEXO F

Conductividad térmica, calor específico y densidad de materiales

Oxígeno	0.026	920	1429
PA6 Poliamida	0.24-0.28	1700	1150
Para-aramida Kevlar®	0.04	1400	1440
PC Policarbonato	0.19-0.22	1200	1200
PEHD Polietileno alta densidad	0.5	1800	980
PELD Polietileno baja densidad	0.33	2200	920
Plata	429	232	10490
Platino	71.6	130	21450
Plomo	35.3	129	11340
PMMA Metacrilato	0.18	1500	1180
Poliuretano en espuma	0.029	1674	40
POM Poliacetal	0.22-0.24	1500	1420
PP Polipropileno	0.12	1800	960
PS Poliestireno	0.16	1300	1050
PTFE Politetrafluoretileno	0.25	1050	2200
PVC Cloruro de polivinilo	0.17	900	1390
PVDF Polifluoruro de Vinilideno	0.1-0.25	80-140	1770
Sodio	141	1230	968
Titanio	21.9	522	4500
Uranio	27.6	120	19050
Vermiculita expandida	0.07	837	100
Vidrio	0.81-1	833	2700
Cinc	116	390	7140

ANEXO G

Diagrama de Mollier R410a



ANEXO H

Datos de la unidad condensadora seleccionada

PHYSICAL DATA

Single Circuit Models with RTPF – Round Tube/Plate Fin Coil Design								
	38AUZ(A,B)07	38AUZ(D,E)07	38AUZ(A,B)08	38AUZ(D,E)08	38AUZ12	38AUZ14	38AUZ16	38AUZ25
Refrigeration System								
# Circuits / # Comp. / Type	1 / 1 / Scroll	1 / 1 / 2 Stage Scroll	1 / 1 / Scroll	1 / 1 / Digital Scroll	1 / 1 / Scroll	1 / 1 / Scroll	1 / 2 / Scroll	1 / 2 / Scroll
R-410a charge A/B (lbs)	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0
System charge w/ fan coil*	14.0	14.0	17.0	18.0	20.0	43.0	43.0	38.0
Metering device	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
High—press. Trip / Reset (psig)	630 / 505	630 / 505	630 / 505	630 / 505	630 / 505	630 / 505	630 / 505	630 / 505
Low—press. Trip / Reset (psig)	54 / 117	54 / 117	54 / 117	54 / 117	54 / 117	54 / 117	54 / 117	54 / 117
Cond. Coil								
Material (Fin/Tube)	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu
Coil type	RTPF	RTPF	RTPF	RTPF	RTPF	RTPF	RTPF	RTPF
Rows / FPI	2 / 17	2 / 17	2 / 17	2 / 17	2 / 17	3 / 17	2 / 17	2 / 17
Total face area (ft2)	17.5	17.5	17.5	23.0	25.1	31.8	23.5 x 2	25.0 x 2
Cond. fan / motor								
Qty / Motor drive type	2 / direct	2 / direct	2 / direct	2 / direct	2 / direct	2 / direct	3 / direct	4 / direct
Motor HP / RPM	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100
Fan diameter (in)	22	22	22	22	22	22	22	22
Nominal Airflow (cfm)	6,000	6,000	6,000	6,000	6,000	6,000	9,000	12,000
Watts (total)	610	610	610	610	610	610	970	1150

* Approximate system charge with about 25 ft piping of sizes indicated with matched 40RU

Dual Circuit Models with RTPF – Round Tube/Plate Fin Coil Design				
	38AUD12	38AUD14	38AUD16	38AUD25
Refrigeration System				
# Circuits / # Comp. / Type	2 / 2 / Scroll	2 / 2 / Scroll	2 / 2 / Scroll	2 / 2 / Scroll
R-410a charge A/B (lbs)	9.0 / 9.0	9.0 / 9.0	9.0 / 9.0	9.0 / 9.0
System charge w/ fan coil*	11.0 / 11.0	22.0 / 22.0	22.0 / 22.0	19.0 / 19.0
Metering device	TXV	TXV	TXV	TXV
High—press. Trip / Reset (psig)	630 / 505	630 / 505	630 / 505	630 / 505
Low—press. Trip / Reset (psig)	54 / 117	54 / 117	54 / 117	54 / 117
Cond. Coil				
Material (Fin/Tube)	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu	Al/Cu
Coil type	RTPF	RTPF	RTPF	RTPF
Rows / FPI	2 / 17	3 / 17	2 / 17	2 / 17
total face area (ft2)	25.1	31.8	23.5 x 2	25.0 x 2
Cond. fan / motor				
Qty / Motor drive type	2 / direct	2 / direct	3 / direct	4 / direct
Motor HP / RPM	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100	1/4 / 1100
Fan diameter (in)	22	22	22	22
Nominal Airflow (cfm)	6,000	6,000	9,000	12,000
Watts (total)	610	610	970	1150

* Approximate system charge with about 25 ft piping of sizes indicated with matched 40RU

ANEXO I

Temperaturas de operación del condensador.

38AUZ08

CONDENSER ONLY RATINGS

SST (°F)		AIR TEMPERATURE ENTERING CONDENSER (°F)					
		80	85	95	100	105	115
20	TC	65.2	63.2	59.1	57.0	54.8	50.5
	KW	5.04	5.33	5.98	6.34	6.73	7.60
	SDT	95.3	100.2	109.8	114.7	119.5	129.2
25	TC	71.3	69.2	64.8	62.6	60.3	55.7
	KW	5.12	5.42	6.07	6.42	6.81	7.66
	SDT	96.4	101.2	110.8	115.6	120.4	129.9
30	TC	77.8	75.5	70.9	68.5	66.2	61.3
	KW	5.22	5.51	6.16	6.51	6.89	7.74
	SDT	97.6	102.4	111.9	116.6	121.3	130.7
35	TC	84.8	82.4	77.5	75.0	72.4	67.2
	KW	5.32	5.61	6.26	6.61	6.99	7.83
	SDT	98.8	103.5	112.9	117.6	122.3	131.6
40	TC	92.3	89.7	84.5	81.8	79.0	73.5
	KW	5.44	5.73	6.37	6.72	7.10	7.94
	SDT	100.1	104.8	114.2	118.8	123.5	132.7
45	TC	100.3	97.5	91.9	89.0	86.1	80.1
	KW	5.57	5.86	6.50	6.85	7.23	8.07
	SDT	101.6	106.2	115.5	120.2	124.8	133.9
50	TC	108.7	105.8	99.8	96.7	93.6	87.3
	KW	5.71	6.00	6.64	7.00	7.38	8.21
	SDT	103.1	107.8	117.0	121.6	126.2	135.3

NOTE:

Condensing unit only ratings are at 45°F SST and 95°F entering – air temperature. EER = 12.9

LEGEND:

KW – Compressor Power

SDT – Saturated Discharge Temperature at Compressor (°F)

SST – Saturated Suction Temperature (°F)

TC – Gross Cooling Capacity (1000 Btuh)

ANEXO J

Especificaciones técnicas del compresor seleccionado

Modelo		Compresor		Kcal/hr		BTU		Kcal/hr		BTU		Recibidor Cap al 90%		MCA de la Unidad		Dimensiones						Conexiones				Peso	
				32°C	90°F	35°C	95°F	43°C	110°F	Kgs.	Lbs.	208 /1/ 60	460 /3/ 60	Largo		Ancho		Alto		Agua		Lbs.	kg.				
														cm	pulg	cm	pulg	cm	pulg	Suc- ción	líqui- do	En- trada	Salida				
Modelos Unidades Semiherméticas Baja Temperatura HFC - 404A / 507																											
SWN 0150L6	KALA-016E	2502	9933	2275	9030	2070	8217	8.2	18.0	15.0	15.0	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	220	99.79				
SWN 0200L6	EADA-020E	2909	11550	2645	10500	2407	9555	6.8	15.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	350	158.76				
SWN 0210L6	EAVA-021E	3405	13519	3096	12290	2817	11184	6.8	15.0	15.0	15.0	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	350	158.76				
SWN 0310E6	LACA-032E	-	-	-	-	-	-	7.7	17.0	25.0	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.38	36.37	1 1/8	1/2	3/4	3/4	360	163.30				
SWN 0310L6	LAHA-032E	5500	21835	5000	19850	4550	18064	7.7	17.0	25.0	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.38	36.37	1 1/8	1/2	3/4	3/4	360	163.30				
SWN 0311L6	2DF3-030E	7362	29227	6693	26570	6090	24179	7.7	17.0	20.0	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.38	36.37	1 3/8	1/2	3/4	3/4	375	170.10				
SWN 0400L6	2DL3-040E	8844	35112	8040	31920	7317	29047	7.7	17.0	29.5	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.38	36.37	1 3/8	1/2	3/4	3/4	420	190.51				
SWN 0599L6	2DA3-060E	10097	40084	9179	36440	8353	33160	15.4	34.0	32.3	15.0	107.95	42.50	77.14	30.37	99.70	39.25	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	460	208.66				
SWN 0600L6	2DB3-060E	10853	43087	9866	39170	8979	35645	15.4	34.0	31.7	15.0	107.95	42.50	77.14	30.37	99.70	39.25	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	460	208.66				
SWN 0601L6	3DA3A060E	12103	48048	11003	43680	10012	39749	15.4	34.0	30.1	15.0	107.95	42.50	77.14	30.37	99.70	39.25	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	475	215.46				
SWN 0750L6	3DB3A075E	14286	56716	12987	51560	11819	46920	23.6	52.0	34.5	20.0	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 5/8	5/8	1 1/4	1 1/4	520	235.87				
SWN 0900L6	3DF3A090E	17514	69531	15922	63210	14489	57521	25.9	57.0	41.5	20.0	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 5/8	5/8	1 1/4	1 1/4	615	278.96				
SWN 1000L6	3DS3A100E	19639	77968	17854	70880	16247	64501	25.9	57.0	46.5	20.8	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 5/8	7/8	1 1/4	1 1/4	770	349.27				
SWN 1500L6	4DL3-150E	26505	105226	24096	95660	21927	87051	49.4	109.0	58.0	29.5	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	2 1/8	7/8	1 1/2	1 1/2	835	378.76				
SWN 2200L6	4DT3-220E	32061	127281	29146	115710	26523	105296	49.4	109.0	74.0	37.0	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	2 1/8	7/8	1 1/2	1 1/2	920	417.31				
Modelos Unidades Semiherméticas Media Temperatura HFC - 404A / 507																											
SWN 0090M6	KARA-010E	2532	10054	2302	9140	2095	8317	8.2	18.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	205	92.99				
SWN 0199M6	KAKA-020E	4189	16632	3809	15120	3466	13759	8.2	18.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	220	99.79				
SWN 0200M6	ERCA-021E	5384	21373	4894	19430	4454	17681	6.8	15.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	285	129.28				
SWN 0310M6	ERFA-031E	7783	30899	7076	28090	6439	25562	7.7	17.0	15.0	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.41	36.38	1 1/8	1/2	3/4	3/4	360	163.30				
SWN 0500M6	2DC3-050E	12045	47817	10950	43470	9964	39558	15.4	34.0	25.0	15.0	107.95	42.50	77.14	30.37	99.70	39.25	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	445	201.85				
Modelos Unidades Semeherméticas Alta / Media Temperatura HCFC - 22																											
SWN 0075H2	KAN1-0075	1856	7370	1688	6700	1536	6097	9.5	21.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	5/8	3/8	1/2	1/2	190	86.18				
SWN 0075M2	KAE1-0075	2217	8800	2015	8000	1834	7280	9.5	21.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	5/8	3/8	1/2	1/2	190	86.18				
SWN 0090H2	KARA-010E	2596	10307	2360	9370	2148	8527	9.5	21.0	15.0	-	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	5/8	3/8	1/2	1/2	205	92.99				
SWN 0100H2	KAM1-0100	2962	11759	2693	10690	2450	9728	9.5	21.0	15.0	15.0	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	205	92.99				
SWN 0150H2	KAGA-0150	3366	13365	3060	12150	2785	11057	9.5	21.0	15.0	15.0	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	220	99.79				
SWN 0200H2	ERA1-0200	4458	17699	4053	16090	3688	14642	7.7	17.0	15.2	15.0	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	285	129.28				
SWN 0200M2	ERC1-0200	5397	21428	4907	19480	4465	17727	7.7	17.0	15.0	15.0	83.82	33.00	60.33	23.75	94.92	37.37	7/8	3/8	1/2	1/2	285	129.28				
SWN 0300H2	ERF1-0311	7839	31119	7126	28290	6485	25744	8.6	19.0	15.0	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.38	36.37	1 1/8	1/2	3/4	3/4	360	163.30				
SWN 0400H2	NRB2-0400	11119	44143	10108	40130	9199	36518	8.6	19.0	24.4	15.0	97.46	38.37	67.95	26.75	92.38	36.37	1 1/8	1/2	3/4	3/4	420	190.51				
SWN 0499H2	2DC3-050E	12809	50853	11645	46230	10597	42069	17.7	39.0	25.0	15.0	107.95	42.50	77.14	30.37	99.70	39.25	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	445	201.85				
SWN 0500H2	2DD3-050E	14910	59191	13554	53810	12334	48967	17.7	39.0	25.0	15.0	107.95	42.50	77.14	30.37	99.70	39.25	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	445	201.85				
SWN 0750H2	2DL3-075E	18772	74525	17065	67750	15530	61653	27.2	60.0	35.4	20.0	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	520	235.87				
SWN 0760H2	2DA3-075E	21271	84447	19338	76770	17597	69861	27.2	60.0	35.9	20.0	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	520	235.87				
SWN 0761H2	3DA3A075E	25716	102091	23378	92810	21274	84457	27.2	60.0	46.0	22.4	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 3/8	5/8	1 1/4	1 1/4	520	235.87				
SWN 1000H2	3DB3A100E	30531	121209	27756	110190	25258	100273	29.9	66.0	48.9	22.4	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 5/8	7/8	1 1/4	1 1/4	770	349.27				
SWN 1500H2	3DS3A150E	40470	160666	36791	146060	33480	132915	56.7	125.0	66.9	29.5	140.97	55.50	89.84	35.37	105.41	41.5	1 5/8	7/8	1 1/2	1 1/2	790	358.34				

UNIDADES ENFRIADAS POR AGUA

COMPRESOR SEMIHERMÉTICO

1-22 HP

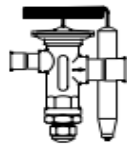
ANEXO K

Especificaciones técnicas de la válvula de expansión



Folleto técnico Válvulas de expansión termostáticas, tipo TRE10, TRE20, TRE40 y TRE80

Pedidos
Programa estándar



R22, R410A

Refrigerante	Tipo Capacidad nominal Q_{nom} TR	Capacidad nominal Q_{nom} kW	Conexiones		Rango K -25/+10°C MOP 15°C -15/+50°F MOP 60°F		Rango N -40/+10°C -40/+50°F	
			ODF soldar		Código Multi-pack ¹⁾	Código Industrial pack ²⁾	Código Multi-pack ¹⁾	Código Industrial pack ²⁾
			Entrada in.	Salida in.				
R22	TRE10-8X	28	1/8	1/8	067L1021	067L2021	067L1121	067L2121
	TRE10-10X	35	1/8	1/8	067L1024	067L2024	067L1124	067L2124
	TRE20-10X	35	1/8	1/8	067L1075	067L2075	067L1175	067L2175
	TRE20-12,5X	44	1/8	1/8	067L1079	067L2079	067L1179	067L2179
	TRE20-15X	53	1/8	1 1/8	067L1084	067L2084	067L1184	067L2184
	TRE20-20X	70	1/8	1 1/8	067L1087	067L2087	067L1187	067L2187
	TRE20-20X	70	1/8	1 1/8	067L1088	067L2088	067L1188	067L2188
	TRE40-20X	70	1/8	1 1/8	067L3001	067L4001	067L3101	067L4101
	TRE40-20X	70	1/8	1 1/8	067L3002	067L4002	067L3102	067L4102
	TRE40-25X	88	1/8	1 1/8	067L3005	067L4005	067L3105	067L4105
	TRE40-25X	88	1 1/8	1 1/8	067L3006	067L4006	067L3106	067L4106
	TRE40-30X	105	1 1/8	1 1/8	067L3009	067L4009	067L3109	067L4109
	TRE40-40X	140	1 1/8	1 1/8	067L3012	067L4012	067L3112	067L4112
	TRE80-40X	140	1 1/8	1 1/8	067L3060	067L4060	067L3160	067L4160
TRE80-55X	193	1 1/8	1 1/8	067L3063	067L4063	067L3163	067L4163	
TRE80-70X	245	1 1/8	1 1/8	067L3066	067L4066	067L3166	067L4166	
R410A	TRE10-8L	28	1/8	1/8	067L1028	067L2028	067L1128	067L2128
	TRE10-8L	28	1/8	1/8	067L1029	067L2029	067L1129	067L2129
	TRE10-10L	35	1/8	1/8	067L1030	067L2030	067L1130	067L2130
	TRE10-10L	35	1/8	1/8	067L1031	067L2031	067L1131	067L2131
	TRE10-12,5L	44	1/8	1/8	067L1034	067L2034	067L1134	067L2134
	TRE10-12,5L	44	1/8	1/8	067L1035	067L2035	067L1135	067L2135
	TRE10-15L	53	1/8	1/8	067L1038	067L2038	067L1138	067L2138
	TRE10-15L	53	1/8	1 1/8	067L1039	067L2039	067L1139	067L2139
	TRE20-15L	53	1/8	1/8	067L1091	067L2091	067L1191	067L2191
	TRE20-15L	53	1/8	1 1/8	067L1092	067L2092	067L1192	067L2192
	TRE20-20L	70	1/8	1/8	067L1093	067L2093	067L1193	067L2193
	TRE20-20L	70	1/8	1 1/8	067L1094	067L2094	067L1194	067L2194
	TRE20-25L	88	1/8	1 1/8	067L1097	067L2097	067L1197	067L2197
	TRE20-25L	88	1 1/8	1 1/8	067L1099	067L2099	067L1199	067L2199
	TRE40-25L	88	1/8	1 1/8	067L3015	067L4015	067L3115	067L4115
	TRE40-25L	88	1 1/8	1 1/8	067L3016	067L4016	067L3116	067L4116
	TRE40-35L	123	1 1/8	1 1/8	067L3019	067L4019	067L3119	067L4119
	TRE40-35L	123	1 1/8	1 1/8	067L3020	067L4020	067L3120	067L4120
	TRE40-40L	140	1 1/8	1 1/8	067L3023	067L4023	067L3123	067L4123
	TRE40-40L	140	1 1/8	1 1/8	067L3024	067L4024	067L3124	067L4124
	TRE40-55L	193	1 1/8	1 1/8	067L3027	067L4027	067L3127	067L4127
	TRE40-55L	193	1 1/8	1 1/8	067L3028	067L4028	067L3128	067L4128
	TRE80-55L	193	1 1/8	1 1/8	067L3069	067L4069	067L3169	067L4169
	TRE80-55L	193	1 1/8	1 1/8	067L3070	067L4070	067L3170	067L4170
TRE80-80L	280	1 1/8	1 1/8	067L3073	067L4073	067L3173	067L4173	
TRE80-80L	280	1 1/8	1 1/8	067L3074	067L4074	067L3174	067L4174	
TRE80-80L	280	1 1/8	1 1/8	067L3075	067L4075	067L3175	067L4175	
TRE80-100L	350	1 1/8	1 1/8	067L3078	067L4078	067L3178	067L4178	
TRE80-100L	350	1 1/8	1 1/8	067L3079	067L4079	067L3179	067L4179	

Para conexiones, refrigerantes, longitudes de tubo capilar, etc. fuera del programa estándar, ver Opciones.

Longitud tubo capilar = 1.5m.
Igualación de presión = 1/8 in. ODF

¹⁾ La capacidad nominal se basa en:
Temp. evaporación, $t_e = 5^\circ\text{C}$
Temp. líquido, $t_l = 28^\circ\text{C}$

Temp. condensación, $t_c = 32^\circ\text{C}$
Recalentamiento apertura, OS = 4K
²⁾ Cantidades en industrial y multipacks: (ver página anterior).

ANEXO L

Especificaciones técnicas del ventilador seleccionado

UTC SERVICIO 917 100 805

REPUESTOS OFICIALES área clientes carrito 0,00 € (0)

COMPRESORES CONTROL VENTILACIÓN C. ELÉCTRICOS C. FRIGORÍFICOS C. HIDRÁULICOS INTERCAMBIADORES FILTROS



1 ^ v AÑADIR AL CARRITO Q

▲ Plazo de entrega a confirmar tras pedido

Compartir f t



Detalles del producto		Documentación técnica	
Marca EBM			
Ficha técnica			
Rotación (Frente A La Descarga De Aire)		Rejilla	
Fabricante		EBM	
Alimentación Eléctrica (V Ph Hz)		400V-3-50 / 400V-3 - 60 /480V-3 -60	
Protección		IP54	
Serie		AC	
Potencia Absorbida (KW)		0.61	
R.P.M.		890* valor de r.p.m. con conexión triángulo 400V-3-50Hz	
Nº Palas		5	
Dirección Flujo Aire		V	
Ø Aspa (Mm)		630	

ANEXO M

Catálogo TOTALINE para válvulas solenoide.

Válvulas Solenoide

200RD – Operada por Piloto, Normal. Cerrada, R410a (R22-R407c-R134a-R404a)

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR**				Conexiones	
		R410a	R134a	R22	R404a		
ALCO-066158	200RD 2 T 2	3.4	2.7	3.6	1.9	1/4"	Soldar
ALCO-066159	200RD 2 T 3	3.4	2.7	3.6	1.9	3/8"	Soldar
ALCO-066161	200RD 3 T 3	4.5	4.4	4.8	3.7	3/8"	Soldar
ALCO-066162	200RD 3 T 4	4.5	4.4	4.8	3.7	1/2"	Soldar
ALCO-066163	200RD 4 T 3	7.5	5.3	5.6	3.7	3/8"	Soldar
ALCO-066164	200RD 4 T 4	7.5	5.3	5.6	3.7	1/2"	Soldar
ALCO-066165	200RD 4 T 5	7.5	5.3	5.6	3.7	5/8"	Soldar
ALCO-066168	200RD 5 T 5	7.7	7.8	8.2	5.4	5/8"	Soldar
ALCO-066172	200RD 7 T 5	15.7	12.7	17	9.1	5/8"	Soldar
ALCO-066173	200RD 7 T 7	15.7	12.7	17	9.1	7/8"	Soldar
ALCO-066176	200RD 9 T 9	27.7	23.6	30.5	20.1	1.1/8"	Soldar



200RA – Diafragma, Op. por Piloto, Normal. Cerrada, R22-R407c-R134a-R404a

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR**				Conexiones	
		R134a	R22	R407c	R404a		
ALCO-040846	240RA8T5T	14.8	15.6	14.8	10.3	5/8"	Soldar
ALCO-44860	240RA8T7T	14.8	15.6	14.8	10.3	7/8"	Soldar
ALCO-040848	240RA9T5T	22	23.3	22.1	15.3	5/8"	Soldar
ALCO-043205	240RA9T7	28.9	30.5	29	21	7/8"	Soldar
ALCO-040850	240RA12T7T	33.2	34.9	33.2	23	7/8"	Soldar
ALCO-043959	240RA12T9	33.2	34.9	33.2	23	1.1/8"	Soldar
ALCO-042549	240RA16T9	55.1	58	55.2	38.3	1.1/8"	Soldar



Bobinas para Válvulas Solenoide

Cod. SAP	Modelo	Tipo	Voltaje	Corriente
ALCO-62463	ASC2	Mold.-DIN c/Conector	208-240V	CA
ALCO-062792	ASC2	Mold.-DIN c/Conector	24V	CA
ALCO-064375	ASC2	Mold.-DIN c/Conector	24V	CC
ALCO-057521	AMG	Caja Conexiones	12V	CC
ALCO-63023	ASC2	Conector para Bobinas tipo ASC2		



ANEXO N

Catálogo TOTALINE para válvulas de retención.

Válvulas Bola / Válvulas de Retención

BVS – Válvulas de Paso Esféricas o Bola

Cod. SAP	Cod. Alt.*	Modelo	Medida del Puerto	T. Presión	Conexiones	
ALCO-806750	ALCO-064384	BVS-14	Puerto Completo	Sí	1/4"	Soldar
ALCO-806752	ALCO-62114 ALCO-ABV3A	BVS-38	Puerto Completo	Sí	3/8"	Soldar
ALCO-806754	ALCO-62115 ALCO-062115	BVS-12	Puerto Completo	Sí	1/2"	Soldar
ALCO-806756		BVS-58	Puerto Completo	Sí	5/8"	Soldar
ALCO-806757		BVS-34	Puerto Completo	Sí	3/4"	Soldar
ALCO-806758		BVS-78	Puerto Completo	Sí	7/8"	Soldar
ALCO-806759		BVS-118	Puerto Completo	Sí	1.1/8"	Soldar
ALCO-806761	ALCO-062119	BVS-138	Puerto Completo	Sí	1.3/8"	Soldar
ALCO-806762	ALCO-62120	BVS-158	Puerto Completo	Sí	1.5/8"	Soldar
ALCO-806764	ALCO-062121	BVS-218	Puerto Completo	Sí	2.1/8"	Soldar
ALCO-806765	ALCO-62122	BVS-258	2"	Sí	2.5/8"	Soldar
ALCO-806766	ALCO-ABV25A	BVS-318	2"	Sí	3.1/8"	Soldar

* Hasta finalizar existencias



R-410A

ACK – Válvulas de Retención Magnéticas

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR R22			Pr. Ap. (Oz/psi ²)	Conexiones	
		L. Suc.	L. Líq.	L. Desc.			
ALCO-064985	ACK-4	0.4	2.6	0.5	1.2	1/4"	Soldar
ALCO-064986	ACK-6	0.4	3.1	0.6	1.3	3/8"	Soldar
ALCO-064987	ACK-8	1.2	9.4	1.7	3.5	1/2"	Soldar
ALCO-064988	ACK-10	1.4	13	2.3	3.5	5/8"	Soldar
ALCO-064989	ACK-12	3.3	27	4.9	3.8	3/4"	Soldar
ALCO-064990	ACK-14	3.7	29	5.2	3.8	7/8"	Soldar
ALCO-064991	ACK-18	6	51	9.2	6.8	1.1/8"	Soldar
ALCO-064992	ACK-22	9.5	79	14.2	10.2	1.3/8"	Soldar
ALCO-064993	ACK-26	17	102	18.4	11.4	1.5/8"	Soldar
ALCO-064994	ACK-34	30	213	38.3	18.1	2.1/8"	Soldar
ALCO-064995	ACK-42	50	375	67.5	23	2.5/8"	Soldar



R-410A



ANEXO O

Catálogo TOTALINE para filtros deshidratadores herméticos.

Filtros Deshidratadores Herméticos

EK – Filtros de Línea Deshidratadores Premiun (TD hasta agotar existencias)

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR @1psi DP1,4				Conexiones		Cod. SAP*	Modelo
		R134a	R22-R410a	R407c	R404a				
ALCO-047605	EK082	2.3	2.5	2.4	1.7	1/4"	Flare	ALCO-066591	TD082
ALCO-047606	EK082S	3.1	3.4	3.3	2.2	1/4"	Soldar	ALCO-066592	TD082S
ALCO-047607	EK083	4	4.3	4.3	2.9	3/8"	Flare	ALCO-066593	TD083
ALCO-047608	EK083S	4.5	4.9	4.8	3.3	3/8"	Soldar	ALCO-066594	TD083S
ALCO-047609	EK084	6.7	7.3	7.1	4.9	1/2"	Flare	ALCO-066595	TD084
ALCO-047610	EK084S	7.1	7.7	7.5	5.1	1/2"	Soldar	ALCO-066596	TD084S
ALCO-047613	EK163	3.9	4.2	4.1	2.8	3/8"	Flare	ALCO-066598	TD163
ALCO-047614	EK163S	4.4	4.8	4.7	3.2	3/8"	Soldar	ALCO-066599	TD163S
ALCO-047615	EK164	7.2	7.8	7.7	5.2	1/2"	Flare	ALCO-066600	TD164
ALCO-047616	EK164S	8.5	9.2	9	6.2	1/2"	Soldar	ALCO-066601	TD164S
ALCO-047617	EK165	9.7	10.5	10.3	7	5/8"	Flare	ALCO-066602	TD165
ALCO-047618	EK165S	10.1	10.1	10.7	7.3	5/8"	Soldar	ALCO-066603	TD165S
ALCO-048210	EK303	4.3	4.7	4.6	3.1	3/8"	Flare	ALCO-066604	TD303
ALCO-048211	EK303S	6.3	6.8	6.7	4.6	3/8"	Soldar	ALCO-066605	TD303S
ALCO-048212	EK304	8.1	8.8	8.6	5.9	1/2"	Flare	ALCO-066606	TD304
ALCO-048213	EK304S	10	10.8	10.6	7.2	1/2"	Soldar	ALCO-066607	TD304S
ALCO-048214	EK305	10.6	11.5	11.3	7.7	5/8"	Flare	ALCO-066608	TD305
ALCO-048215	EK305S	12.5	13.5	13.3	9.1	5/8"	Soldar	ALCO-066609	TD305S
ALCO-048216	EK306S	14.8	16	15.7	10.7	3/4"	Soldar		
ALCO-048217	EK307S	16.8	18.2	17.9	12.2	7/8"	Soldar	ALCO-066610	TD307S
ALCO-048223	EK415S	17	18.4	18.1	12.3	5/8"	Soldar	ALCO-066614	TD415S
ALCO-048224	EK417S	20.3	22	21.6	14.7	7/8"	Soldar	ALCO-066615	TD417S
ALCO-048228	EK757S	22.2	24.1	23.6	16.1	7/8"	Soldar	ALCO-066620	TD757S
ALCO-048229	EK759S	32.7	35.4	34.8	23.7	1.1/8"	Soldar	ALCO-066621	TD759S

* Hasta finalizar existencias

K Filtro Deshidratador
EK Filtro Deshidratador
Tro Deshidratador

Extra Klean (EK)
Para línea
de Líquido

Ventajas

* Máxima protección del compresor (T)
* Para usar en sistemas con aceite POE o



R-410A

TOTALINE
REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

ANEXO P

Catálogo TOTALINE para filtros de succión.

Filtros Deshidratadores Herméticos

ASF – Filtros de Succión Deshidratadores

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR +4°C T. Evap.					Conexiones	
		R134a	R22	R407c	R410a	R404a		
ALCO-049178	ASF28S4-VV	2.0	4.1	3.8	5.0	3.8	1/2"	Flare
ALCO-049179	ASF35FS-VV	2.3	4.7	4.4	5.7	4.4	5/8"	Flare
ALCO-049180	ASF35S5-VV	3.3	6.6	6.1	8.0	6.1	5/8"	Soldar
ALCO-049181	ASF45S6-VV	4.8	9.8	9.1	11.9	9.1	3/4"	Soldar
ALCO-049182	ASF45S7-VV	6.7	12.0	11.1	14.6	9.8	7/8"	Soldar
ALCO-049183	ASF50S9-VV	9.5	19.0	17.6	23.0	16.0	1.1/8"	Soldar
ALCO-049184	ASF75S11-VV	12.0	16.0	14.8	19.4	20.0	1.3/8"	Soldar
ALCO-049185	ASF75S13-VV	14.0	24.0	22.2	29.1	21.0	1.5/8"	Soldar



R-410A

SFD / ASD – Filtros de Succión para Motor Quemado

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR +4°C T. Evap.					Conexiones	
		R134a	R22	R407c	R410a	R404a		
ALCO-060247 *	SFD084F	---	---	---	---	---	1/2"	Flare
ALCO-049171 *	ASD35SEVV	2.9	5.8	5.4	7.0	5.4	5/8"	Soldar
ALCO-060249	SFD-13S5-VV	3.1	4.9	4.5	5.9	4.2	5/8"	Soldar
ALCO-060250	SFD-13S6-VV	4.1	6.4	5.9	7.8	5.6	3/4"	Soldar
ALCO-060262	SFD-13S7-VV	4.4	7.2	6.7	8.7	6.3	7/8"	Soldar
ALCO-060252	SFD-27S9-VV	5.2	8.5	7.9	10.3	7.5	1.1/8"	Soldar
ALCO-060253	SFD-54S11-VV	4.5	7.3	6.8	8.9	6.4	1.3/8"	Soldar
ALCO-060254	SFD-54S13-VV	4.6	7.4	6.9	9.0	6.5	1.5/8"	Soldar

* Hasta agotar existencias



R-410A

ANEXO Q

Catálogo TOTALINE para Acumuladores de Succión.

AAS – Acumuladores de Succión

Cod. SAP	Modelo	Cap. TR +4°C T. Evap.				Conexiones	
		R134a	R404a	R22	R410a		
ALCO-60819*	AAS384	1.2	1.3	2.0	2.4	1/2"	Soldar
ALCO-60812*	AAS3125	1.7	2.0	3.0	3.7	5/8"	Soldar
ALCO-60963*	AAS3105	1.7	2.0	3.0	3.7	5/8"	Soldar
ALCO-060821	AAS465	1.7	2.0	3.0	3.7	5/8"	Soldar
ALCO-060820	AAS4106	2.3	2.6	4.0	4.9	3/4"	Soldar
ALCO-60813*	AAS3126	2.3	2.6	4.0	4.9	3/4"	Soldar
ALCO-060823	A-AS-5127	4.0	4.6	7.3	8.9	7/8"	Soldar
ALCO-060815	AAS5139	7.2	7.6	11.8	14.5	1.1/8"	Soldar
ALCO-060816*	AAS51711	10.7	12.2	18.8	23.0	1.3/8"	Soldar
ALCO-060827	AAS61411	10.7	12.2	18.8	23.0	1.3/8"	Soldar
ALCO-060970*	AAS62513	17.0	18.2	28.5	24.9	1.5/8"	Soldar
ALCO-060828	AAS62013	17.0	18.2	28.5	34.9	1.5/8"	Soldar

* Hasta agotar existencias



15

ANEXO R

Catálogo TOTALINE para Controles de nivel de aceite.

Componentes Circuito de Aceite

OMB – Controles de Nivel de Aceite Electrónica

Cod. SAP	Modelo	Elemento	Aplicación	Tensión
ALCO-065365	OMB-JB1	Control Nivel Electr. C/Bob. ASC2	Compresores todos	24V
ALCO-065321	OMB-AUA	Adaptador KS-30348	Semiherm. Copeland	NA
ALCO-065668	OMB-ACA	Adaptador	Scrolls ZB-Zs-ZF	NA



ANEXO S

Catálogo TOTALINE para Separadores de aceite.

AW – AF Separadores de Aceite Convencionales Sellados y Bridados

Cod. SAP	Modelo	Tipo	Cod. SAP	Modelo	Tipo	Cap. TR +4°C				Conexiones	
						R134a	R22	R404a	R410a		
ALCO-060933	A- W55824	Sellado	ALCO-060877	A-F58824	Bridado	1.8	2.0	2.0	3.1	1/2"	Soldar
ALCO-060934	A- W55855	Sellado	ALCO-060878	A-F58855	Bridado	4.5	5.5	5.5	8.4	5/8"	Soldar
ALCO-060931	A- W55877	Sellado	ALCO-060879	A-F58877	Bridado	6.5	8.0	8.5	12.0	7/8"	Soldar
ALCO-060974	A- W55889	Sellado	ALCO-060759	A-F58889	Bridado	8.5	11.0	11.0	17.0	1.1/8"	Soldar
ALCO-060930	A- W559011	Sellado	ALCO-060760	A-F589011	Bridado	11.5	14.0	14.0	21.0	1.3/8"	Soldar
			ALCO-060761	A-F589213	Bridado	13.3	18.0	17.0	sd	1.5/8"	Soldar
ALCO-060979	AW569213	Sellado	ALCO-060875	A-F579213	Bridado	16.0	18.0	23.0	28.0	1.5/8"	Soldar
ALCO-060980	A- W569417	Sellado	ALCO-060876	A-F579417	Bridado	25.6	30.0	34.0	sd	2.1/8"	Soldar



ANEXO T

Catálogo TOTALINE para depósitos de aceite.

AOR – Depósitos de Aceite

Cod. SAP	Modelo	Elemento	Capacidad		Vol. A	Vol. B	Alt.	Visores
ALCO-060950	AOR-2	Dep. Aceite	2 Galones	7.6 Lt	3 Lt	6.1lt	510mm	2
ALCO-060951	AOR-4	Dep. Aceite	4 Galones	15.1 Lt	3 Lt	14.3lt	967mm	3



ANEXO U

Catálogo Gas Servei para Manómetros.

PUENTES DE MANÓMETROS ANALÓGICOS

Puentes de manómetros muy precisos y sin vibraciones en la aguja para un mayor rendimiento y vida útil del manómetro. Manómetros con protección contra colisiones.

1 VÍA VALUE

Puente VALUE de 1 vía con manómetros. Disponibles con y sin visor. Manómetros Clase 1.6.



CÓDIGO	Ø	PRESIÓN VISOR	REFRIGERANTE	PVP (€/UD.)	
OXY467-ALA		A		19,40	20
OXY467-ALB		B			
OXYALAV		A		25,00	
OXYALBIV	68	B	X	R410A, R407C, R404A y R134a	
OXYALAVCV		A		27,00	
OXYALBIVCV		B			
OXY467-ALARS	70	A		R424A, R426A, R434A, R428A	
OXY467-ALBRS		B		27,50	
OXYALAV32 <i>New!</i>		A		R32, R410A, R407C y R134a	10
OXYALBIV32 <i>New!</i>		B		32,00	
OXY467-ALAG	68	A		R600a	
OXY467-ALBG		B		30,00	
OXY467-ALAJ2 <i>New!</i>		A		R600, R600a y	
OXY467-ALBJ2 <i>New!</i>		B		R290	
OXY467-ALASC	80	A		R417A, R422D, R422A	
OXY467-ALBISC		B		37,50	



KIT 2 VÍAS VALUE

Maletín con puente de manómetros VALUE de 2 vías con protección anti-colisión y mangueras de carga.

- ▶ Puente de aluminio.
- ▶ Mandos con alta resistencia a los golpes.
- ▶ Maletín robusto.
- ▶ Juego de 3 mangueras.

CÓDIGO	Ø	VISOR	REFRIGERANTE	INCLUYE	PVP (€/UD.)
OXYKIT			R22, R404A, R407C, R134a		75,00
OXYKIT410			RR22, R407C, R410A		82,00
OXYKITR32B <i>New!</i>	68		R32, R410A, R407C		85,00
OXYKIT600 <i>New!</i>			R600, R600a, R290		88,50
OXYKIT2			R22, R407C, R404A, R134a		84,00
OXYKIT4102			R410A, R407C, R134a, R404A	2 cables 1/4" H x 5/16" M	99,00
OXYKITR32	80		R32, R410A, R407C, R134a		102,00
OXYKIT234			1234yfl	Enchufes rápidos	115,00

2 VÍAS VALUE

Puente de manómetros 2 vías con protección anti-colisiones. Manómetros Clase 1.6. Suministrado en blister.



- ▶ Puente de aluminio.
- ▶ Mandos con alta resistencia a los golpes.

CÓDIGO	Ø	VISOR	REFRIGERANTE	PVP (€/UD.)
OXY3000			Sin manómetros	42,50
OXY3600 <i>New!</i>			R600, R600a, R290	55,00
OXY3601	68		R404A, R407C, R134a, R22	48,50
OXY3601-410			R410A, R407C, R134a, R22	51,50
OXY3601-32			R410A, R407C, R32	51,50
OXY3603			R410A, R407C, R404A, R134a	62,00
OXY3605	80		RS-70 (R453A), RS-50 (R442A), R134a, R407F	62,00

2 VÍAS PARA NH₃

Puente de manómetros de alta resistencia para su uso con NH₃. Fabricado en hierro y con válvulas de metal.

- ▶ Puente de aluminio.
- ▶ Preciso y fácil ajuste de la válvula.
- ▶ Asiento de nylon. Juego de 3 mangueras.
- ▶ Usar sólo con mangueras para NH₃.
- ▶ Manómetros con doble escala de P/T para R717: bar con °C y °F con psi.
- ▶ Fabricado en E.E.U.U.

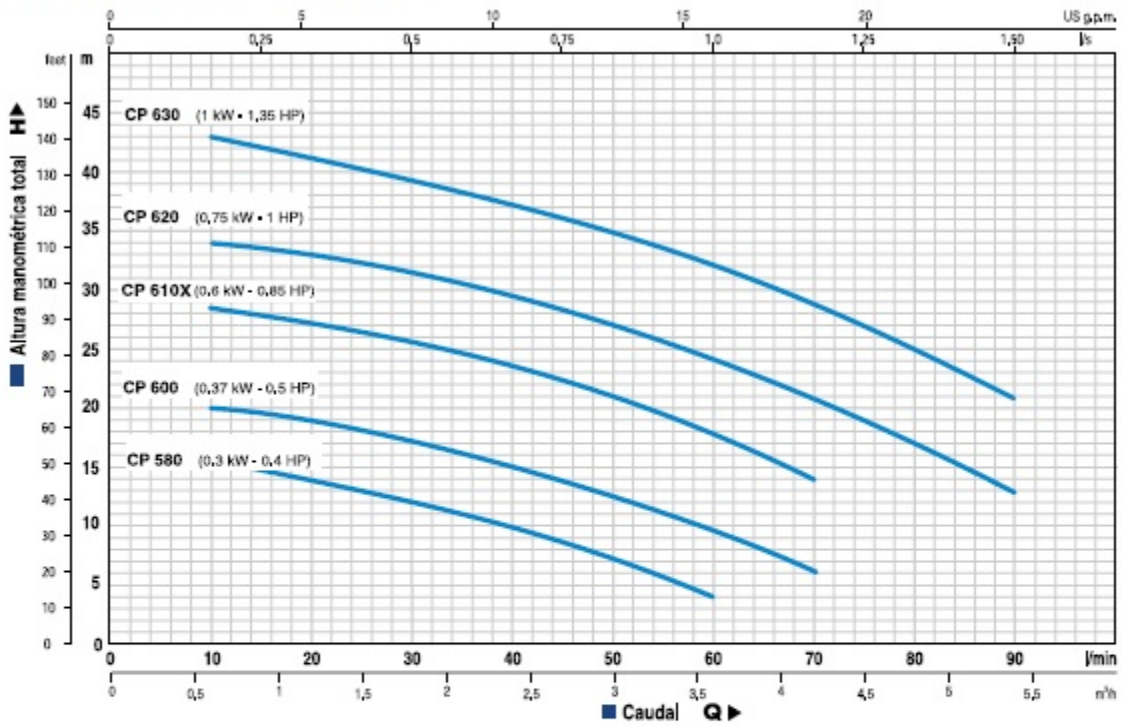


CÓDIGO	REFRIGERANTE	PVP (€/UD.)
RIT40192	R717	780,00
RIT40193	R717 - 3 mangueras de 1,22 m	880,00

ANEXO V

Especificaciones de bombas hidráulicas del Catálogo PEDROLLO

CURVAS DE FUNCIONAMIENTO A n= 3450 1/min



DATOS DE FUNCIONAMIENTO A n=3450 1/min

MODELO BOMBA		POTENCIA		Q	H										
~	3 ~	kW	HP		m³/h	m									
				l/s	0	0.6	1.2	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	
				l/min	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
CPm 580	CP 580	0.30	0.40		17.5	15.5	14	12	10	7	4				
CPm 600	CP 600	0.37	0.50		21.5	20	19	17	15	12.5	9.5	6			
CPm 610X	CP 610X	0.60	0.85		30	28.5	27	25.5	23.5	21	17.5	14			
CPm 620	CP 620	0.75	1		35	34	33	31.5	29.5	27	24	20.5	17	13	
CPm 630	CP 630	1	1.35		45	43	41	39	37	35	32	29	25	21	

H = ALTURA MANOMETRICA TOTAL EN METROS. Q = CAUDAL

ANEXO W

Tuberías de cobre tipo K. Catálogo KEMBLA



COPPER TUBE TO AMERICAN STANDARD ASTM B88 - TYPE K								
PRODUCT CODE	NOMINAL SIZE (inch)	ACTUAL (inch)		ACTUAL (mm)		WEIGHT (kg/5.8m)	SAFE WORKING PRESSURE* (kPa)	LENGTHS/ BUNDLE
		O.D.	W.T.	O.D.	W.T.			
T17908	1/4"	3/8"	0.035	9.52	0.89	1.25	7,390	100
T17823	3/8"	1/2"	0.049	12.70	1.24	2.32	7,760	100
T17827	1/2"	5/8"	0.049	15.88	1.24	2.96	6,120	100
T55780	5/8"	3/4"	0.049	19.05	1.24	3.60	5,050	100
T17700	3/4"	7/8"	0.065	22.22	1.65	5.53	5,850	100
T17331	1"	1-1/8"	0.065	28.58	1.65	7.24	4,490	50
T70166	1-1/4"	1-3/8"	0.065	34.92	1.65	8.95	3,640	50
T17487	1-1/2"	1-5/8"	0.072	41.28	1.83	11.77	3,390	30
T61380	2"	2-1/8"	0.083	53.98	2.11	17.84	2,980	30
T76334	2-1/2"	2-5/8"	0.095	66.68	2.41	25.24	2,730	25
T80332	3"	3-1/8"	0.109	79.38	2.77	34.59	2,640	20
T53709	4"	4-1/8"	0.134	104.78	3.40	56.18	2,460	10
T26396	5"	5-1/8"	0.160	130.18	4.06	83.45	2,360	5
T61050	6"	6-1/8"	0.192	155.58	4.88	119.86	2,370	5
T20440	8"	8-1/8"	0.271	206.38	6.88	223.70	2,520	1

ANEXO X

Tuberías de acero inoxidable Sch 40. Catálogo STEEL&TUBE

STAINLESS SCHEDULE 40 PIPE MATERIAL TO ASTM A312				STAINLESS SCHEDULE 40 PIPE			
SIZE (NOMINAL BORE)		OUTSIDE DIAMETER MM	WALL THICKNESS MM	WELDED		SEAMLESS	APPROX KGS/M
MM	INCH			304L	316L	316L	
6	1/8"	10.29	1.73		S6WP6*	S6SP6	0.37
8	1/4"	13.72	2.24	S8WP*	S8WP6*	S8SP6	0.63
10	3/8"	17.15	2.31		S10WP6*	S10SP6	0.85
15	1/2"	21.34	2.77	S15WP*	S15WP6*	S15SP6	1.27
20	3/4"	26.67	2.87	S20WP*	S20WP6*	S20SP6*	1.69
25	1"	33.40	3.38	S25WP*	S25WP6*	S25SP6*	2.50
32	1 1/4"	42.16	3.56	S32WP*	S32WP6*		3.39
40	1 1/2"	48.26	3.68	S40WP*	S40WP6*	S40SP6*	4.05
50	2"	60.33	3.91	S50WP*	S50WP6*	S50SP6*	5.44
65	2 1/2"	73.03	5.16	S65WP*	S65WP6*	S65SP6	8.63
80	3"	88.90	5.49	S80WP*	S80WP6*	S80SP6*	11.29
90	3 1/2"	101.60	5.74		S90WP6*		13.60
100	4"	114.30	6.02	S100WP*	S100WP6*	S100SP6*	16.07
125	5"	141.30	6.55		S125WP6*		21.80
150	6"	168.28	7.11	S150WP*	S150WP6*	S150SP6	28.30
200	8"	219.08	8.18	S200WP*	S200WP6*		42.50
250	10"	273.05	9.27		S250WP6*		60.30
300	12"	323.85	9.52		S300WP6*		73.88

ANEXO Y

Tuberías de PVC Sch 40 del Catalogo TUBRICA

Identificación

Las tuberías llevarán marcados en forma continua e indeleble el nombre del fabricante, la sigla PVC, país de origen, diámetro nominal, clase (uso), N° de lote de fabricación, espesor mínimo, norma, hora, código de barra (cuando aplique) y dirección electrónica de la compañía.

TUBRICA REF: J-08618082-5 HECHO EN LA REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA - NTC 382-RESOLUCIÓN 1186-PVC

PRESIÓN AGUA POTABLE-PS RDE 9 - DIAM. 1/2" 21 mm- 3,5 Mpa (500 PSI) LOTE: _____ (HORA) www.tubrica.com

Dimensiones

Las dimensiones y las tolerancias serán las que se señalan en las siguientes tablas:

Tuberías Alta Presión Agua Fría PVC - ASTM D2241 COVENIN 518-2

Dimensiones y Tolerancias					
SERIE RDE	PRESIÓN DE TRABAJO (PSI)	DIÁMETROS EXTERIORES		TOLERANCIAS DE OVALIZACIÓN (mm)	ESPESOR NORMA (mm) Min Max
		Nominal (Pulg.)	Real (mm)		
9	500	1/2"	21,34 ±0,10	±0,20	2,36 2,87
11	400	3/4"	26,67 ±0,10	±0,25	2,41 2,92
13,5	315	1"	33,40 ±0,13	±0,25	2,46 2,97
17	250	1 1/2"	48,26 ±0,15	±0,30	2,84 3,35
17	250	2"	60,32 ±0,15	±0,30	3,56 4,07
21	200	2 1/2"	73,02 ±0,18	±0,76	3,48 3,99
21	200	3"	88,90 ±0,20	±0,76	4,24 4,75
21	200	4"	114,30 ±0,23	±1,27	5,44 6,10

Resistencia a la Presión

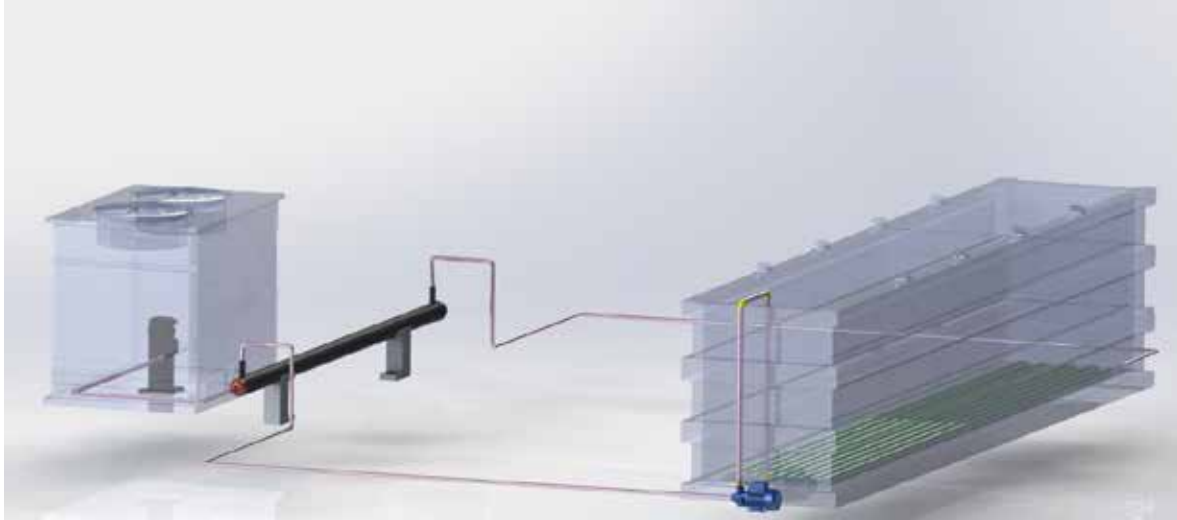
Las tuberías y conexiones cumplirán las pruebas de presión sostenida y la presión de rotura, según Norma COVENIN 518-2 y método de ensayo COVENIN 526-97.

Material	Presión Sostenida 1 Hora		Presión Mínima Rotura 90 Segundos	
	Pa	PSI	Pa	PSI
TUBERÍAS PVC RDE 9	726	1053	11,02	1600
TUBERÍAS PVC RDE 11	5,81	842	8,26	1200
TUBERÍAS PVC RDE 13,5	4,62	670	6,89	1000
TUBERÍAS PVC RDE 17	3,66	530	5,51	800
TUBERÍAS PVC RDE 21	2,90	420	4,34	630

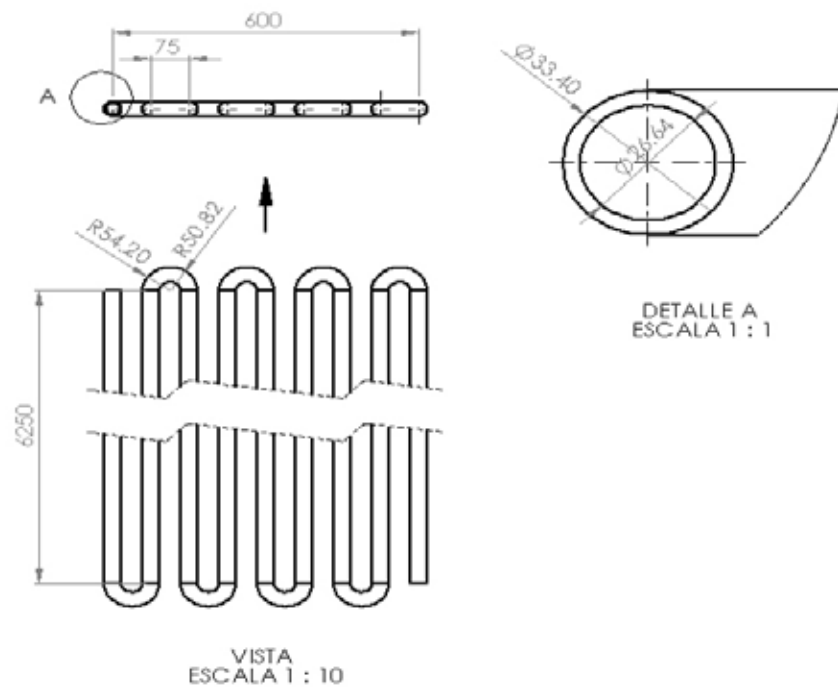
No se recomienda el uso de tuberías de PVC, en sistemas para el transporte de aire comprimido o gas.

APÉNDICES

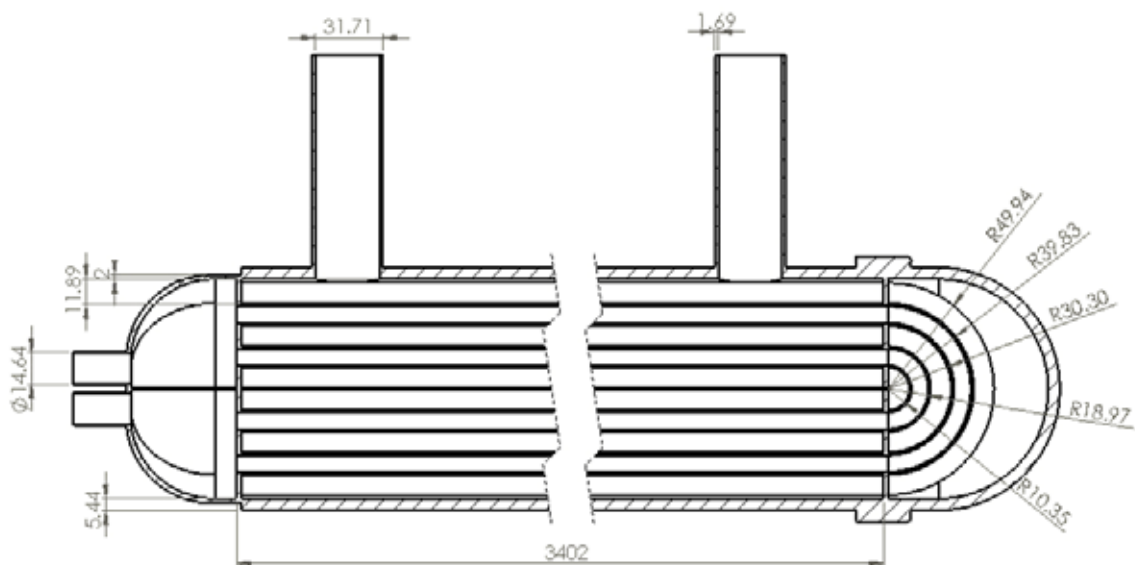
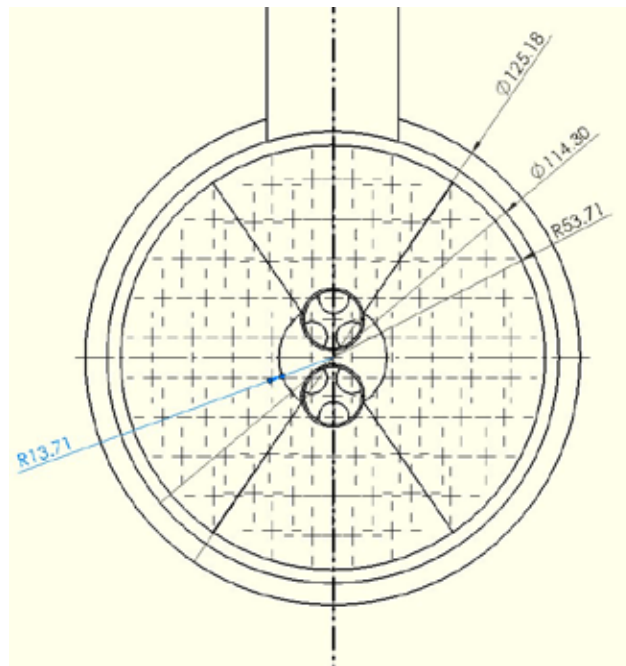
1 – Esquema del sistema de refrigeración



2 – Planos de Intercambiador Sumergido



3 – Planos Intercambiador de carcasa Evaporador



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2

4 – Sistema de tuberías

