

**“DISEÑAR Y CONSTRUIR UN BATIDOR-CONGELADOR PARA LA
ELABORACIÓN DE HELADOS”**

**FERNANDO VENANCIO NÚÑEZ LÓPEZ
JUAN CARLOS PROAÑO CÁRDENAS**

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO



Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Riobamba – Ecuador

2008

**“DISEÑAR Y CONSTRUIR UN BATIDOR-CONGELADOR
PARA LA ELABORACIÓN DE HELADOS”**

POR:
**FERNANDO VENANCIO NÚÑEZ LÓPEZ
JUAN CARLOS PROAÑO CÁRDENAS**

Egresados de la Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica de la Escuela
Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH)

TESIS

Entregada como parcial complementación de los requerimientos para la obtención del
título de Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Riobamba-Ecuador
2008

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Octubre 28 del 2008

Fecha

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

FERNANDO VENANCIO NÚNEZ LÓPEZ

Nombre del Estudiante

Titulada:

“DISEÑAR Y CONSTRUIR UN BATIDOR-CONGELADOR PARA LA ELABORACIÓN DE HELADOS”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el grado de:

INGENIERO MECÁNICO

f) Decano de la Facultad de Mecánica

Yo coincido con esta recomendación:

f) Director de tesis

Los miembros del Comité de Examinación coincidimos con esta recomendación:

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Octubre 28 del 2008

Fecha

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

JUAN CARLOS PROAÑO CÁRDENAS

Nombre del Estudiante

Titulada:

“DISEÑAR Y CONSTRUIR UN BATIDOR-CONGELADOR PARA LA ELABORACIÓN DE HELADOS”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el grado de:

INGENIERO MECÁNICO

f) Decano de la Facultad de Mecánica

Yo coincido con esta recomendación:

f) Director de tesis

Los miembros del Comité de Examinación coincidimos con esta recomendación:

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FERNANDO VENANCIO NÚÑEZ LÓPEZ**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑAR Y CONSTRUIR UN BATIDOR-CONGELADOR PARA LA ELABORACIÓN DE HELADOS”**Fecha de Examinación:** Octubre 28 del 2008.**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. WASHINGTON ZABALA M.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			
ING. IVÁN MORÁN F.			
ING. JORGE LEMA.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES:

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JUAN CARLOS PROAÑO CÁRDENAS

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑAR Y CONSTRUIR UN BATIDOR-CONGELADOR PARA LA ELABORACIÓN DE HELADOS”

Fecha de Examinación: Octubre 28 del 2008.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. WASHINGTON ZABALA M.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			
ING. IVÁN MORÁN F.			
ING. JORGE LEMA.			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES:

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Ramiro Valenzuela como Director y a los Ings. Jorge Lema e Iván Morán como asesores, quienes nos han ayudado a ejecutar la presente tesis.

A todos los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por habernos impartido sus valiosos conocimientos durante nuestra carrera profesional.

J.C.P.C.
F.V.N.L.

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a:

Mi hija Emiliana Simoné y a mi hermano Héctor Oswaldo (+) que me han ayudado a cumplir con este propósito

J.C.P.C.

Dedico este trabajo a mi madre Fanny a mi padre Luis a mis hermanas Mary y Norma que son el pilar fundamental en mi existencia me han ayudado a valorar que todo lo bueno llega con sacrificio.

F.V.N.L

RESUMEN

Se ha Diseñado y Construido un Batidor-Congelador para Elaborar Helados, con la finalidad de aumentar la producción en relación con los helados de paila, se utilizó como componente base de la mezcla leche entera, para lo cual las propiedades físicas y térmicas de esta fueron encontradas.

Para el análisis y diseño de los elementos que conforman la máquina, se tomó como punto de partida el criterio sanitario luego se procedió a los cálculos térmicos, mecánicos así como algunas consideraciones hidráulicas. El medio de enfriamiento es producido a través del refrigerante ecológico 404 A, que en la actualidad es muy utilizado.

Se ha realizado las pruebas de la máquina estableciendo resultados compatibles con los parámetros teóricos de producción. Un nuevo modelo de batidor se ha encontrado que a la vez permite incorporar mayor contenido de aire en el helado así como la extracción a la salida de la máquina a fin de conseguir darle forma al producto final.

En cuanto a la información sobre el tema resultó exigua, por lo que algunos modelos matemáticos fueron relacionados con algunas teorías para poder cumplir con el objetivo y que al final fueron aplicables.

SUMMARY

A beater-freezer has been designed and constructed to produce ice-cream so as to increase production related to the large pa (paila) ice-cream. As a base component the whole milk mixture was used; for this its physical and thermal properties were found.

For the analysis and design of the elements forming the machine, as a starting point, the sanitary criterion was considered. Then the thermal and mechanic calculi as well as the some hydraulic considerations were taken into account. The cooling system is produced by through the ecological cooler 404A which is used at the moment.

The machine tests have been performed establishing results compatible with the theoretical production parameters. A new beater model which, in turn, permits to incorporate a major air content in the ice-cream as well as the extraction at the machine exit to give the final product a form, has been found.

The information on the theme was little; this is why some mathematical models were related to some theories to be able to accomplish the objective, which, in the end, were applicable.

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general	2
1.3.2 Objetivos específicos.....	2
2. PROCESO GENERAL DE FABRICACIÓN DE HELADOS	3
2.1 Partes del proceso	3
2.1.1..Fundamentos para un diseño sanitario	3
2.2 Mezclas bases para helados	5
2.3 Principios de dosificación.....	7
2.3.1 Pesaje y dosificación de los ingredientes	7
2.3.2 Incorporación y emulsión de los ingredientes	7
2.4 Mezclado de sustancias	7
2.4.1 Fluidos newtonianos.	8
2.4.2 Fluidos no newtonianos	8
2.4.3 Proceso de cálculo de un mezclador	10
2.4.4 Mezclador de fluidos no newtonianos	11
2.5 Intercambiadores de calor.....	12
2.5.1 Transferencia de calor en ductos concéntricos anulares.....	12
2.5.2 Transferencia de calor en superficies raspadas.....	13
2.6 Carga de enfriamiento del producto	14
3 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE MATERIALES DESDE EL PUNTO DE VISTA TÉCNICO Y ECONÓMICO	16
3.1 Estudio de alternativas	16
3.1.1 Sistema de alimentación	16
3.1.2 Sistema de dosificación	16
3.1.3 Sistema de transmisión... ..	18
3.1.4 Medios para soportar ejes giratorios.....	19
3.1.5 Órgano batidor.....	21
3.1.6 Sistema de enfriamiento.....	21
3.1.7 Selección de la alternativa.....	21
3.2 Condiciones de servicio y ambientales.....	23
3.3 Selección de materiales	23
3.4 Análisis de las propiedades físicas químicas y mecánicas de los materiales	24
3.4.1 Propiedades físicas, químicas y mecánicas del acero inoxidable aisi 304 ...	24
3.4.2 Propiedades físicas, químicas y mecánicas del acero aisi 1020	26
3.4.3 Propiedades físicas, químicas y mecánicas de lamigamid 100	26
3.4.4 Propiedades físicas y mecánicas de la tubería de cobre tipo l.....	27
3.4.5 Propiedades físicas, químicas y mecánicas del aislante esponja	28
3.5 Propuestas y alternativas de los diferentes procesos	28
3.6 Alternativas de materiales para disminuir costos	29
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL BATIDOR- CONGELADOR	
4.1 Principio de funcionamiento.....	30
4.2 Capacidad de producción.....	31

4.3	Diseño térmico del batidor congelador	31
4.3.1	Cálculo de la carga térmica	31
4.3.2	Selección de equipo y accesorios de refrigeración	35
4.3.3	Análisis termodinámico	36
4.3.4	Cálculo del coeficiente convectivo del refrigerante	37
4.3.5	Cálculo del coeficiente convectivo de la mezcla	41
4.3.6	Cálculo térmico del evaporador	44
4.3.7	Ganancia de calor en el pre-enfriador	47
4.3.8	Determinación del espesor de la tapa frontal	49
4.4	Diseño mecánico	50
4.4.1	Determinación de las dimensiones de la máquina	50
4.4.2	Determinación de las dimensiones del pre-enfriador	50
4.4.3	Determinación del espesor de la pared del cilindro y del pre-enfriador	51
4.4.4	Determinación de la resistencia a vencer	51
4.4.5	Diseño del evaporador	52
4.4.6	Diseño del batidor	58
4.4.7	Diseño de los acoples	63
4.4.8	Diseño del bastidor	65
4.4.9	Diseño de la chaveta	67
4.4.10	Cálculo de la potencia y selección de accesorios para el sistema de transmisión	69
4.4.11	Selección de chumaceras	72
4.4.12	Determinación de los agujeros del dosificador	74
4.4.13	Selección del sello mecánico	76
4.4.14	Selección de contactores	76
5.	TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN	78
5.1	Preparación de los materiales de acuerdo a los planos	78
5.1.1	Construcción del evaporador	78
5.1.2	Construcción del bastidor	78
5.1.3	Construcción del batidor	78
5.1.4	Construcción de los acoples	79
5.1.5	Construcción de la tapa delantera	79
5.1.6	Construcción de la tapa posterior	79
5.1.7	Construcción del pre-enfriador	80
5.2	Ensamble de los elementos del equipo	80
5.2.1	Montaje del evaporador en la estructura	80
5.2.2	Montaje e instalación del sistema de refrigeración	81
5.2.3	Montaje de la cubierta delantera	82
5.2.4	Conexiones eléctricas	82
5.2.5	Montaje del motor del batidor	82
5.2.5	Montaje del pre-enfriador	84
5.2.6	Montaje de las poleas	84
5.2.7	Montaje del batidor	85
5.2.8	Montaje de la tapa delantera	85
5.2.9	Montaje de las cubiertas laterales y posteriores	85
6.	PRUEBAS DEL EQUIPO	86
6.1	Plan de pruebas	86
6.1.1	Pruebas de integridad del batidor	86
6.1.2	Pruebas de funcionalidad	87

6.2	Análisis de resultados	89
6.3	Análisis de costos	90
6.3.1	Costos directos.....	90
6.3.2	Mano de obra directa	90
6.3.3	Costos generales	91
6.3.4	Costos indirectos	91
6.3.5	Costos de manufactura	91
6.3.6	Depreciación de la máquina	92
6.3.7	Costos de energía consumida por la máquina	93
6.3.8	Costos de producción	94
6.3.9	Producción y utilidad.....	95
6.4	Operación y mantenimiento	95
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	98
7.1	Conclusiones.....	98
7.2	Recomendaciones	99
	BIBLIOGRAFÍA	101

LISTA DE FIGURAS

<u>Nº FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 Pasos para la elaboración de helados	3
2.2 Principio del helado	6
2.3 Diagrama de esfuerzo cortante para fluidos Newtonianos y no Newtonianos.....	9
2.4 Condiciones de frontera para flujo en un ducto anular concéntrico	12
2.5 Intercambiador de calor de superficie raspada	14
3.1 Sistema de dosificación por gravedad	17
3.2 Sistema de dosificación por bombeo	17
3.3 Batidor de cintas	20
3.4 Batidor con raspadores metálicos	20
3.5 Prototipo del batidor	22
4.1 Partes del batidor congelador.	31
4.2 Resistencias térmicas por pared.....	34
4.3 Diagrama esquemático de una etapa	37
4.4 Diagrama p-h	38
4.5 Cortante vs. gradiente de velocidad del fluido.	42
4.6 Resistencias térmicas en el evaporador	45
4.7 Distribución de temperaturas.....	46
4.8 Resistencias térmicas en el pre-enfriador	47
4.9 Variación de la temperatura en el pre-enfriador	48
4.10 Resistencias térmicas en la tapa frontal.....	49
4.11 Evaporador	52
4.12 Esfuerzos en el cilindro mayor	53
4.13 Esfuerzos en el cilindro menor	55
4.14 Factor de seguridad en los diferentes elementos	56
4.15 Disposición de fuerzas en el batidor.....	58
4.16 Esfuerzos presentes en el batidor	60
4.17 Deformaciones en el batidor.....	60
4.18 Factor de seguridad del batidor	61
4.19 Disposición de fuerzas en el acople hembra.....	63
4.20 Disposición de fuerzas en el acople macho	64
4.21 Deformación en el batidor.....	66
4.22 Factor de seguridad en el batidor	67

4.23	Vista en sección de una chaveta plana.....	67
4.24	Vista en corte del pre-enfriador	74
4.25	Sello mecánico.....	76
4.26	Contactores y protecciones térmicas LG	77
5.1	Esquema frigorífico	81
5.2	Circuito de control	83
5.3	Circuito de potencia.....	84
6.1	Temperatura de evaporación vs. tiempo	88

SIMBOLOGÍA

Símbolo	Definición	Unidades
ρ	Densidad	kg/m^3
T_i	Temperatura inicial	$^{\circ}\text{C}$
T_c	Temperatura de congelación	$^{\circ}\text{C}$
C_{p1}	Calor específico	$\text{KJ/kg } ^{\circ}\text{C}$
t	Tiempo	s
m	Masa	Kg
q_{s1}	Calor sensible por arriba del punto de congelación	W
ΔT	Diferencia de temperaturas	$^{\circ}\text{C}$
q_{s2}	Calor sensible por debajo del punto de congelación	W
q_l	Calor latente	W
q	Calor a retirar del producto	W
T_f	Temperatura final	$^{\circ}\text{C}$
C_{p2}	Calor específico por debajo del punto de congelación	$\text{KJ/kg } ^{\circ}\text{C}$
m^*	Flujo másico	Kg/s
Δh	Calor latente de fusión	KJ/Kg
R	Resistencia térmica	$^{\circ}\text{C/W}$
r	Radio	m
L	Longitud del evaporador	m
K_{pol}	Conductividad térmica del poliuretano	$\text{W/m } ^{\circ}\text{C}$
h_a	Coefficiente convectivo del aire	$\text{W/m } ^{\circ}\text{C}$
T_{amb}	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}$
T_{evap}	Temperatura de evaporación	$^{\circ}\text{C}$
q_{pared}	Calor por pared	W
q_{total}	Calor total a extraer	W
U	Coefficiente global de transferencia	
A	Área de transferencia de calor	m^2
P_{evap}	Presión de evaporación	Pa
T_{cond}	Temperatura de condensación	$^{\circ}\text{C}$
P_{cond}	Presión de condensación	Pa
P_{ab}	Presión absoluta	Pa
ρ_{ref}	Densidad del refrigerante	Kg/m^3
h	Entalpia	KJ/Kg
C_{pl}	Calor específico del refrigerante	KJ / Kg K
μ	Viscosidad dinámica	Pa s
k_l	Conductividad térmica del refrigerante	W /m K
m_r^*	Flujo másico del refrigerante	Kg / s
q_{uc}	Calor que presta la unidad condensadora	W

d_h	Diámetro hidráulico	m
d_o	Diámetro mayor del evaporador	m
d_i	Diámetro menor del evaporador	m
A_c	Área circunferencial , área de corte	m^2
q_A	Calor por unidad de área	W/m^2
d_{h2}	Diámetro mayor de hielo	m
d_{h1}	Diámetro menor de hielo	m
h_m	Coefficiente convectivo de la mezcla	$W / m^2 \text{ } ^\circ C$
h_v	Entalpía de vapor del refrigerante	$W / m^2 \text{ } ^\circ C$
h_c	Entalpía del refrigerante con una calidad	$W / m^2 \text{ } ^\circ C$
G	Flujo másico por unidad de área	$Kg/m^2 \text{ } s$
ϕ	Parámetro para evaluar el tipo de evaporación	
Nu	Nuselt	
l_c	Longitud característica	m
σ	Tensión superficial	N/m
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	Pa
g	gravedad	m/s^2
α	Difusividad térmica	m^2/s
Pr	Número de Prandt	
τ	Esfuerzo cortante	Pa
v	Velocidad	m/s
N	Número de revoluciones	rev/min
γ	Gradiente de velocidad	s^{-1}
n	Exponente, factor de seguridad	
γ_w	Viscosidad real	s^{-1}
μ_m	Viscosidad real no-newtoniana	Pa s
K	Conductividad térmica de la mezcla	$W / m \text{ } ^\circ C$
$LMTD$	Diferencia de temperaturas media logarítmica	$^\circ C$
K_{304}	Conductividad térmica del acero	$W / m \text{ } ^\circ C$
K_h	Conductividad térmica del hielo	$W / m \text{ } ^\circ C$
e_{304}	Espesor	m
q_{pre}	Calor por el pre-enfriador	
F	Fuerza	N
L_h	Longitud de la hélice	m
P_i	Presión interna del refrigerante	Pa
S_y	Límite de fluencia	Pa
σ_t	Esfuerzo tangencial	Pa
σ_r	Esfuerzo radial	Pa
δ	Deformación térmica	m
β	Coefficiente de dilatación térmica	K^{-1}

ε	Deformación unitaria	
ξ	Coefficiente de Poisson	
l_h	Longitud de una hélice	m
F'	Fuerza en una hélice	N
Area	Área en una hélice	m ²
P_h	Presión en una hélice	Pa
d_t	Diámetro del batidor	m
T	Torque	Nm
W	Potencia	Hp
Q	Capacidad de transporte	m ³ /h
p	Paso	m
C_1	Coefficiente de llenado	
C_2	Coefficiente de resistencia al avance	
κ_1	Peso específico de la mezcla	t / m ³
F_T	Fuerza tangencial	N
a	Centro de gravedad	m
l_m	Longitud media	m
b	Ancho de la chaveta	m
α	Factor de forma	
d	Diámetro del eje	m
x	Ancho	m
l	Longitud de la chaveta	
A_s	Área de corte de la chaveta	m ²
σ_d	Esfuerzo de aplastamiento	Pa
$W_{entrada}$	Potencia de entrada	Hp
f_1	Factor de sobrecarga	
f_2	Factor de extrasobrecarga	
i_g	Relación de transmisión	
D_{p2}	Diámetro de la polea conducida	in
D_{p1}	Diámetro de la polea conductora	in
V_p	Velocidad periférica de la banda	ft/min
L_b	Longitud de la banda	in
K_1	Factor de corrección por ángulo	
K_2	Factor de corrección por longitud de banda	
H_a	Potencia permitida	Hp
H_{tab}	Potencia tabulada	Hp
N_d	Número de ranuras	
C_o	Capacidad de carga estática	N
f_s	Factor de esfuerzo estático	
P_o	Carga estática equivalente	N

Fr	Carga radial	N
Fa	Carga axial	N
Xo	Factor radial	
Yo	Factor axial	
C	Capacidad de carga dinámica	N
σ_{eq}	Carga dinámica equivalente	
f _l	Factor de esfuerzo dinámico	
f _n	Factor de velocidad de giro	
A ₁	Área del recipiente	m ²
A ₂	Área del orificio	m ²
C _d	Coefficiente de gasto	
H _{inicial}	Altura inicial	m
H _{final}	Altura final	m

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

En la actualidad se utiliza la forma doméstica y simple de elaborar los llamados “helados de paila”, estos métodos de producción consisten en introducir los ingredientes en un recipiente metálico rodeado de una mezcla congeladora de hielo y salmuera, mezclándolos hasta que la mezcla queda suave.

La producción de helados ha sido dominada por fábricas especiales, pero como este mercado tiene un desarrollo bastante rápido, las plantas heladeras deben competir para conseguir parte de este mercado.

En las plantas productoras modernas, los ingredientes se vierten en el tanque congelador por medio de tuberías y se bate hasta que la mezcla queda suave. El helado sale del tanque casi congelado y se guarda en recipientes que se almacenan en cámaras congeladoras hasta que se endurece.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Se ha visto la necesidad de aumentar la producción en relación con los helados de paila. En el presente trabajo se propone el diseño, construcción y experimentación de un batidor-congelador para elaborar helados con base en leche, la mora, la frutilla, el taxo, etc.

Con la realización de este batidor-congelador se conseguirá una mayor producción, mejor calidad y una homogenización adecuada, debido a la demanda que presenta el mismo en la actualidad, al hablar de helados estamos refiriéndonos a los helados de crema el cual se puede definir como un alimento semi-congelado, además la máquina se la clasifica como de producción artesanal media.

El helado es un alimento altamente variable por los distintos requerimientos para diferentes mezclas o sabores.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo General

- Diseñar y construir un batidor-congelador para elaborar helados.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Analizar el marco teórico del diseño mecánico, térmico e hidráulico del batidor-congelador.
- Diseñar el batidor-congelador.
- Construir y experimentar el equipo de elaboración de helados.
- Determinar los costos económicos del equipo.

CAPÍTULO II

PROCESO GENERAL DE FABRICACIÓN DE HELADOS

2.1 PARTES DEL PROCESO[1]

La elaboración artesanal e industrial de los diversos tipos de helados incluye las siguientes etapas:

- Recepción y almacenamiento de los ingredientes y aditivos que componen los helados.
- Mezcla de los ingredientes acompañada de una homogenización, pasteurización y maduración de dicha mezcla.
- Batido con aire y congelación.
- Envasado de los helados en tarrinas, conos, paquetes familiares, etc.
- Endurecimiento de los helados y conservación por frío.

En la Figura 2.1 se representa en resumen los pasos para la elaboración de los helados.

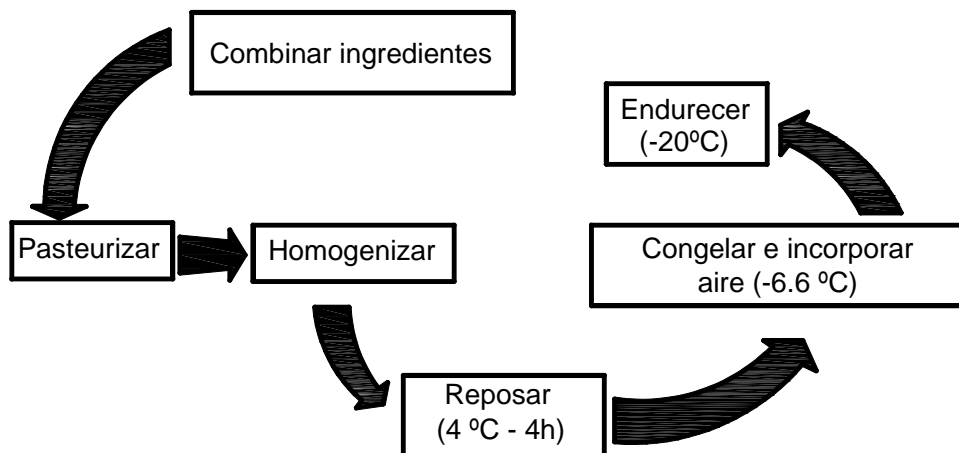


Figura 2.1- Esquematación de los procesos para la elaboración de helados

2.1.1 Fundamentos para un diseño sanitario

Los equipos para procesar alimentos deben ser construidos y mantenidos para asegurar que el equipo pueda ser eficientemente limpiado. El retiro de todos los materiales de comida es crítico. Esto significa prevenir el ingreso de bacterias, supervivencia, crecimiento y reproducción. Esto incluye algunos productos que se encuentran en contacto con la superficie del equipo.

Todas las partes del equipo deben ser fácilmente accesibles para inspección, mantenimiento, limpieza, etc. y por un individuo sin herramientas. El desmontaje y el ensamblaje deben ser facilitados por el diseño del equipo para optimizar las condiciones sanitarias.

Los materiales de construcción que se usan para los equipos deben ser completamente compatibles con el producto, medio ambiente y los métodos de limpieza química. Los materiales de construcción del equipo deben ser inertes, resistentes a la corrosión, no poroso y no absorbente.

El producto alimenticio debe escurrirse solo por el equipo para que, el agua, o producto líquido no se acumule, forme piscina o se condense sobre el equipo o en la zona.

Las áreas huecas del equipo deben ser eliminadas en lo posible o sellado permanentemente. Pernos, sujeciones, platos montados, corchetes, caja juntas, y gorros, mangas y otros artículos deben ser continuamente soldados hacia la superficie del equipo y no unir con remaches.

Durante las operaciones normales, el equipo debe funcionar mientras éste no contribuya a condiciones no sanitarias o crecimiento de bacterias.

Los procedimientos prescritos para la limpieza y deben ser escritos claramente, diseñado y demostrado ser efectivo y eficiente. Recomendaciones químicas para la limpieza y debe ser compatible con el equipo así como el medio manufacturado.

Todas las partes de la máquina debe estar libre de segmentos tales como grietas, corrosión, agujeros, juntas abiertas, aberturas, juntas levantadas, fibras internas, bordes de pernos. Todas las soldaduras deben ser continuas y con penetración completa.

El diseño del equipo debe asegurar la compatibilidad higiénica con otro equipamiento y sistema, eléctrica, hidráulica, vapor, aire, agua.

Las juntas, paneles de control eléctrico, cadenas, bandas, y la conexión máquina humano, botoneras, válvulas manuales, deben ser diseñadas, construidas y estar disponibles

para asegurar el producto alimenticio, agua o producto líquido no debe penetrar a su interior, o acumularse dentro o sobre la juntura y su conexión.

2.2 MEZCLAS BASES PARA HELADOS

La mezcla para helados es el resultado de la incorporación en agua o leche de las distintas materias primas a las que una vez disueltas y tratadas se les incorpora aire, a través de batido y congelamiento. La mezcla es posteriormente moldeada y endurecida.

Una composición porcentual relativamente estandarizada para helados es la siguiente:

Tabla I. Composición del helado en porcentaje

	Grasa de leche	SNG leche	Azúcar	Estabilizante	Agua	Sólidos de huevo	Sobre-rendimiento
Helado de crema	12	10.5	16	0.25	61.7	0.25	70 -100

La figura 2.2 muestra la diferencia existente entre la mezcla de ingredientes y la misma mezcla una vez convertida en helado por incorporación de aire (batido) y congelación. La mezcla original a) tiene un extracto seco total del 36%, mientras que en el helado con aire b) los sólidos totales aún siendo los mismos de la mezcla, representan solo la mitad 18%.

El agua pasa también del 64% a la mitad. La incorporación de aire a la mezcla durante el batido es lo que los técnicos heladeros conocen como “sobre-rendimiento”.

La composición de los helados varía de acuerdo a la legislación de cada país.

Durante el proceso la mezcla permanecerá líquida hasta una temperatura de -2.5 a -2.8 °C, a partir de la cuál comenzará la cristalización; a medida que la temperatura baja las materias disueltas se congelarán en fase amorfa quedando la parte no congelada cada vez más concentrada.

Dependiendo del tipo de congelador empleado, las temperaturas de salida del helado fluctuarán alrededor de -5°C y a esta temperatura prácticamente el 50% del agua de la mezcla estará en estado sólido, como puede concluirse del literal c) de la figura 2.2.

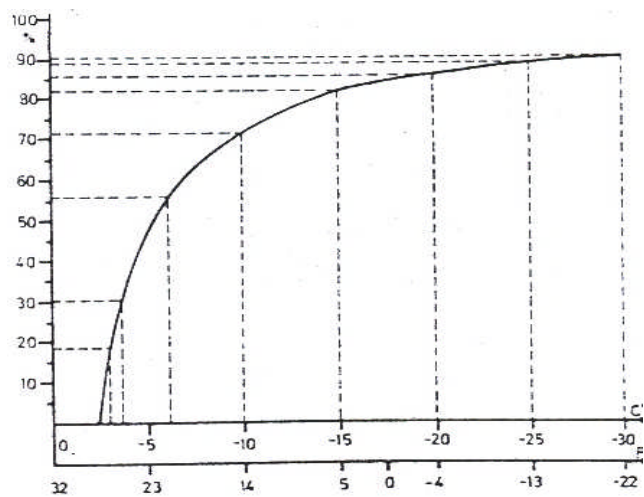
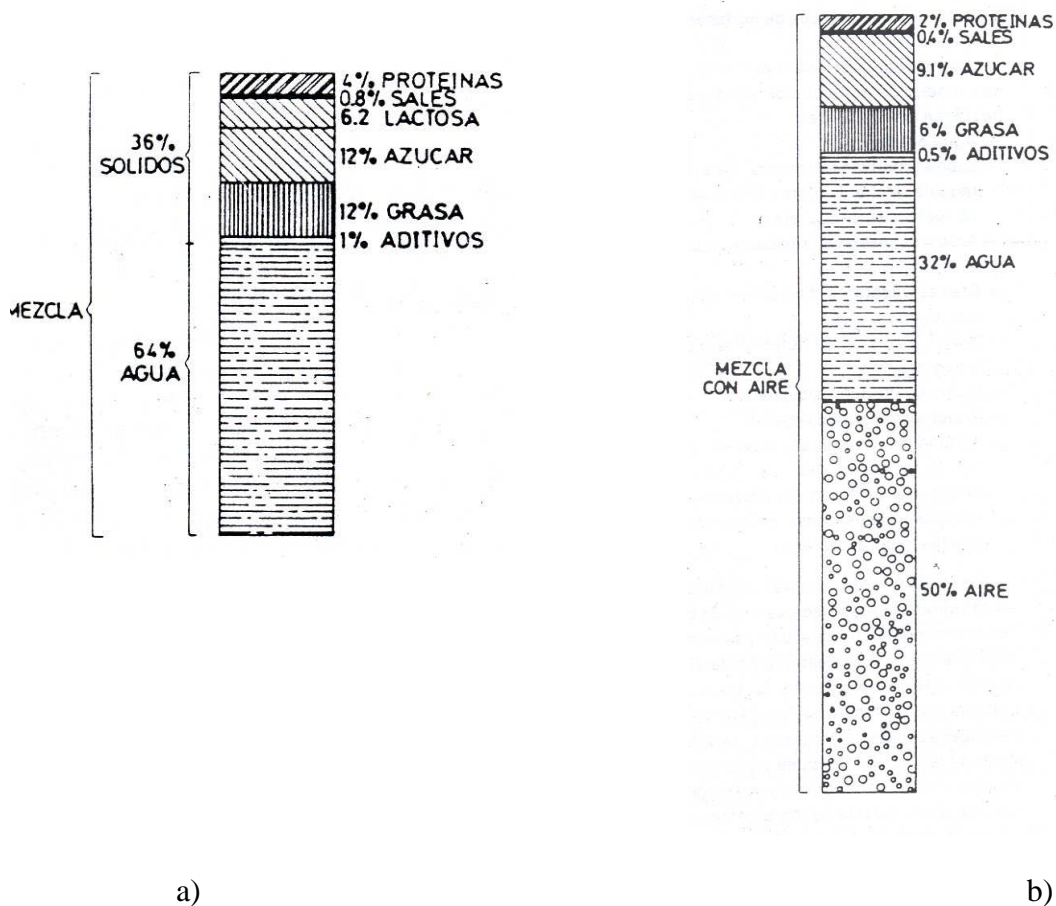


Figura 2.2 –Principio del helado.[1]

a) Composición de una mezcla; b) mezcla con incorporación de aire; c) porcentaje de agua en la mezcla a diferentes temperaturas.

2.3 PRINCIPIOS DE DOSIFICACIÓN

2.3.1 Pesaje y dosificación de los ingredientes.

Las materias primas sólidas son dosificadas por peso, mientras que los líquidos se miden por volumen. En una elaboración típica, estos ingredientes son ingresados a un recipiente de mezcla, que puede estar sujeto a calentamiento mediante una “camisa” de agua caliente y un agitador con velocidad variable, para mezclar los mismos a una temperatura y una energía adecuada para mejorar la disolución y dispersión de los componentes.

En este recipiente se agregan los componentes, leche, azúcar, crema, estabilizantes, esencias y colorantes, etc.

Otro método a escala industrial es la dosificación de los componentes líquidos a través de bombas de desplazamiento positivo y velocidad variable. En el caso de componentes sólidos el uso de tornillos de transporte cumple una función similar a las bombas para los componentes líquidos.

Por supuesto para pequeñas cantidades es indispensable el uso de las balanzas calibradas realizándose la incorporación de los componentes en forma manual.

2.3.2 Incorporación y emulsión de los ingredientes.

La incorporación de la mezcla, generalmente se hace a través de un agitador intermitente y de velocidad variable de acuerdo a las condiciones del proceso. El agitador tiene la particularidad de someter la mezcla a una velocidad adecuada, buscando aumentar la superficie de contacto de cada uno de los componentes, y mejorar la dispersión. Seguidamente se agregan los sólidos (azúcar, leche en polvo, etc.), incorporándolo a la corriente del líquido, logrando una mezcla altamente homogénea.

2.4 MEZCLADO DE SUSTANCIAS [2]

En las industrias químicas y otras semejantes, muchas operaciones dependen, en alto grado de la agitación y el mezclado de los fluidos. Por lo general, la agitación se refiere a inducir un fluido por medios mecánicos para que adquiera un movimiento circulatorio en el interior de un recipiente. El mezclado implica en cambio partir de dos fases individuales, tales como un fluido y un sólido pulverizado o dos fluidos y lograr que ambas fases se emulsionen entre sí.

Existen varios modos de efectuar estas dos operaciones, como por ejemplo:

- Mezclado de dos líquidos miscibles.
- Disolución de sólidos en líquidos.
- Dispersión de un gas en un líquido en forma de burbujas pequeñas.
- Suspensión de partículas sólidas finas en un líquido.
- Agitación de un fluido para aumentar la transferencia de calor entre dicho fluido y un serpentín o una camisa en las paredes de un recipiente.

2.4.1 Fluidos Newtonianos.

Los fluidos Newtonianos son aquellos que tienen una viscosidad constante, la cuál dependerá de la temperatura y del esfuerzo cortante aplicado. Los fluidos Newtonianos presentan una proporcionalidad directa entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad en situación de flujo laminar.

La curva de flujo para un fluido Newtoniano será una línea recta (Figura 2.3). De esta forma un fluido Newtoniano se lo puede definir mediante un único valor de viscosidad para una determinada temperatura.

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dr} \quad (2.1)$$

donde:

μ ; viscosidad absoluta

$\frac{dv}{dr}$; velocidad cortante

2.4.2 Fluidos no Newtonianos. [2]

Existe un sin número de materiales de importancia industrial que son frecuentemente manejados en la industria y que no cumplen con la ley de Newton de la viscosidad.

Presentan características específicas al fluir que los hacen muy diferentes a los fluidos puros.

Los fluidos no Newtonianos pueden dividirse en dos categorías en base a su comportamiento de esfuerzo cortante / velocidad cortante: (a) fluidos en los que el esfuerzo cortante es independiente del tiempo o duración de la acción cortante (independientes del tiempo) y (b) aquellos en los que el esfuerzo cortante dependen del tiempo o duración de la acción cortante (dependientes del tiempo). Además de su comportamiento anormal en la relación de esfuerzo cortante, algunos fluidos no Newtonianos también tienen características elásticas (como el caucho) que son función del tiempo y por lo que se los llama fluidos visco-elásticos.

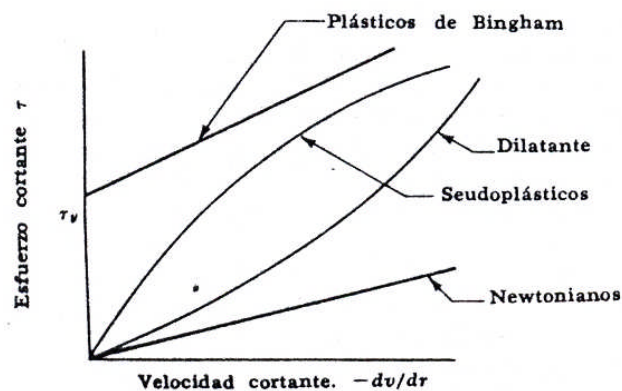


Figura 2.3-Diagrama de esfuerzo cortante para fluidos Newtonianos y no Newtonianos independientes del tiempo

2.4.2.1 Fluidos plásticos de Bingham.

Estos son los más simples debido a que tal como se lo muestra en la figura solo difieren de los Newtonianos en cuanto la relación lineal no pasa por el origen. Para que inicie el flujo se requiere un cierto exceso de cierto valor del esfuerzo cortante (llamado límite de fluidez).

2.4.2.2 Fluidos seudoplásticos.

La mayoría de fluidos no Newtonianos pertenecen a esta categoría e incluyen las soluciones o fusiones de polímeros. En la Figura 2.3 se muestra la forma de su curva de flujo que por lo general se puede expresar mediante una ecuación exponencial (a la que a veces se la llama ecuación de Ostwald de Wale).

$$\tau = K \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n \quad (n < 1) \quad (2.2)$$

Donde K es el índice de consistencia en $N*s^n/m^2$ y n es el índice de comportamiento de flujo, (cantidad adimensional). La viscosidad aparente disminuye al aumentar el esfuerzo cortante.

2.4.2.3 Fluidos dilatantes

Estos son mucho menos comunes que los pseudoplásticos y su comportamiento de flujo en la figura 2.3 muestra un aumento de la viscosidad aparente al elevar la velocidad cortante.

Casi siempre se puede aplicar la expresión exponencial de la ecuación.

$$\tau = K \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n \quad (n > 1) \quad (2.3)$$

Algunas soluciones dilatantes son la harina de maíz y el azúcar en solución, arena de playa húmeda, almidón en agua, silicato de potasio en agua y varias soluciones que contengan concentraciones elevadas de polvos en agua.

2.4.3 Proceso de cálculo de un mezclador [3]

- 1.- Definido el volumen de la sustancia a mezclar se selecciona la altura del recipiente.
- 2.- Determinar las propiedades físicas del líquido (viscosidad).
- 3.- El diámetro del revolvedor es escogido de tal forma que la relación del diámetro del recipiente con respecto al diámetro del revolvedor cumpla con ciertas condiciones.
- 4.- La frecuencia de rotación (RPM) se toma en cuenta los siguientes parámetros
 - a.- Objetivos del mezclado.
 - b.- Por requisitos tecnológicos tales como:
 - i .- Evitar la presencia de microorganismos para que no se genere la fermentación en el producto.
 - ii.- Evitar la ruptura de los cristales durante la cristalización.
 - c.- Para cumplir con otras condiciones que influyan en la obtención del producto final.
- 5.- Para encontrar la potencia del motor se hace uso de la teoría de máquinas de elevación y transporte, junto con el análisis de las resistencias a vencer por el revolvedor, haciendo uso de la teoría de fuerzas.

2.4.4 Mezclador de fluidos no newtonianos [4]

La capacidad de un transportador de tornillo viene dada por:

$$Q = \pi \frac{d_{h2}^2}{4} [pN60C_1] \left(\frac{m^3}{h}\right) \quad (2.4)$$

donde:

Q, capacidad para transportar (m^3/h)

C_1 , coeficiente de llenado

d_{h2} , diámetro del tornillo (m)

N, velocidad angular (rpm)

p, paso (m)

El canalón de transportador del tornillo sin fin se suele fabricar de chapa de acero de 2 a 8 mm de espesor el paso del tornillo es $t = (0.5 \text{ a } 1.0)d_{h2}$ donde d_{h2} es el diámetro del tornillo cuanto más ligero sea el material a transportar, tanto mayor se toma el paso. La velocidad de rotación del tornillo depende de la naturaleza de la carga a transportar y del diámetro del tornillo y se adopta cuanto es menor el peso a granel, la abrasividad de la carga y al diámetro del tornillo.

La potencia para efectuar el transporte de la materia prima es:

$$W = \frac{TH + Q\kappa LC_2}{270} (CV) \quad (2.5)$$

donde:

W, potencia (CV)

T, capacidad (T/h)

H, desnivel (m)

L, longitud (m)

C_2 , coeficiente de resistencia al avance

κ ; peso específico (Tm / m^3)

2.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.5.1 Transferencia de calor en ductos concéntricos anulares [5]

La forma más simple de un intercambiador de calor es una de doble tubería construida de tubos circulares concéntricos. Un fluido fluye a través del tubo interior y el otro fluye a través del espacio anular. El calor puede ser transferido en el interior de la pared del ducto anular, mientras la pared exterior es aislada como muestra la figura 2.4.

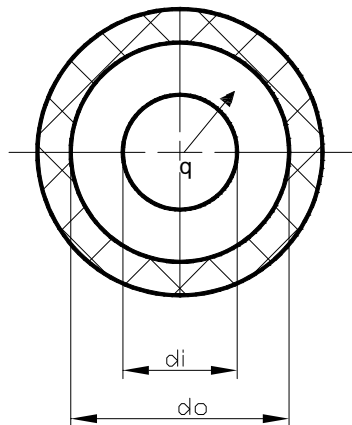


Figura 2.4 - Condiciones de frontera para flujo en un ducto anular concéntrico. El diámetro hidráulico d_h del ducto anular es igual a:

$$d_h = d_o - d_i \quad (2.6)$$

donde:

d_o , diámetro mayor del evaporador (m)

d_i , diámetro menor del evaporador (m)

En un tubo evaporador horizontal dos modos de transferencia de calor dominan el proceso total. El primer es la ebullición nucleada sobre lugares activos de la pared calentada que se caracteriza por el hecho de que el coeficiente de transferencia de calor depende en gran medida del flujo de calor por unidad de área. El segundo modo es la evaporación por convección forzada de la película líquida al núcleo de vapor, en este caso el coeficiente de transferencia de calor no depende del flujo de calor sino principalmente de la velocidad de flujo de masa y la calidad de vapor.

Las correlaciones para encontrar este coeficiente antes mencionado para ebullición por convección forzada se calcula por el método propuesto por V. Klimenko donde se evalúa el parámetro ϕ que se menciona a continuación.

Sí $\Phi < 1.6 \times 10^4$, entonces domina la ebullición nucleada; sí $\Phi > 1.6 \times 10^4$ domina la evaporación en película.

$$\Phi = \frac{G h_{fg}}{q} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

$$G = \frac{m^*}{A} \quad (2.8)$$

$$q_A = \frac{q_{uc}}{L \pi d_{h2}} \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_r = \frac{q_{uc}}{h_v - h_c} \quad (2.10)$$

$$A_C = \frac{\pi}{4} * (d_h)^2 \quad (2.11)$$

donde:

G , flujo másico por unidad de área ($\text{Kg/m}^2\text{s}$)

q_A , flujo de calor por unidad de área (W/m^2)

h_{fg} , diferencia de entalpías ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

q_{uc} , calor capaz de retirar la unidad condensadora (W)

x , calidad del refrigerante

ρ_l , densidad del líquido (Kg/m^3)

ρ_v , densidad del vapor (Kg/m^3)

L , longitud del evaporador (m)

d_{h2} , diámetro mayor de hielo (m)

m^* , flujo másico del refrigerante (Kg/s)

h_v , entalpía del refrigerante fase vapor ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

h_c , entalpía del refrigerante con calidad ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

A_C , área circunferencial (m^2)

2.5.2 Transferencia de calor en superficies raspadas [6]

La figura 2.5 muestra la constitución del intercambiador de calor de superficie raspada, el producto líquido viscoso se mueve por el tubo central. Los raspadores giratorios desprenden continuamente las acumulaciones superficiales, evitándose así sobrecalentamientos localizados y proporcionando una transferencia de calor más rápida y uniforme.

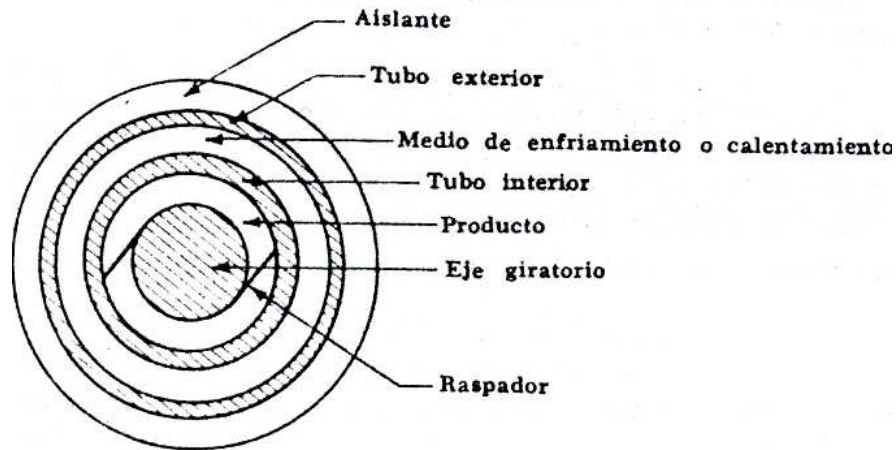


Figura 2.5-Intercambiador de calor de superficie raspada.

Para el cálculo del coeficiente interno de transferencia de calor utiliza una relación establecida por Skelland:

$$\frac{h_m d_{h2}}{k} = 4.9 \left[\frac{d_{h2} v \rho_m}{\mu_m} \right]^{0.57} \left(\frac{c_p \mu_m}{k} \right)^{0.47} \left(\frac{d_{h2} N}{v} \right) \left(\frac{d_{h2}}{L} \right)^{0.37} \quad (2.12)$$

donde:

k, conductividad térmica de la mezcla (W/m°C)

D, diámetro del recipiente en m

v, velocidad axial de flujo del líquido en m/s

N, velocidad del agitador en rev/s

Para valores de N comprendidos entre 1.5 a 7.5 rps.

2.6 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO [7]

Los productos que se refrigeran se vuelven parte de la carga de refrigeración debido a dos efectos: primero, es preciso remover calor del producto para llevarlo a las condiciones de

almacenamiento esto se llama **carga de enfriamiento**; segundo, algunos productos continúan emitiendo calor en condiciones de almacenamiento.

Si el producto se enfría a una temperatura por encima del punto de congelación la carga equivale al calor sensible por encima de la congelación.

$$q_{s1} = m \times c_{p1} \times \Delta T_1 \quad (2.13)$$

Si el producto se enfría a una temperatura por debajo del punto de congelación la carga equivale al calor sensible por debajo del punto de congelación.

$$q_{s2} = m \times c_{p2} \times \Delta T_2 \quad (2.14)$$

En estas expresiones, se tiene:

q_{s1}, q_{s2} , cantidad de calor removido del producto tanto por encima como por debajo del punto de congelación (W).

m , cantidad de producto enfriado en un tiempo determinado en (Kg/s).

c_{p1} , calor específico del producto, por encima del punto de congelación en ($KJ/Kg^{\circ}C$)

c_{p2} , calor específico del producto por debajo del punto de congelación en ($KJ/Kg^{\circ}C$).

ΔT_1 , cambio de temperatura del producto de la temperatura inicial hasta la temperatura del punto de congelación en ($^{\circ}C$).

ΔT_2 , cambio de temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura final en ($^{\circ}C$).

Si se va a congelar el producto entonces la carga se compone también del calor latente de fusión.

La remoción del calor latente para congelar el producto se determina a partir de la siguiente ecuación [7]:

$$q_l = m \times \Delta h \quad (2.15)$$

donde:

q_l , calor removido por efecto del cambio de estado (W)

Δh , calor latente de fusión del producto en ($\frac{KJ}{Kg}$)

CAPÍTULO III

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE MATERIALES DESDE EL PUNTO DE VISTA TÉCNICO Y ECONÓMICO.

3.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Las partes que conforman la máquina son las siguientes:

- Sistema de alimentación
- Sistema de transmisión
- Órganos de sostén
- Órgano batidor
- Sistema de enfriamiento

3.1.1 Sistema de alimentación

Este sistema es el que proporciona el líquido a ser procesado en una cantidad determinada, además de alimentar adecuadamente al proceso de batido. Debe tener las siguientes características:

- Su sección interna debe ser de un solo cuerpo, o soldado con la condición que debe permitir una fácil limpieza.
- Su sección externa debe ocupar el espacio suficiente para que pueda sujetarse a la estructura.

3.1.2 Sistema de dosificación [13]

El sistema de dosificación es la parte de la máquina que permite obtener un producto con la cantidad de aire deseada; los sistemas de dosificación que se puede utilizar se mencionan a continuación:

- Por gravedad: el dosificador es un elemento muy sencillo, consta de un tubo con orificios como se muestra en la figura 3.1



Figura 3.1- Sistema de dosificación por gravedad

La mezcla a congelarse pasa a través del orificio dosificador desde el pre-enfriador al evaporador, el mismo que es regulado de forma manual en las posiciones abierto o cerrado, las ventajas son: fácil montaje, costo de fabricación menor, no utiliza energía, bajo costo de mantenimiento, las desventajas se mencionan a continuación: dosificación no exacta, limitación en la producción.

- Por bombeo: el sistema de dosificación es algo más complejo como se muestra en la figura 3.2

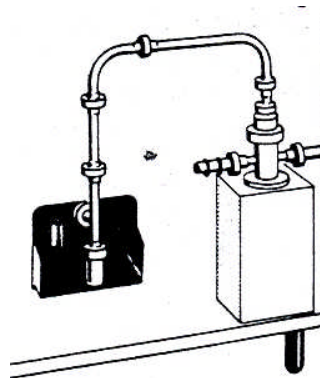


Figura 3.2- Sistema de dosificación por bombeo

La mezcla a congelarse es succionada desde un recipiente por una bomba de desplazamiento positivo, la misma que está calibrada para erogar una cantidad exacta de volumen al evaporador, las ventajas son: dosificación exacta, permite producir en cantidades moderadas, las desventajas que presenta este medio son: costo de fabricación elevado, utilización de energía para su funcionamiento, para proceder al saneamiento el personal debe ser capacitado.

3.1.3 Sistema de transmisión [11]

Es el mecanismo que se emplea para transmitir la energía desde el motor a los órganos de trabajo de una máquina. Existen varios sistemas de transmisión como se muestra en la tabla II.

Tabla II. Análisis de alternativas para el sistema de transmisión.

Alternativas	Ventajas	Desventajas
Por engranajes	<ul style="list-style-type: none"> - Puede ser construido de varios materiales como acero, hierro fundido, teflón, hierro sinterizado, bronce, resinas. - Un engranaje no metálico facilita el trabajo con una buena lubricación - Tiene una buena relación de contacto lo que hace que el trabajo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Si no hay la lubricación adecuada existirá exceso de fricción por lo tanto se incrementan las pérdidas y consecuentemente se deterioran los dientes. - Si se necesita reemplazar el costo es elevado, causan pérdidas en el trabajo - Se tiene exceso de ruido al momento de trabajar - Transmisión de movimiento entre ejes que se encuentren bien cercanos.
Por bandas	<ul style="list-style-type: none"> - Facilidad de reemplazo. - Elevada capacidad de empuje - Sustituyen generalmente a grupos de engranajes, por lo que simplifican mucho una máquina o instalación mecánica. - Se reduce los costos de mantenimiento - Son elásticos y generalmente de gran longitud, de modo que tienen una función importante de absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento de efectos de fuerzas vibrantes. - Transmiten movimiento entre ejes distantes. - Tiene buena resistencia a la fatiga - Sirve para transmitir potencia entre ejes 	<ul style="list-style-type: none"> - Hay que controlar la tensión correcta entre poleas, para evitar su rotura, o su salida de la polea. - Menor tiempo de vida.

Por cadenas	<ul style="list-style-type: none"> - Larga vida o duración - Eficiencia elevada. - La tensión inicial no elevada. - No hay resbalamiento o estiramiento 	<ul style="list-style-type: none"> -Para reemplazarlas el costo es elevado. -Existen fallas debido a que se someten a desgaste de los rodillos. -Debe tener una buena lubricación -Se necesita establecer un plan sistemático de lubricación. -Exceso de ruido
-------------	---	---

3.1.4 Medios para soportar ejes giratorios [12]

Un cojinete, es un elemento de máquina donde se apoyan y giran los ejes, a través de los cuales se transmite una carga.

En la tabla III se describe las alternativas más propicias para la máquina.

Tabla III. Análisis de alternativas para soportar medios giratorios.

ALTERNATIVA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Rodamiento de bolas	<ul style="list-style-type: none"> -Desarrollan velocidades más altas - Son menos costosos - Para usos con requerimientos modestos de capacidad de carga y poco ruido. - Fácil montaje - Toleran desalineación 	<ul style="list-style-type: none"> - Los anillos no se separan - Vida corta
Rodamiento de rodillos	<ul style="list-style-type: none"> - Soportan cargas más grandes - Los anillos se separan y se los pueden cambiar. 	<ul style="list-style-type: none"> - Tienen un costo más elevado

3.1.5 Órgano batidor

La forma del batidor es muy importante ya que de este dependerá el buen batido del helado así como la eficiencia de la máquina. Este proyecto se propone obtener un nuevo modelo de batidor entre dos alternativas que servirán como punto de partida para el estudio.

- Batidor de cintas [13]: el batidor se muestra en la figura 3.3.

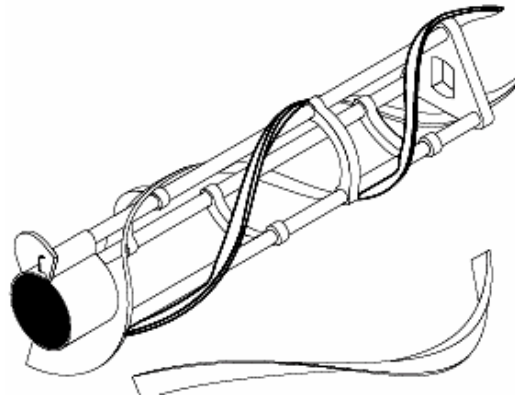


Figura 3.3 -Batidor de cintas

- Batidor con raspadores metálicos [1], el mismo que se muestra en la figura 3.4

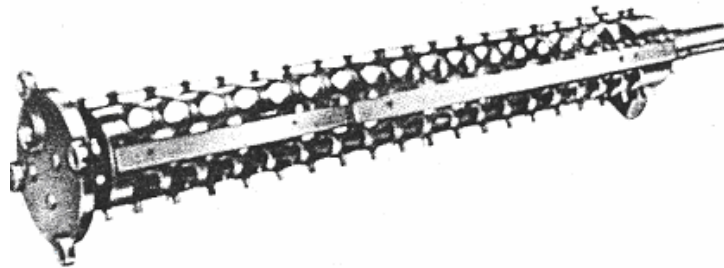


Figura 3.4 Batidor con raspadores metálicos

En la tabla IV se resume las ventajas y desventajas de los modelos antes mencionados.

Tabla IV. Análisis de alternativas para el órgano batidor

Alternativas	Ventajas	Desventajas
Batidor de cintas	<ul style="list-style-type: none"> - Menor costo de fabricación - Fácil sustitución de cintas - Bajo costo de mantenimiento 	<ul style="list-style-type: none"> - Limitación en la producción - Menor sobre-rendimiento - Reducida vida útil de las cintas
Batidor con raspadores metálicos	<ul style="list-style-type: none"> - Mayor costo de fabricación. - Mayor tiempo de vida útil de todo el cuerpo. - Mayor sobre-rendimiento. - Producción moderadamente alta. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema costoso para la extracción del helado. - Costo elevado en el recambio.

3.1.6 Sistema de enfriamiento

El enfriamiento se obtiene por la evaporación de un líquido, por consiguiente cualquier fluido que pueda cambiar de estado puede usarse como refrigerante [7]. Todos los refrigerantes que se resumen en la tabla V cumplen con las propiedades térmicas establecidas para un buen refrigerante.

Tabla V. Refrigerantes

ALTERNATIVA	Conductividad Térmica del líquido	Conductividad Térmica del vapor	Capacidad Explosiva (% en volumen)	Frío comercial negativo	Potencial de agotamiento de ozono
R22			No	-10 a -40	0.055
R134a			No	-10 a -30	-
R404A			No	-10 a -40	0
R502			No	-10 a -40	0.33
R717			16-25		

Las alternativas que se han mencionado son las más importantes para el diseño de la máquina debido a que se las puede comparar.

3.1.7 Selección de la alternativa

Para el diseño de la máquina se han establecido varias alternativas, se han tomado en cuenta parámetros como: facilidad en la construcción, costo, existencia en el mercado (tanto componentes como materia prima).

3.1.7.1 Sistema de alimentación

El sistema de alimentación presta la posibilidad de adaptarse a las medidas requeridas por el diseño, fácilmente y puede fabricarse y encontrarse fácilmente.

3.1.7.2 Sistema de dosificación

La alternativa más adecuada para la dosificación es el que se realiza por gravedad, debido a que no presenta mayor dificultad en la construcción, es de bajo costo y además la

dosificación permanece más o menos constante. No presenta complicaciones en la adaptación del sistema a la máquina.

3.1.7.3 Sistema de transmisión

Es adecuado que el sistema de transmisión se lo haga por medio de bandas y poleas; debido a que en la máquina se debe enlazar ejes a distancias considerables, puede sustituirse fácilmente, hay menor ruido, el costo es menor, además tiene elevado nivel de empuje. Con la selección de esta alternativa se logra simplificar la construcción de la máquina.

3.1.7.4 Medios para soportar ejes giratorios

El medio más adecuado para soportar ejes giratorios, es el de rodamiento de bolas, debido a que soporta altas velocidades, el rozamiento es menor, menor costo, soportan cargas moderadas.

3.1.7.5 Órgano batidor

A través del análisis de las dos alternativas antes expuestas se logró un nuevo modelo del batidor, fusionando las ventajas que prestan cada alternativa. El modelo apropiado según nuestras consideraciones es el que se presenta en la figura 3.5.

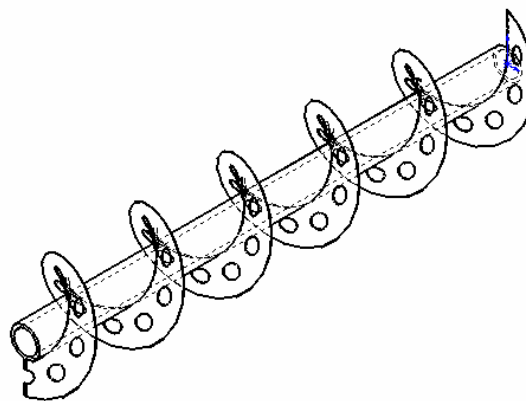


Figura 3.5 Prototipo de Batidor

Características del prototipo de batidor:

- Permite la reconstrucción.
- La forma de la hélice permitirá una mejor agitación del fluido, por lo tanto mejorará la transferencia de calor.

- El tiempo de vida útil aumentará.
- Se puede utilizar en una producción moderada.

Se considera que el prototipo tiene el perfil adecuado. Esto se sustenta en los experimentos realizados con un perfil establecido a priori, que luego se lo puso a prueba. El perfil más adecuado para batir una sustancia con diferentes propiedades requiere un estudio por separado más amplio.

3.1.7.6 Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración que se selecciona es el que utiliza refrigerante 404A, porque es un equipo de mucha utilización en nuestro medio para capacidades moderadas. Es el que, con mayor énfasis se da en el mercado actualmente, por la característica que presenta de no contaminar el medio ambiente; el objetivo es además de poder manipular este refrigerante geotrópico para futuras aplicaciones.

3.2 CONDICIONES DE SERVICIO Y AMBIENTALES [14]

La máquina operará en las siguientes condiciones:

Ubicación: La Mana.

Altura: 500 msnm

Humedad: 80 %

Temperatura promedio ambiente: 30 °C.

Sustancia que maneja: Helado

Temperatura mínima que alcanza el equipo: -40 °C.

Condensación por aire.

3.3 SELECCIÓN DE MATERIALES

La selección de los diferentes materiales se basa en las condiciones de diseño sanitario y en su disponibilidad en el mercado, otro factor importante es la facilidad de manufactura de los materiales. El costo es además un factor muy importante. Algunos materiales son considerados por su resistencia al desgaste. La tabla VI proporciona una lista de los componentes y accesorios con sus respectivos materiales.

Tabla VI. Materiales para la conformación de las partes del batidor-congelador

Componentes	Material	Partes por construir
Evaporador	Acero 304 tipo B	Cilindro interior, exterior, cubierta
Recipiente Pre-enfriador	Acero 304 tipo B	Recipiente, soporte
Cubiertas	Acero 304 tipo B	Frontal, posterior, laterales izquierda y derecha
Acoples	Acero 304 tipo B	Acople macho, acople hembra
Tapa	Acero 304 tipo B	Posterior, codo, extensión
Batidor	Acero 304 tipo B	Eje, aletas
Estructura	Acero AISI 1020	Perfiles cuadrados
Base del motor	Acero AISI 1020	Placa, perfiles cuadrados
Caja de controles	Acero AISI 1020	Toda la caja
Tapa	Lamigamid 100	Tapa frontal
Bocines	Lamigamid 100	Bocines, pistón, dosificador
Tubería	Cobre tipo L	Tubería para el lado de baja como de alta en refrigeración
Aislante	Esponja	Tubería de succión
Aislamiento	Poliuretano	Aislamiento del evaporador

3.4 ANÁLISIS DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS QUÍMICAS Y MECÁNICAS DE LOS MATERIALES

El análisis de las propiedades físicas, químicas y mecánicas es el punto de partida del diseño, por lo que se menciona a continuación cada uno de los materiales que se puede utilizar en el diseño.

3.4.1 Propiedades físicas, químicas y mecánicas del acero inoxidable AISI 304 [15]

La tabla VII muestra las propiedades del acero inoxidable AISI 304:

Composición 0.08 C / 18-20 Cr/ 8-10.5 Ni/ < 2 Mn /<1 Si /<0.045P /<0.03 S

Tabla VII. Propiedades del acero inoxidable AISI304 tipo B grado austenítico

Densidad	8.06 Mg /m ³
Propiedades mecánicas	
Límite elástico	310 MPa
Dureza	1700 MPa
Relación de Poisson	0.275
Propiedades térmicas	
Conductividad térmica	14.3 W/ m K
Temp. Máx. de servicio	1198 K
Temp. Min. de servicio	0 K
Expansión térmica	18 x 10 ⁻⁶ / K

El acero inoxidable tiene mayor dureza que un acero normal por lo que le hace un material más rígido. Para dar forma a este acero se debe utilizar aparatos más robustos y a su vez utilizar equipos especiales [16].

El acero inoxidable tiene buena resistencia a los solventes inorgánicos, la oxidación a 500 °C es muy buena; su resistencia a ácidos fuertes es buena, la resistencia al agua de mar es muy buena, así como lo es a la presencia de ácidos débiles y álcalis débiles.

Los aceros inoxidables se sueldan con la misma facilidad que los aceros al carbono, considerando que el acero inoxidable cuando se calienta se expande un 50% más que el acero al carbono la conductividad térmica es la mitad de este. Se debe tener cuidado de usar tan poco calor como sea posible y utilizar barras de cobre para conducir rápidamente el calor fuera de la junta.

Los aceros austeníticos no admiten temple. El único procedimiento que permite aumentar su dureza y resistencia es el estirado o deformación en frío, aunque se vuelve ligeramente magnético.

Los aceros inoxidables austeníticos tienen buena soldabilidad ductilidad y no presenta fragilidad a bajas temperaturas. Sus propiedades mecánicas no varían con el tratamiento

térmico y la acritud producida por una deformación en frío no solo lo endurece sino, aumenta la permeabilidad magnética y el límite de fatiga.

La soldadura no se debe enfriar bruscamente debido a que el acero es austenítico; si su morfología estructural sufre cambios, este se volverá frágil.

Se recomienda para la soldadura electrodos recubiertos AWS E308L-17,61.30 en soldadura TIG.[16]

3.4.2 Propiedades físicas, químicas y mecánicas del acero AISI 1020 [15]

La tabla VIII muestra las propiedades del acero AISI 1020:

Composición Fe/0.17- 0.23C/ 0.3 – 0.6Mn/ < 0.04 P/ < 0.05 S

Tabla VIII. Propiedades del acero AISI 1020

Densidad	7.9 Mg / m ³
Propiedades Mecánicas	
Límite elástico	265 MPa
Dureza	1300 MPa
Propiedades Térmicas	
Temperatura máxima de servicio	1795 K
Temperatura mínima de servicio	205 K

Acero dúctil y maleable, de fácil conformabilidad en frío y muy buena soldabilidad, este acero suelda muy fácilmente con soplete o al arco se recomienda la soldadura AWS clase E-6010, E-6011, E-6012 o E-6013 de la American Welding Society [16]. Es resistente al fuego, buena resistencia al agua dulce, presente muy buena resistencia a solventes inorgánicos, a una temperatura de 500 °C su resistencia a la oxidación es buena, la resistencia a ácidos fuertes es muy pobre, la resistencia en presencia de agua de mar es regular.

3.4.3 Propiedades físicas, químicas y mecánicas de lamigamid 100 [15]

La tabla IX muestra las propiedades del lamigamid 100:

Tabla IX. Propiedades Lamigamid estilo 100

Densidad	1.14 Mg / m ³
Propiedades Mecánicas	
Límite de fluencia	80MPa
Resistencia a la tensión	60 MPa
Dureza	110 MPa
Coefficiente de fricción	0.23
Propiedades Térmicas	
Conductividad térmica	0.040 W/ m °C
Temperatura máxima de servicio	273.15 K
Temperatura mínima de servicio	233.15 K

Es una poliamida tenaz y resistencia a la abrasión y el desgaste, altamente resistencia al calor con una muy alta dureza superficial y buena resistencia a muchos agentes químicos. Es fácilmente maquinable puede ser trabajado con todo tipo de máquinas herramientas. Es estable frente a microorganismos y no tiene efecto pernicioso biológico alguno, tiene un bajo nivel de ruido. Resistente a sustancias hidrocarbonadas (bencina), grasas, cetonas, alcoholes, ácidos minerales, siendo atacado por ácido fórmico y acético fenol glicol, alcohol benzílico. Puede ser pegado con ácido fórmico concentrado [17].

3.4.4 Propiedades físicas y mecánicas de la tubería de cobre tipo L [18]

Casi siempre se emplean para líneas de refrigerante las tuberías de cobre comercial cuyas dimensiones se han estandarizado en:

Tipo K pared gruesa

Tipo L pared media

Tipo M pared delgada

Los tipos K y L son los más recomendados para refrigeración, y entre los dos el tipo L es el más comúnmente usado. Los fabricantes recomiendan tubería de cobre especial para refrigeración puesto que esta se puede adquirir limpia deshidratada y sellada para evitar contaminantes anteriores a la instalación.

Para las conexiones soldadas deben emplearse codos, tees, coples reductores o cualquier otra conexión miscelánea fabricadas en bronce o cobre forjados. Las conexiones fundidas no son satisfactorias puesto que estas pueden ser porosas y frecuentemente no tienen suficiente resistencia.

3.4.5 **Propiedades físicas, químicas y mecánicas del aislante esponja** [19]

La tabla X muestra las propiedades del aislante esponja:

Tabla X. Propiedades térmicas del aislante esponja

Aislante esponja	
Propiedades Térmicas	
Conductividad térmica	0.034 W/m K
Temperatura máxima de servicio	378.15 K
Temperatura mínima de servicio	233.15 K
Permeabilidad al vapor de agua	3500

Las dimensiones del aislante están dadas por el fabricante. Un espesor de 3 mm y un ancho de 30 mm son muy utilizados para aislar tuberías de cobre en el lado de baja temperatura.

3.5 **PROPUESTAS Y ALTERNATIVAS DE LOS DIFERENTES PROCESOS**

En cualquier actividad el aspecto económico tiene importancia fundamental razón por la cual la determinación de costos de materiales en el presente proyecto, resulta útil.

Es importante resaltar que las consideraciones que se toman pretenden ser las mejores en cuanto a procesos y costo.

El batidor es construido en base a un eje y placas para lo cual se da la forma de la hélice con la ayuda de molduras, luego es soldado sobre el eje, para luego proceder a rectificar en una máquina herramienta (torno)

El evaporador se construye con dos tubos concéntricos anulares, en donde los elementos que lo conforman son trabajados en torno, planchas roladas.

Las placas que necesitan exactitud se las corta por medio del proceso plasma.

El recipiente que contiene al líquido (pre-enfriador) se lo construye por medio de deformación de las láminas, corte por el proceso plasma y soldadura por el proceso TIG.

La estructura se la construye por corte manual y proceso de suelda convencional.

La estructura es limpiada y luego pintada todo manualmente.

Los acoples son fabricados a partir de barras con la utilización de torno y fresadora.

3.6 ALTERNATIVAS DE MATERIALES PARA DISMINUIR COSTOS

Para disminuir precios se procedió a utilizar perfiles de acero al carbono para luego pintarlo.

Debido a que es una máquina de carácter alimenticio, entonces los materiales expuestos anteriormente son los que se ajustan al requerimiento del diseño sanitario y se encuentran en el mercado.

CAPÍTULO IV

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL BATIDOR CONGELADOR

Para el análisis y diseño de los diferentes elementos del batidor-congelador se parte desde el criterio de diseño sanitario, se toman parámetros que se pueden demostrar matemáticamente; donde no se puede encontrar mayor información se procede a la experimentación.

El diseño parte desde el cálculo térmico para luego proceder la parte mecánica con el fin de poder cubrir el mayor número de variables. Después de haber diseñado el elemento o el sistema se procede a la selección del componente que se requiera.

Debido a los parámetros encontrados experimentalmente el diseño está sujeto a un cierto grado de incertidumbre.

Para el análisis de esfuerzos en algunos componentes se toma la recomendación que plantea Shigley[20]. “Los esfuerzos se calculan con gran precisión cuando la geometría es lo suficientemente simple para que la teoría proporcione las relaciones cuantitativas necesarias. En otros casos se utilizan aproximaciones como el análisis del elemento finito cuyos resultados tienden a converger en los valores reales. Cuando no se dispone de las ecuaciones necesarias, entonces los métodos del análisis del elemento finito son atractivos, pero se deben tomar precauciones”.

4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La figura 4.1 muestra las partes principales del batidor congelador.

El batidor congelador está equipado con un cilindro congelador (evaporador) que tiene un espacio anular donde se lleva a cabo la refrigeración por enfriamiento directo del refrigerante.

El líquido de la mezcla a ser batido cae del pre-enfriador dosificador a una temperatura de 4 °C hacia el interior del cilindro congelador del evaporador; en su interior se encuentra un

batidor que gira con el fin de batir y romper la superficie de hielo formada por la congelación. Este movimiento es realizado a través de un sistema de transmisión por bandas. La congelación se continúa hasta llegar a una temperatura de $-6.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ para este fin se utiliza la unidad condensadora, después de un determinado tiempo la sustancia es repelida a través del orificio dosificador del producto y allí es recolectada.

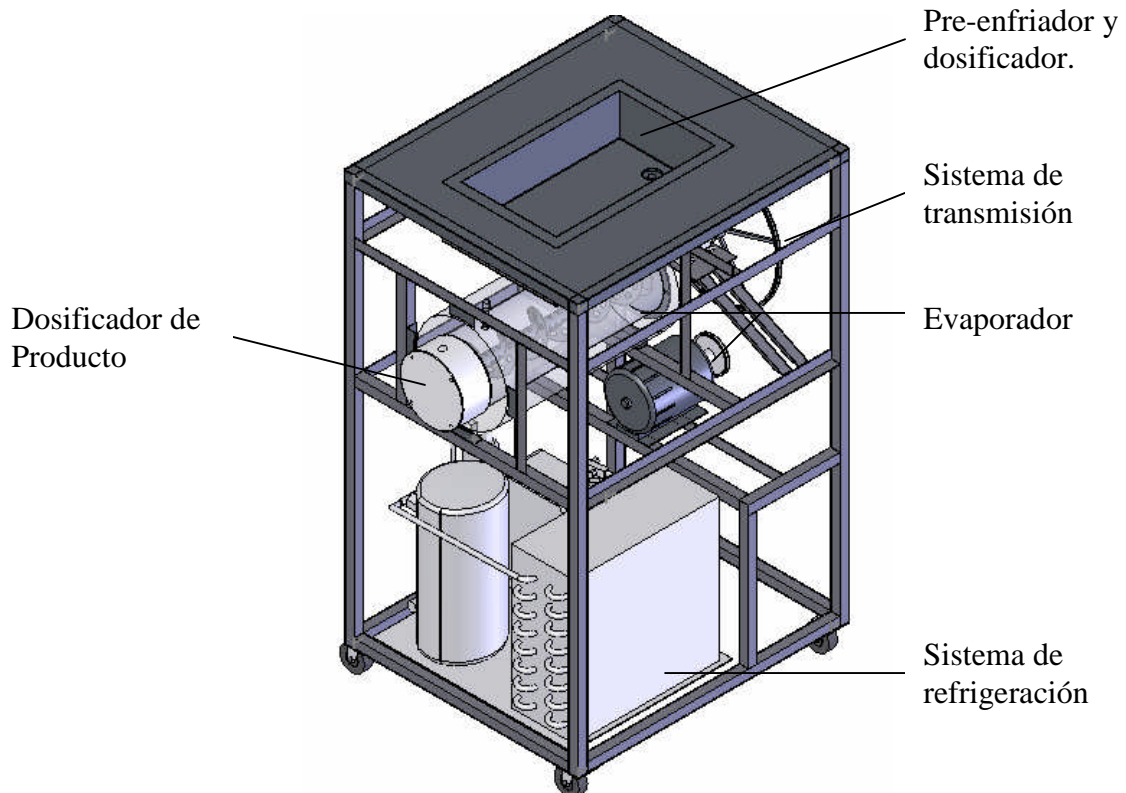


Figura 4.1- Partes del batidor –congelador

4.2 CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN

La capacidad de la máquina está definida por la cantidad de producto que va a producir en una hora. Para el diseño se toma una capacidad de 80 l/h en producción continua, todos los componentes y elementos estarán sujetos a este requerimiento.

4.3 DISEÑO TÉRMICO DEL BATIDOR CONGELADOR.

Para el diseño térmico es necesario conocer la carga térmica.

4.3.1 Cálculo de la carga térmica.

Para calcular la carga térmica se considera la ubicación donde será instalada la máquina, posteriormente se calcula el calor a extraer del producto y el calor por pared. (Boletín de clima del Ecuador).

Ubicación: La Maná.

Altura: 500 msnm

Humedad: 80 %

Temperatura promedio ambiente: 30 °C.

Sustancia a manejar: Helado

La tabla XI muestra los datos de la mezcla para el cálculo del calor a extraer por el producto por encima del punto de congelación.

Tabla XI. Propiedades de la mezcla sobre el punto de congelación

$\rho \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$ [21] Densidad	T_i (°C) Temperatura inicial	T_c (°C) [21] Temperatura sobre el punto de congelación	$c_{p1} \left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right)$ [7] Calor específico	t (s) ¹ Tiempo	m (Kg) Masa ²
1099	4	-2.47	2.93	207	3.19

Con estos valores se tiene:

$$q_{s1} = m \times c_{p1} \times \Delta T_1$$

$$q_{s1} = \frac{3.19Kg}{207s} * 2.93 * (4 - (-2.47)) = 292W$$

La tabla XII muestra los datos de la mezcla para el cálculo del calor a extraer por el producto por debajo del punto de congelación.

¹ Intervalo de tiempo para congelar un volumen parcial de 2.9 litros que acumulados resulta un volumen total de 80l/h

² Masa para un mínimo sobre-rendimiento del 72 % en un volumen de 2.9 litros.

Tabla XII Propiedades de la mezcla bajo el punto de congelación

T_c ($^{\circ}C$) [21] Temperatura inicial	T_f ($^{\circ}C$) Temperatura final ³	c_{p_2} $\left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}C}\right)$ [7] Calor específico
-2.47	-6.6	1.632

luego:

$$q_{s2} = \frac{3.19Kg}{207s} * 1.632 * (-2.47 - (-6.6)) = 104W$$

El calor a retirar por el cambio de fase está dado por:

% agua = porcentaje contenido de agua en la mezcla líquida de la figura N° 2.2 c) = 55%

Se muestra datos del fluido que se utilizaron en el cálculo.

$$\Delta h \left(\frac{KJ}{Kg}\right) = 200 \quad [7]$$

Se tiene:

$$q_l = m * \Delta h$$

$$q_l = \frac{3.19Kg}{207s} * 200 \frac{KJ}{Kg} * 0.55 = 1695W$$

$$q_l = 1695W$$

El calor a retirar por producto es:

$$q = q_{s1} + q_{s2} + q_l$$

$$q = 2091 W$$

El calor por paredes está dado por la ecuación 4.1 en donde se asume los radios que cubrirá un espesor de aislante. La figura 4.2 muestra los radios asumidos y la tabla XIII proporciona los datos para calcular este calor.

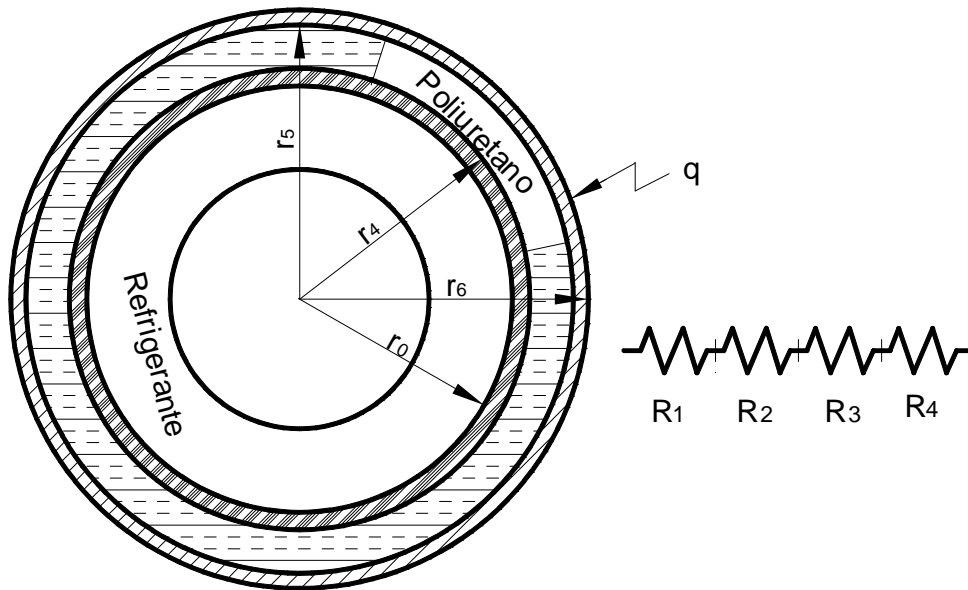


Figura 4.2- Resistencias térmicas por pared

A continuación se muestran datos para evaluar el calor.

Tabla XIII. Valores para el cálculo del calor por pared

r_6 (m) Radio asumido	r_5 (m) Radio asumido	r_4 (m) Radio asumido	r_0 (m) Radio asumido	l (m) Longitud asumido	K_{poliu} $\left(\frac{W}{m^{\circ}C}\right)$ [21] Conductividad térmica poliuretano	h_a $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}\right)$ Coeficiente convectivo aire	T_{amb} . ($^{\circ}C$) Temp. ambiente	T_{evap} . ($^{\circ}C$) Temp. del evaporador
0.1515	0.15	0.0835	0.082	0.55	0.026	12	30	-30

$$q_p = U * A * \Delta T_p \quad (4.1)$$

El coeficiente global de transferencia fue evaluado por la ecuación (4.2).

$$UA = \frac{1}{\sum R_T} \quad (4.2)$$

donde:

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi K_{304} L} = \frac{\ln\left(\frac{0.0835}{0.082}\right)}{2\pi * 14.3 * 0.55} = 0.000367 \left[\frac{^{\circ}C}{W}\right]$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right)}{2\pi K_{poliur} L} = \frac{\ln\left(\frac{0.15}{0.0835}\right)}{2\pi * 0.026 * 0.55} = 6.52 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_6}{r_5}\right)}{2\pi K_{304} L} = \frac{\ln\left(\frac{0.1515}{0.15}\right)}{2\pi * 14.3 * 0.55} = 0.0002 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

$$R_4 = \frac{1}{h_a A} = \frac{1}{12 * 2 * \pi * 0.1515 * 0.55} = 0.16 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

Al reemplazar valores en la ecuación (4.2) se obtiene:

$$UA = 0.15 \left[\frac{W}{^{\circ}C} \right]$$

luego el coeficiente global de transferencia de la ecuación (4.1) es:

$$q_{pared} = 9 \text{ W}$$

Esto revela la tabla XIV que el calor por pared casi es despreciable; esto debido a que el área de transferencia es pequeña.

Tabla XIV. Resumen de las cargas térmicas

Carga térmica	Calor a extraer (W)
Producto	2091
Pared	9
	$\sum q = 2100$

Para la selección final del equipo se aplica un margen de seguridad del 10%, el calor total a extraer es:

$$q_{total} = 2310 \text{ W}$$

4.3.2 Selección de equipo y accesorios de refrigeración

Para la selección de los equipos y accesorios se utilizaron catálogos mismos que se hacen referencias en cada elemento:

- Unidad condensadora hermética TECUMSEH modelo FH2511ZBR **(Ver anexo A)**
- Válvula termostática TES2-1.2 con orificio 03 gama N Danfoss. **(Ver anexo B)**.
- Filtro con tomas de 3/8 para una carga de 0.66 TR DML 033 Danfoss. **(Ver anexo C)**.
- Válvulas solenoide con tomas de 3/8 normalmente cerrada para 220 V 032F121102 Danfoss. **(Ver anexo D)**
- Intercambiador de calor líquido-vapor HXR-250A ANTARTIC. **(Ver anexo E)**
- Visor de Líquido con tomas de 3/8. **(Ver anexo F)**
- Tuercas de 3/8
- T de 3/8
- Tubería de cobre 1/2 tipo L
- Tubería de cobre 3/8 tipo L
- Soldadura de plata al 6 y al 15%

4.3.3 Análisis termodinámico

Con el análisis termodinámico se busca encontrar las propiedades requeridas del refrigerante.

Cálculo de la temperatura de evaporación.

$$\Delta T = 20^\circ C [21]$$

$$T_f = -6.6^\circ C^3$$

donde:

T_{evap} , temperatura de evaporación

T_f , temperatura final

$$T_{evap} = T_f - \Delta T \quad (4.3)$$

$$T_{evap} = -26.6^\circ C$$

Una temperatura de evaporación de $-30^\circ C$, resulta satisfactoria.

La presión de evaporación a $-30^\circ C$, (ver anexo G) es:

$$P_{evap} = 0.21 \text{ MPa absoluta}$$

Cálculo de la temperatura de condensación

³ Temperatura a la que fluye con facilidad a la salida del cilindro congelador.

$$\Delta T_{cond.} = 10^{\circ}C \quad [22]$$

donde:

$T_{cond.}$, temperatura de condensación

$T_{amb.}$, temperatura aire

$$T_{cond.} = T_{amb.} + \Delta T_{cond.} \quad (4.4)$$

$$T_{cond} = (30 + 10)^{\circ}C = 40^{\circ}C$$

Y además la presión de condensación $40^{\circ}C$, figura 4.4 es:

$$P_{cond} = 1.8 \text{ MPa absoluto}$$

La figura 4.3 muestra el diagrama esquemático de una sola etapa que se utiliza en el diseño térmico para una temperatura de evaporación de $-30^{\circ}C$.

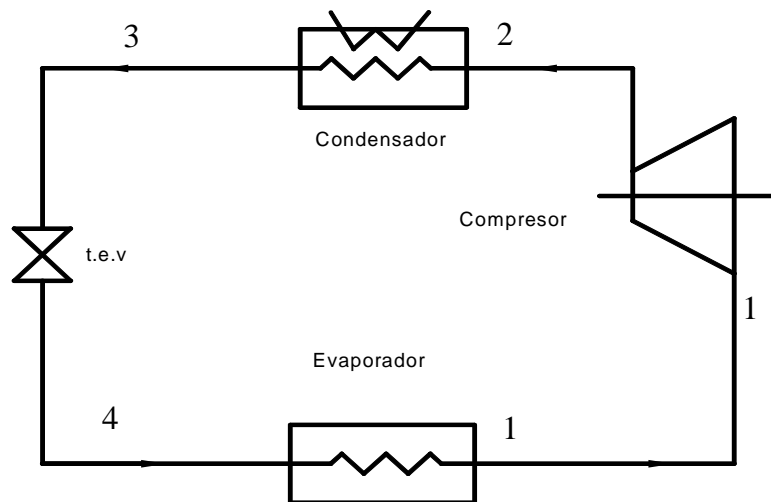


Figura 4.3- Diagrama esquemático de una sola etapa

La figura 4.4 muestra el diagrama presión-entalpía del refrigerante 404A donde se encuentran trazadas las presiones teóricas tanto de evaporación como de condensación.

4.3.4 Cálculo del coeficiente convectivo del refrigerante

La tabla XV resume las propiedades del refrigerante, considerando además una calidad termodinámica del 50%.

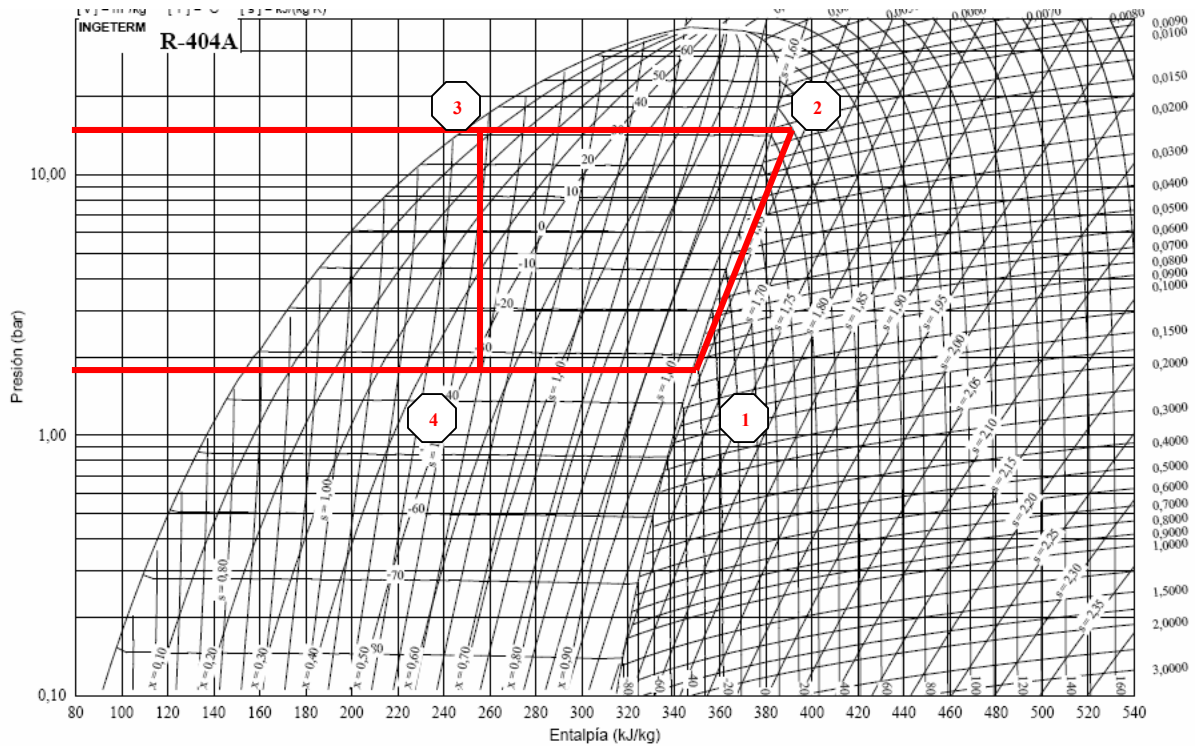


Figura 4.4- Diagrama p-h

Tabla XV. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R404

Estado termodinámico	P _{ab} (MPa) Presión absoluta	ρ _{ref} $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$ Densidad	h $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$ Entalpía	c _{pl} $\left(\frac{KJ}{Kg * K}\right)$ Calor específico	μ (Pa*s) Viscosidad dinámica	(k _l) $\left(\frac{W}{mK}\right)$ Conductividad térmica
Líquido saturado	0.21	1255	160.2	1.275	0.000273	0.086
Vapor saturado	0.21	10.92	349.27	-	0.000011	-

La entalpía de flujo combinado según la Figura 4.4 es 258 (KJ/Kg)

El flujo másico del refrigerante fue calculado a partir de la ecuación (2.10) [9]

$$\dot{m}_r = \frac{q_{uc}}{h_v - h_c}$$

donde:

q_{uc}, capacidad de retirar calor por la unidad condensadora ⁴ = 2379 W (Ver anexo A)

h_v, entalpía del refrigerante en vapor saturado = 349.27 KJ/Kg

⁴Capacidad de retirar calor por la unidad condensadora según catalogo.

hc, entalpia del refrigerante con una calidad del 50% = 258 KJ/Kg⁵ (Ver anexo G)

Al reemplazar valores en la ecuación se tiene:

$$\dot{m}_r = \frac{2379W}{(349.27 - 258) \frac{KJ}{Kg}} = 0.026 \frac{Kg}{s}$$

El flujo másico por unidad de área fue encontrado a partir de las ecuaciones (2.6), (2.8), (2.9), (2.11) reemplazando valores se tiene:[9]

$$d_h = 0.164 - 0.114 = 0.05 m; \quad A_c = \frac{\pi}{4} * (0.05)^2 = 1.96 \times 10^{-3} m^2$$

$$G = \frac{0.026}{1.96 \times 10^{-3}} = 13.2 \frac{Kg}{m^2 s}; \quad q_A = \frac{2379}{0.55 * \pi * 0.1075} = 12808 \frac{W}{m^2}$$

donde:

d_0 , diámetro mayor del evaporador = 0.164 m

d_i , diámetro menor del evaporador = 0.114 m

q_A , calor de la unidad condensadora = 2379 W

L, longitud del evaporador = 0.55 m

Al evaluar la ecuación (2.7) se tiene:

$$\Phi = \frac{13.2 * (379.27 - 160.2)}{12808} \left[1 + 0.5 \left(\frac{1255}{10.92} - 1 \right) \right] \left(\frac{10.92}{1255} \right)^{\frac{1}{3}} = 2323$$

Como $\Phi < 1.6 \times 10^4$, entonces domina la ebullición nucleada el número de Nusselt Nu es evaluado a partir de la siguiente ecuación.

$$Nu = 7.4 \times 10^{-3} q^{*0.6} p^{*0.5} Pr_l^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{k_{304}}{k_l} \right)^{0.15} \quad (4.5)$$

$$q^* = \frac{q l_c}{h_{fg} \rho_v \alpha_l} \quad (4.6)$$

$$P^* = \frac{P_{ab}}{[\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (4.7)$$

⁵ Entalpía encontrada a partir del diagrama presión entalpia con una calidad del 50%.

$$\alpha_l = \frac{k_l}{\rho_l c_{pl}} \quad (4.8)$$

$$l_c = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \quad (4.9)$$

$$\text{Pr}_l = \frac{c_{pl} \mu}{k_l} \quad (4.10)$$

donde:

Nu, número de Nusselt

l_c , longitud característica (m)

α_l , difusividad térmica (m²/s)

g, gravedad = 9.8 m/s²

σ , tensión superficial (corresponde al R12 a una temperatura de 340 K) = 0.0165 N/m

Pr_l , número de Prandtl

Al reemplazar estos valores junto con los de la tabla XV se tiene:

$$\alpha_l = \frac{0.086}{1255 * 1275} = 5.37 \times 10^{-8} \frac{m^2}{s} \quad ; \quad l_c = \left[\frac{0.00165}{9.8(1255 - 10.92)} \right]^{0.5} = 0.00116 m$$

$$q^* = \frac{12808 * 0.0016}{189.07 * 10.92 * 5.37 \times 10^{-8}} = 134 \quad ; \quad P^* = \frac{0.21 \times 10^{-6}}{[0.00165 * 9.8 * (1255 - 10.92)]^{0.5}} = 14806$$

$$\text{Pr}_l = \frac{1275 * 273 \times 10^{-6}}{0.086} = 4.05$$

El número de Nusselt en ductos anulares es evaluado a partir de la ecuación (4.5)

$$Nu = 7.4 \times 10^{-3} * 134^{0.6} * 14806^{0.5} * 4.05^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{14}{0.086} \right)^{0.15} = 22$$

donde:

k_{304} , conductividad térmica del acero 304 = 15 W/m°C

k_l , conductividad térmica encontrada en la tabla XV

El coeficiente convectivo del refrigerante fue calculado a partir de la ecuación establecida por Mills.[9] :

$$h_{ref} = \frac{Nuk_l}{l_c} \quad (4.11)$$

Evaluando con los valores antes calculados junto con los datos de la tabla XV se tiene:

$$h_{ref} = \frac{22 * 0.086}{0.00116} = 1631 \frac{W}{m^2 K}$$

Se desprecia el valor del coeficiente convectivo en líquido puro por ser demasiado pequeño comparado con el antes calculado

4.3.5 Cálculo del coeficiente convectivo de la mezcla

Para determinar el coeficiente convectivo de la mezcla se determina el tipo de fluido y su viscosidad y se hacen algunas consideraciones oportunamente.

4.3.5.1 Determinación de las propiedades de fluido

Experimentalmente se determinó el tipo de fluido por medio del viscosímetro rotacional a una temperatura de $-2.47\text{ }^\circ\text{C}$ considerando que a esa temperatura se encuentra la mezcla en el cambio de fase. Los resultados se muestran en la tabla XVI.

Tabla XVI. Valores calculados de la mezcla.

$\tau \left(\frac{N}{m^2} \right)$ cortante	$v \left(\frac{m}{s} \right)$ velocidad	$N \left(\frac{rev}{s} \right)$ numero de revoluciones	$\gamma \left(\frac{1}{s} \right)$ gradiente velocidad
22.0	0.21	1.2	17.94
41.6	0.28	1.6	23.93
61.2	0.36	2.1	30.37
80.8	0.42	2.4	35.80
100.4	0.62	3.6	52.66
108.2	0.93	5.4	78.95

La tendencia de la curva se muestra en la figura 4.5, donde puede verse que no existe una pendiente constante y al final de la curva la pendiente va disminuyendo, lo que demuestra que la tendencia es propia de un fluido pseudoplástico.

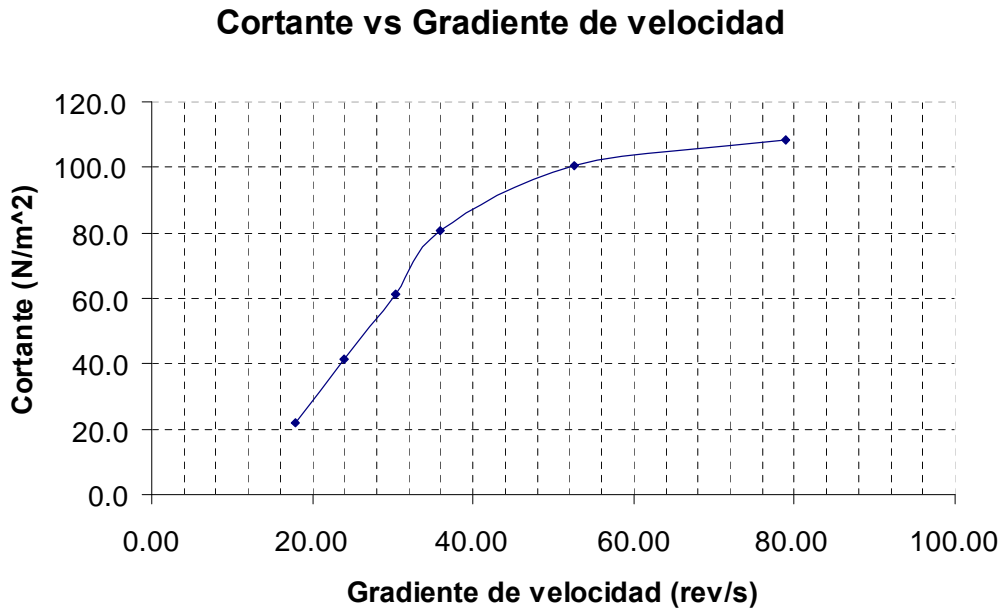


Figura 4.5- Cortante vs gradiente de velocidad del fluido

donde el índice de comportamiento de flujo n es evaluada por los puntos P1 y P2 encontrados en la tabla XVI.:

$$P2: (52.66; 100.4)$$

$$P1: (35.8; 80.8)$$

Reemplazando valores en la ecuación (2.3) se tiene:

$$\tau = K \left(-\frac{dv}{dr} \right)^n \quad (n < 1)$$

$$n = \frac{\ln\left(\frac{\tau_2}{\tau_1}\right)}{\ln\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{100.4}{80.8}\right)}{\ln\left(\frac{52.66}{35.8}\right)} = 0.56 \quad (4.12)$$

$n < 1$; es un fluido pseudo-plástico

La constante K es evaluada a partir de la ecuación (4.13)

$$\ln(K) = \ln(\tau_1) - n \ln(\gamma_1) \quad (4.13)$$

$$K = 10.79$$

Para una velocidad de rotación de $N = 265$ revoluciones por minuto.

La viscosidad aparente γ_N es:

$$\gamma_N = \frac{4\pi}{1 - \left(\frac{Rc}{Rr}\right)^2} * N \quad (4.14)$$

donde:

Rc , radio del cilindro = 0.00125 m

Rr , radio del recipiente = 0.033 m

$$\gamma_N = 407$$

el cortante es:

$$\tau = K * \gamma_N^n \quad (4.15)$$

$$\tau = 10.79 * 407^{0.56} = 312 Pa$$

La viscosidad real fue calculada con la ecuación (4.16):

$$\gamma_w = \frac{4\pi}{n \left(1 - \left(\frac{Rc}{Rr}\right)^n \right)} * N \quad (4.16)$$

$$\gamma_w = 622.7 s^{-1}$$

Con la siguiente ecuación se calcula la viscosidad no newtoniana real:

$$\mu_m = \frac{\tau}{\gamma_w} \quad (4.17)$$

$$\mu_m = \frac{312 Pa}{622.7 s^{-1}} = 0.50 Pa s$$

4.3.5.2 Coeficiente convectivo de la mezcla h_m

El coeficiente convectivo de la mezcla fue evaluado por el modelo matemático presentado por Skelland [ecuación 2.12], cuya aplicación requiere tres consideraciones adicionales:

1.- La conductividad térmica de la mezcla se basa en una receta establecida por ASHRAE [7]. Esta consideración nos parece razonable puesto que el helado tiene un amplio rango de composiciones.

2.- La viscosidad es tomada a una temperatura de -2.47 °C debido a que en esa temperatura existe el cambio de fase de la mezcla.

3.- La forma de la aleta no es considerada. Existe de hecho una variación en el movimiento de la mezcla, el que aumentaría la convección; sin embargo, esto más bien se considera como un factor de seguridad.

La tabla XVII muestra los valores que se utilizaron en el modelo matemático.

Tabla XVII. Datos para determinar el coeficiente convectivo de la mezcla

d_{h2} (m)	$c_p \left(\frac{Btu}{h m K} \right)$	$K \left(\frac{W}{m^{\circ} C} \right)$	$v \left(\frac{m}{s} \right)$	N (rpm)	$\rho_m \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$	μ_m (Pas)
Diámetro recipiente	Calor específico mezcla	Conductividad térmica mezcla	Velocidad axial flujo	Velocidad del agitador	Densidad mezcla	Viscosidad mezcla
0.1075	1.634	0.479	2.78	265	1099	0.5

Reemplazando valores de la tabla XVII en la [Ec. 2.12] y despejando h se tiene:

$$\frac{h_m d_{h2}}{k} = 4.9 \left[\frac{(d_{h2}) v \rho_m}{\mu} \right]^{0.57} \left(\frac{c_p \mu_m}{k} \right)^{0.47} \left(\frac{d_{h2} N}{v} \right) \left(\frac{d_{h2}}{L} \right)^{0.37}$$

$$\frac{h_m * 0.1075}{0.479} = 4.9 \left[\frac{(0.1075) * 2.78 * 1099}{0.5} \right]^{0.57} \left(\frac{0.7 * 2.205 * 0.5 * 3600}{256 * 1.63} \right)^{0.47}$$

$$\left(\frac{0.1075 * 4.42 * 2\pi}{2.78} \right) \left(\frac{0.1075}{0.55} \right)^{0.37}$$

$$h_m = 1259 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

4.3.6 Cálculo térmico del evaporador

El evaporador se encuentra sujeto a 4 resistencias térmicas en serie, en el evaporador de la figura 4.6.

El calor transferido por el evaporador a la mezcla está determinada por la aplicación de las ecuaciones (4.18), (4.19) y (4.20), y en la tabla XVIII se exponen los valores de las variables que permitieron calcular el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador [10]

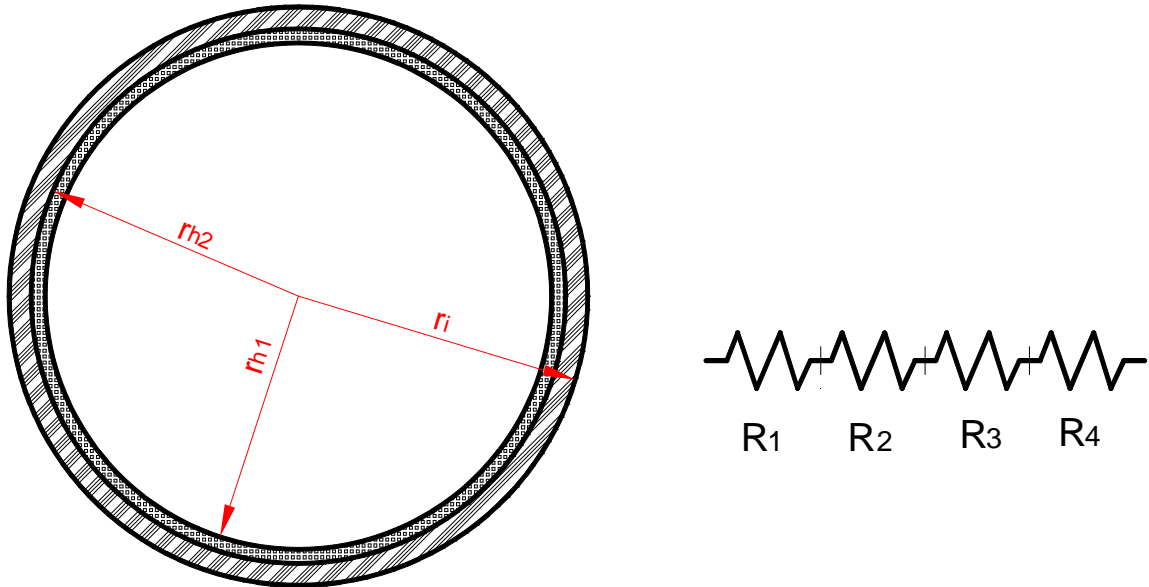


Figura 4.6 – Resistencias térmicas en el evaporador

$$q = U * A * LMTD * F \quad (4.18)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{2\pi l} \left(\frac{1}{r_{h1} * h_m} + \frac{\ln\left(\frac{r_{h2}}{r_{h1}}\right)}{K_h} + \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_{h2}}\right)}{K_{304}} + \frac{1}{r_i * h_{ref}} \right) \quad (4.19)$$

A continuación se presentan valores los que se utilizaron para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador.

Tabla XVIII. Datos para determinar el coeficiente global de transferencia calor en el evaporador

r_{h2} (m) Radio mayor de hielo	r_{h1} (m) Radio menor de hielo	r_i (m) Radio Interno del evaporador	h_m $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$ Coeficiente convectivo de la mezcla	h_{ref} $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$ Coeficiente convectivo del refrigerante	K_{304} $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$ Conductividad térmica del acero	K_h $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$ Conductividad térmica del hielo
0.05375	0.05325	0.057	1259	1631	14.3	2.27

Resistencias térmicas en el evaporador:

$$R_1 = \frac{1}{h_m A} = \frac{1}{1259 * 2 * \pi * 0.05375 * 0.55} = 0.0043 \left[\frac{^\circ C}{W} \right]$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_{h2}}{r_{h1}}\right)}{2\pi K_h L} = \frac{\ln\left(\frac{0.05375}{0.05325}\right)}{2\pi * 2.27 * 0.55} = 0.001192 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_{h2}}\right)}{2\pi K_{304} L} = \frac{\ln\left(\frac{0.057}{0.05375}\right)}{2\pi * 14.3 * 0.55} = 0.001188 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{ref} A} = \frac{1}{1631 * 2 * \pi * 0.057 * 0.55} = 0.0031 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

por lo tanto:

$$UA = 102.2$$

Las temperaturas involucradas en el diseño del evaporador se muestran en la figura 4.7, los flujos del refrigerante y la mezcla se encuentran en flujo paralelo; a fin de aprovechar la longitud máxima del evaporador.

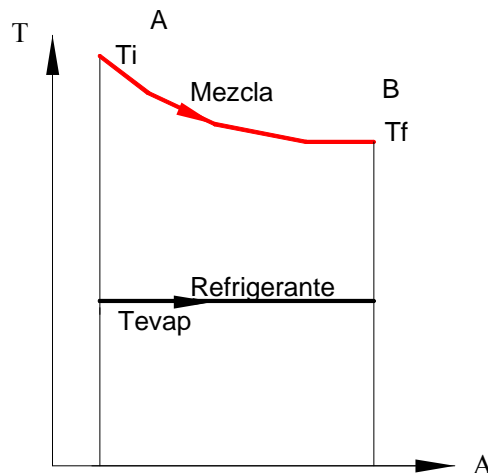


Figura 4.7 -Distribución de temperaturas

$$LMTD = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln\left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_A}\right)} \quad (4.20)$$

donde:

LMTD, diferencia de temperatura media logarítmica ($^{\circ}C$)

ΔT_A , diferencia de temperaturas en el punto A = $34^{\circ}C$

ΔT_B , diferencia de temperaturas en el punto B = $23.4^{\circ}C$

Al reemplazar valores en la ecuación (4.20) se tiene: [23]

$$LMTD = 28.4^{\circ}C$$

Si este valor se sustituye en la ecuación (4.18) se obtiene el calor disponible que es capaz de retirar el evaporador de la mezcla.

$$q = 102.2 * 28.4 = 2902 \text{ W}$$

Al evaluar la relación del calor calculado con el calor requerido, esta relación parece razonable con las dimensiones asumidas: $d_h = 0.05 \text{ m}$ y una longitud de 0.55 m .

$$\frac{q_{disponible}}{q_{requerido}} \geq 1 \quad (4.21)$$

$$\frac{2902}{2379} = 1.2$$

4.3.7 Ganancia de calor en el pre-enfriador.

La ganancia de calor a través de las paredes del pre-enfriador es evaluada con la teoría clásica del coeficiente global de transferencia considerando dos aspectos: el fluido no tiene movimiento y el aire está quieto. La figura 4.8 muestra las resistencias térmicas en el pre-enfriador.

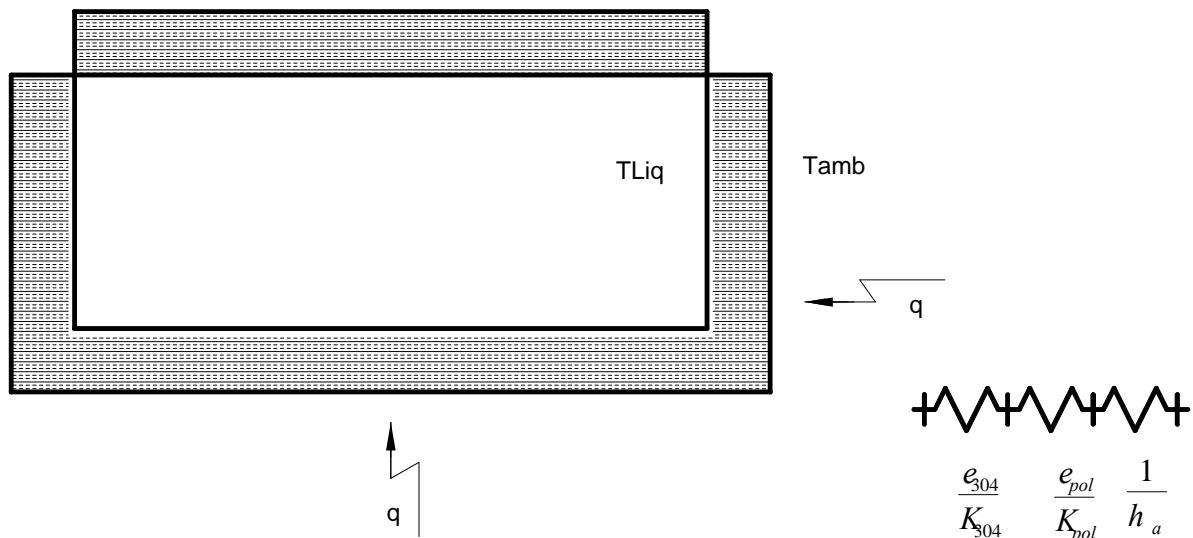


Figura 4.8- Resistencias térmicas en el pre-enfriador

Una observación de la tabla XIX revela que el calor máximo está en función del área máxima.

Tabla XIX. Resumen de las cargas en el pre-enfriador.

A (m^2) Área	U ($\frac{W}{m^2 \cdot C}$) Coeficiente global	T_{amb} ($^{\circ}C$) Temp. ambiente	T_{liq} ($^{\circ}C$) Temp. líquido	e_{pol} (m) Espesor poliuretano	K_{pol} ($\frac{W}{m^2 \cdot C}$) Cond. Térmica	e_{304} (m) Espesor acero	K_{304} ($\frac{W}{m^2 \cdot C}$) Conductividad térmica	h_a ($\frac{W}{m^2 \cdot C}$) Coeficiente convectivo	q (W) Calor
0.12	1.2	30	4	0.03	0.04	0.003	14.3	12	3.7
0.072	1.2	30	4	0.03	0.04	0.003	14.3	12	2.24
0.3	1.2	30	4	0.03	0.04	0.003	14.3	12	9.36

La ecuación (4.22) muestra la adición de las resistencias térmicas mostradas en la Figura 4.8.

$$\frac{1}{U} = \frac{e_{304}}{K_{304}} + \frac{e_{pol}}{K_{pol}} + \frac{1}{h_a} \quad (4.22)$$

Las dimensiones del pre-enfriador fueron obtenidas bajo el criterio que para cubrir 48 litros en una hora se recarga el recipiente cada 15 minutos un volumen de 12 litros.

El calor total a través de las paredes es 15.3 W para un volumen final de 2.9 litros y un sobre-rendimiento del 72 % con una masa de 3.19 Kg. El líquido gana aproximadamente 1.7 $^{\circ}C$ en temperatura en un tiempo de 15 minutos como muestra la figura 4.9, para evaluar la temperatura que alcanza la mezcla se aplica la ecuación (2.10):

$$T_2 = \frac{q}{\frac{m}{t} * c_p} + T_1 \quad (4.23)$$

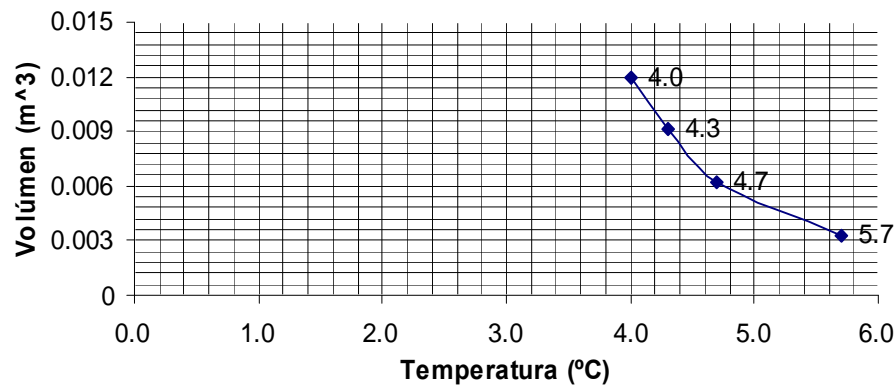


Figura 4.9- Variación de la temperatura en el pre-enfriador a medida que se vacía.

4.3.8 Determinación del espesor de la tapa frontal

El espesor de la tapa frontal de la figura 4.10, es calculado en base a las resistencias térmicas y en ella se bosqueja el ensamble de las resistencias térmicas que están presentes en el diseño de la tapa.

En la tabla XX se presentan los datos calculados a fin de encontrar un espesor apropiado de la tapa evitando así la condensación en la parte exterior.

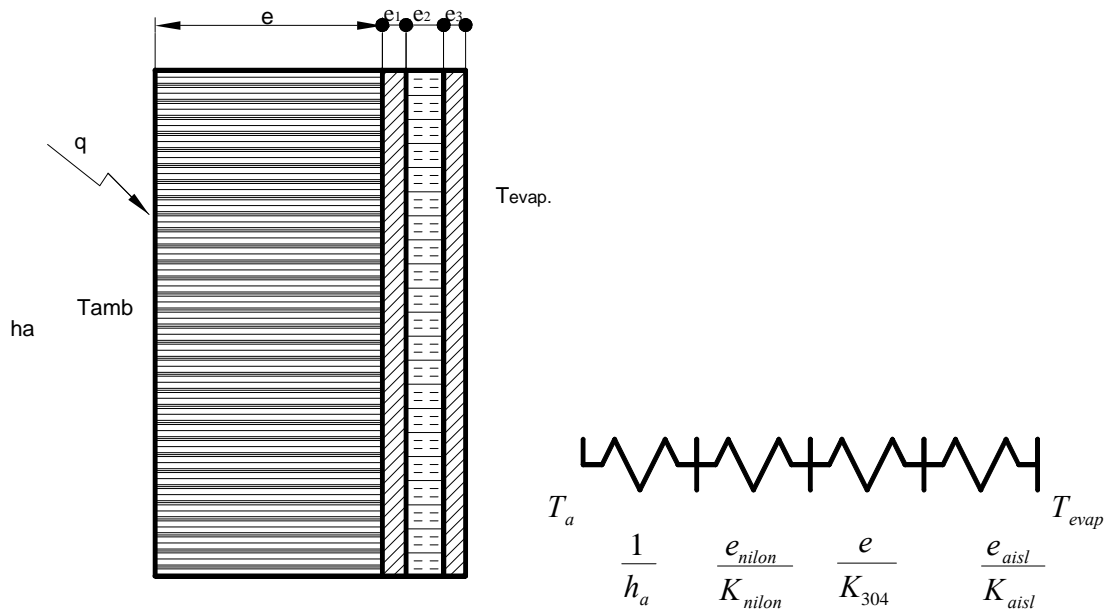


Figura 4.10 - Resistencias térmicas en la tapa frontal

Tabla XX. Valores para determinar el espesor de la tapa.

U $\left(\frac{W}{m^{\circ}C}\right)$ Coeficiente Global	T_{cond} $(^{\circ}C)$ Temp. Cond.	T_{amb} $(^{\circ}C)$ Temp. ambiente	$T_{evap.}$ $(^{\circ}C)$ Temp. evap.	e_{aisl} (m) Espesor aislante	K_{aisl} $\left(\frac{W}{m^{\circ}C}\right)$ Coeficiente conductividad aislante	e_{304} (m) Espesor acero	K_{304} $\left(\frac{W}{m^{\circ}C}\right)$ Coeficiente conductividad acero inoxidable	h_a $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}\right)$ Coeficiente convectivo del aire	K_{nylon} $\left(\frac{W}{m^{\circ}C}\right)$ Coeficiente conductividad. nylon
0.12	27	30	-30	0.006	0.034	0.003	14.3	12	0.04

El espesor de la tapa fue evaluado a partir de las siguientes ecuaciones (4.24) y (4.25).

$$U \Delta T = h_a \Delta T_{amb} \quad (4.24)$$

$$U = \frac{1}{\frac{e}{K_{nilon}} + \frac{e_1}{K_{304}} + \frac{e_2}{K_{aisl}}} \quad (4.25)$$

de las que se obtuvo:

ΔT , diferencia de temperaturas del aire y de evaporación = 60 °C

$\Delta T_{ambiente}$, diferencia de temperaturas del aire y la temperatura de condensación = 3 °C

$$12 * \left(\frac{3}{60} \right) = \frac{1}{\frac{e}{0.040 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{0.003m}{14.3 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{0.006}{0.034 \frac{W}{m^{\circ}C}}}$$

$$e = 0.06 m$$

4.4 DISEÑO MECÁNICO

4.4.1 Determinación de las dimensiones de la máquina

Las dimensiones de la máquina fueron determinadas considerando los elementos y sistemas que se encuentran en su interior y la disposición de cada uno de estos, además se tomó en consideración la manipulación que debe hacerse sobre la máquina para poder operarla satisfactoriamente.

Las dimensiones más apropiadas tomando en consideración todo lo anterior son:

Ancho de la máquina: 0.74 m

Alto de la máquina: 1.35 m

Largo de la máquina: 0.80 m

4.4.2 Determinación de las dimensiones del pre-enfriador

Para una producción de 80 l/h, las dimensiones más apropiadas para asegurar la continuidad del proceso son las siguientes:

Ancho: 0.3 m

Alto: 0.12 m

Largo: 0.50 m

4.4.3 Determinación del espesor de la pared del cilindro y del pre-enfriador

El espesor adecuado de la pared del cilindro se basa en las Normas GOST, el canalón del transportador de tornillo sin fin se debe fabricar de chapa de acero inoxidable AISI 304 de 2 a 8 mm de espesor se toma un espesor de 3.25 mm poniendo en consideración sobre el mismo actúa una presión de 1.4 MPa.

Un espesor del pre-enfriador de 1.5 mm parece razonable debido a que la presión a la que está sujeto es la atmosférica. Otro aspecto importante recomendado por la experiencia es que ese es el espesor mínimo que se puede soldar el acero inoxidable.

4.4.4 Determinación de la resistencia a vencer

Para determinar la magnitud de la fuerza en el arranque del hielo, se consideró lo siguiente:

- 1.- Porcentaje de agua en el helado
- 2.- Sobre-rendimiento que se generará para la elaboración del helado.
- 3.- Área interior del cilindro.
- 4.- Suposición de un espesor de hielo con el contenido de agua.

Experimentalmente se midió la carga en una muestra de hielo con un espesor de 2 mm en una longitud de 18 cm y un ancho de 5 cm. En la muestra la carga distribuida es:

$$g = 1.47 \frac{N}{cm}$$

La fuerza que actúa sobre una hélice se evaluó por medio de la ecuación (4.26)⁶.

$$F = g * L_h \quad (4.26)$$

$$L_h = 203.5 \text{ cm}$$

$$F = 1.47 \frac{N}{cm} * 203.5 \text{ cm} = 299.2 \text{ N}$$

⁶ Para un total de 5.5 hélices

4.4.5 Diseño del evaporador

En la figura 4.9 a) se muestra las partes constructivas del evaporador y se observa además la disposición de cada una de ellas. La figura 4.9 b) muestra la cubierta lateral plana sujeta a la presión interna; la figura 4.9 c) muestra la presión que actúan en el cilindro de mayor diámetro debido a la presurización interna, mientras tanto que la figura 4.9 d) muestra la presión que actúan en el cilindro de menor diámetro.⁷

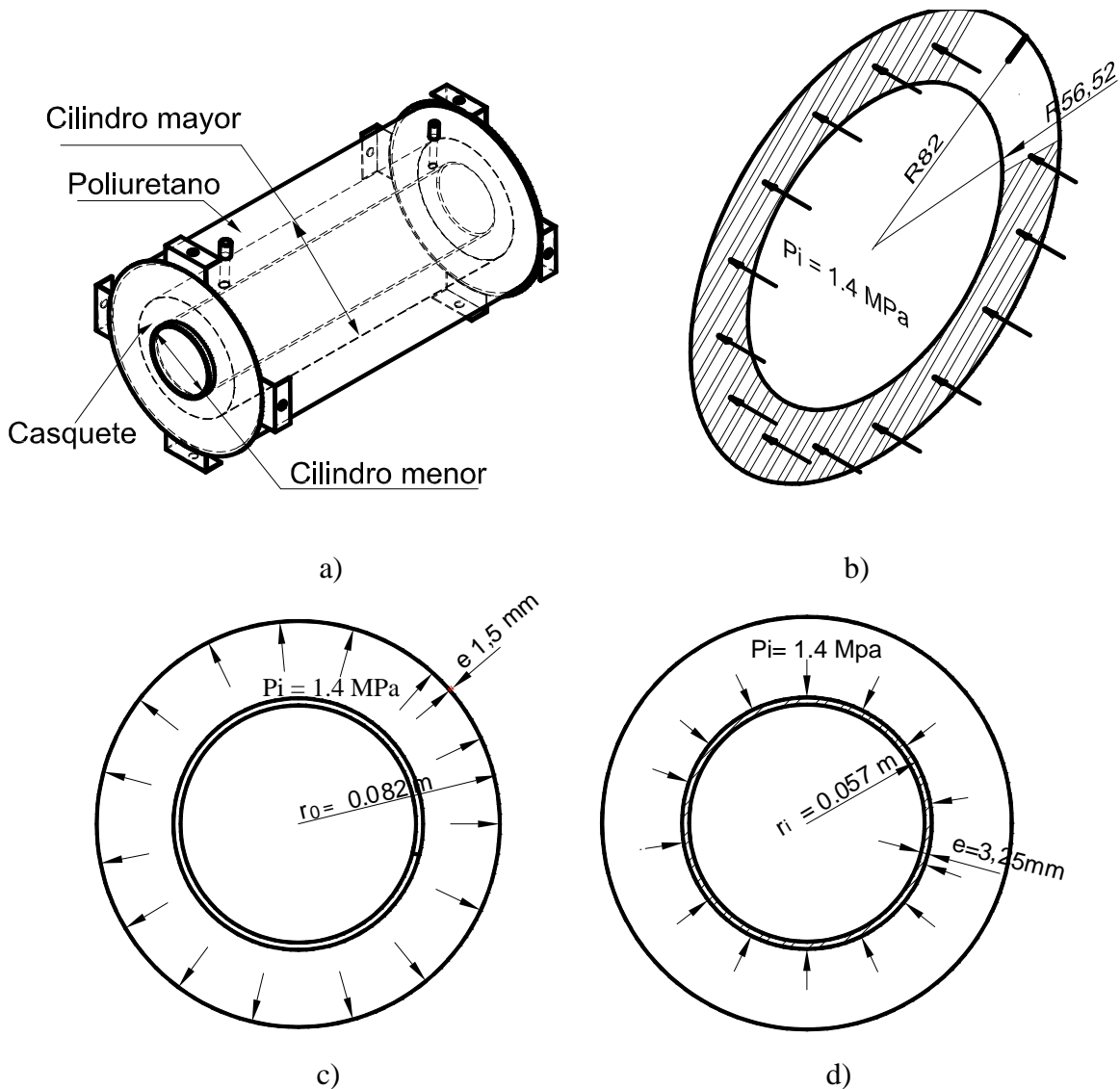


Figura 4.11- Evaporador.

- a) Partes del evaporador; b) cubierta lateral expuesta a presión interna; c) vista frontal actuando fuerzas en el cilindro mayor; d) vista frontal actuando fuerzas en el cilindro menor.

⁷ Presión del refrigerante crítica para el diseño tomada de ASHRAE

De la figura 4.11 c) se concluye que se trata de un cilindro de pared delgada puesto [20]

$$e \leq \frac{d_0}{40} \quad (4.27)$$

$$0.06 < 0.1615$$

donde:

e, espesor de pared = 0.06 pulg

d_0 , diámetro = 6.46 pulg

Al evaluar la expresión se obtuvo:

Los esfuerzos tangenciales y longitudinales que actúan en el cilindro mayor sometido a una presión interna se muestran en la figura 4.12.

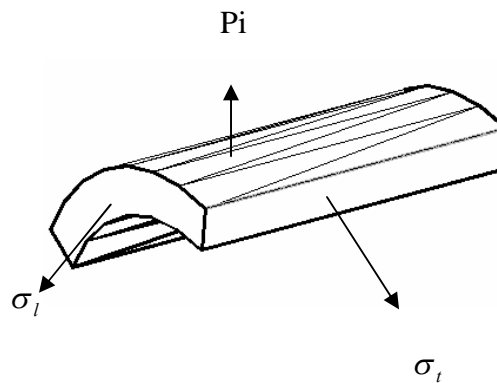


Figura 4.12- Esfuerzos en el cilindro mayor.

donde:

σ_t , esfuerzo tangencial (Pa)

σ_l , esfuerzo longitudinal (Pa)

P_i , presión interna = 1.4 MPa

r_0 , radio = 0.082 m

e, espesor de pared = 0.0015 m

Evaluando estos esfuerzos se tiene:

Esfuerzo tangencial:

$$\sigma_t = \frac{P_i * r}{e} = 76.5 \text{ MPa} \quad (4.28)$$

Esfuerzo longitudinal:

$$\sigma_l = \frac{P_i * r}{2e} = 38.3 \text{ MPa} \quad (4.29)$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises para estos dos esfuerzos es:

$$\sigma_{eq.} = \left(\sigma_t^2 - \sigma_l \sigma_t + \sigma^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.30)$$

$$\sigma_{eq.} = 66.3 \text{ MPa}$$

donde:

$\sigma_{eq.}$, esfuerzo equivalente (Pa)

Si se supone la falla bajo carga estática según la teoría de la energía de distorsión y para un $S_y = 205$ [24].

$$\sigma_{eq.} \geq \frac{S_y}{n} \quad (4.31)$$

donde:

S_y , límite de fluencia (MPa)

n, factor de seguridad

de donde

$$n = 3$$

El factor de seguridad parece razonable para esa carga y ese esfuerzo neto.

Para el diseño del cilindro que muestra la figura 4.9 d) no se consideró el esfuerzo causado por el arranque del hielo en la pared interna, asumiendo que la fuerza de adherencia es igual a la fuerza de arranque el esfuerzo no es significativo, Para saber el tipo de cilindro a diseñar el diseño se estudia la relación de espesores, en este caso el espesor de pared es 0.127 plg, y el diámetro de 4.5 plg.

Como $0.127 > 0.11$, entonces se utiliza la teoría de recipientes de pared gruesa. En la figura 4.13 se muestran los esfuerzos tanto el radial como el tangencial.

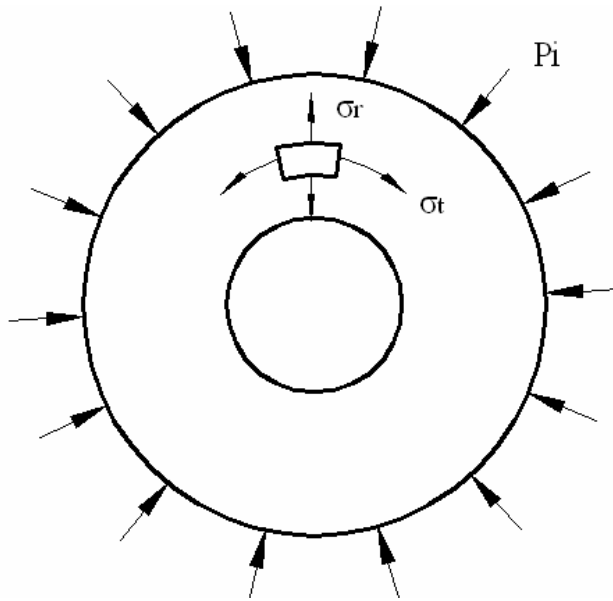


Figura 4.13- Esfuerzos en el cilindro menor.

El esfuerzo tangencial que actúa está dada por [20]:

$$\sigma_t = -\frac{2r_0^2 P_i}{r_0^2 - r_i^2} = -25.3 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

donde

r_0 , radio mayor = 0.057 m

r_i , radio menor = 0.05375m

El signo negativo representa que el elemento se encuentra a compresión.

El esfuerzo radial está dado por [Ec. 4.33]:

$$\sigma_r = -P_i = -1.4 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

donde:

σ_r , esfuerzo radial (MPa)

El esfuerzo equivalente de Von Mises es:

$$\sigma_{eq.} = \left(25.3^2 - 25.3 * 1.4 + 1.4^2\right)^{\frac{1}{2}} = 24.3$$

de modo que se tiene un factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq.}} = \frac{310}{24.3} = 12.75$$

El elemento de la figura 4.9 b) el diseño se efectuó por el método del elemento finito. Los puntos más críticos en todo el evaporador con los valores calculados se presentan en la figura 4.14. El análisis está sujeto al criterio de Von Mises y a un límite elástico de 205 MPa.

La cubierta lateral va desde el punto 1 (que es la junta soldada con el cilindro de menor diámetro) hasta el punto 5 (que se localiza unida al cilindro de mayor diámetro). El cilindro mayor va desde el punto 5 hasta el punto 11 (los dos puntos unidos a sus respectivas cubiertas). El cilindro menor que va desde el punto 11 al punto 15 de igual forma unida a sus respectivas cubiertas.

Según la figura 4.14 el punto más crítico donde el factor de seguridad es menor corresponde al cilindro de mayor diámetro en la parte media.

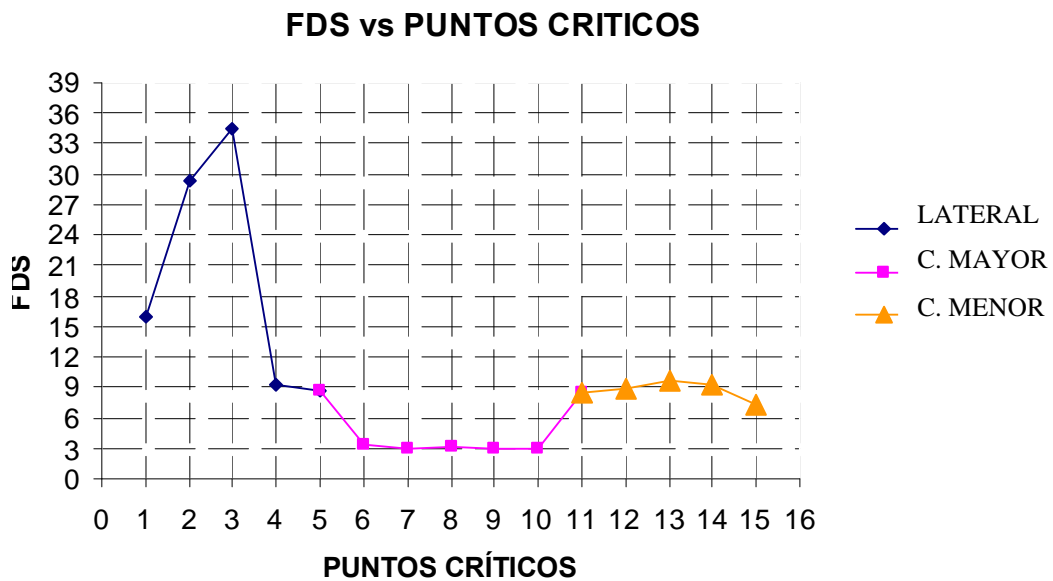


Figura 4.14- Factor de seguridad en los diferentes componentes.

La deformación térmica del cilindro cumple con [25] :

$$\delta = \beta L \Delta T \quad (4.34)$$

donde:

β , coeficiente de dilatación térmica = $18 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Tamb, temperatura ambiente = 303.15 K

Tevap , temperatura de evaporación = 243.15 K

L, longitud = 0.55 m

Por lo tanto:

$$\delta = 18 \times 10^{-6} * 550 * (243 - 303.15) = -595 \mu m$$

La deformación unitaria es:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (4.35)$$

$$\varepsilon = \frac{-0.000595}{0.55} = -1 \mu$$

La deformación transversal está dada por la ecuación (4.36).

$$\varepsilon' = -\xi \varepsilon \quad (4.36)$$

donde

ξ , coeficiente de Poisson para el acero AISI 304 = 0.275 [15]

$$\varepsilon' = -0.275 * (-0.001) = 275 \mu$$

La deformación interior en el cilindro por efecto de la temperatura está dada por [25] :

$$\delta_{h2} = \varepsilon' d_{h2} \quad (4.37)$$

donde:

d_{h2} , diámetro interno = 0.1075m

al que:

$$\delta_{h2} = 0.000275 * 0.1075 = 29.5 \mu m$$

La deformación exterior en el cilindro por efecto de la temperatura está dada por [25] :

$$\delta_i = \varepsilon' d_i \quad (4.38)$$

donde:

d_i , diámetro externo = 0.114 m

$$\delta_i = 0.000275 * 0.114 = 31.35 \mu m$$

Una deformación promedio se puede estimar como:

$$\delta_{media} = \frac{\delta_{h2} + \delta_i}{2} \quad (4.39)$$

$$\delta_{media} = \frac{29.7 + 31.35}{2} = 30.5 \mu m$$

La deformación en el cilindro menor por efecto de la presión figura 4.9 (d) está dada por:

$$\delta_r = \frac{r_{h2}}{E} (\sigma_t - \gamma * \sigma_r) \quad (4.40)$$

donde:

E, módulo elástico del acero AISI 304= 190 GPa

r_m, radio medio = 0.0554 m

$$\delta_r = \frac{0.0554m}{190 \times 10^9} (25.3 - 0.275 * (-1.4)) * 10^6 = 7 \mu m$$

Superponiendo las deformaciones tanto por efecto de temperatura así como por la presión se tiene una deformación de 0.038 mm en diámetro.

4.4.6 Diseño del batidor

La figura 4.15 muestra la disposición de las fuerzas sobre el contorno del batidor, debido al arrastre del hielo.

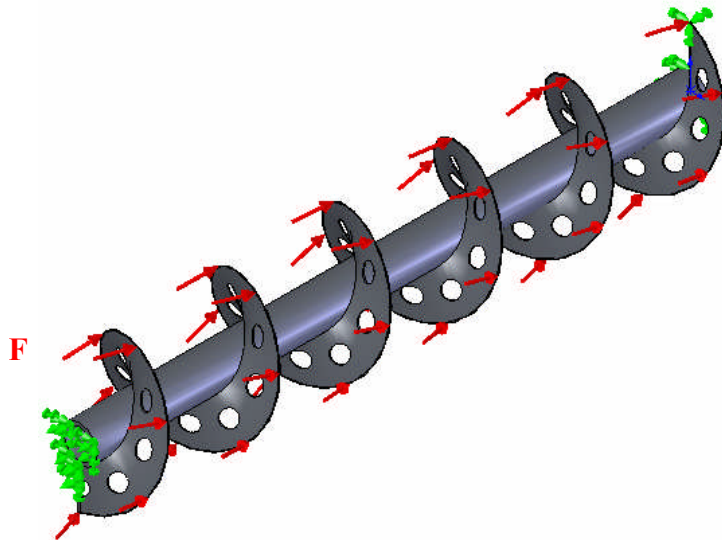


Figura 4.15- Disposición de fuerzas en el batidor

Para estimar la presión en una hélice se hicieron varias consideraciones:

- Se consideró la máxima fuerza actuante con el fin de asegurar el diseño.
- El área donde actúa la fuerza fue considerada solo en una hélice.
- Se consideró que la presión en una hélice es la misma que actúa también en las otras, puesto que están sujetas a las mismas condiciones de carga.
- Se consideró la formación de hielo en toda la periferia de la hélice.

De modo que la carga es:

$$F' = g * l_h$$
$$F' = 1.47 \frac{N}{cm} * 37 cm = 54.39 N$$

donde:

F' , fuerza desprendimiento del hielo en una hélice (N)

g , carga distribuida = 1.47 N/cm (determinado experimentalmente)

l_h , longitud de una hélice = 37 cm

e , espesor del hielo(asumido) = 0.2 cm

P , presión (Pa)

$$\text{Área} = Lh * e \tag{4.41}$$
$$\text{Área} = (37 * 0.2) cm = 7.4 cm^2 = 0.00074 m^2$$

$$P = \frac{F'}{\text{Área}} = \frac{54.39 N}{0.00074 m^2} = 73.5 KPa \tag{4.42}$$

Evaluando la ecuación (4.42) se obtuvo.

$$P = \frac{54.39 N}{0.00074 m^2} = 73.5 K Pa$$

El programa computacional, permitió evaluar los esfuerzos, las deformaciones y el factor de seguridad del batidor con los siguientes parámetros de entrada:

$P = 73.5 KPa$

d_t , diámetro del tornillo⁸ = 0.1075 m

Los esfuerzos producidos en el batidor se muestran en la Figura 4.16 obteniéndose un esfuerzo máximo de 37.96 MPa producido en la base de la hélice, y bajo el criterio de Von Mises.

Las deformaciones producidas en el batidor se muestran en la figura 4.17 obteniéndose una deformación máxima de 0.2 mm localizada en la periferia de la hélice. Esta deformación junto con otras consideraciones permite encontrar el huelgo del batidor respecto al cilindro.

⁸ El diámetro de la hélice considerado igual al diámetro mayor de hielo d_{h2}

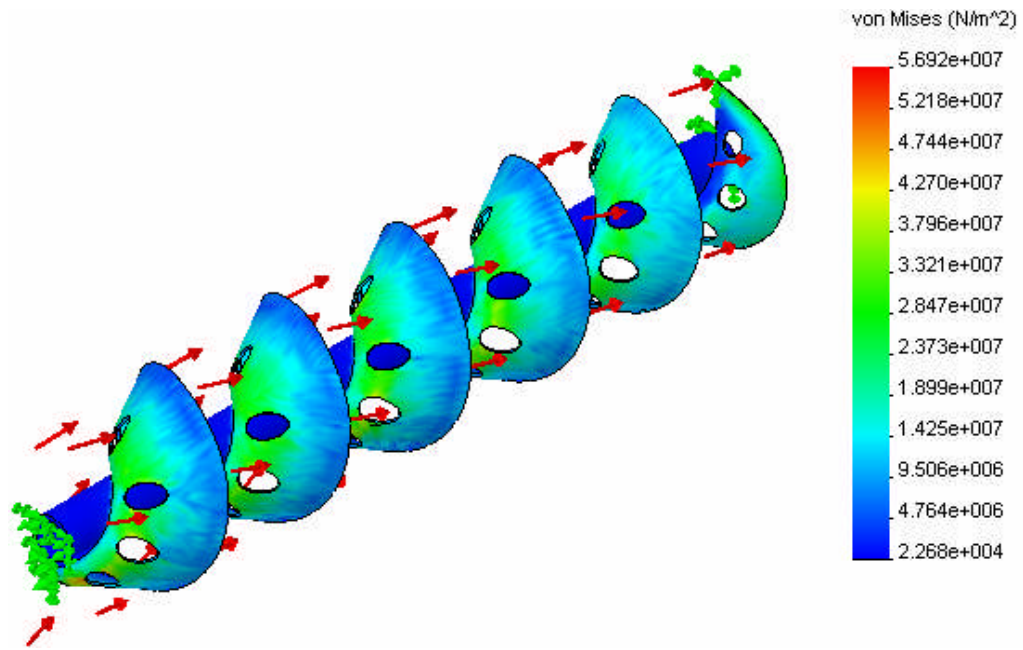


Figura 4.16-Esfuerzos presentes en el batidor

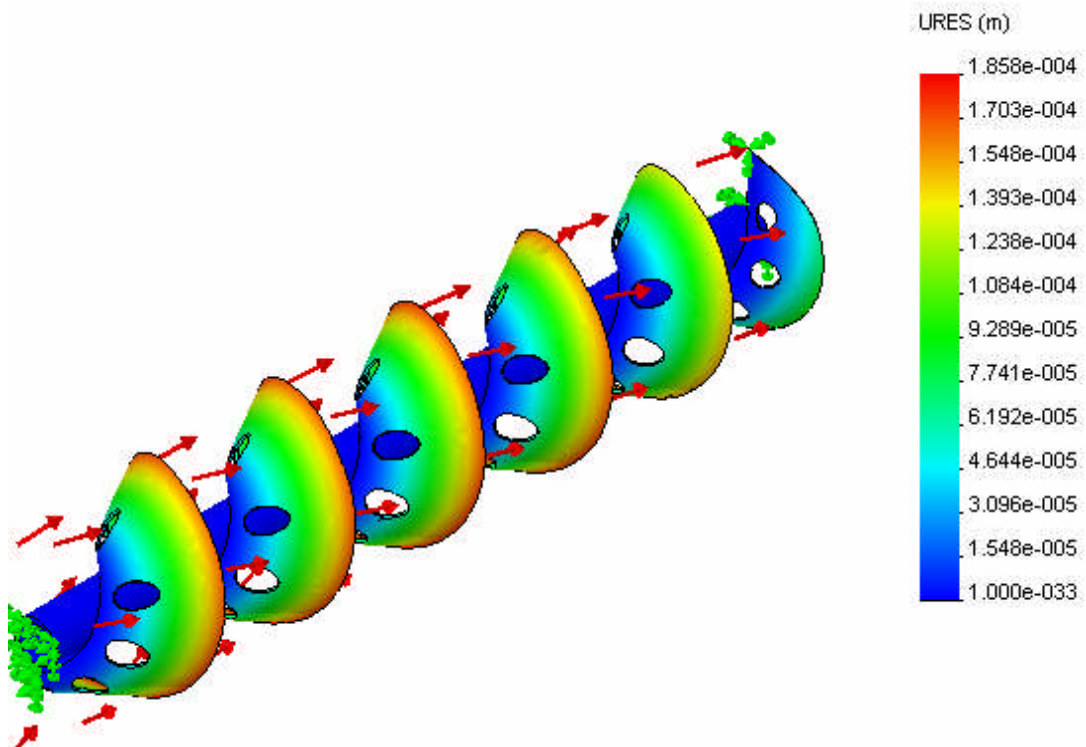


Figura 4.17- Deformaciones del batidor

El factor de seguridad a la que va estar sujeto el batidor es 3.6, según el código de colores mostrado en la figura 4.18.

Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 3.6

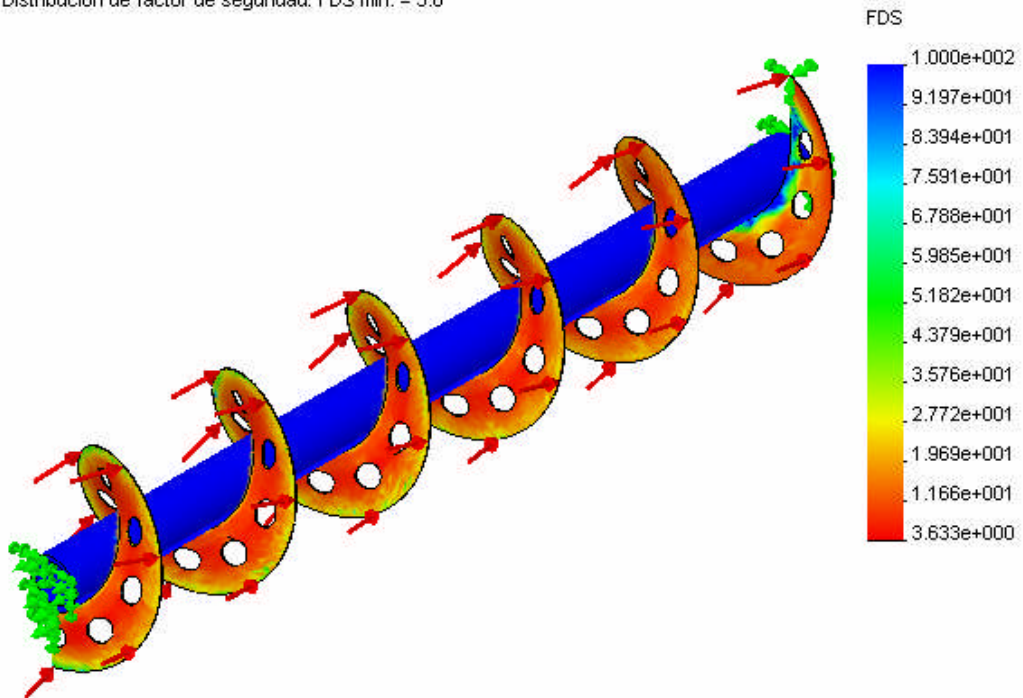


Figura 4.18 -Factor de seguridad del batidor

La potencia necesaria para desprender el hielo fue calculado para una velocidad de 265 rpm., y haciendo dos suposiciones previamente:

- No se consideró la descomposición real de la fuerza máxima en sus componentes a fin de asegurar el diseño.
- El diámetro asumido es el mismo del cilindro interno del evaporador, ya que el huelgo esta en orden de las décimas de milímetro y esto resulta despreciable.

Por lo tanto:

$$T = F * r \quad (4.43)$$

$$T = 299 N * 0.0538 m = 16 N * m$$

$$W = T * N \quad (4.44)$$

$$W = 16 * 28 = 0.6 Hp$$

donde:

T , torque (Nm)

F , fuerza en todo el tornillo = 299 N

r, radio hélice = 0.0538 m

W , potencia (hp)

La potencia necesaria para transportar el fluido fue evaluada a partir de las ecuaciones (2.4) y (2.5), con las consideraciones siguientes:

- El coeficiente de llenado C_1 es el máximo que puede lograrse cuando sea un sólido.
- La viscosidad del fluido, es la del agua residual, como la más próxima a la de la mezcla.
- No existe desnivel alguno.

La capacidad de transporte es:

$$Q = \pi \frac{d_t^2}{4} [p N 60 C_1]$$

$$Q = \pi \frac{(0.1075\text{m})^2}{4} 0.1\text{m} * 265\text{rpm} * 60 * 0.5 = 7.2 \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

donde:

C_1 , coeficiente de llenado = 0.5 [4]

d_t , diámetro del tornillo = 0.1075 m

N , velocidad angular = 265 rpm

p , paso = 0.1m

Por lo tanto la potencia resulta:

$$W = \frac{TH + Q \kappa LC_2}{270}$$

$$W = \frac{0 + 7.2 * 1.099 * 0.55 * 2.8}{270} = 0.05 \quad (Cv)$$

$$W = \frac{0.05(Cv)}{1.014 Cv} * 1Hp = 0.05 Hp$$

donde:

H , desnivel = 0

L , longitud del cilindro = 0.55 m

C_2 , coeficiente resistencia al avance = 2.8

κ , peso específico mezcla = 1.099 t / m³

La potencia total es la adición de la potencia debido al transporte a la potencia por desprendimiento del hielo es decir:

$$W = (0.6 + 0.05) Hp = \mathbf{0.65 Hp}$$

4.4.7 Diseño de los acoples

La transmisión se hace por medio de acople rígido, para lo cual se utilizó un límite de fluencia del acero AISI 304 de $31000 \frac{N}{cm^2}$.

La figura 4.19 muestra la ubicación de las fuerzas de corte en el acople hembra, y se encontraron las siguientes propiedades geométricas:

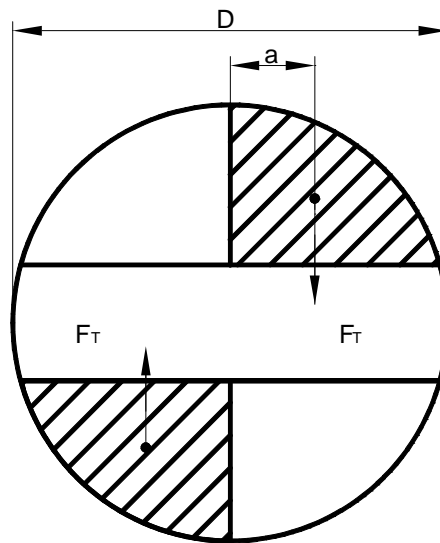


Figura 4.19- Disposición de fuerzas en el acople hembra.

$$Ac = 117 \times 10^{-6} m^2$$

$$a, \text{ centro de gravedad} = 5.84 \times 10^{-3} m$$

$$D, \text{ diámetro del acople} = 0.030 m$$

La fuerza tangencial para una potencia total de 0.65 Hp y un torque de 17.5 Nm es:

$$F_T = \frac{T}{a} = \frac{17.5 \text{ Nm}}{0.00584 \text{ m}} = 2997 \text{ N} \quad (4.45)$$

El esfuerzo a corte es:

$$\tau = \frac{F_T}{Ac} = \frac{2997 \text{ N}}{1.1743 \text{ cm}^2} = 2552 \frac{N}{\text{cm}^2} \quad (4.46)$$

Se obtiene entonces un factor de seguridad de:

$$n = \frac{0.4 S_y}{\tau} \quad (4.47)$$

$$n = \frac{0.4 * 31000}{2552} = 4.8$$

El acople macho está expuesto a las fuerzas de la figura 4.20 y su diseño se realiza a corte y torsión, con las siguientes propiedades geométricas:

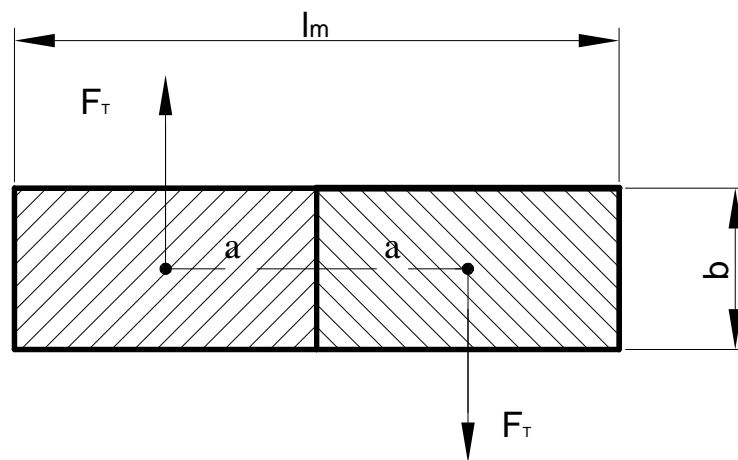


Figura 4.20- Disposición de fuerzas en el acople macho.

$$A_c = 120 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$a, \text{ centro de gravedad} = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$l_m, \text{ longitud media} = 0.030 \text{ m}$$

$$b, \text{ ancho} = 0.008 \text{ m}$$

$$F_T = \frac{17.5 \text{ Nm}}{0.0075 \text{ m}} = 2333 \text{ N}$$

El esfuerzo de corte es:

$$\tau_1 = \frac{2333 \text{ N}}{1.2 \text{ cm}^2} = 1944 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

El diseño a torsión se evaluó a partir de la ecuación:

$$\tau_2 = \frac{F_T a}{\alpha \frac{L}{2} b^2} \quad (4.48)$$

donde:

α , factor de forma

El factor de forma se calculó a partir de la ecuación (4.49). [26]

$$\frac{l_m}{b} = \frac{15}{8} = 1.875 \quad \text{Entonces } \alpha = 0.25 \quad (4.49)$$

Reemplazando en la ecuación (4.48) se tiene:

$$\tau_2 = \frac{2333N * 0.75cm}{0.25 * 1.5cm * (0.8cm)^2} = 7292 \frac{N}{cm^2}$$

Se aplica la superposición de los esfuerzos que resulta:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 9236 \frac{N}{cm^2}$$

Aplicando la ecuación (4.47) el factor de seguridad corresponde a:

$$n = \frac{0.4 * 31000}{9236} = 1.34$$

4.4.8 Diseño del bastidor.

La estructura fue diseñada con ayuda del programa computacional. En la tabla XXI se registra las cargas que actúan en el bastidor. El límite de fluencia del acero AISI 1020 es 295 MPa. [24]

Los desplazamientos en el bastidor se muestran en la figura 4.21 obteniéndose una deformación máxima de 0.0004 m. En la base del motor.

Tabla XXI. Cargas actuantes en el bastidor

Componentes	Fuerza de diseño (N)
Pre-enfriador	137
Motor	294
Evaporador	265
Batidor	88
Tapa de nylon	39.2
Líquido (15L)	161.7
2 Cubierta 74*130*0.1	156.8
2 Cubierta 86*130*0.07	117.6

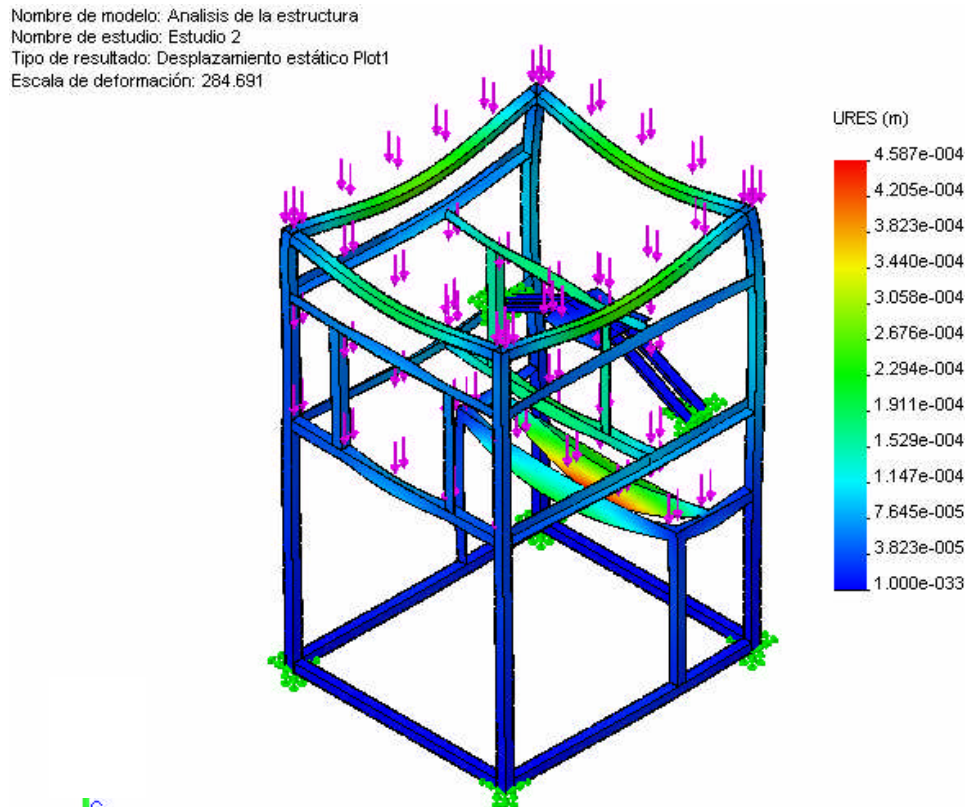


Figura 4.21 Deformación en el bastidor

El factor de seguridad que se obtuvo es $n = 7.3$ a través del código de colores que se muestra en la figura 4.22 aplicado el criterio de Von Mises.

Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS min. = 7.3

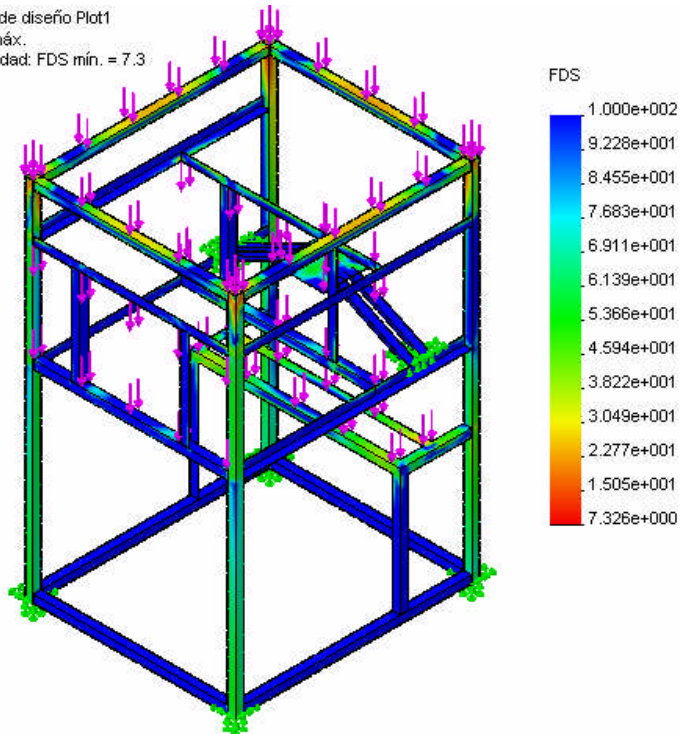


Figura 4.22- Factor de seguridad en el bastidor

4.4.9 Diseño de la chaveta

En la figura 4.23 se muestra la vista de la sección transversal de la chaveta, el diseño está dado para un torque de $T = 17.5 N * m$.

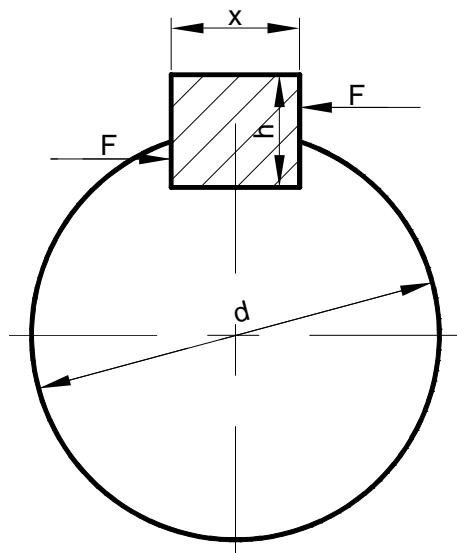


Figura 4.23- Vista de sección de una chaveta plana

Las dimensiones para una chaveta plana (ancho x altura) para un diámetro de eje de 25mm. [27] según ISO (Norma Internacional) corresponden a 8mm x 7mm.

La fuerza que actúa en la chaveta es [24] :

$$F = \frac{2 * T}{d} \quad (4.50)$$

donde:

F, fuerza (N)

d, diámetro del eje = 0.025 m

T, torque = 17.5 N*m

luego:

$$F = \frac{2 * 17.5 \text{ N * m}}{0.025 \text{ m}} = 1400 \text{ N}$$

El área de corte de la chaveta es:

$$A_s = x * l \quad (4.51)$$

$$A_s = 0.008 * 0.012 = 96 \mu\text{m}^2$$

donde:

x, ancho = 0.008 m

l, largo = 0.012 m

El esfuerzo cortante de diseño es:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{1400 \text{ N}}{0.000096 \text{ m}^2} = 14.6 \text{ MPa} \quad (4.52)$$

Para evitar la falla debido a cortante está dada por:

$$\tau = \frac{0.4 S_y}{n} \quad (4.53)$$

luego:

$$n = \frac{60.8MPa}{14.6MPa} = 4.2$$

S_y , límite de fluencia del bronce = 152 MPa.

n , factor de seguridad

El esfuerzo de aplastamiento es:

$$\sigma_d = \frac{F}{A_c} \quad (4.55)$$

$$\sigma_d = \frac{1400 N}{4.2 \times 10^{-5} m^2} = 33 MPa$$

donde:

h, altura de la chaveta = 0.007 m

l; longitud de la chaveta = 0.012m

$$A_c; \text{área de aplastamiento} = \frac{h * l}{2} = 42 \mu m^2$$

Se puede evitar la falla debido al aplastamiento sí:

$$\sigma_d \leq \frac{0.9 * S_y}{n} \quad (4.56)$$

El factor de seguridad resulta ser:

$$n = \frac{0.9 * 152 MPa}{33 MPa} = 4.1$$

La chaveta a fabricar es una chaveta con las siguientes dimensiones 8x7x12 (mm) para un factor de seguridad de 4.1.

4.4.10 Cálculo de la potencia y selección de accesorios para el sistema de transmisión

La potencia de entrada a la transmisión es :

$$W_{entrada} = hp (f_1 + f_2) \quad (4.57)$$

f_1 , factor de sobrecarga (se toma como sí fuese semilíquidos) = 1.4 [24]

f_2 , factor de extrasobrecarga= 0.4 [24]

Evaluando la ecuación se obtiene:

$$W_{entrada} = 0.7 (1.4 + 0.4) hp = 1.26 hp$$

Selección del motor:

Motor: 1.5 hp, 220 V, 1720 rpm,

La relación de velocidades en la transmisión es:

$$i_g = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \quad (4.58)$$

donde

N_1 , velocidad angular de la patea motriz=1720 rpm

N_2 , velocidad angular angular de la patea conducida= 265 rpm

D_{p2} , diámetro de la patea conducida (plg)

D_{p1} , diámetro de la patea conductora (plg)

Así que:

$$i_g = \frac{1720}{265} = 6.5$$

Las bandas en V operan satisfactoriamente en razones de velocidad hasta de aproximadamente 7 a 1, con una eficiencia del 90 a 98%. [24], por lo que es el tipo de banda seleccionada.

Si el diámetro de la patea conductora es de 3 plg. (**Ver anexo H**), entonces:

$$D_{p2} = 3 * 6.5 = 20 p lg$$

La velocidad periférica de la banda resulta ser:

$$v_p = \frac{\pi D_{p1} N_1}{12} \left(\frac{ft}{min} \right) \quad (4.60)$$

$$v_p = \frac{\pi * 3p \lg * 1720}{12} = 1351 \frac{ft}{min}$$

La potencia permitida nominal de la banda a una velocidad de 1351 ft/min es 0.78 hp. (Ver anexo I.), por lo que en este caso resulta ser satisfactorio.

Los ángulos de salida de las poleas y la longitud de la banda para una distancia entre centros de 37.3 cm. [20], resulta ser:

$$\theta_{D_{p1}} = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{20 - 3}{2 * 14.69} \right) = 1.907 \operatorname{rad}$$

$$\theta_{D_{p2}} = \pi + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) = \pi + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{20 - 3}{2 * 14.69} \right) = 4.38 \operatorname{rad}$$

$$L_b = \left[4C^2 - (D_{p2} - D_{p1})^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} (D_{p2} \theta_{D_{p2}} + D_{p1} \theta_{D_{p1}}) \quad (4.61)$$

$$L_b = \left[4 * 14.69^2 - (20 - 3)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} (20 * 4.38 + 3 * 1.907) = 70.62 \operatorname{plg}$$

Potencia corregida, según el anexo J, los factores de corrección son:

K1, factor de corrección por ángulo = 0.77

K2, factor de corrección por longitud de banda = 1

La potencia permitida por la banda fue evaluada a partir de la ecuación (4.62).

$$H_a = K_1 K_2 H_{Tab} \quad (4.62)$$

$$H_a = 0.77 * 1 * 0.78 = 0.6 \operatorname{Hp}$$

El número de ranuras está dado por:

$$N_d = \frac{H_d}{H_a} \frac{1.26}{0.6} = 2.09 \approx 2 \operatorname{ranuras} \quad (4.63)$$

Finalmente con todos estos requisitos se seleccionó:

Banda: tipo A , # 70

Poleas: Polea motriz 3" con dos ranuras

Polea conducida 20" con dos ranuras.

4.4.11 Selección de chumaceras [31]

Las chumaceras principalmente se utilizan en aplicaciones sencillas. Los rodamientos se calculan tanto para carga dinámica como estática.

El rodamiento rígido de bolas sometido a carga estática está dado por

$$C_0 = f_s * P_0 \quad (4.64)$$

Donde

C_0 , capacidad de carga estática (KN)

f_s , factor de esfuerzo estático (se toma como valor de seguridad contra deformaciones plásticas demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes) = 1.2 para exigencias normales.

P_0 , carga estática equivalente (KN)

La carga estática equivalente es un valor ficticio que producirá teóricamente el mismo efecto que una combinación de carga estática radial y una carga estática axial y está dado por:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F \quad (4.65)$$

para una relación $\frac{F}{F_r} = 0.8$

donde:

F_r , carga radial = 0.823 (KN) evaluado experimentalmente⁹.

F , carga axial = 0.299(KN) evaluada a partir de la ecuación (4.2), sin considerar su descomposición en sus componentes a fin de lograr un cálculo conservador.

X_0 , factor radial

Y_0 , factor axial

Para rodamientos rígidos de bolas con una hilera se establece la siguiente relación:

$$\frac{F}{F_r} = \frac{0.299}{0.823} = 0.36 \quad (4.66)$$

Como el valor de la relación resultó menor que 0.8 según el catálogo, el factor radial equivale a 1 mientras que el factor axial equivale a cero.

⁹ Es una carga aproximada considerada por su torque de apriete que se provocó.

Entonces:

$$P_0 = 0.823 \text{ KN}$$

La capacidad de carga estática del rodamiento es:

$$C_0 = 1.2 * 0.823 = 0.988 \text{ KN}$$

La capacidad de carga dinámica se presenta la siguiente ecuación:

$$C = P_{eq} * \frac{f_l}{f_n} \quad (4.67)$$

donde

C , capacidad de carga dinámica (KN)

P_{eq} , carga dinámica equivalente (KN)

f_l , factor de esfuerzo dinámico = 3.082¹⁰ (**Anexo K**)

f_n , factor de velocidad de giro = 0.501¹¹ (**Anexo K**)

La carga dinámica equivalente para una combinación de carga radial y axial es:

$$P = X F_r + Y F \quad (4.68)$$

donde

X , factor radial

Y , factor axial

C_0 , capacidad de carga estática (KN)

Los valores de X y de Y dependen de la razón siguiente:

$$\frac{F}{C_0} \quad (4.69)$$

Al evaluar se obtuvo:

$$\frac{0.299}{0.988} = 0.3$$

Por lo tanto:

$$P_{eq} = 0.823 \text{ (KN)}$$

La capacidad de carga resulta ser:

$$C = 0.823 * \frac{3.082}{0.501} = 5.063$$

¹⁰ Para un tiempo de cinco años trabajando ocho horas diarias.

¹¹ Para una velocidad de giro de 265 rpm

Un rodamiento corresponde a FAG SG16205. (Ver anexo L), satisface todos los requerimientos de carga y velocidad determinados en este análisis.

4.4.12 Determinación de los agujeros del dosificador [28]

El diseño del dosificador consiste en determinar los diámetros a fin de poder mantener una dosificación más o menos constante.

Sin embargo se advierte que la dosificación no será constante debido a que la alimentación es basada en la gravedad: cuando hay carga máxima en el momento de dosificación hay una velocidad máxima por el orificio, y por el contrario a medida que se vacía la velocidad también va disminuyendo. En la figura 4.24 y en la tabla XXII se observa las variables que intervienen en el cálculo.

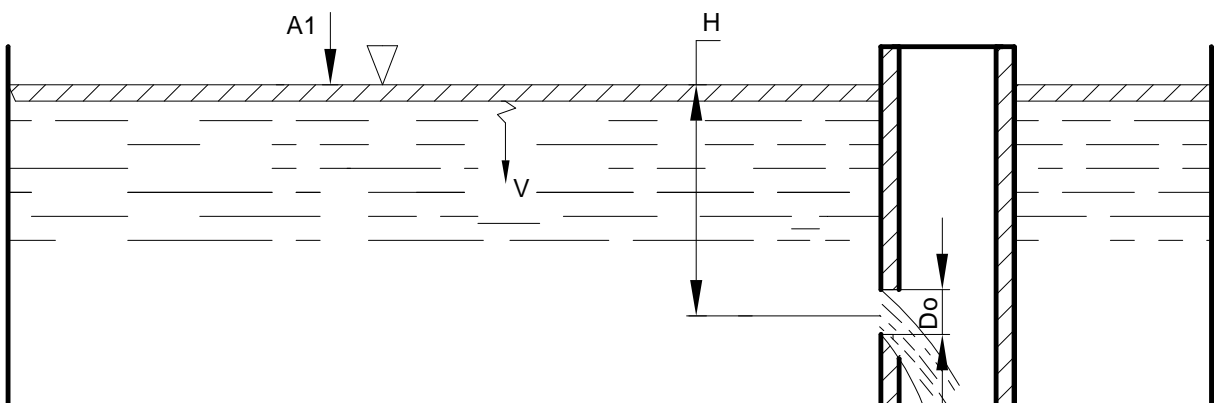


Figura 4.24- Vista en corte del Pre-enfriador

El tiempo de vaciado del líquido esta dado por:

$$t = \frac{2 * A_1}{A_2} \left(\frac{1}{C_d \sqrt{2g}} \right) (\sqrt{H_{inicial}} - \sqrt{H_{final}}) \quad (4.70)$$

A_1 , Área del recipiente

A_2 , Área del orificio

C_d , Coeficiente de gasto=0.65

g , gravedad

$H_{inicial}$, altura de descarga máxima

H_{final} , altura de descarga mínima

t , tiempo de vaciado

Tabla XXII Determinación de los orificios del dosificador.

Vol mezcla (l)	Rec. Sup	Do orif. (cm)	A1 (cm ²)	A2 (cm ²)	Cd	H max. (m)	H min. (m)	t (s)	t (min)	Overrun (%)
3	50 X 30	0.55	1500	0.238	0.7	0.12	0.09	204	3" 24'	60.34
3	50 X 30	0.55	1500	0.238	0.7	0.09	0.06	241.56	4" 01'	71.58
3	50 X 30	0.55	1500	0.238	0.7	0.06	0.03	314.81	5" 15'	93.28
3	50 X 30	0.55	1500	0.238	0.7	0.03	0	760.02	12" 10'	225.20
3	50 X 30	0.65	1500	0.332	0.7	0.12	0.09	145.81	2" 26'	43.20
3	50 X 30	0.65	1500	0.332	0.7	0.09	0.06	172.95	2" 53'	51.25
3	50 X 30	0.65	1500	0.332	0.7	0.06	0.03	225.40	3" 46'	66.79
3	50 X 30	0.65	1500	0.332	0.7	0.03	0	544.16	9" 04'	161.24

Al evaluar la ecuación (4.70) se obtiene la tabla XXII que revela el sobre-rendimiento y el tiempo que toma el líquido en pasar de un nivel a otro esto es comparado con las especificaciones del diseño realizado a continuación se describe las dimensiones de los agujeros que conforman el dosificador.

- La primera perforación corresponde a un diámetro de 5.5 mm considerando que a partir de 6 litros se cambia por un agujero más grande.
- La segunda perforación corresponde a un diámetro de 6.5 mm considerando que a partir de 3 litros se retira el dosificador hasta que se vacía completamente por consiguiente para continuar el ciclo se coloca el dosificador con el orificio el de menor diámetro y se procede a llenar con la mezcla líquida en el pre-enfriador.

4.4.13 Selección del sello mecánico

Su función es evitar la fuga de líquido entre dos partes una móvil y la otra estática acopladas conjuntamente, las características son las siguientes. El sello mecánico no desgasta el eje, tiene una gran vida útil, es 100% adaptable, tiene un bajo consumo de potencia por la menor fricción, no hay goteo. En la figura 4.25 se muestra las partes.

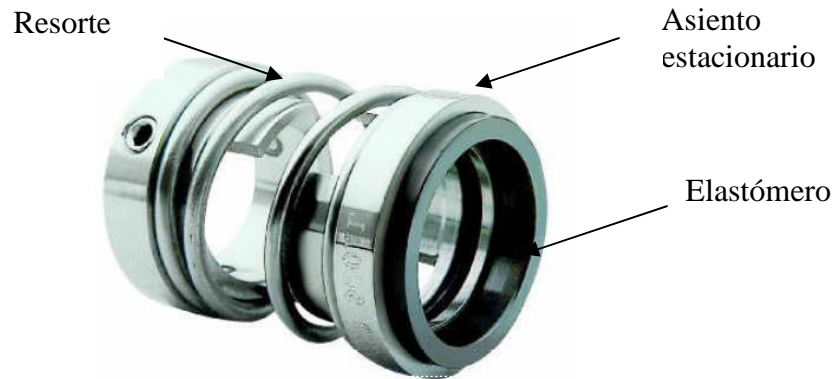


Figura 4.25- Sello mecánico

La selección es la siguiente:

Díámetro del eje: 30 mm

Díámetro exterior: 46 mm

Presión máxima de trabajo: 200 psig

Temperatura de operación: -29 a 232 °C

Velocidad: 23 m/s

4.4.14 Selección de contactores [30]

El contactor es un interruptor gobernado a distancia por medio de un electroimán. Los contactores se seleccionan en función de la potencia que se tiene en cada uno de los equipos.

El relé térmico es una protección para el circuito de contactores. Al pasar una intensidad superior a la prevista se deforman los bimetales del térmico rompiendo el contacto, que a su vez desconecta el circuito del contactor. El contacto dispone de un enclavamiento que lo

mantiene desconectado, para conectarlo nuevamente es necesario un pulsador. Los relés térmicos se eligen por la intensidad que consume cada uno de los equipos.

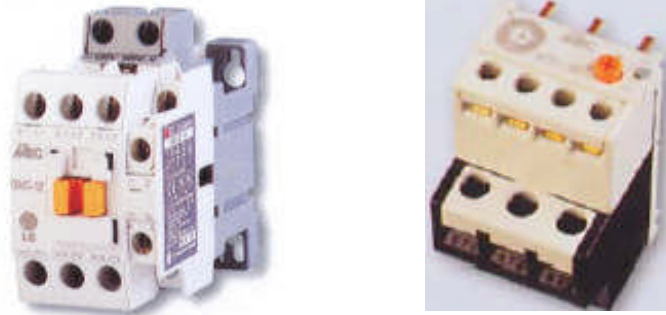


Figura 4.26- Contactores y protecciones térmica LG

En la tabla XXIII se detallan los equipos con sus respectivos contactores y protecciones térmicas seleccionadas (**Anexo M**).

Tabla XXIII. Selección de contactores y protecciones térmicas de los equipos

EQUIPO	POTENCIA (HP)	V	I nom	CONTACTOR	PROTECCIÓN TÉRMICA
Unidad Condensadora	3	200-240	13.2 A	LG GMC-12	GTK-22 (12-18)
Motor	1.5	200 - 240	5 A	LG GMC- 9	GTK-22 (5-8)

CAPÍTULO V

TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN

5.1 PREPARACION DE LOS MATERIALES DE ACUERDO A LOS PLANOS

5.1.1 Construcción del evaporador

Para la construcción del evaporador se siguieron los siguientes pasos:

- Corte del tubo
- Corte y rolado para dar forma al cilindro exterior.
- Colocación del cilindro exterior en los separadores
- Soldado de la parte frontal al cilindro interior por la superficie exterior de la cubierta.
- Soldado de la parte posterior al cilindro interior por la superficie exterior de la cubierta.
- Soldado de las cubiertas al cilindro exterior por la parte exterior de las cubiertas.

5.1.2 Construcción del bastidor.

Luego del cálculo efectuado para el bastidor, su construcción requiere de los siguientes pasos:

- Corte a medida de los elementos.
- Ubicación y unión de los elementos.
- Observación de las medidas establecidas en los planos.
- Soldadura de los elementos.
- Soldadura de las garruchas cuya capacidad es de 80 Kg c/u.
- Verificación de las perpendicularidades.

5.1.3 Construcción del batidor

De acuerdo a las dimensiones obtenidas del cálculo se realiza su construcción de acuerdo a los siguientes pasos:

- Corte del tubo a medida.
- Torneado del tubo
- Corte de la moldura de las hélices.
- Corte de las hélices.
- Conformado de cada una de las hélices.
- Señalización en el tubo de la ruta de la hélice
- Soldadura de las hélices al tubo y rectificado.

5.1.4 Construcción de los acoples

En la construcción de los acoples observamos muy cuidadosamente las medidas y tolerancias que se requieren. Su construcción se realizó en maquinas herramientas y previendo el ajuste de otros elementos como: las chumaceras, la polea, etc.

5.1.5 Construcción de la tapa delantera

Los pasos seguidos fueron:

- Refrentado-cilindrado tanto de la cara frontal como de la cara posterior.
- Perforado de la tapa tanto transversalmente como longitudinalmente.
- Mecanizado de la llave.

5.1.6 Construcción de la tapa posterior

Para la construcción de la tapa posterior se procedió de la siguiente manera:

- Corte de una placa de 3 mm de espesor utilizando el corte por el estado plasma, con las dimensiones que se muestran en los planos.
- Corte de un cilindro con las especificaciones de los planos.
- Soldadura de las dos partes anteriores.
- Corte del bocín a las medidas establecida.
- Soldadura de las partes antes ya indicadas en la posición que muestran los planos.
- Rectificado de la tapa tanto por la parte interior como por la parte posterior.
- Perforación a las distancias señaladas por los planos.

5.1.7 Construcción del pre-enfriador

Luego de calculadas las dimensiones apropiadas y las condiciones de la máquina, se siguieron los siguientes pasos:

- Corte de la plancha de 1.5 mm de espesor utilizando el proceso de corte por estado plasma, rigiéndose a los valores establecidos en los planos.
- Corte de las planchas para dar el conformado del recipiente por el proceso de corte por estado plasma, y a la vez el doblado.
- Doblado de las partes a ser unidas.
- Soldado de las partes rigiéndose por los planos.
- Verificación de perpendicularidad entre las diferentes partes.

5.2 MONTAJE E INSTALACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL EQUIPO

Para el montaje e instalación de las diferentes partes de la máquina se efectuaron las siguientes operaciones:

- Montaje del evaporador en la estructura.
- Montaje del sistema de refrigeración.
- Montaje de la cubierta delantera.
- Montaje del motor del batidor.
- Montaje del pre-enfriador.
- Montaje de las poleas.
- Montaje del batidor.
- Montaje de la tapa delantera.
- Instalaciones eléctricas.
- Montaje de las cubiertas laterales y posterior.

5.2.1 Montaje del evaporador en la estructura

Para el montaje del evaporador en la estructura, se procedió de la siguiente manera:

- Alineación y sujeción de la parte delantera del evaporador con la estructura.
- Verificación de la nivelación del cilindro.
- Ajuste definitivo del evaporador en la estructura.
- Colocación de aislante en la parte delantera del evaporador.

5.2.2 Montaje e instalación del sistema de refrigeración

El esquema del sistema de refrigeración se observa en la figura 5.1 en donde se aprecia la disposición de los diferentes componentes.

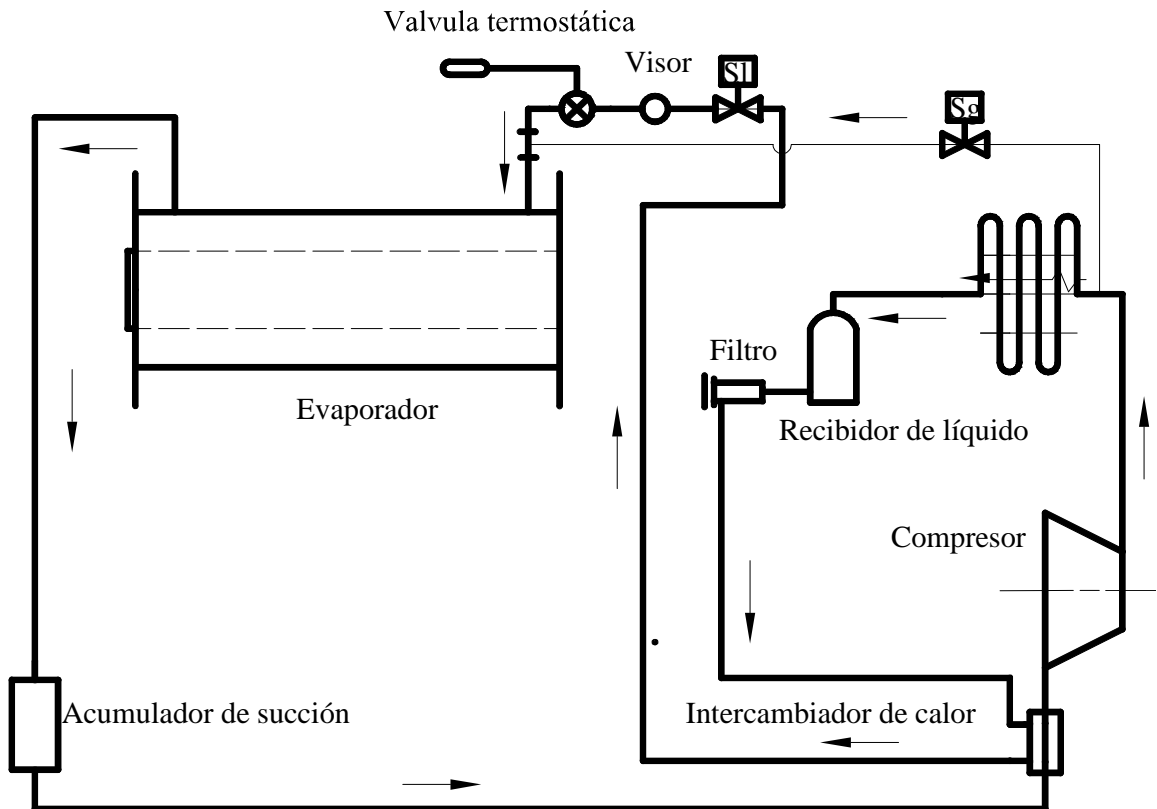


Figura 5.1- Esquema del sistema frigorífico

Para el montaje del sistema de refrigeración se procedió así:

- Conexión de la línea de alta presión.
- Conexión de la línea de baja presión.
- Realización del vacío en el sistema.
- Comprobación de fugas en el sistema.
- Carga de refrigerante.
- Revisión de fugas en pleno funcionamiento de la unidad.
- Colocación de aislante en la línea de baja.

5.2.3 Montaje de la cubierta delantera

Para el montaje de la cubierta delantera se observan los siguientes pasos:

- Colocación de silicón en las partes unidas a la estructura a fin de evitar el ruido.
- Sujeción de la cubierta por medio de los espárragos y tuercas.
- Ajuste de las tuercas.

5.2.4 Montaje del motor del batidor

Para el montaje del motor se efectuaron los siguientes pasos:

Colocación de los cauchos en los dos apoyos del motor.

- Colocación de las abrazaderas.
- Sujeción con pernos del motor a la base.
- Colocación de los resortes en los dos apoyos.
- Colocación de la banda.
- Ajuste de los pernos.

5.2.5 Instalaciones eléctricas

Circuito de control

En la figura 5.2 se muestra el circuito de control del batidor congelador cuyo funcionamiento es el siguiente:

El pulsador de auto enclavamiento PE permite el funcionamiento del circuito energizando la bobina KB del batidor, que se auto alimenta por medio del contacto KB1, simultáneamente cierra el contacto KB2, que comanda al controlador de temperatura CTP el que toma un tiempo para permitir el paso de energía conectando el presóstato PRES permitiendo el paso de la energía a la bobina KUC de la unidad condensadora. Cabe recordar que cada bobina tiene sus contactos de protección térmica PTB y PTUC.

El gas caliente es activado por medio del pulsador de auto enclavamiento PG permitiendo la energización de la bobina del timer de retardo T, energiza la bobina auxiliar KA que desconecta la válvula solenoide de líquido SL que a su vez pone en funcionamiento la válvula de gas caliente SG, al transcurrir un tiempo establecido en el timer se desconecta la válvula de gas que a su vez activa la solenoide y continúa el ciclo normal de funcionamiento.

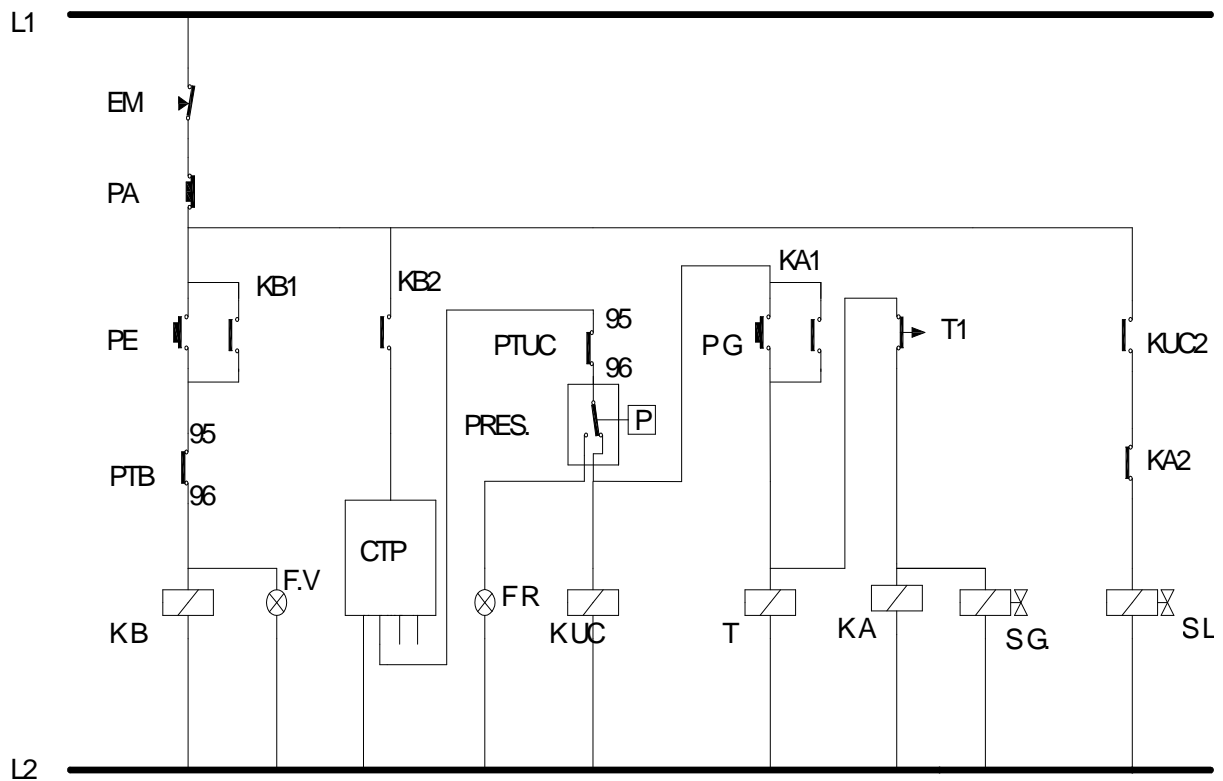


Figura 5.2- Circuito de control

Para realizar las respectivas conexiones eléctricas se procedió de la siguiente manera:

- Conexión de los elementos uno por uno hasta conseguir conectar todos los componentes. Para evitar equivocaciones se utilizó cables de diferentes colores.
- Se verificó manualmente que todas las conexiones se encuentren bien colocadas.

Circuito de potencia

El circuito de potencia está representado en la figura 5.3 y cuyo funcionamiento es el siguiente:

El circuito de potencia está formado por motores del batidor MB así como la unidad condensadora MUC, estos se encuentran protegidos tanto por fusibles FB, FUC así como por protecciones térmicas PTB, PTUC. El funcionamiento es efectuado por medio del circuito de control recordando que las conexiones de potencia se encuentran instaladas en las líneas de alta potencia de los contactores.

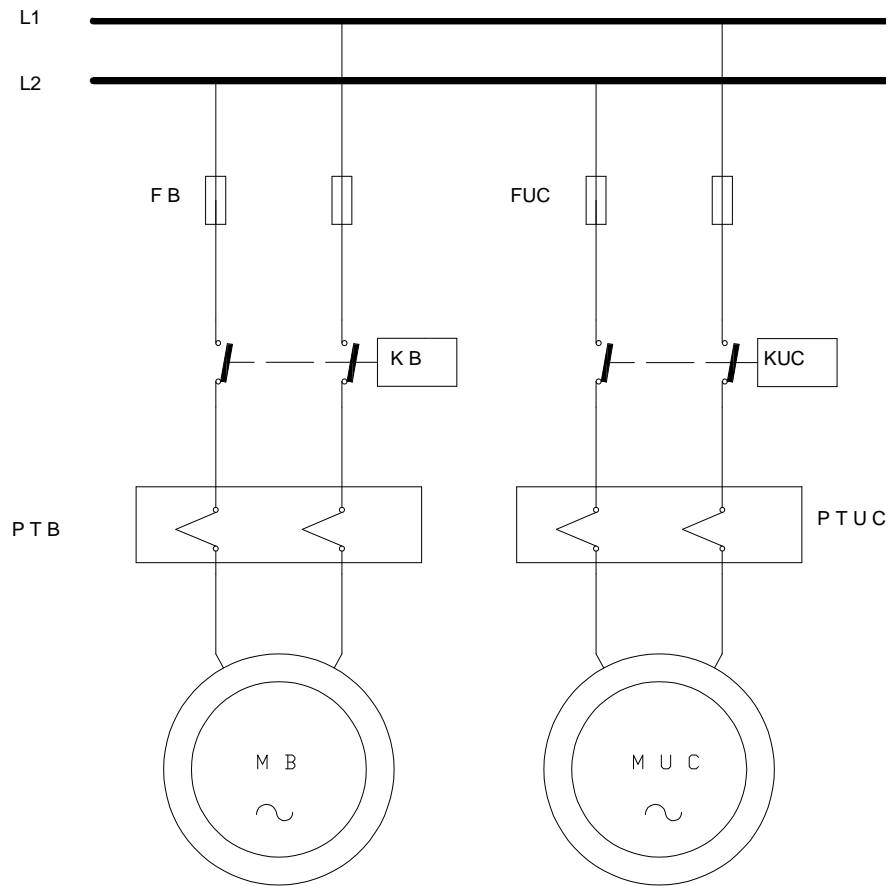


Figura 5.3- Circuito de potencia

5.2.6 Montaje del pre-enfriador

Para el montaje se observan los siguientes pasos:

- Colocación de silicón en las partes unidas a la estructura a fin de evitar el ruido.
- Montaje del pre-enfriador en la estructura.
- Ajuste de los pernos de anclaje.
- Ajuste de la conexión de alimentación al cilindro.

5.2.7 Montaje de las poleas

Los pasos seguidos fueron los siguientes:

- Alineación de la polea del agitador con la polea del motor .
- Verificación de la alineación de las poleas.
- Ajuste de los pernos.

5.2.8 Montaje del batidor

Para el montaje del batidor se procedió de la siguiente manera:

- Se unta grasa de grado alimenticio en los extremos del batidor.
- Se coloca el batidor en el interior del cilindro haciendo girar hasta que logre acoplar en el extremo.

5.2.9 Montaje de la tapa delantera

Para el montaje de la tapa delantera se considera los siguientes aspectos:

- Se utiliza un empaque de teflón de un espesor de 0.7mm en la parte interior de la tapa.
- Se unta grasa de grado alimenticio en el bocín de la tapa.
- Se coloca la tapa con la ayuda de los espárragos.

5.2.10 Montaje de las cubiertas laterales y posteriores

Para el montaje de las cubiertas se procedió de la siguiente manera.

- Verificación de la ausencia de objetos extraños en el interior de la máquina.
- Colocación de las cubiertas.
- Ajuste de todos los pernos que sujetan las cubiertas.

CAPÍTULO VI

PRUEBAS DEL EQUIPO

6.1 PLAN DE PRUEBAS

A través de las pruebas efectuadas en el batidor-congelador de helado se pretende:

- Listar los resultados que se obtienen de las actividades de prueba.
- Caracterización de batidor-congelador.
- Definir los puntos más óptimos de su funcionamiento.

6.1.1 Pruebas de integridad del batidor congelador.

Con estas pruebas se logra:

- 1.- Verificar el fácil acceso al sistema de control.
- 2.- Verificar el funcionamiento de cada uno de los elementos del batidor congelador.

Para la verificación del funcionamiento de cada elemento, luego de ensamblado, se consideró el siguiente procedimiento:

- a) Verificación manual de la libertad de movimiento de las partes con movimiento estático y rotativo.
- b) En funcionamiento los componentes con accionamiento eléctrico se midió las intensidades tanto de arranque como la nominal mediante un multímetro.
- c) En válvulas se observó tanto la apertura como el cierre y en que instante se lleva a cabo esto se realizó por medio de una inspección visual.
- d) Se comparó con las especificaciones que establecen los catálogos.

En la tabla XXIV se muestran los resultados para la comprobación de los componentes.

Tabla XXIV. Medición de parámetros en los componentes.

Componente	Funcionamiento eléctrico			Funcionamiento mecánico		Observaciones
	V (voltios)	Ia (A)	In (A)	Inicio	final	
Unidad condensadora	206	84	12	Comprime	Expulsa	Dentro de rangos establecidos
Válvula solenoide	206	X	X	Abre	Cierra	Opera satisfactoriamente
Válvula termostática	X	X	X	Abre	Cierra	Opera satisfactoriamente
Filtro deshidratador	X	X	X	X	X	Sin presencia de condensado
Mirilla	X	X	X	X	X	Sin presencia de humedad
Evaporador	X	X	X	X	X	Sin presencia de fugas
Aislamiento	X	X	X	X	X	Sin presencia de condensado
Conductos y uniones de cobre	X	X	X	X	X	Sin presencia de fugas
Motor del batidor	206	19	7	X	X	Dentro de rangos
Contactores	206	X	X	abre	cierra	Dentro de rangos

6.1.2 Pruebas de funcionalidad

1. Verificar el correspondiente abastecimiento de materia prima: el abastecimiento de la materia prima es el adecuado para el batido evaluado a partir de una simple observación.
2. Determinación del tiempo en el cual el batidor está apto para su correcto funcionamiento: El punto de funcionamiento es aquel en el que se alcanza la temperatura apropiada para proceder a la producción. A fin de encontrar estos parámetros se utilizaron un cronómetro y un termómetro digital. En el anexo N se muestran los valores obtenidos mientras tanto que en la figura 6.1 se traza los puntos, en donde se necesita un tiempo de 35.5 min. para comenzar la producción.
3. Verificación de la temperatura a la salida del batidor: La temperatura de salida es aquella que permite que el producto fluya libremente.

Para la medición de la temperatura del producto a la salida se utilizó un termómetro de mercurio; las temperaturas fueron medidas tanto en el cambio de fase así como al final para una temperatura de entrada de 4°C, obteniendo los promedios tabulados en la tabla XXV.

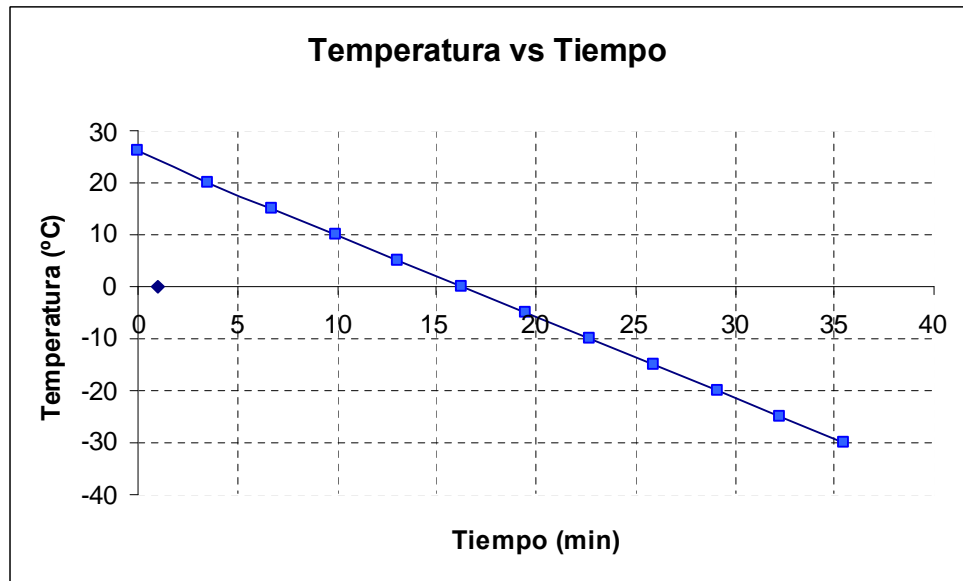


Figura 6.1- Temperatura de evaporación vs. tiempo

Tabla XXV. Valores encontrados de temperatura y tiempo

Temperatura °C	tiempo (min)
-2	2.1
-6.2	3.2

4. Verificación del tiempo de entrega y la cantidad de producto a la salida del batidor: El tiempo de entrega es el lapso en el cual la materia prima debe ser transformada en helado. La cantidad de producto a la salida representa el sobre-rendimiento. Para poder encontrar estos valores se utilizó un cronómetro y un recipiente graduado en litros a una temperatura de entrada de 4 °C, en la tabla XXVI se muestra los valores medidos, que son acumulativos.
5. Verificación de la contextura del helado: Se recurre a la observación de la forma como se presenta el producto final. Se observa que no existen internamente pedazos de hielo o materias extrañas y tiene una contextura homogénea.
6. Verificación de la temperatura de recalentamiento: La temperatura de recalentamiento del sistema de refrigeración es aquella temperatura de vapor sobrecalentado a la salida del evaporador. Para encontrar se utilizó un termómetro digital y fue ubicado junto al bulbo luego de que la tubería fue limpiada y fijada con aislante.

Tabla XXVI. Valores obtenidos en un ciclo de operación.

Tiempo (min)	Vol. Materia prima (Litros)	Vol. helado (Litros)	Sobre-rendimiento (%)
13	12	21	75
26	23	40	74
38	33	58	76
50	44	76	72.7

El sobrecalentamiento será el valor que resulte de la resta de la temperatura de saturación a la presión respectiva y la temperatura del vapor refrigerante a la salida del evaporador. Los datos obtenidos se muestran en la tabla XXVII.

Tabla XXVII. Temperaturas medidas para determinar el recalentamiento

Temperatura	°C
Producto	-6,2
Saturación del refrigerante	-30
Salida del evaporador	-25,5

De esta tabla se concluye que la temperatura de recalentamiento es 4.5 °C.

6.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados que fueron obtenidos y expuestos en la tabla XXVII resultan aceptables en relación a los proporcionados en los catálogos los diferentes componentes.

Debe señalarse que:

- En el anexo N se muestra que el batidor necesita de 35.5 min para alcanzar la temperatura optima de producción con la condición que el batidor debe estar alimentado.
- La temperatura a la salida del batidor es menor que la temperatura a la que se diseñó el batidor en un 4.6% y esto es aceptable. Este porcentaje varía de acuerdo con la composición del helado.

- La máquina producirá 76 litros de helado aproximadamente con un sobre-rendimiento promedio de 74.4% que representa un mayor volumen de producto final que el propuesto. Este porcentaje depende mucho de la composición de la materia prima.
- La temperatura de recalentamiento es 4.5 °C, y se encuentra en el rango recomendado para baja temperatura la cual está entre 3 y 6 °C. [32]

6.3 ANÁLISIS DE COSTOS

Los costos de materiales, mano de obra, gastos generales sirven para determinar el costo de producción del batidor-congelador de helado. Los costos para producir un artículo se clasifican generalmente como costos directos, mano de obra directa, costos generales (equipos, transporte de materiales, etc).

6.3.1 Costos directos

Los materiales cuyo costo se carga directamente en la producción se conocen como materiales directos. Generalmente los costos de los artículos principales de los materiales requeridos para manufacturar un producto se lo carga como costos directos de materiales. La suma de los costos de los materiales que se acumulan como un producto durante su paso por la fábrica constituye el costo total de los materiales directos. En le presente caso son:

- Componentes de refrigeración
- Materiales para la construcción
- Elementos eléctricos
- Accesorios

6.3.2 Mano de obra directa

La mano de obra directa es el trabajo directo cuyo costo se carga directamente al producto.

6.3.3 Costos generales

Los gastos generales se conocen también como gastos de utilización de equipos, gastos de transporte de materiales.

6.3.4 Costos indirectos

Los costos indirectos de producción incluyen todos los gastos en los cuales se incurre para la producción y que no se cargan directamente al producto.

Los costos indirectos de producción incluyen la dirección técnica considerando la investigación y las decisiones tomadas en el transcurso de construcción de la máquina.

Para expresar el CI (Costo Indirecto) en el APU (Análisis de Precios Unitarios), se divide el monto del costo indirecto total entre la suma de los costos directos.

Para el presente proyecto se tiene:

$$CI = \frac{\sum CI}{\sum CD} * 100 = \% (CD) \quad (6.1)$$

$$\sum CI = 524$$

$$\sum CD = 3499.14$$

$$CI = \frac{524}{3499.14} * 100 = 15 \% (CD)$$

6.3.5 Costos de Manufactura

Los costos de manufactura de un producto están constituidos por la suma de materiales directos, la mano de obra directa, los costos generales y costos indirectos. Son estos los artículos que se resumen en los costos del bien producido. Es decir el costo total es la sumatoria de todos los costos.

Para el presente caso:

Costo total = Componentes de refrigeración + materiales para la construcción + elementos

eléctricos + accesorios. (6.2)

Costo total = 4023.14 USD

6.3.6 Depreciación de la máquina

Depreciación es el descenso continuo y progresivo donde el valor de un activo a lo largo del tiempo, debido a su desgaste, a su progresiva obsolescencia o a otras causas.

El cálculo de la depreciación se la hizo mediante la recuperación acelerada del costo (RAC), para lo cual se utilizó las siguientes tablas.

Tabla XXVIII. Clases de RAC de propiedad depreciable

Propiedad personal	Tiempo
Automóviles y camiones de trabajo ligero Maquinaria y equipo de investigación y experimentación Herramientas especiales y otras propiedades personales con vida de 4 años o menos	3 años
Maquinaria y equipo de investigación y experimentación Equipo y mobiliario de oficina Camiones de trabajo pesado Barcos, aviones	5 años
Propiedad de servicio público con vida de 25 años o menos Carros-tanque de ferrocarril Casas prefabricadas	10 años
Propiedad de servicio público con vida de mas de 25 años	15 años

Tabla XXIX Depreciación por RAC para propiedades personales

Años de recuperación	El porcentaje de recuperación es:			
	3 años	5 años	10 años	15 años
1	33%	20%	10%	7%
2	45%	32%	18%	12%
3	22%	24%	16%	12%
4		16%	14%	11%
5		8%	12%	10%
6			10%	9%
7			8%	8%
8			6%	7%
9			4%	6%
10			2%	5%
11				4%
12				3%
13				3%
14				2%
15				1%

Los valores de los porcentajes de depreciación por RAC están en función de la depreciación por saldo decreciente, de modo tal que los valores descontados durante los primeros años son mayores.

Como se puede observar en la tabla XXX la máquina actual le corresponde un tiempo de vida depreciable de 5 años. Aplicando los datos de la tabla XXIX se obtuvieron los valores de depreciación:

6.3.7 Costo de energía consumida por la máquina

Se estima que la máquina trabajará jornadas de 8 horas diarias durante 20 días. En la tabla XXIII se resumen la potencia de sus componentes.

$$W = (1.5+3)hp = 4.5 hp = 3.4 KW$$

El consumo de la máquina está determinado por la ecuación 6.3.

$$\text{Consumo} = W * h \quad (6.3)$$

$$\text{Consumo} = 3.4 * 160 = 544 \text{ KW-h}$$

donde

W, potencia (KW)

h, horas de trabajo al mes (h)

$$\text{Costo} = \text{Consumo} * \text{costo KW-h} \quad (6.4)$$

$$\text{Costo} = 544 \text{ KW-h} * 0.0948 \text{ \$/ KW-h} = \$ 51.578$$

Tabla XXX. Depreciación del batidor de helados

Año	%RAC	Costo (USD)	Depreciación RAC (USD)
1	20	4023	804.6
2	32	4023	1287.36
3	24	4023	965.52
4	16	4023	643.6
5	8	4023	321.8
TOTAL			4023

6.3.8 Costos de producción

Al ser una máquina semiautomática no se requiere de mayor esfuerzo al operarla, ni es compleja su adiestramiento, por lo que el pago de mano de obra puede estimarse en \$ 200.

Por materia prima:

Mezcla de líquido c/mes = 8080 L

Costo por litro mezcla = \$ 1

$$\text{Costo materia prima} = \text{Mezcla de líquido c/mes} * \text{Costo por litro mezcla} \quad (6.5)$$

$$\text{Costo materia prima} = \$ 8080$$

6.3.9 Producción y utilidad

El costo total de producción junto con el costo de consumo de energía es \$ 8331.58.
Producto obtenido c/mes es 12160 litros con un promedio de sobre-rendimiento del 74.4 %
Sí se comercializa a \$ 2 el litro de helado se tiene:

\$ 24320 c/mes

La utilidad neta es:

$$\text{Utilidad} = \text{Costo comercialización} - \text{Costo producción} \quad (6.6)$$

$$\text{Utilidad} = 24320 - 8331 = \$ 15989$$

El tiempo real necesario para que se pague la máquina dependerá de la producción mensual y de la demanda.

6.4 OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

- **Operación**

La máquina está construida con ruedas a fin de poder colocarla en la posición deseada. Consta de cubiertas laterales para poder desmontar fácilmente para su respectivo mantenimiento.

Los mandos que se dispone para su funcionamiento son los siguientes:

- Pulsante color verde “Encendido”: pone en marcha el equipo y durante su funcionamiento dispone de una luz indicadora color verde.
- Pulsante color rojo “Parar”: apaga el equipo.
- Pulsante color verde “Gas”: permite accionar el descarche. Cuando entra en funcionamiento el descarche activa una luz piloto rojo.
- Cuando la máquina está produciendo, el batidor siempre se encuentra girando. Cuando se detiene el batidor se suspende toda la energía.
- En una producción prolongada, antes de detener el equipo se debe accionar el gas caliente para poder descarchar.
- La alimentación con materia prima siempre debe estar entre 4 y 3 °C para poder efectuar la producción.

- **Mantenimiento**

Un mantenimiento adecuado y bien observado tiende a prolongar la vida útil de la máquina, a obtener un rendimiento aceptable de las partes durante más tiempo y reducir el número de fallas.

Se dice que una parte falla cuando deja de brindar el servicio que debía o cuando aparecen efectos indeseables.

Manutención mecánica.

Consiste en el control de los soportes de las bases donde está montado, chumaceras, control de desgaste de las bandas y controlar el desgaste del sello mecánico.

Manutención eléctrica.

La instalación eléctrica ha sido realizada para proteger al máximo los componentes de la máquina.

- Cuando el batidor se detiene abruptamente la luz roja indica que hay la intervención de uno o más fusibles térmicos. Una repetida intervención indica que hay una anomalía que persiste y es necesario verificar el sistema eléctrico.
- Sí no hay presencia de luz indicadora hay que controlar los fusibles.

Manutención frigorífica.

La instalación frigorífica debe ser controlada y las eventuales reparaciones tienen que ser hechas por un especialista.

Las causas del imperfecto funcionamiento pueden ser:

- Insuficiente condensación.
- Válvula termostática mal calibrada.
- Filtro de línea sucio.
- Válvula de accionamiento por solenoide.

- Escape de gas en la instalación.
- Recalentamiento del compresor.

La tabla XXXI especifica las tareas a realizar por el mantenimiento y sus respectivas frecuencias.

Tabla XXXI. Tareas de mantenimiento.

	Servicio de mantenimiento	Frecuencia				
		D	M	T	S	A
Mantenimiento mecánico	Limpieza de la máquina	X				
	Verificación de ruido o vibraciones	X				
	Inspección de rodamientos					X
	Verificación de bandas		X			
	Verificación de sellos		X			
Mantenimiento eléctrico	Verificación de contactores			X		
	Verificación de conexiones eléctricas		X			
	Verificación de las intensidades del compresor			X		
Mantenimiento frigorífico	Verificación del nivel de aceite	X	X			
	Limpieza del condensador		X			
	Verificación de la humedad del sistema			X		
	Verificación de presión y temperatura				X	
	Verificación de la válvula termostática				X	
	Verificación de la válvulas solenoides				X	
	Verificación del filtro deshidratador		X			
Inspección del sistema de refrigeración					X	

D - Diaria	M - Mensual	T - Trimestral	S - Semestral	A - Anual
------------	-------------	----------------	---------------	-----------

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- La información sobre el tema resultó exigua, por lo que se tomó un punto de partida basando algunas teorías relacionadas más bien a tomar con fines y que al final resultaron aplicables también para el presente caso.
- Se ha realizado un nuevo modelo de batidor para helado.
- El diseño tanto térmico como mecánico del evaporador han satisfecho las necesidades. Las dimensiones calculadas en el diseño han dado en una temperatura de recalentamiento del refrigerante de 4.5 °C lo que cae dentro del rango establecido por los fabricantes con esto se garantiza que el equipo funcione correctamente.
- Para diseñar el batidor los parámetros fueron encontrados de forma experimental en la que se consideró un factor de seguridad más que aceptable. La experimentación cumplió con los requerimientos establecidos.
- La velocidad del batido es un factor determinante ya que de la misma depende el recalentamiento del refrigerante así como el crecimiento de cristales en el helado.
- Se ha logrado determinar los coeficientes convectivos tanto del refrigerante como de la mezcla por medio de un análisis térmico.
- El diseño del evaporador se comprobó por medio del cálculo teórico, en parte con la simulación de elementos finitos.
- Se ha determinado las propiedades físicas de nuestro producto final como son viscosidad y densidad.

- Al realizar el diseño de los elementos constitutivos del batidor-congelador hay que tener en cuenta el tipo de material y sus características para su manufactura.
- La dosificación por gravedad para nuestro caso es algo aceptable.
- Es exigible una producción de 12160 litros mensuales para poder depreciar la máquina en un tiempo de 5 años.

7.2 RECOMENDACIONES

- Profundizar el estudio de transferencia de calor en cambistas de tubos anulares con fluidos no-newtonianos.
- Se debe disponer de mayor información sobre lo explicado al respecto, y luego hacer un calculo conservador, pues solo la experimentación producirá un resultado real.
- Se debe incentivar el uso de refrigerantes ecológicos.
- Se recomienda la utilización de elementos finitos en la resolución de problemas mecánicos a fin de poder diseñar componentes más apropiadamente.
- Se recomienda un estudio más profundo de la dosificación por gravedad para capacidades mayores puesto que esto repercute en su control.
- Se recomienda el uso de materiales para el manejo alimenticio para todos los elementos que tengan contacto con el producto.
- No debe sacrificarse calidad de material de construcción por el costo.
- Se debe tener cuidado en la alineación del eje del batidor dentro del evaporador donde se aloja.
- Se debe utilizar materiales con buenas propiedades resistentes a la corrosión, en caso de no conocer acerca del material a utilizar se debe, hacer ensayos para poder predecir los efectos de un proceso tecnológico.

- Se debe realizar una limpieza total cada vez que la máquina se detenga por largos períodos y de esta manera evitar la supervivencia de bacterias.
- Se recomienda continuar con el estudio del presente trabajo para actualizar los parámetros y materiales, u obtener otros prototipos.

