



ESPE

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECATRÓNICO**

REALIZADO POR:

RODRÍGUEZ ÁLVAREZ, MILTON PATRICIO.

VERA AGUILERA, DIEGO WLADIMIR.

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TANQUE DE 800 LITROS DE
CAPACIDAD CON SISTEMA AUTOMÁTICO DE REFRIGERACIÓN PARA
ALMACENAMIENTO DE LECHE CRUDA EN LA HACIENDA LA
ALBORADA UBICADA EN LA PROVINCIA DEL CARCHI**

DIRECTOR: ING. SEGOVIA, XAVIER

CODIRECTOR: ING. PAZMIÑO, FRANCISCO

SANGOLQUÍ, JUNIO 2014

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Certificamos que el proyecto “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TANQUE DE 800 LITROS DE CAPACIDAD CON SISTEMA AUTOMÁTICO DE REFRIGERACIÓN PARA ALMACENAMIENTO DE LECHE CRUDA EN LA HACIENDA LA ALBORADA UBICADA EN LA PROVINCIA DEL CARCHI.**”, fue realizado en su totalidad por Milton Patricio Rodríguez Álvarez y Diego Wladimir Vera Aguilera, como requerimiento para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.

Ing. Xavier Segovia.

DIRECTOR

Ing. Francisco Pazmiño.

CODIRECTOR

Sangolquí, 03 de Junio del 2014

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TANQUE DE 800 LITROS DE CAPACIDAD CON SISTEMA AUTOMÁTICO DE REFRIGERACIÓN PARA ALMACENAMIENTO DE LECHE CRUDA EN LA HACIENDA LA ALBORADA UBICADA EN LA PROVINCIA DEL CARCHI.”

ELABORADO POR:

Milton Patricio
Rodríguez Álvarez

Diego Wladimir
Vera Aguilera

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA.

Director de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica.

Ing. Francisco Terneus.

Sangolquí, 03 de Junio del 2014

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Milton Patricio Rodríguez Álvarez y Diego Wladimir Vera Aguilera, autorizamos la publicación del proyecto de grado titulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TANQUE DE 800 LITROS DE CAPACIDAD CON SISTEMA AUTOMÁTICO DE REFRIGERACIÓN PARA ALMACENAMIENTO DE LECHE CRUDA EN LA HACIENDA LA ALBORADA UBICADA EN LA PROVINCIA DEL CARCHI.", en la biblioteca virtual de la Universidad de las fuerzas Armadas ESPE, cuyas ideas, criterios y desarrollo de este trabajo es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Milton Patricio
Rodríguez Álvarez

Diego Wladimir
Vera Aguilera

Sangolquí, 03 de Junio del 2014

DEDICATORIA

A ustedes Paúl Vera y Johana Peliza dedico este proyecto, que desde el cielo y desde el lugar más infinito me han brindado fuerzas para luchar por mis más grandes metas.

A mis padres Enderson Vera y Nancy Aguilera quienes con su apoyo incondicional me han educado de la forma más sabia para poder conseguir mis más grandes sueños y hacer de mí un gran ser humano.

A mi hermanita Victoria Vera quién con su ternura, su madurez y su inteligencia me ha enseñado lo importante que es la familia.

DIEGO WLADIMIR VERA AGUILERA

DEDICATORIA

Dedico el presente proyecto primeramente a Dios que me ha permitido tenerles a mis padres con vida para ver su sueño cumplido, de tener sus hijos profesionales.

A mis padres Patricio Rodríguez y Elvia Álvarez que me inculcaron buenos valores y me enseñaron que los grandes objetivos se requiere de grandes esfuerzos y así con su apoyo y amor incondicional poder cumplir mis metas.

A mi cuñada Eliana Balseca y a mis hermanos Freddy Rodríguez y Liceth Rodríguez que hemos pasado buenos y malos momentos y los hemos superados con el amor que nos tenemos y que hoy en día son mi ejemplo de vida.

A mis sobrinos Camila Rodríguez, Jhosué Rodríguez y Franquito Rodríguez que con su ternura y amor me han dado fuerzas para salir adelante en todo momento.

MILTON PATRICIO RODRÍGUEZ ÁLVAREZ

AGRADECIMIENTOS

En mi formación como profesional la vida me ha permitido compartir con personas de principios, lucha y sacrificio, logrando ser el pilar fundamental para conseguir mis más grandes objetivos.

Agradecerles infinitamente a mis padres y a Dios por haberme dado la oportunidad de estudiar en las mejores instituciones educativas y a la vez guiarme por el sendero correcto.

A mi tía Zenaida, por ser el reflejo de una madre luchadora y un ejemplo de superación para todas aquellas personas que comprendemos el difícil camino que se debe recorrer cuando perdemos a un ser querido.

A la familia Ruiz Cruz, por saber acogerme en su hogar y así desarrollar este proyecto con todos los recursos que se requería.

A mis amigos de la universidad, por enseñarme en cada momento lo valioso que es la perseverancia, el trabajo en equipo y la familia.

A mis amigos incondicionales Milton Rodríguez, Leandro Granja y Luis Villarreal, gracias por haber compartido mis más grandes derrotas y ahora mi más grande logro.

A mi primo Oscar Aguirre por ser mi apoyo incondicional en todo momento.

DIEGO WLADIMIR VERA AGUILERA

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por haberme dado una familia establecida y por haber sido el pilar fundamental de todos mis triunfos. A mi padre Patricio Rodríguez que con sus palabras y por su forma de ver la vida, le hace ser una persona única que me ha ayudado en mis problemas y me ha sabido comprender y guiarme con sus consejos y su amor leal. A mi madre Elvia Álvarez que por su amor incondicional y cuidado en todo momento ha hecho que nada me falte guiándome siempre por el camino correcto.

Agradezco también a Dios por haberme hecho compartir con personas que me han ayudado de una u otra forma en el transcurso de mi vida. A mi hermano Freddy que desde muy corta edad me enseñó que el amor de hermanos debe ser incondicional en los buenos y malos momentos. A mi hermana Liceth que me ha demostrado ser una persona luchadora para lograr sus objetivos y por su forma de ser le hace una mujer única.

A mi primo Francisco Rodríguez por ser un gran líder en todos los aspectos que desde mi muy corta edad se preocupó por mí, y ahora en el aspecto laboral me ha brindado su apoyo incondicional.

A mis primos y amigos Diego, Leo, Luis, Solano, Canelo, Alejo, Jorge Sánchez, Byron, Stalin, Miguel, Alejandra Ramos, Estefi Balseca, Luisana, Israel, Jorge Taco que me han demostrado su cariño y han estado conmigo en los buenos y malos momentos. A la familia Ruiz Cruz por habernos acogido para la realización del proyecto.

MILTON PATRICIO RODRÍGUEZ ÁLVAREZ

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIAS.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xix
RESUMEN.....	xxi
ABSTRACT.....	xxii
1.1. ANTECEDENTES	2
1.2. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3
1.3. OBJETIVOS	4
1.3.1. OBJETIVO GENERAL	4
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
1.4. ALCANCE DEL PROYECTO.....	5
1.5. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	6
2. FUNDAMENTO TEÓRICO.....	8
2.1. LECHE CRUDA.....	8
2.1.1. PROPIEDADES FÍSICAS	8
2.1.2. PROPIEDADES QUÍMICAS	9
2.1.3. TRATAMIENTO DE LA LECHE CRUDA PARA SU	

INDUSTRIALIZACIÓN	9
2.1.3.1. Enfriamiento de la leche cruda.....	10
2.2. ALMACENAMIENTO DE LA LECHE CRUDA	11
2.2.1. TANQUES DE ALMACENAMIENTO	11
2.2.1.1. Capacidad de almacenamiento con respecto al número de ordeños.....	13
2.2.2. AISLANTES TÉRMICOS PARA TANQUES DE ALMACENAMIENTO.....	14
2.3. AGITADORES.....	15
2.3.1. TIPOS DE AGITADORES	16
2.3.1.1. Tipos de rodetes.	17
2.4. CONTROL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA LECHE CRUDA	18
2.4.1. SENSOR DE TEMPERATURA	19
3. METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECATRÓNICO	22
3.1. ETAPAS EN EL DESARROLLO DEL DISEÑO MECATRÓNICO	24
3.1.1. IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES.....	25
3.1.2. PREPARACIÓN DE ESPECIFICACIONES	26
3.1.2.1. Despliegue de la casa de la calidad.....	28
3.1.2.2. Análisis de resultados.	30
3.1.3. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	31
3.1.4. PONDERACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	41
4. DISEÑO DEL SISTEMA.....	45
4.1. DISEÑO MECÁNICO	45
4.1.1. DISEÑO DEL TANQUE DE REFRIGERACIÓN.....	45

4.1.1.1. Espesor del material aislante.....	49
4.1.1.2. Análisis del volumen externo.....	51
4.1.1.3. Análisis de la cantidad de aislante.....	53
4.1.1.4. Selección de materiales y accesorios.....	55
4.1.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN.....	57
4.1.2.1. Diseño del rodete.....	57
4.1.2.2. Dimensionamiento y ubicación de la paleta en el tanque de refrigeración.....	58
4.1.2.3. Selección del motor agitador.....	59
4.1.3. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL TANQUE DE REFRIGERACIÓN.....	66
4.1.3.1. Transmisión de calor por convección.....	67
4.1.3.2. Transmisión de calor por conducción.....	72
4.1.3.3. Calor total en el tanque.....	75
4.1.4. DISEÑO DEL SERPENTÍN.....	77
4.1.4.1. Análisis del área de transferencia de calor en el serpentín.....	79
4.1.4.2. Coeficiente de transferencia de calor en el refrigerante.....	80
4.1.4.3. Coeficiente global de transferencia de calor.....	97
4.1.4.4. Análisis de la longitud del serpentín.....	98
4.1.5. CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	99
4.1.5.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	99
4.1.6. SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	107
4.1.6.1. Selección de la unidad condensadora.....	107
4.1.6.2. Selección de la válvula de expansión termostática.....	108
4.1.6.3. Selección de la válvula solenoide y bobina.....	110

4.1.6.4. Selección del filtro.	111
4.1.6.5. Selección del visor.	113
4.1.7. ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	114
4.1.7.1. Fuerzas aplicadas de la unidad condensadora sobre la estructura..	115
4.1.7.2. Fuerzas aplicadas del tanque y sus componentes sobre la estructura.	116
4.1.7.3. Interpretación de resultados.....	118
4.2. DISEÑO ELECTRÓNICO.....	120
4.2.1. JUSTIFICACIÓN	120
4.2.2. CONTROL POR MICROCONTROLADOR PIC 16F877A.....	121
4.2.2.1. Sensor de temperatura tipo J.....	121
4.2.2.2. Sensor de nivel.	127
4.2.2.3. Esquemático del circuito impreso.....	132
4.2.3. CONTROLADOR MT-516CVT	133
4.2.4. PROTOCOLO DE COMUNICACIONES	134
4.2.5. SELECCIÓN DE PROTECCIONES ELÉCTRICAS.....	136
4.2.5.1. Selección del interruptor termomagnético.....	139
4.3. DISEÑO DE LA INTERFAZ DEL USUARIO	140
4.3.1. ESPECIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INTERFAZ GRÁFICA	140
4.3.2. ARQUITECTURA.....	140
4.3.2.1. Sub-Pantalla de proceso.....	141
4.3.2.2. Sub-Pantalla de comandos.	142
4.3.2.3. Sub-Pantalla de configuración.	142

4.3.2.4. Sub-Pantalla de tendencia.....	143
4.3.2.5. Sub-Pantalla de alarmas.....	143
4.3.3. DISTRIBUCIÓN DE PANTALLAS.....	144
4.3.4. NAVEGACIÓN.....	145
4.3.5. PROGRAMACIÓN.....	146
5. ENSAMBLAJE Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	147
5.1. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	147
5.1.1. SUB-SISTEMA DEL TANQUE DE REFRIGERACIÓN.....	148
5.1.1.1. Tapas internas (laterales, posterior, delantera e inferior).....	148
5.1.1.2. Serpentín.....	149
5.1.1.3. Tapas externas (laterales, posterior, delantera e inferior).....	150
5.1.1.4. Aislante térmico.....	150
5.1.1.5. Válvula de salida.....	151
5.1.2. SUB-SISTEMA DE AGITACIÓN.....	153
5.1.2.1. Motorreductor.....	153
5.1.2.2. Agitador.....	153
5.1.3. SUB-SISTEMA DE UNIDAD CONDENSADORA.....	155
5.1.3.1. Válvula de expansión.....	155
5.1.3.2. Válvula Solenoide.....	156
5.1.3.3. Visor... ..	157
5.1.3.4. Filtro.....	157
5.1.4. SUB-SISTEMA DE LA BASE ESTRUCTURAL.....	158
5.1.5. SUB-SISTEMA ELÉCTRICO, ELECTRÓNICO Y DE CONTROL.....	158
5.1.5.1. Sub-Sistema Eléctrico.....	158

5.1.5.2. Sub-Sistema Electrónico.....	159
5.1.5.3. Sub-Sistema de control.....	160
5.1.6. SUB-SISTEMA DE VISUALIZACIÓN.....	160
5.2. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	161
5.2.1. PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	163
5.2.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS	165
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	169
6.1. CONCLUSIONES.....	169
6.2. RECOMENDACIONES	170
BIBLIOGRAFÍA.....	172
ANEXOS.....	176

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Diagrama de descripción del proyecto.....	6
Figura 2-1 Esquema general de la línea de ordeño mecánico.....	10
Figura 2-2 Influencia de la temperatura sobre el desarrollo bacteriano en la leche cruda.	10
Figura 2-3 Tanque de refrigeración para dos ordeños.....	13
Figura 2-4 Proceso de expansión de la espuma de poliuretano.	14
Figura 2-5 Partes que conforman los agitadores.	15
Figura 2-6 Formas de agitación: axial (A) y radial (B).....	16
Figura 2-7 Direcciones de las velocidades que actúan sobre el rodete.....	17
Figura 2-8 Diagrama de bloques del control de temperatura.....	18
Figura 2-9 Sensor de temperatura tipo termopar.....	19

Figura 2-10 Principio de funcionamiento de los termopares.	20
Figura 2-11 Unión de referencia de junta fría.	20
Figura 3-1 Ramas de la Mecatrónica.	22
Figura 3-2 Herramientas de la ingeniería Concurrente	23
Figura 3-3 Diseño Convencional: Secuencial y de forma independiente... 23	
Figura 3-4 Diseño Mecatrónico: Diseño Concurrente e integrado.	24
Figura 3-5 Etapas para el diseño y elaboración de un producto basado en el diseño Mecatrónico.....	25
Figura 3-6 Esquema general de la CASA DE CALIDAD – QFD.	28
Figura 3-7 Estructura interna de una celda peltier.	32
Figura 3-8 Esquema general del sistema termoeléctrico con Peltier.	33
Figura 3-9 Enfriador termoeléctrico Peltier TEC1-12706.	36
Figura 3-10 Voltaje vs. ΔT a 50°C en la cara caliente del Peltier.....	37
Figura 3-11 Potencia vs. ΔT en función de la corriente.	37
Figura 3-12 Intercambiador de calor por placas.....	38
Figura 3-13 Unidad condensadora por compresión de vapor.	40
Figura 4-1 Diseño del volumen interno del tanque de refrigeración.....	48
Figura 4-2 Aislamiento térmico entre las paredes del tanque.	49
Figura 4-3 Diseño del volumen externo del tanque de refrigeración.....	52
Figura 4-4 Válvula de mariposa de acero inoxidable AISI 304.....	56
Figura 4-5 Diseño del rodete.....	57
Figura 4-6 Disposición del agitador dentro del tanque de refrigeración.	58
Figura 4-7 Número de potencia vs Número de Reynolds para diferentes rodetes.	61

Figura 4-8	Transferencia de calor por pérdidas en el tanque de refrigeración.....	66
Figura 4-9	Resistencia de calor por convección dentro del tanque.....	67
Figura 4-10	Resistencia de calor por convección en el ambiente.....	71
Figura 4-11	Resistencia de calor por conducción en la sección A.....	72
Figura 4-12	Resistencia de calor por conducción en la sección B.....	73
Figura 4-13	Resistencia de calor por conducción en la sección C.....	75
Figura 4-14	Proceso de transferencia de calor desde el interior del tanque hasta el refrigerante R22.	78
Figura 4-15	Proceso de evaporación del refrigerante (serpentín).....	81
Figura 4-16	Rango admisible de la temperatura de evaporación del R22. ..	83
Figura 4-17	Temperatura vs Entalpía a 268K.	85
Figura 4-18	Temperatura vs Entalpía a 306K.	85
Figura 4-19	Área de influencia de calor entre la tubería y la pared de contacto.....	98
Figura 4-20	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.	99
Figura 4-21	Etapas del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. ...	100
Figura 4-22	Estados del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. .	101
Figura 4-23	Presión vs Entropía a 4,12 Bar.....	102
Figura 4-24	Presión vs Entropía a 12,8 Bar.....	104
Figura 4-25	Unidad condensadora HCM028 Danfoss.	108
Figura 4-26	Características de la válvula de expansión seleccionada.....	109
Figura 4-27	Características de la válvula solenoide seleccionada.....	111
Figura 4-28	Características del filtro secador seleccionado.....	113
Figura 4-29	Características del visor seleccionado.....	114

Figura 4-30 Base estructural del sistema de refrigeración.....	114
Figura 4-31 Definición de los puntos de las fuerzas aplicadas por la unidad condensadora.....	116
Figura 4-32 Definición de las fuerzas aplicadas por el tanque.....	117
Figura 4-33 Análisis de deformación de la estructura.....	118
Figura 4-34 Análisis de deformación de la estructura.....	119
Figura 4-35 Diagrama funcional de bloques del AD594/AD595.....	121
Figura 4-36 Conexión entre la termocupla y el circuito integrado AD594. .	123
Figura 4-37 Circuito seguidor de voltaje a la salida del integrado AD594..	123
Figura 4-38 Voltaje a la salida del circuito AD594 vs Temperatura.....	124
Figura 4-39 Conversión de bits vs Temperatura.....	125
Figura 4-40 Circuito amplificador de Voltaje.	126
Figura 4-41 Conversión de bits amplificada vs Temperatura.....	126
Figura 4-42 Sensor de nivel MAXSONAR-EZ2.....	127
Figura 4-43 Voltaje vs Distancia.	129
Figura 4-44 Distancias de medida entre el sensor y el tanque.	129
Figura 4-45 Conversión de bits vs Distancia.....	131
Figura 4-46 Esquemático de la tarjeta de control.....	132
Figura 4-47 Esquemático 3D de la tarjeta de control.....	132
Figura 4-48 Controlador de temperatura FULL GAUGE.....	133
Figura 4-49 Controlador de temperatura FULL GAUGE.....	134
Figura 4-50 Esquema de comunicación serial.	135
Figura 4-51 Contactores LS.....	137
Figura 4-52 Relés térmicos LS.....	138

Figura 4-53 Interruptores LS.....	139
Figura 4-54 Esquema general de la metodología del desarrollo de la interfaz.....	140
Figura 4-55 Ventana principal de la interfaz gráfica.....	141
Figura 4-56 Proceso del sistema de refrigeración.....	141
Figura 4-57 Comandos del panel de control.	142
Figura 4-58 Botones de configuración para la comunicación.	143
Figura 4-59 Visualización de variables.	143
Figura 4-60 Indicadores de operación.	144
Figura 4-61 Distribución de comandos y tendencias.	144
Figura 4-62 Distribución de comandos y tendencias.	145
Figura 4-63 Distribución de comandos y tendencias.	146
Figura 5-1 Ensamble del sistema de refrigeración de leche.	147
Figura 5-2 Tapas internas del tanque de refrigeración.	148
Figura 5-3 Matriz del sujetador para el serpentín.....	149
Figura 5-4 Tapas externas del tanque de refrigeración.	150
Figura 5-5 Inyección de los componentes químicos.	151
Figura 5-6 Sujeción y acoples de la válvula de mariposa.	152
Figura 5-7 Válvula de mariposa.	152
Figura 5-8 Sujeción del motorreductor en el tanque de refrigeración.	153
Figura 5-9 Paleta del agitador.....	154
Figura 5-10 Sujeción entre el eje del agitador y el motorreductor.....	154
Figura 5-11 Ensamble de la unidad condensadora Danfoss.	155
Figura 5-12 Ensamble de la válvula de expansión.....	156

Figura 5-13 Ensamble de la válvula solenoide.	156
Figura 5-14 Ensamble del visor de humedad.	157
Figura 5-15 Ensamble del filtro.	157
Figura 5-16 Ensamble de la base estructural.	158
Figura 5-17 Conexión eléctrica en el gabinete principal.	159
Figura 5-18 Montaje y ensamble de la placa electrónica.	159
Figura 5-19 Montaje de los sensores de nivel y temperatura.	160
Figura 5-20 Montaje de la PC.	161
Figura 5-21 Proceso de limpieza de humedad en el serpentín.	162
Figura 5-22 Proceso de generación de vacío en el serpentín.	162
Figura 5-23 Carga del refrigerante en la unidad de refrigeración.	163
Figura 5-24 Temperatura vs Tiempo de refrigeración en el primer y segundo ordeño.	167
Figura 5-25 Temperatura vs Tiempo de refrigeración de los dos ordeños.	168

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1	Principales propiedades físicas de la leche.	8
Tabla 2-2	Principales constituyentes químicos de la leche cruda.	9
Tabla 2-3	Características de los rodetes usados para agitación.....	17
Tabla 3-1	Necesidades del cliente en el desarrollo del QFD.	26
Tabla 3-2	Requerimientos técnicos en función de las necesidades del cliente en el desarrollo del QFD.	27
Tabla 3-3	Relación entre los requerimientos técnicos.	29
Tabla 3-4	Correlación entre los requerimientos técnicos (COMO's).....	29
Tabla 3-5	Despliegue de la casa de la calidad (QFD).....	30
Tabla 3-6	Resultados del despliegue de la casa de la calidad.....	31
Tabla 3-7	Especificaciones técnicas del Peltier TEC1-12706.....	36
Tabla 3-8	Criterios de ponderación para la selección de la mejor alternativa.....	41
Tabla 3-9	Ponderación del sistema de refrigeración en base a diferentes criterios.	42
Tabla 3-10	Evaluación de las alternativas para la selección del sistema de refrigeración.....	42
Tabla 3-11	Selección de la mejor alternativa para el sistema de refrigeración.	43
Tabla 4-1	Espesor de aislamiento térmico en instalaciones.	50
Tabla 4-2	Factor de servicio F_{S1}	62
Tabla 4-3	Factor de servicio F_{S2}	63
Tabla 4-4	Parámetros técnicos del reductor TRANSTECNO sin fin corona.	64

Tabla 4-5	Parámetros técnicos del motor BALDOR.....	65
Tabla 4-6	Constantes del refrigerante R22 a -5 °C.....	84
Tabla 4-7	Constantes de evaporación Co.....	93
Tabla 4-8	Unidades condensadoras en operación 60Hz para R22.....	107
Tabla 4-9	Especificaciones técnicas de la unidad condensadora HCM028.	108
Tabla 4-10	Válvula de expansión termostática.	109
Tabla 4-11	Especificaciones técnicas del cuerpo de la válvula NC.	110
Tabla 4-12	Especificaciones técnicas de la bobina.....	110
Tabla 4-13	Factores de corrección de las potencias frigoríficas R22.....	112
Tabla 4-14	Especificaciones técnicas del filtro secador.....	112
Tabla 4-15	Especificaciones técnicas del visor.....	113
Tabla 4-16	Sumatoria de pesos del sistema de refrigeración.	116
Tabla 4-17	Voltaje del termopar y voltaje acondicionado a distintas temperaturas.	122
Tabla 4-18	Especificaciones técnicas MT-516 CVT FULL GAUGE.....	133
Tabla 4-19	Especificaciones eléctricas de la unidad condensadora Danfoss.	136
Tabla 4-20	Contactores a usar en los equipos eléctricos.	138
Tabla 4-21	Relés térmicos a usar en los equipos eléctricos.	138
Tabla 5-1	Protocolo de pruebas.....	164
Tabla 5-2	Protocolo de pruebas.....	166

RESUMEN

Este proyecto consiste en desarrollar un sistema de refrigeración automático, capaz de enfriar la leche cruda hasta una temperatura de 3 a 4 °C, en un periodo de 3 horas como máximo, para evitar la reproducción de bacterias y mantener la calidad de la leche, mientras se transfiere el producto a la industria de derivados lácteos.

Para cumplir con la satisfacción de las necesidades planteadas por la hacienda "LA ALBORADA", se usó las normas INEN (CPE 007:1983) y la norma ASHRAE (Sociedad Americana de aire acondicionado, refrigeración y calefacción), con lo cual se fundamenta el diseño y la construcción del tanque de almacenamiento para leche cruda, además se obtuvo de las mismas, datos específicos importantes para mantener la leche en las mejores condiciones de sanidad.

Basa su desarrollo en la combinación de las diferentes ramas que conforma la Ingeniería Mecatrónica, justificando principalmente en la ingeniería Mecánica, Eléctrica, Electrónica y Control.

PALABRAS CLAVES: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, LECHE CRUDA, TANQUE DE ALMACENAMIENTO, TEMPERATURA, TRANSFERENCIA DE CALOR.

ABSTRACT

This project is to develop an automatic cooling system capable of cooling the raw milk to a temperature of 3-4 ° C over a period of up to 3 hours to prevent the growth of bacteria and maintain the quality of the milk, while the product of the dairy industry is transferred.

To meet the satisfaction of the needs raised by the estate " THE DAWN " INEN (CPE 007:1983) standards and ASHRAE (American Society of air conditioning, refrigeration and heating) it design and construction of the storage tank for raw milk also was obtained from the same , important specifics to keep milk in the best condition of health.

Development based on the combination of the different branches forming the Mechatronics Engineering , justifying mainly in Mechanical Engineering , Electrical, Electronic and control.

KEYWORDS: COOLING SYSTEM, RAW MILK STORAGE TANK , TEMPERATURE , HEAT TRANSFER.

CAPÍTULO I

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TANQUE DE 800 LITROS DE CAPACIDAD CON SISTEMA AUTOMÁTICO DE REFRIGERACIÓN PARA ALMACENAMIENTO DE LECHE CRUDA EN LA HACIENDA LA ALBORADA UBICADA EN LA PROVINCIA DEL CARCHI

La mayoría de haciendas que se dedican a la producción mecánica o manual de la leche cruda, no cuentan con un control y dominio de cada uno de sus procesos, pues el resultado de su producto no es el más satisfactorio.

En este trabajo se estudió el almacenamiento de la leche cruda en tanques de refrigeración, lo que involucra tener un factor importante en su desarrollo, como es la capacidad en función del número de ordeños que la hacienda "LA ALBORADA" produce diariamente.

En el capítulo presente se analiza de manera general las razones de emprendimiento y la descripción del nuevo proyecto de tesis. Como primer ítem se detalla una breve reseña histórica de la hacienda, su principal actividad económica y los nuevos requerimientos a cumplir para la mejora continua de la calidad de la leche. Seguidamente se detalla la necesidad de la hacienda para el análisis y fabricación del tanque de refrigeración con su respectiva justificación. A continuación se plantean los objetivos y alcance del proyecto en donde se señalan de manera general las especificaciones técnicas y descripción del funcionamiento al cual se quiere llegar. Finalmente se explica las características en las cuales va a estar fundamentado el proyecto basándose en un diseño Mecatrónico.

1.1. ANTECEDENTES

La hacienda “LA ALBORADA” se inicia en el año de 1979, siendo su principal actividad económica la producción de leche cruda, para luego ser transportada a la industria láctea. Empezó produciendo 100 litros de leche diarios de forma manual en todos sus procesos.

Actualmente la hacienda “LA ALBORADA” es uno de los mayores proveedores de la empresa “LA FLORALP”, siendo la leche cruda su principal materia prima, con una producción de 700 a 800 litros de leche diaria para la elaboración de productos de primera calidad como: quesos maduros, quesos semimaduros, quesos fundidos, mantequilla, yogurt y líquidos pasteurizados, los cuales son consumidos a nivel nacional e internacional.

En los últimos años, las nuevas exigencias determinadas por la Agencia Ecuatoriana de Aseguramiento de la Calidad del Agro (AGROCALIDAD) y las normas INEN sobre los requisitos que tiene que cumplir la leche cruda destinada al procesamiento, ha obligado a la empresa “LA FLORALP” a exigir a sus proveedores la mejora de la calidad de su materia prima, con la implementación de nuevos equipos automáticos.

La obligación de mejorar la calidad de la leche se enfoca principalmente en el cambio del proceso de ordeño y almacenamiento, practicadas años atrás en las medianas y pequeñas empresas, como es el ordeño manual y el depósito de leche en tanques en condiciones ambientales normales.

Más del 75% en las haciendas productoras de leche cruda, ubicadas en las zonas rurales, se encuentran dotadas de sistemas ambiguos que no garantizan la calidad del producto. La falta de conocimiento en la manipulación de la leche y la falta de recursos económicos, no permite a pequeñas y

medianas empresas desarrollarse en su totalidad, como es el daño que causan las bacterias en el almacenamiento por no considerar la temperatura de conservación a través de un sistema práctico, eficiente, económico y ajustado a los pequeños volúmenes de producción.

Por esta razón, la hacienda “LA ALBORADA” con el fin de satisfacer las necesidades del cliente, decide invertir en nuevos equipos, como es la adquisición del ordeño automático implementado años atrás, y actualmente se ve en la obligación de implementar nuevos sistemas para el correcto almacenamiento de la leche, según los requisitos estipulados en normas.

1.2. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Debido a su muy específica composición, la leche es susceptible de contaminación por una amplia variedad de bacterias. La leche cruda en la hacienda puede contener pocas bacterias por mililitro, si ésta es higiénica, hasta varios millones si los niveles de limpieza, desinfección y enfriamiento no son adecuados.

La leche sale de la ubre a una temperatura de 37 °C y está prácticamente libre de bacterias, pero debe ser protegida contra infecciones tan pronto como se termina el proceso de ordeño. Los microorganismos capaces de contaminar la leche están en todas partes: en las ubres, en las manos del ordeñador, en partículas presentes en el aire, en gotas de agua, en el suelo, etc. La leche contaminada de esta manera tiene que ser filtrada.

Según la norma INEN respecto al “Código de práctica de Instalación y servicio de tanques refrigerados para leche”, manifiesta que la temperatura adecuada de almacenamiento después del proceso del ordeño es de 4 °C,

mejorando así en gran medida sus cualidades para una mejor conservación y evitar el crecimiento acelerado de bacterias después de un lapso de tiempo.

La leche considerada de la más alta calidad, el número de bacterias UFC (Unidades Formadoras de Colonias) debe ser inferior a 30.000 por mililitro. (LA FLORALP, 2014)

Para la hacienda “LA ALBORADA”, que cuenta con una alta producción de leche para la comercialización, sería de gran beneficio un sistema de enfriamiento para mejorar la calidad del producto final, ya que actualmente el procedimiento de entrega de la leche se lo realiza mediante pequeños tanques metálicos, llevando lo más pronto posible al cliente sin tener en cuenta la temperatura, por lo que no se está garantizando la calidad del producto entregado.

Es por esta razón, que es necesaria la búsqueda de nuevas alternativas, para que las zonas rurales del Ecuador puedan contar con sistemas de refrigeración a un menor costo y apegadas a las necesidades, tanto de los productores como de los clientes inmediatos cumpliendo requerimientos estipulados según normas.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un tanque de 800 litros de capacidad con sistema automático de refrigeración, capaz de mantener la temperatura entre 3°C y 4°C, para evitar la reproducción de bacterias en la leche cruda de la hacienda “LA ALBORADA”.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y seleccionar los componentes para el sistema de refrigeración.
- Controlar la temperatura de la leche cruda en el tanque de almacenamiento, dentro los rangos requeridos por la norma INEN (CPE 007:1983).
- Elaborar un protocolo de pruebas para verificar el cumplimiento de los objetivos.
- Realizar las pruebas preliminares del funcionamiento del sistema para mantener la leche a una temperatura de 3 a 4°C.

1.4. ALCANCE DEL PROYECTO

Diseñar y construir un sistema de refrigeración automático capaz de enfriar la leche cruda, y mantenerla en un rango de temperaturas establecidas por las normas.

Con el almacenamiento de la leche a baja temperatura en el tanque se podrá mantener la calidad del producto y llevar un registro diario de la producción de la empresa, garantizando los ingresos de forma segura para el cliente.

Las variables de temperatura, tiempo y nivel del recipiente se podrán visualizar a través de una interfaz gráfica.

Adicionalmente, el sistema de refrigeración contará con un manual de usuario en donde se detalla su operación y mantenimiento, así como las soluciones frente a posibles fallos.

1.5. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El presente proyecto se enfoca en el diseño y construcción de un tanque de 800 litros de capacidad con sistema automático de refrigeración para almacenamiento de leche en la hacienda la Alborada ubicada la provincia del Carchi.

El sistema automático de refrigeración de leche comprende, un tanque de almacenamiento aislado térmicamente para evitar la pérdida y ganancia de calor a través de las paredes. Además el equipo de refrigeración tiene que ser capaz de absorber el calor de la leche almacenada y disipar el mismo hacia el ambiente.

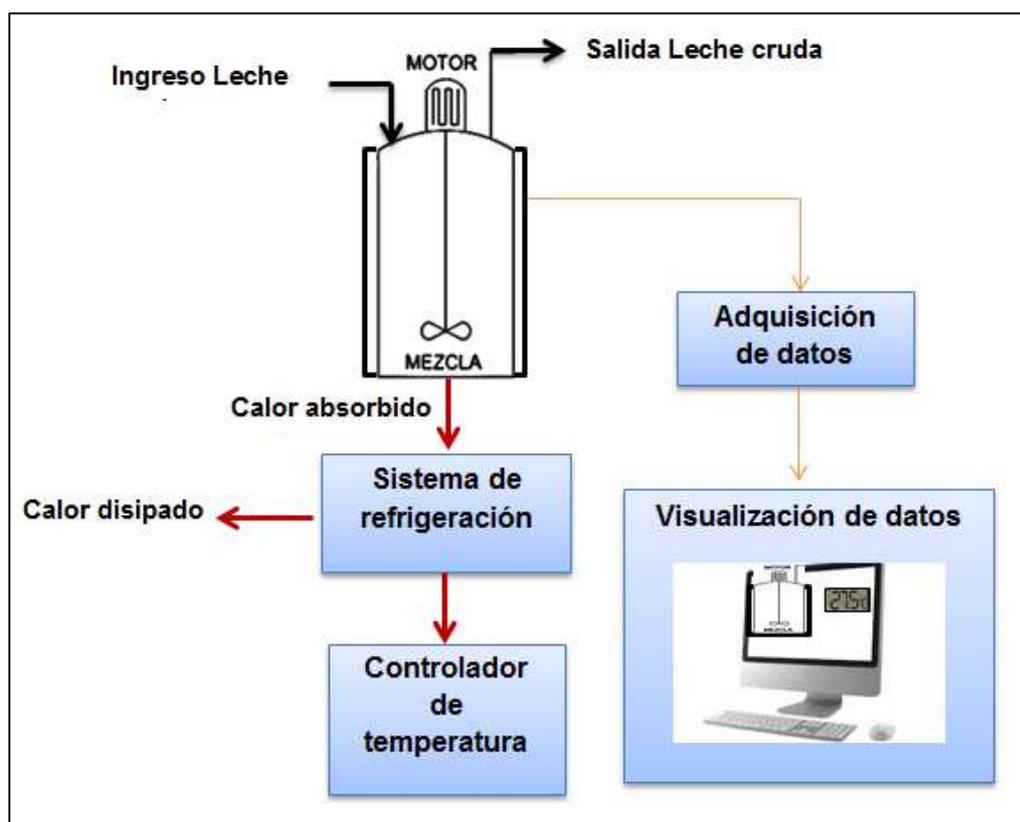


Figura 2-1 Diagrama de descripción del proyecto.

El sistema de refrigeración contará con un control de encendido automático cuando la temperatura esté por encima del rango establecido, y a su vez se apagará automáticamente cuando la temperatura de la leche se encuentre entre los 3 y 4 °C, durante el proceso de enfriamiento la leche será homogenizada por medio de un sistema de agitación continua.

Las variables como: tiempo de enfriamiento, volumen y temperatura de la leche podrán ser visualizadas en un ordenador mediante una interfaz gráfica programada en un software. La adquisición de datos de los sensores implementados en el tanque se lo realizará por medio de un controlador, para el envío y recepción hacia el ordenador.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1. LECHE CRUDA

Es un producto natural producido por las hembras de los mamíferos, es uno de los alimentos más completos, ya que contiene gran riqueza alimenticia. La leche de vaca es la más utilizada alrededor del mundo para consumo humano, por lo que al paso del tiempo se ha desarrollado y depurado tecnología para la explotación de la leche, y la producción de sus derivados. La leche cruda se obtiene higiénicamente de la extracción manual o mecánica.

Las principales características de la leche son: El color, sabor, aroma y consistencia, propios y únicos de este alimento.

2.1.1. PROPIEDADES FÍSICAS

Las propiedades de la leche cruda varían entre los siguientes rangos:

Tabla 2-1 Principales propiedades físicas de la leche.

Propiedades	Valor
Densidad	1028 – 1034 kg/m ³
PH	6,5 y 6,65
Viscosidad	0,0017 a 0,0022 kg/(m*s)
Punto de congelación	-0,513 y -0,565 °C
Punto de ebullición	101,17 °C
Capacidad calorífica	3930 J/(kg*°C)
Conductividad Térmica	0,53 W/(m*°C)

Fuente: (Celis & Juarez, 2009, pág. 5)

2.1.2. PROPIEDADES QUÍMICAS

La leche es considerada un alimento casi completo, únicamente con ausencia de hierro, vitamina D y Vitamina C. Los principales constituyentes de la leche cruda se resumen en la tabla 2.2. Cuyas cantidades se ven alteradas por la raza y características biológicas de la vaca, razón por la cual los valores cuantitativos mostrados son aproximados.

Tabla 2-2 Principales constituyentes químicos de la leche cruda.

Constituyente principal	Límites de variación (g/100 ml)	Valor medio (g/100 ml)
Agua	85,5 – 89,5	87,5
Sólidos totales	10,5 – 14,5	13,0
Grasa	2,5 – 6,0	3,9
Proteínas	2,9 – 5,0	3,4
Lactosa	3,6 – 5,5	4,8
Minerales	0,6 – 0,9	0,8

Fuente: (Gösta Bylund, 1996, pág. 18)

2.1.3. TRATAMIENTO DE LA LECHE CRUDA PARA SU INDUSTRIALIZACIÓN

La calidad de la leche se basa fundamentalmente en el tratamiento que se le da en todos los procesos. La industria láctea paga a sus proveedores de acuerdo al nivel de calidad del producto, con respecto a la cantidad de microorganismos que contengan.

Las etapas de procesamiento de la leche cruda para ser entregada en la industria láctea, están controladas por una exigente higiene, de acuerdo a la norma NTE INEN 9:2012 “Norma Técnica Ecuatoriana – Instituto Ecuatoriano de Normalización”.

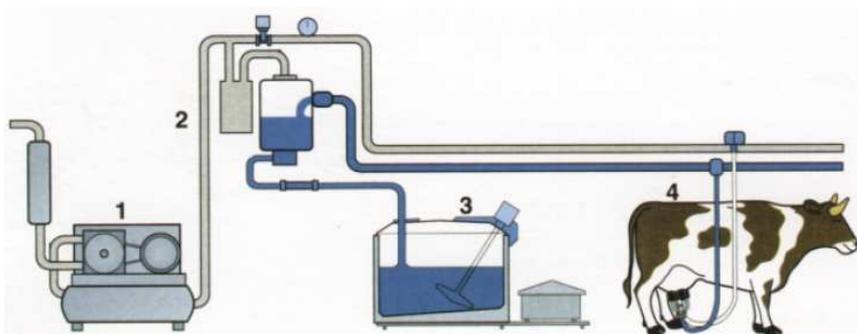


Figura 2-1 Esquema general de la línea de ordeño mecánico.

(Gösta Bylund, 1996, pág. 8)

2.1.3.1. Enfriamiento de la leche cruda.

Con cuidadosa atención a la higiene en todos los procesos que se han detallado, se podrá producir leche de alta calidad. Sin embargo, a pesar de todas las precauciones es imposible excluir completamente la presencia de bacterias, de allí la importancia del enfriamiento de la leche cruda.

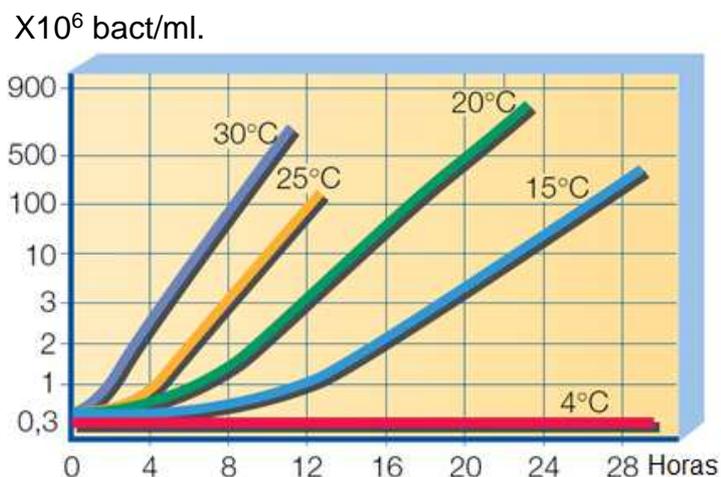


Figura 2-2 Influencia de la temperatura sobre el desarrollo bacteriano en la leche cruda.

(Gösta Bylund, 1996, pág. 16)

Por lo tanto, la leche debe ser enfriada con rapidez a 4°C inmediatamente después de su ordeño, a esta temperatura el nivel de actividad de los microorganismos es muy bajo, pero las bacterias otra vez empezarán a multiplicarse si se permite que la temperatura suba en el almacenamiento. Por lo que es importante mantener la leche refrigerada en depósitos con aislamiento térmico.

2.2. ALMACENAMIENTO DE LA LECHE CRUDA

2.2.1. TANQUES DE ALMACENAMIENTO

Los tanques de almacenamiento están diseñados y construidos de tal forma que se pueda mantener el producto en las mejores condiciones. Los elementos que constituyen un tanque de refrigeración tienen que cumplir características específicas, para conservar la leche en la temperatura adecuada.

Los recipientes térmicos refrigerados para leche deben tener características de diferente índole tales como: (NORMA CPE INEN 007, 1983, págs. 6-10)

- **Material:** Todas las superficies que estarán en contacto con la leche deben ser de acero inoxidable (AISI 304) austenítico y soldable.
- **Dimensiones:** En esta categoría se especifican las medidas más importantes para el diseño del tanque:
 - La altura del tanque, desde el nivel del piso hasta la parte superior del cuerpo, debe ser menor o igual a 1400 mm.

- Entre el nivel del piso y el punto más bajo del tanque debe haber por lo menos 150 mm, en el caso de tanques de anchura igual o menor a 1800 mm.
- La sección horizontal puede ser rectangular o circular, de tal manera que cuando el tanque esté a su máxima capacidad, el nivel de leche esté por lo menos a 65 mm bajo el borde superior.
- El ancho del puente no debe exceder de 700 mm.
- Construcción del tanque: Las uniones, soportes, drenajes, aislamientos y otros considerados en el diseño del tanque de refrigeración deben tener las siguientes características:
 - Los cordones de solda que tengan contacto con la leche como es el caso del puente y el recipiente interior, deberán tener una superficie cóncava lisa de radio mínimo igual a 5 mm.
 - Los accesorios y elementos que no son fijos deben, ser fácilmente desmontables para efectos de limpieza y esterilización.
 - El tanque debe ser aislado tanto en las paredes como en el fondo del recipiente, tal que la temperatura superficial del contenido en el recipiente interior no sobrepase los 10°C, y el aumento de la temperatura media del contenido no exceda a 3°C.
 - El espacio entre el reborde de la abertura y el borde de la tapa correspondiente no debe exceder de 2 mm, además cada tapa debe estar provista de una agarradera para facilitar su manipulación.
 - Las esquinas interiores del recipiente deben tener un radio mínimo de 12 mm.
 - Cuando la leche evacúe el tanque, el residuo que aún queda en el recipiente no debe exceder el 1% de su capacidad.
 - El orificio de salida para la leche debe tener un diámetro de por lo menos 38 mm. y estar situado en el fondo del recipiente.

2.2.1.1. Capacidad de almacenamiento con respecto al número de ordeños.

Los tanques de almacenamiento de leche también son diseñados dependiendo del número de ordeños que las haciendas realizan diariamente.

Habitualmente se realiza un ordeño por la mañana y un segundo por la tarde, por lo que el tanque debe ser capaz de enfriar la leche en menos de tres horas tras cada ordeño. Además el volumen de leche cruda en su primer ordeño es igual a la mitad del volumen total del tanque.

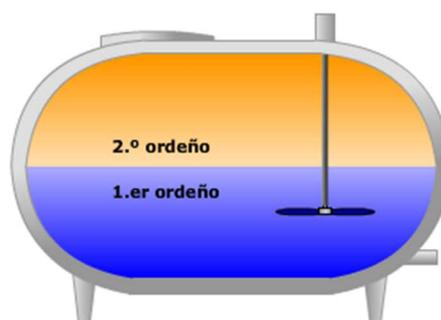


Figura 2-3 Tanque de refrigeración para dos ordeños.

(Danfoss, Aplicación, tanques de refrigeración de leche, módulo 1, 2014)

En la figura 2-3 se observa un claro ejemplo de la capacidad que tiene un tanque dependiendo el número de ordeños. Cabe señalar que existe un diferencial de temperatura entre primer el ordeño y el segundo con respecto al tiempo de refrigeración.

También los tanques son diseñados para cuatro ordeños. Comúnmente se usan estos tanques cuando la recogida de la leche se da cada dos días, de tal forma que cada ordeño resulte la cuarta parte del volumen total del tanque.

2.2.2. AISLANTES TÉRMICOS PARA TANQUES DE ALMACENAMIENTO

Cuando el tanque de almacenamiento trabaja a una temperatura diferente a la temperatura ambiente, ya sea por encima o debajo de ella, es necesario aislarlo térmicamente para mantener el producto en buenas condiciones.

El aislamiento térmico es importante por los siguientes aspectos:

- Se produce ahorro energético.
- Evita la pérdida o ganancia de calor en los alimentos ya que deben conservarse a temperaturas adecuadas.
- Evita la condensación de la humedad ambiental sobre la superficie del tanque.

La mezcla en proporciones de dos componentes líquidos a temperatura ambiente (poliol e isocianato), reaccionan químicamente para la formación de una estructura sólida, uniforme y muy resistente llamada espuma de poliuretano.



Figura 2-4 Proceso de expansión de la espuma de poliuretano.

(Pimentel, 2012, pág. 4)

2.3. AGITADORES

La finalidad de la agitación es asegurar la homogenización de la leche a una temperatura uniforme en todo el volumen. Están provistos de un eje vertical conectado con un motor que se encuentra en la parte superior, y un rodete en la parte inferior.

La velocidad de agitación debe estar comprendida entre 20 a 25 rpm, con el fin de no alterar la composición química, característica de la leche después del ordeño, por lo que se requiere de equipos o mecanismos para reducir la velocidad.

El tipo de rodete determina el modelo de flujo en el sistema, dando lugar a que el fluido circule a través de todo su volumen y eventualmente retorne al rodete.

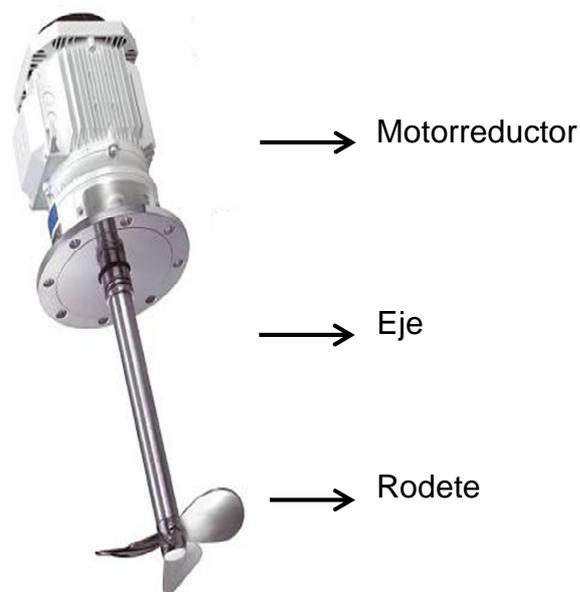


Figura 2-5 Partes que conforman los agitadores.

(INOXPA, 2014)

2.3.1. TIPOS DE AGITADORES

Los agitadores se dividen dependiendo del tipo de corriente que se produce en el fluido y son:

- Agitadores de flujo axial: Generan corrientes paralelas al eje del agitador.
- Agitadores de flujo radial: Generan corrientes en dirección tangencial o radial al eje del agitador.

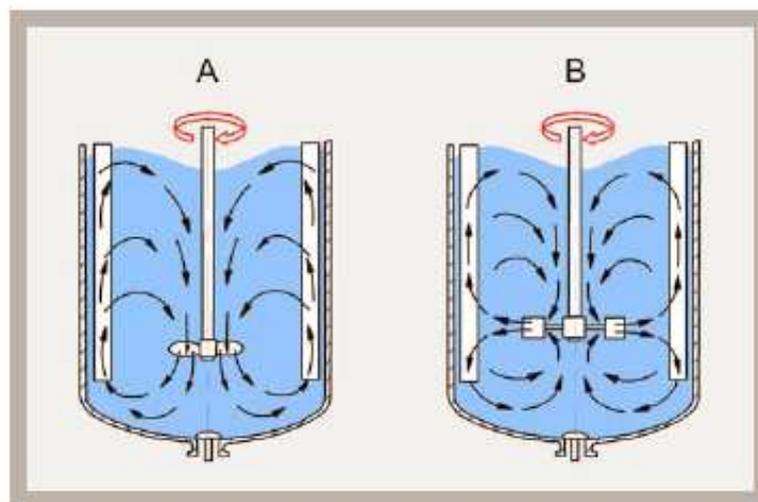


Figura 2-6 Formas de agitación: axial (A) y radial (B).

(HAMBURG, 2013)

En tanques con agitación actúan tres tipos de velocidades:

- Velocidad radial: actúa en dirección perpendicular al eje del rodete.
- Velocidad longitudinal: actúa en dirección paralela al eje.
- Velocidad tangencial o rotacional: actúa en dirección tangencial a la trayectoria circular descrita por el rodete.

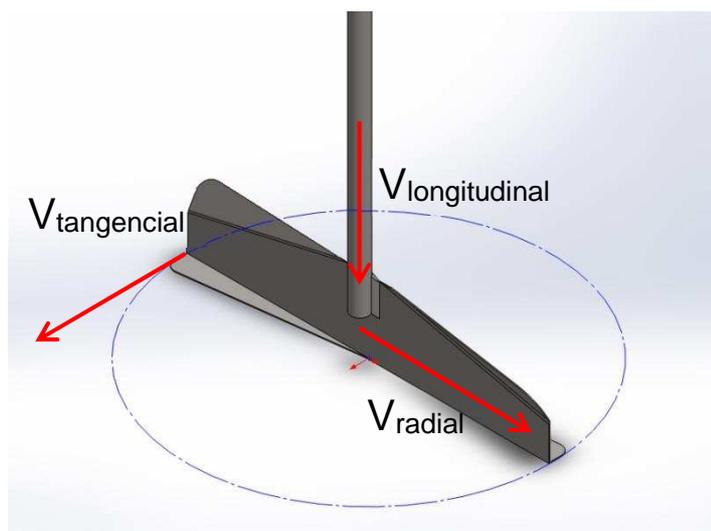
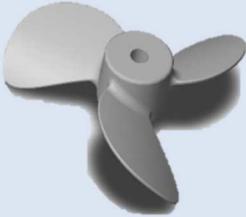
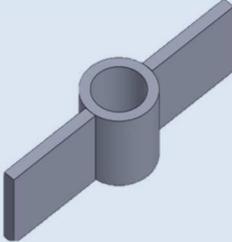


Figura 2-7 Direcciones de las velocidades que actúan sobre el rodete.

2.3.1.1. Tipos de rodetes.

Tabla 2-3 Características de los rodetes usados para agitación.

	Hélice	Palas	Turbina
Forma			
Movimiento	Radial.	* Radial y tangencial placas verticales. * Radial tangencial y longitudinal placas inclinadas.	Radial y tangencial.
Velocidad de operación	* 1150 – 1750 rpm para hélices pequeñas. * 400 – 800 rpm para hélices grandes.	Velocidades Bajas o moderadas: 20 – 150 rpm.	Altas velocidades.

Aplicación	Tanques muy grandes.	* Tanques medianos * Tanques pequeños.	Líquidos de baja viscosidad.
Dimensiones y forma	* \varnothing rodete: 18 pulg de diámetro. * 2 o más hélices en tanques profundos.	* \varnothing rodete: 50 – 80 % diámetro interior del tanque. * Pueden ser inclinadas o verticales.	* \varnothing rodete: 30 – 50% diámetro interior del tanque. * Numerosas palas cortas

Fuente: (Warren , Julian, & Peter, 1998, págs. 244-245)

2.4. CONTROL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA LECHE CRUDA

El sistema de refrigeración para leche cruda cuenta con un control exhaustivo de temperatura, por ende es la variable más importante a controlar en el sistema.

Un control a lazo cerrado se produce cuando la señal de salida vuelve a ingresar al sistema para la acción de control. Por medio del controlador se verifica lo que sucede en la realidad con respecto al objetivo planteado (4 °C), y mediante la retroalimentación (sensor) se permite el control automático.

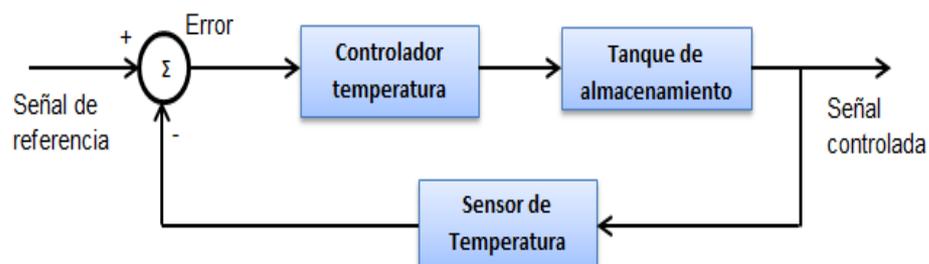


Figura 2-8 Diagrama de bloques del control de temperatura.

Los controladores de temperatura, se usan en una variedad de industrias permitiendo un rápido ajuste y una gestión de temperatura precisa.

En la industria láctea, el controlador de temperatura cuenta con un temporizador, para el control del sistema de agitación y además tiene la facilidad de configurar la temperatura requerida haciendo del sistema un control ON-OFF.

2.4.1. SENSOR DE TEMPERATURA

Estos dispositivos permiten transformar los cambios de temperatura en señales eléctricas las cuales son procesadas a través de un circuito electrónico. Están ubicados en contacto con las tapas laterales internas del tanque.



Figura 2-9 Sensor de temperatura tipo termopar.

El principio de funcionamiento de los termopares se basa en el efecto de Seebeck, donde la unión de dos metales distintos produce la circulación de una corriente.

Se produce una fuerza electromotriz cuando el circuito es abierto, donde el valor del voltaje depende de la diferencia de temperatura entre la unión a medir y la de referencia.

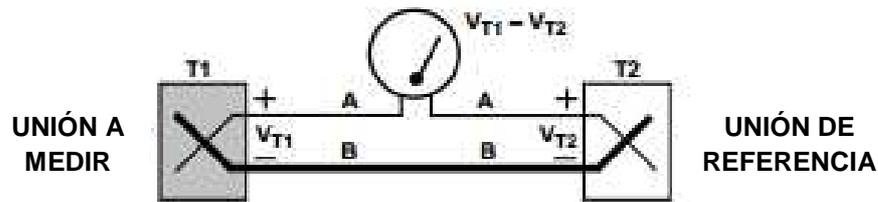


Figura 2-10 Principio de funcionamiento de los termopares.

(ANALOG DEVICE)

$$V_{AB} = \alpha * \Delta T$$

Dónde:

- V_{AB} , Voltaje en los extremos del termopar (*del orden de mV*).
- α , Coeficiente de Seebeck, variación de tensión producida por cada variación de 1 °C de temperatura ($\frac{mV}{^{\circ}C}$).
- T_1 , Temperatura en la unión a medir (°C).
- T_2 , Temperatura en la unión de referencia (°C).

Para eliminar el voltaje en la unión de referencia, puede usarse un baño de hielo con el fin de mantener a una temperatura constante de 0 °C.

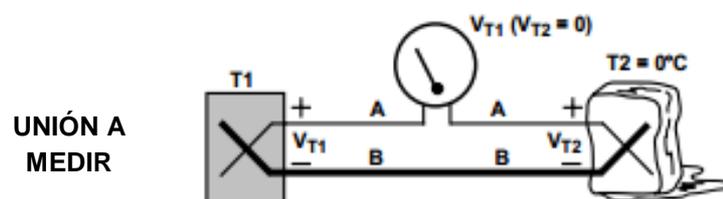


Figura 2-11 Unión de referencia de junta fría.

(ANALOG DEVICE)

En la mayoría de aplicaciones no es práctico usar un baño de hielo, debido a la complejidad y costo para mantener a una temperatura constante en la unión de referencia, por lo que otra forma de eliminar el voltaje generado por efectos medioambientales, es mediante un circuito eléctrico, capaz de añadir una tensión igual pero opuesta a la generada por la unión de referencia.

$$V_{AB} = V_{T1} - V_{T2} + V_{COMP}$$

$$V_{COMP} = V_{T2}$$

Dónde:

- V_{T1} , Voltaje en la unión a medir (V).
- V_{T2} , Voltaje en la unión de referencia (V).
- V_{COMP} , Voltaje del compensador (V).

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECATRÓNICO

La Mecatrónica es la integración sinérgica de sistemas de control, sistemas eléctricos y sistemas mecánicos, para el diseño y fabricación de productos y procesos industriales.

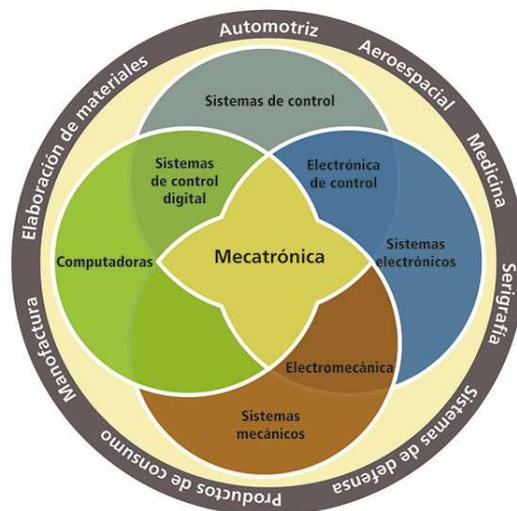


Figura 3-1 Ramas de la Mecatrónica.

(Mecatrónica, 2010)

Actualmente en el diseño de máquinas se usa con mayor frecuencia un enfoque integrado de la ingeniería mecánica, eléctrica, electrónica y de control con la ayuda de herramientas orientadas al diseño Concurrente.

La ingeniería concurrente se apoya en nuevas metodologías, y herramientas para el diseño de productos y servicios de forma global e integrada, con el fin de conseguir mejores resultados en la fabricación del producto tanto en calidad, costo, y prestaciones.

Las orientaciones de la ingeniería concurrente pueden ser denominadas:

- Ingeniería concurrente orientada al producto (fabricación, costos, inversión, calidad, comercialización, apariencia).
- Ingeniería concurrente orientada al entorno (ergonomía, seguridad, medio-ambiente, fin de vida).

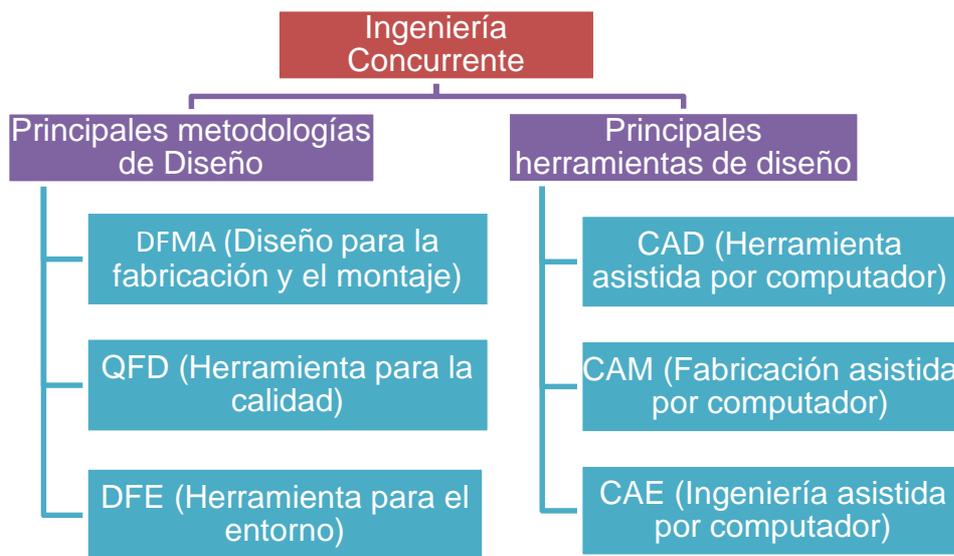


Figura 3-2 Herramientas de la ingeniería Concurrente

En la actualidad la Mecatrónica basa su diseño para la fabricación de un producto, en el desarrollo concurrente en lugar del enfoque convencional.

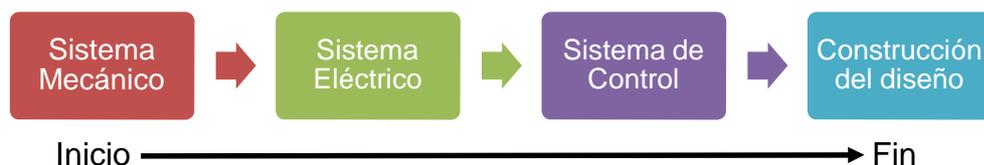


Figura 3-3 Diseño Convencional: Secuencial y de forma independiente.

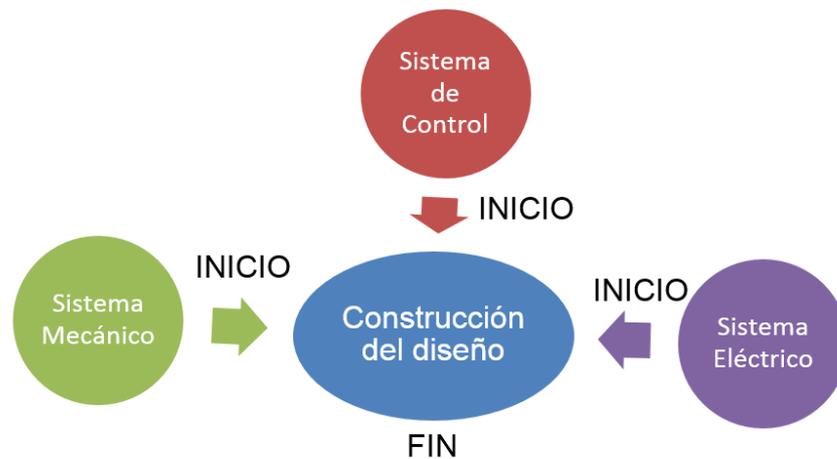
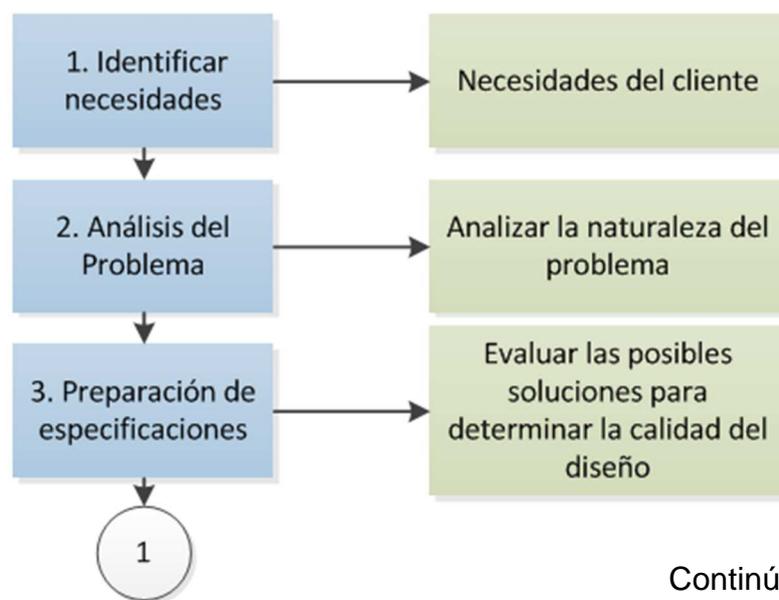


Figura 3-4 Diseño Mecatrónico: Diseño Concurrente e integrado.

3.1. ETAPAS EN EL DESARROLLO DEL DISEÑO MECATRÓNICO

Se denomina diseño Mecatrónico a la metodología usada para el diseño apropiado de productos robustos, e involucra las siguientes etapas para el desarrollo del mismo.



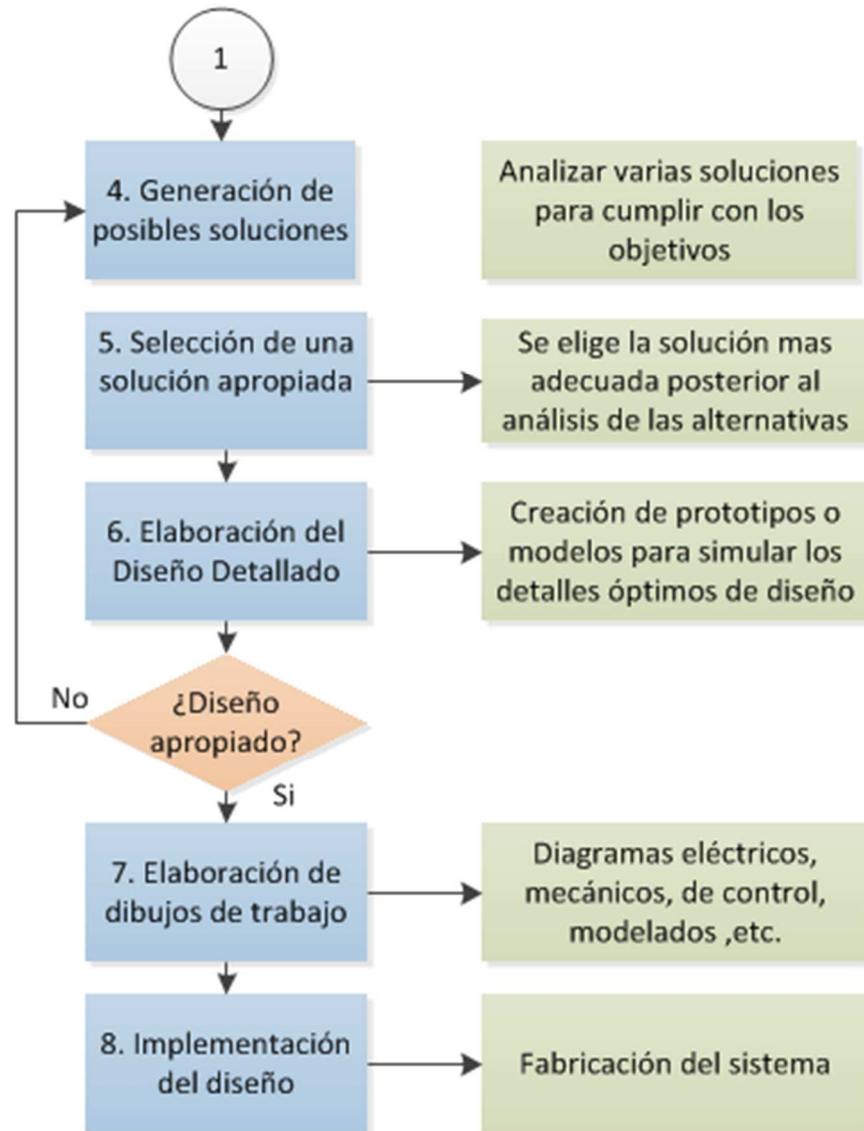


Figura 3-5 Etapas para el diseño y elaboración de un producto basado en el diseño Mecatrónico.

3.1.1. IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES

Como se detalló en el capítulo 1, la elaboración del proyecto surge de las necesidades por parte de la hacienda “La Alborada”, para construir un tanque de almacenamiento, capaz de enfriar la leche en el menor tiempo posible y

alcanzar una temperatura establecida, siendo el principal objetivo de la hacienda, conservar la calidad del producto durante todo el proceso.

Por otro lado, debido a los antecedentes de la hacienda, se ha visto en la obligación de implementar nuevos equipos automáticos, por lo que el sistema debe ser capaz de controlar el tiempo y temperatura de refrigeración.

3.1.2. PREPARACIÓN DE ESPECIFICACIONES

De acuerdo a las necesidades planteadas por el cliente se determinaron los requerimientos técnicos por parte de los autores del proyecto. La QFD es una herramienta muy utilizada en los últimos tiempos, con el fin de poner énfasis en asegurar la calidad de productos y servicios desde el inicio del proceso, partiendo desde la voz del cliente hasta la culminación del proyecto.

Para conocer las necesidades del cliente se utilizó la técnica de la entrevista, partiendo de preguntas abiertas al cliente con el fin de conocer su problemática, en cuanto a la calidad de la leche durante el proceso de almacenamiento.

Tabla 3-1 Necesidades del cliente en el desarrollo del QFD.

Necesidades del cliente "Hacienda la Alborada"	
1	Sistema capaz de enfriar la leche a 4°C.
2	Cumplir la NORMA CPE INEN 007 para instalación y servicio de tanques refrigerados para leche.
3	Enfriar la leche en el menor tiempo posible.
4	Visualización de variables: temperatura, tiempo y volumen.
5	Registro de producción diaria.
6	No debe ser indispensable el control de un operador.
7	Sistema fácil de operar.
8	Un sistema económico, eficiente y eficaz.

9	Fácil mantenimiento.
10	Almacenar la leche cruda en un tanque con aislamiento térmico.
11	Facilidad de montaje para llevar la leche cruda a un nuevo proceso.
12	Agitar la leche continuamente.

Según las necesidades del cliente se plantearon los siguientes requerimientos técnicos tal como se muestra en la tabla 3-2.

Tabla 3-2 Requerimientos técnicos en función de las necesidades del cliente en el desarrollo del QFD.

	Requerimientos técnicos	¿Con qué se mide, cuantifica o selecciona?
1	Tiempo de enfriamiento de la leche.	El tiempo se establece con un temporizador.
2	Sensor de temperatura.	La temperatura se da por la variación de voltaje.
3	Robustez de la estructura metálica.	Análisis mecánico.
4	Costo de manufactura.	Precio de materiales.
5	Sensor de volumen.	Se mide por la variación de voltaje.
6	Acabado superficial del tanque de almacenamiento.	Estética del acabado superficial.
7	Velocidad del motorreductor.	Está determinado a través de las revoluciones a las cuales gira el motorreductor.
8	Interfaz gráfica.	Número de variables a visualizar.
9	Unidad de refrigeración para leche.	Análisis mecánico.
10	Aislamiento térmico de poliuretano.	La cantidad de poliuretano se da en el volumen que se necesita para aislar el tanque.
11	Material de acero inoxidable.	Análisis físico y químico para uso alimenticio.
12	Ubicación de acople y agujero para salida del producto.	Dimensionamiento a partir de los requerimientos de la norma CPE INEN 007.

3.1.2.1.Despliegue de la casa de la calidad.

Esta matriz resulta de ubicar en la parte izquierda, la tabla de necesidades del cliente (QUE's) y en la parte superior, la tabla de requerimientos técnicos (COMO's) tal como se indica en la figura 3-6.

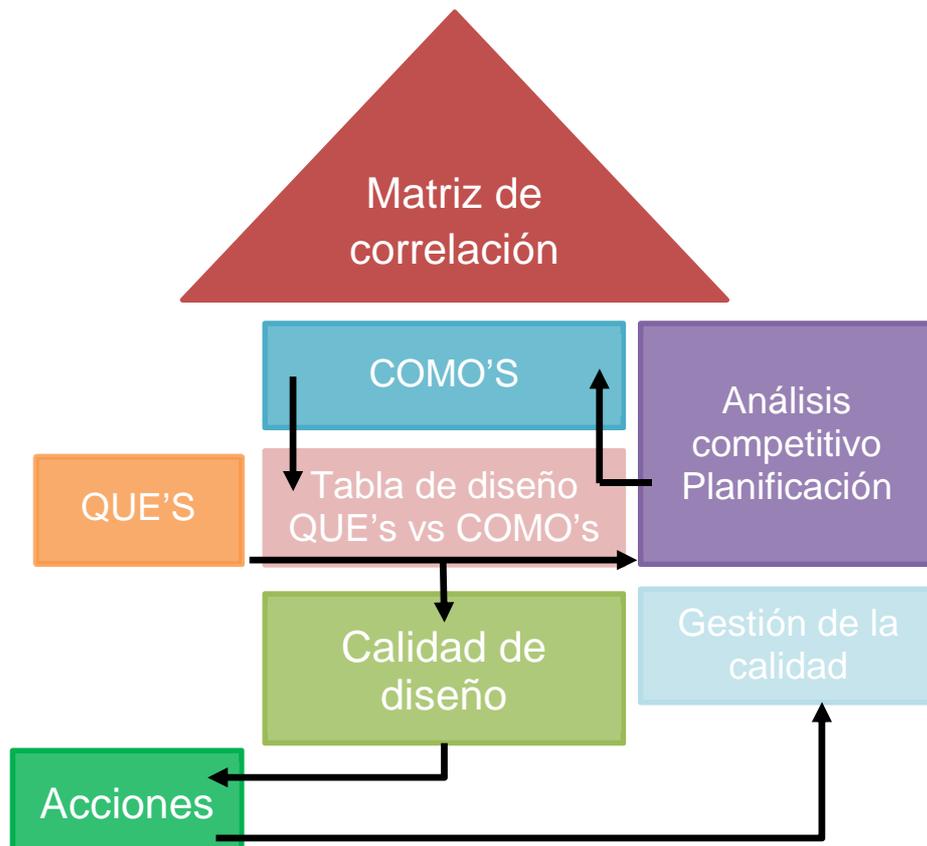


Figura 3-6 Esquema general de la CASA DE CALIDAD – QFD.

(Peirotén Delgado, 1987, pág. 31)

Una vez definidas las necesidades y requerimientos para la construcción de la casa de la calidad, se procede con las relaciones entre los QUE's y los COMO's. La notación que se aplica es la siguiente:

Tabla 3-3 Relación entre los requerimientos técnicos.

Relaciones	
Fuerte	●
Moderado	○
Débil	▽

Previo a las correlaciones se realizó la ponderación de las necesidades considerando la de mayor interés, siendo la calificación en el rango del 1 (poco importante) al 9 (muy importante). En el tejado de la casa de la calidad se ubica las correlaciones que tienen los requerimientos técnicos entre sí. En esta parte se refleja si la mejora de una de las varias características afecta positiva o negativamente en el resto de las demás. La simbología utilizada para reflejar las posibles sinergias son:

Tabla 3-4 Correlación entre los requerimientos técnicos (COMO's).

Correlaciones	
Positivo	+
Negativo	-
No Correlación	

Una vez determinadas y/o seleccionadas todas las características que debe tener la matriz, se construyó la casa de la calidad ubicando cada parámetro en su lugar. A continuación se indica el despliegue de la matriz según las necesidades del cliente. En anexos se muestra ampliada la matriz de la casa de la calidad.

Tabla 3-5 Despliegue de la casa de la calidad (QFD).

Fila	Porcentaje	Peso relativo	Peso importante	Máxima ponderación	Necesidades del cliente	Requerimiento técnicos											
						Columna	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
						Tiempo de enfriamiento de la lechecruda. Sensor de temperatura. Robustez de la estructura metálica Costo de manufactura. Sensor para medición de volumen. Acabado superficial del tanque de almacenamiento. Velocidad del motorreductor. Interfaz gráfica. Unidad de refrigeración para leche cruda. Aslamiento térmico de poluretano. Material de acero inoxidable. Ubicación de acople y agujero para salida del producto.											
1		11%	9	9	Sistema capaz de enfriar la leche cruda a 4°C.		●							●			
2		9%	8	9	Cumplir con la NORMA CPE INEN 007 para Instalación y servicio de tanques refrigerados para leche.			●	▽		●		○	●	●	●	
3		8%	7	9	Enfriar la leche en el menor tiempo posible.	●						●		●			
4		6%	5	9	Visualización de variables: temperatura, tiempo y volumen.	○	○			○			●				
5		8%	7	9	Registro de producción diaria.					●			▽				
6		6%	5	9	No debe existir operario.			▽									
7		7%	6	9	Fácil de manejar.								○				
8		9%	8	9	Un sistema económico, eficiente y eficaz.	○	○	○	●					●		○	
9		8%	7	9	Fácil mantenimiento.								▽				
10		9%	8	9	Almacenar la leche cruda en un tanque isoterma.			▽	○	▽	○			●	○		
11		8%	7	9	Facilidad de montaje para llevar la leche cruda a un nuevo proceso.				○							○	
12		9%	8	9	Agitar la leche continuamente.	▽			○			●				○	
Máximo valor en columna						9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	
Peso importancia						129,41	147,06	122,35	175,29	101,18	112,94	158,82	82,353	290,59	169,41	169,41	109,41
Peso relativo						7%	8%	7%	10%	6%	6%	9%	5%	16%	10%	10%	6%
Porcentaje																	

3.1.2.2. Análisis de resultados.

Según la ponderación relativa que se obtuvo de la casa de la calidad en las características técnicas, se tiene la siguiente tabla de resultados.

Tabla 3-6 Resultados del despliegue de la casa de la calidad.

N°	Requerimientos técnicos	Ponderación
1	Unidad de refrigeración para leche.	16%
2	Aislamiento térmico de poliuretano.	10%
3	Material de acero inoxidable.	10%
4	Costo de manufactura.	10%
5	Velocidad del motor reductor.	9%
6	Sensor de temperatura.	8%
7	Tiempo de enfriamiento de la leche.	7%
8	Robustez de la estructura metálica.	7%
9	Sensor de volumen.	6%
10	Acabado superficial del tanque de almacenamiento.	6%
11	Ubicación de acople y agujero para salida del producto.	6%
12	Interfaz gráfica.	5%

Según el análisis de la QFD, se obtuvo como resultado el requerimiento técnico con mayor ponderación con un valor del 16% (Unidad de refrigeración para leche), siendo el más importante ya que el proyecto depende de este sub-sistema para disminuir la temperatura de la leche. Además con esta característica se va a lograr un sistema eficiente y eficaz en todo el proceso, por tal motivo el diseño va a estar enfocado en este requerimiento para iniciar el diseño y/o selección de los diversos elementos que contenga el mismo.

Todos los requerimientos técnicos serán considerados para el diseño y/o selección, pero cada uno de ellos se analizará según el valor de peso relativo.

3.1.3. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Las posibles alternativas son diversas para diseñar un sistema, para ello se priorizarán las variables en función de los criterios de ponderación y a la influencia que tienen entre sí.

Este sistema debe enfriar la leche a una temperatura adecuada y tiempo limitado posterior al ordeño. Debe cumplir con la norma INEN (CPE 007:1983) para prevenir el crecimiento bacteriológico.

- **Alternativa A: Refrigeración por dispositivo termoeléctrico (Peltier).**

La corriente eléctrica que circula a través del dispositivo termoeléctrico como se indica en la figura 3-7, se encarga de generar una diferencia de temperatura entre las caras de la placa. A medida que se incrementa la corriente, el diferencial de temperatura entre las caras aumenta, obteniendo una cara fría y otra caliente.



Figura 3-7 Estructura interna de una celda peltier.

(Sandoval , Espinosa , & Barahona, p. 1)

El dispositivo termoeléctrico o efecto peltier es un componente que está constituido por semiconductores tipo P (carga positiva) y tipo N (carga negativa). Se caracteriza por ser un elemento pequeño de 40 x 40 mm y aislado por tapas cerámicas.

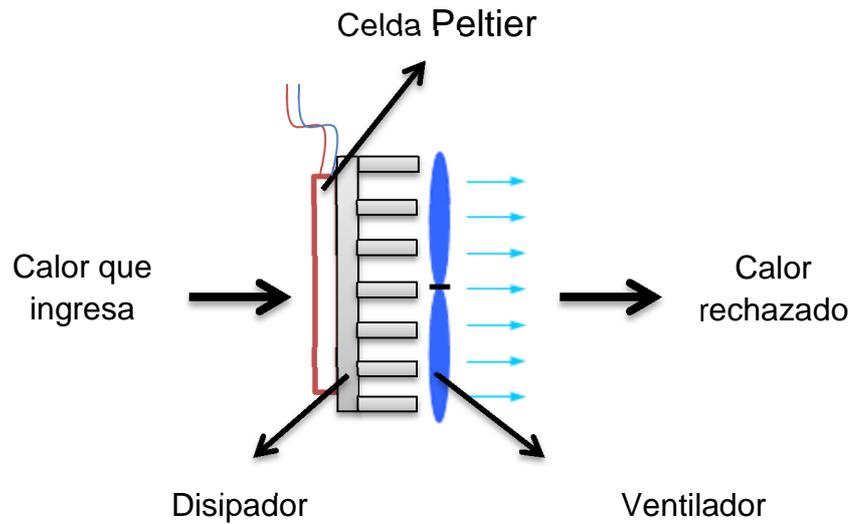


Figura 3-8 Esquema general del sistema termoelectrico con Peltier.

Ventajas:

- Pequeño.
- Fácil de manipular.
- Fácil instalación.
- Velocidad de respuesta alta.
- Disponible en el mercado nacional.
- Bajo costo por unidad.

Desventajas:

- Baja eficiencia.
- Alto consumo de energía.
- Una de las desventajas que resaltan en este tipo de dispositivos es su baja potencia de calor. A continuación se muestra un análisis con respecto a la cantidad de calor que se desea extraer del tanque de almacenamiento de leche.

Para conocer si ésta alternativa es rentable se calculó la carga térmica sin considerar las pérdidas del sistema, posterior a ello se obtuvo el número de elementos Peltier necesarios para refrigerar dicha cantidad de leche.

Para calcular la cantidad de calor que se desea extraer de la leche en un tiempo de 3 horas aproximadamente, se tiene la siguiente ecuación. (Yunus Cengel, 2004, p. 9)

$$\dot{Q}_{rechazado} = \frac{\rho_{leche} * V_{leche} * Cp_{leche} * \Delta T}{t} \quad (3.1)$$

Dónde:

- $\dot{Q}_{rechazado}$, Cantidad de calor que se desea extraer (W).
- ρ_{leche} , Densidad de masa de la leche ($\frac{kg}{m^3}$).
- V_{leche} , Volumen máximo de leche a refrigerar (m^3).
- Cp_{leche} , Capacidad calorífica de la leche cruda ($\frac{J}{kg * ^\circ C}$).
- ΔT , Variación de temperatura ($^\circ C$).
- t , Tiempo total de refrigeración (s).

Se consideró un volumen igual a la mitad de la capacidad total del tanque para el cálculo. Esta consideración se debe a la producción de la hacienda “La Alborada”, ya que realiza dos ordeños diarios y por tanto en la mañana solo se almacena 400 litros de leche, producto que deberá ser refrigerado en el tiempo determinado por las normas.

Cabe señalar que el resultado de la cantidad de calor que se desea rechazar sería el mismo para el cálculo de la carga térmica si se considerara el segundo ordeño, es decir, si el volumen fuera de 800 litros, el diferencial de

temperatura disminuiría por la mezcla del producto (primer ordeño refrigerado más el segundo ordeño por refrigerar).

$$V_{leche} = 400 \text{ litros}$$

$$V_{leche} = 0,4 \text{ m}^3$$

Las propiedades físicas de la leche se encuentran en la tabla 2-1 y el diferencial de temperatura (ΔT) se obtiene de la resta entre la temperatura máxima a la que la leche se encuentra caliente y la temperatura final requerida.

$$\Delta T = T_o - T_f$$

Dónde:

- T_o , Temperatura inicial de la leche cruda en San Gabriel, Carchi ($^{\circ}\text{C}$).
- T_f , Temperatura final de la leche cruda ($^{\circ}\text{C}$).

$$\Delta T = (35 - 4) ^{\circ}\text{C} = 31 ^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_{rechazado} = \frac{1030 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,4 \text{ m}^3 * 3930 \frac{\text{J}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}} * 31 ^{\circ}\text{C}}{10800 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{rechazado} = 4,648 \text{ kW}$$

Previo al cálculo del enfriador termoeléctrico, se seleccionó un Peltier de las siguientes características:

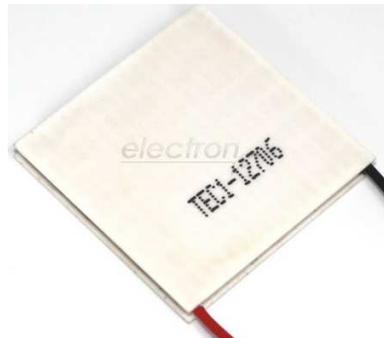


Figura 3-9 Enfriador termoeléctrico Peltier TEC1-12706.

(Electron, 2012)

Tabla 3-7 Especificaciones técnicas del Peltier TEC1-12706.

Características	Especificaciones a 25 °C	Especificaciones a 50 °C
Potencia de calor máxima (Watts)	50	57
Diferencial de temperatura máxima (°C)	66	75
Corriente máxima (A)	6,4	6,4
Voltaje máximo (Voltios)	14,4	16,4
Resistencia (Ohmios)	1,98	2,3

Fuente: (HB Corporation, pág. 1)

Para enfriar la leche se asumió una temperatura en la cara fría del Peltier, de aproximadamente -2°C , entonces si la cara caliente tiene una temperatura promedio de 50°C , el diferencial de temperatura entre las caras sería de 52°C . Este dispositivo va a trabajar a una alimentación promedio de 12 Voltios DC. Con el diferencial de temperatura, voltaje de alimentación y la temperatura

en la cara caliente, se determinó el consumo de corriente y la potencia calorífica.

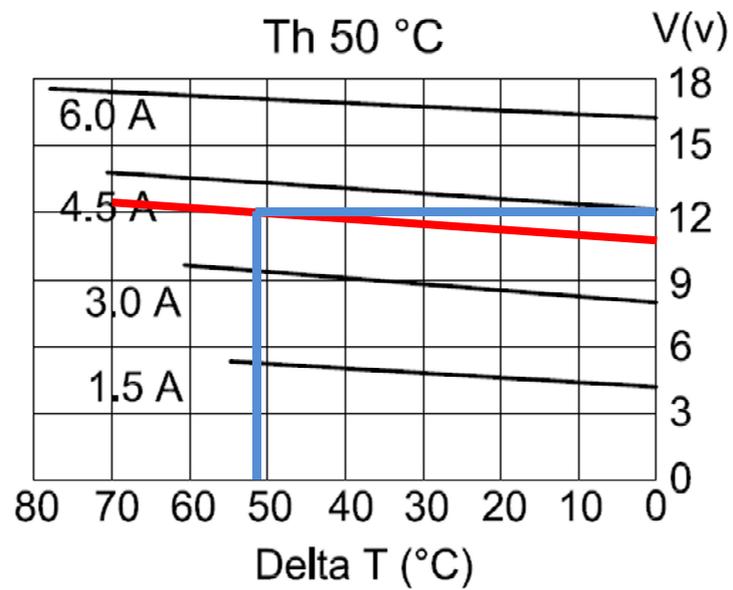


Figura 3-10 Voltaje vs. ΔT a 50°C en la cara caliente del Peltier.

(HB Corporation, pág. 2)

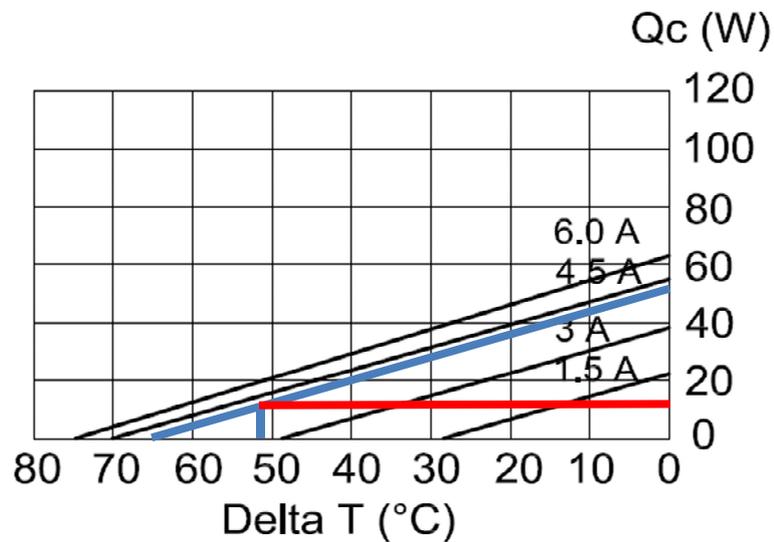


Figura 3-11 Potencia vs. ΔT en función de la corriente.

(HB Corporation, pág. 2)

De la figura 3-10, se obtuvo una corriente aproximada de 4 amperios. Con este valor de corriente y la variación de temperatura se tiene la potencia calorífica que puede extraer el Peltier de la gráfica 3-11, de aproximadamente 12 W. El número de dispositivos necesarios son:

$$N_{peltier} = \frac{4,648 \text{ kW}}{12 \text{ W}} \cong 465 \text{ Peltier}$$

Se concluye que es ineficiente para aplicaciones grandes debido a la cantidad de elementos que se deben ocupar, considerando también su baja potencia para extraer calor y el consumo de energía es relativamente alto.

- **Alternativa B: Intercambiador de calor por placas.**

La leche y el agua fría son transportadas mediante bombas, donde ingresan por orificios diferentes y circulan por los canales que se forman entre delgadas placas metálicas de manera alternada. Cuando la leche abandona el intercambiador, su temperatura se reduce entre 2 a 4°C sobre la temperatura del agua.

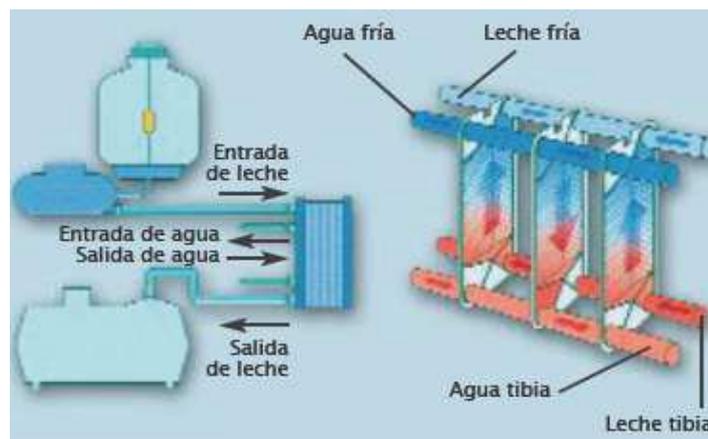


Figura 3-12 Intercambiador de calor por placas.

(Vetifarma, 2008)

Los fluidos frío y caliente entran por láminas pares o impares de manera alternativa, las cuales son placas corrugadas perfectamente diseñadas para generar turbulencia que mejoren la transferencia de calor y evite la mezcla de fluidos.

Este tipo de intercambiador es el más eficiente debido a sus características termodinámicas en comparación con otros. El intercambiador de placas es un dispositivo formado por un bastidor, láminas de acero inoxidable y cauchos.

Ventajas:

- Fácil instalación.
- Eficiente termodinámicamente.
- Fácil mantenimiento.
- Menor tiempo en refrigerar la leche.
- Es flexible.

Desventajas:

- Alto costo.
- Producto de importación.
- Se necesitan dos bombas independientemente para cada fluido, esto involucra gastos en accesorios y elementos a implementarse.
- **Alternativa C: Refrigeración por compresión de vapor.**

El sistema aprovecha la energía de transformación del refrigerante que circula por la tubería, cambiando de fase líquida a fase de vapor. Actualmente

estos sistemas son muy aplicables en refrigeradores, congeladores, enfriamiento de locales, fabricación de hielo, procesos industriales y otros.

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor, es el ciclo capaz de retirar calor a través de un evaporador, para luego comprimir el vapor y rechazar el calor que fluye a través del refrigerante por medio de un condensador. El ciclo concluye con una válvula de expansión, la cual regula la presión del medio refrigerante e ingresa nuevamente a enfriar a través del evaporador.

En el diagrama se muestran los elementos que conforman el ciclo, cabe señalar que los más importantes son: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión, los demás son accesorios que forman parte del sistema.

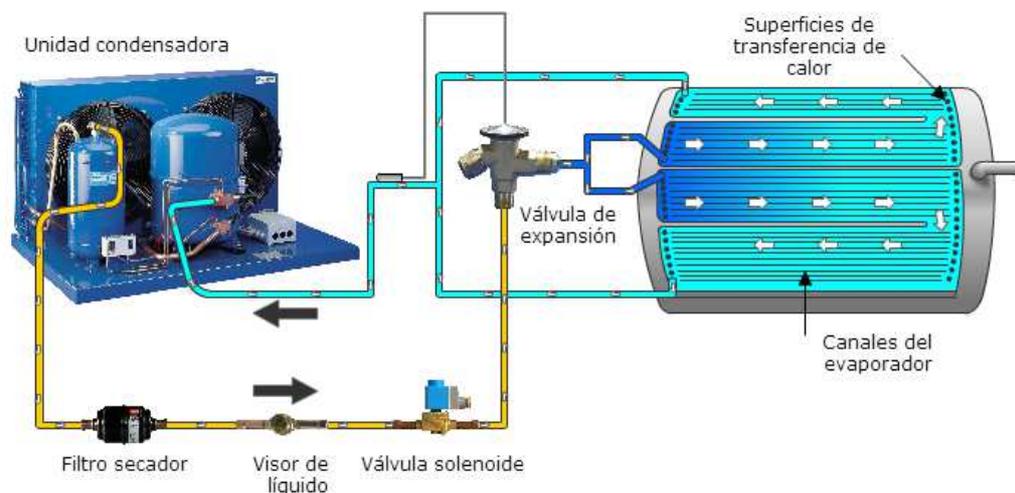


Figura 3-13 Unidad condensadora por compresión de vapor.

(Danfoss, Aplicación, tanques de refrigeración de leche, módulo 1, 2014)

Ventajas:

- Costo moderado.
- Disponibilidad en el mercado nacional.

- Consumo eléctrico moderado.
- Durabilidad.
- Disponibilidad de repuestos en el mercado nacional.

Desventajas:

- Ruido.
- Mantenimiento periódico debido a que el sistema trabaja con refrigerante.
- Tiempo de instalación.

3.1.4. PONDERACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para la selección de la mejor alternativa del sistema de refrigeración se evalúan los criterios de ponderación más importantes tal como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 3-8 Criterios de ponderación para la selección de la mejor alternativa.

Criterio	Característica
Costo	Es el criterio más importante para seleccionar el sistema de refrigeración ya que la hacienda “La Alborada” tiene un presupuesto fijo para implementar el proyecto.
Disponibilidad	Conocer si el mercado nacional cuenta con sistemas de refrigeración de leche cruda, esto haría que el proyecto se implemente en menor tiempo y a más bajo costo.
Eficiencia termodinámica	El sistema debe ser capaz de refrigerar la leche cruda en el menor tiempo posible, logrando también una buena transferencia de calor por parte del sistema hacia el tanque de almacenamiento.

Facilidad de mantenimiento	La hacienda "La Alborada" requiere que el sistema trabaje dos turnos al día, por ende el mismo debe ser ergonómico para que el operario pueda manipular los diferentes elementos y solucionar los problemas que puedan causar dicha alternativa.
----------------------------	--

- **Ponderación para seleccionar la mejor alternativa del sistema de refrigeración de leche cruda.**

Permite seleccionar la mejor alternativa de acuerdo a los criterios descritos anteriormente. Este método pondera los criterios de acuerdo a cuánto influye cada variable, para conocer las puntuaciones que se puede obtener por criterio se evalúa de la siguiente manera: No influye = 0, influye poco = 1, Influye mucho = 2.

Tabla 3-9 Ponderación del sistema de refrigeración en base a diferentes criterios.

Criterios	1	2	3	4	\sum Total en x	Ponderación
1 Costo	-	2	0	2	4	0,33
2 Disponibilidad	1	-	0	2	3	0,25
3 Eficiencia termodinámica	1	0	-	0	1	0,09
4 Mantenimiento	2	1	1	-	4	0,33
\sum Total en Y:					12	1

- **Influencia de los criterios de ponderación para la selección del sistema de refrigeración de leche cruda.**

Tabla 3-10 Evaluación de las alternativas para la selección del sistema de refrigeración.

Criterios	
1	Peltier
2	Intercambiador de calor por placas
3	Refrigeración por compresión de vapor

		1	2	3	Σ Total en x	Ponderación
Costo	1	-	1	0	1	0,149
	2	1	-	1	2	0,2857
	3	2	2	-	4	0,5714
Σ Total en Y					7	1
Disponibilidad	1	-	1	0	1	0,1428
	2	2	-	1	3	0,4286
	3	2	1	-	3	0,4286
Σ Total en Y					7	1
Eficiencia termodinámica	1	-	0	1	1	0,1428
	2	2	-	1	3	0,4286
	3	2	1	-	3	0,4286
Σ Total en Y					7	1
Facilidad de mantenimiento	1	-	1	1	2	0,2857
	2	2	-	1	3	0,4286
	3	2	0	-	2	0,2857
Σ Total en Y					7	1

- Síntesis de la alternativa seleccionada.

Tabla 3-11 Selección de la mejor alternativa para el sistema de refrigeración.

Alternativas y Criterios	Costo	Disponibilidad	Eficiencia termodinámica	Mantenimiento	Σ
1 Peltier	0,047	0,036	0,039	0,094	0,20
2 Intercambiador de calor por placas	0,094	0,107	0,039	0,141	0,38
3 Refrigeración por compresión de vapor	0,189	0,107	0,039	0,094	0,42
Suma					1

En la tabla 3-11 se determinó que el sistema de refrigeración por compresión de vapor fue la prioridad número 1 para el diseño de este proyecto, ya que es un sistema económicamente moderado a comparación de las otras alternativas, y a la vez está disponible en el mercado nacional. Además el sistema cumple con las necesidades que se requieren, teniendo una buena eficiencia termodinámica para la transferencia de calor.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL SISTEMA

Para el diseño se partió de las necesidades del cliente, con el fin de implementar un tanque de 800 litros de capacidad con sistema automático de refrigeración para almacenamiento de leche cruda, por tanto, después del análisis que se realizó en el capítulo anterior y siguiendo con la metodología del diseño Mecatrónico se trata a continuación sobre el diseño de los subsistemas.

4.1. DISEÑO MECÁNICO

4.1.1. DISEÑO DEL TANQUE DE REFRIGERACIÓN

El espesor de la lámina de acero inoxidable del tanque de refrigeración tiene una medida de 1,5 mm. La selección de este espesor está basada en el código de práctica de la norma INEN (CPE 007:1983).

La manufactura de las tapas internas es de gran importancia para facilitar su lavado y desinfección, por lo que no presenta poros o grietas donde puedan formarse bacterias. A su vez no cuenta con acabados perpendiculares en su construcción.

En base a lo planteado anteriormente y a las condiciones de diseño mencionado en el capítulo 2, se determinaron las dimensiones internas. Debido a que el tanque a diseñar es de capacidad media-baja, el ancho interno es menor a 1800 mm.

$$w_{int} = 740 \text{ mm}$$

Dónde:

- w_{int} , Ancho interno del tanque (mm).

Para la altura interna se toma en cuenta las siguientes condiciones: la altura máxima, las condiciones de distancia entre el piso y el punto más bajo del tanque y la altura entre el nivel máximo de leche y el borde superior del tanque.

$$h_{int} = h_{maxint} - h_{minint} - h_{mint}$$

Dónde:

- h_{int} , Altura interna del tanque (mm).
- h_{maxint} , Altura máxima entre el nivel del piso y el borde superior del tanque (mm).
- h_{minint} , Altura entre en nivel del piso y el borde interno mínimo (mm).
- h_{mint} , Altura entre el nivel máximo de leche y el borde del tanque (mm).

Siendo:

$$h_{mint} = 100 \text{ mm}$$

Entonces:

$$h_{int} = (1400 - 160 - 100) \text{ mm} = 1140 \text{ mm}$$

El volumen interno debe ser por lo menos de 800 litros, por lo que se le añadió un 15% por las condiciones anteriormente expuestas:

$$V_{int-ref} = (800 + 120) l = 920 l$$

$$p_{int} = \frac{V_{int-ref}}{h_{int} * w_{int}}$$

Dónde:

- p_{int} , Profundidad interna del tanque (mm).
- V_{int} , Volumen interno referencial del tanque (l).

Por tanto reemplazando los valores tenemos:

$$p_{int} = \frac{9,2 * 10^8 mm^3}{(1140 * 740) mm^2}$$

$$p_{int} = 1090.56mm \approx 1100mm$$

El cálculo del área interna del tanque se requiere para posteriores análisis por lo que se determinan a partir del dimensionamiento de las tapas:

$$A_{int} = A_{1i} + A_{2i} + A_{3i} + A_{4i} + A_{5i} \quad (4.1)$$

$$A_{1i} = A_{2i} = P_{int} * h_{int}$$

$$A_{3i} = A_{4i} = w_{int} * h_{int}$$

$$A_{5i} = w_{int} * p_{int}$$

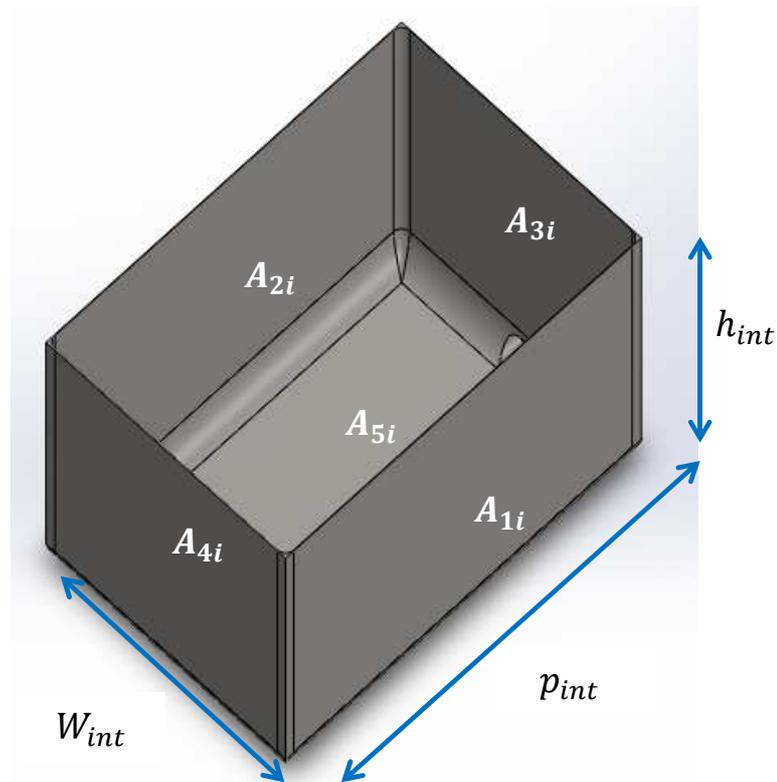


Figura 4-1 Diseño del volumen interno del tanque de refrigeración.

Dónde:

- A_{int} , Área total de las tapas internas del tanque (mm^2).

Entonces:

$$A_{1i} = A_{2i} = (1100 * 1140) mm^2 = 1,254 m^2$$

$$A_{3i} = A_{4i} = (740 * 1140) mm^2 = 0,843 m^2$$

$$A_{5i} = (740 * 1100) \text{ mm}^2 = 0,814 \text{ m}^2$$

El área total interna es la sumatoria de las tapas internas del tanque, obteniendo así:

$$A_{int} = (1,254 + 1,254 + 0,843 + 0,843 + 0,814) \text{ m}^2$$

$$A_{int} = 5,00 \text{ m}^2$$

Una vez obtenidas las dimensiones internas del tanque a diseñar, se calculó el volumen real interno V_{int} :

$$V_{int-real} = (1100 * 1140 * 740) \text{ mm}^3 = 928l$$

4.1.1.1.Espesor del material aislante.

Para estimar el espesor del aislante térmico se tomó en cuenta las condiciones a las cuales va a ser expuesto el tanque de refrigeración, por lo tanto la resistencia térmica del aislante fue lo suficientemente alta para no perder calor.



Figura 4-2 Aislamiento térmico entre las paredes del tanque.

Con las condiciones expuestas, se usó las recomendaciones del reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE) y sus instrucciones complementarias (ITE). Para seleccionar un espesor adecuado se tomó en cuenta la sumatoria de las áreas de las tapas internas del tanque de refrigeración, teniendo como resultado una superficie de 5 m².

Tabla 4-1 Espesor de aislamiento térmico en instalaciones.

Aparatos y Depósitos	
Superficie (m ²)	Espesor(mm)
<= 2	30
> 2	50

Fuente: (Ministerio de Ciencia y Tecnología, 1998)

De la tabla 4-1 se seleccionó un espesor de 50 mm como referencia para el diseño, pero es necesario garantizar que el aislante sea lo más eficiente por lo que se le añadió un factor de seguridad (FS =1.2).

$$x_{poliur} = e_{ref} * FS$$

Dónde:

- x_{poliur} , Espesor del aislamiento térmico real del poliuretano (*mm*).
- e_{ref} , Espesor de referencia del poliuretano (*mm*).
- FS, Factor de seguridad del espesor del aislante (*adimensional*).

$$x_{poliur} = 50 \text{ mm} * 1,2$$

$$x_{poliur} = 60 \text{ mm}$$

En base al cálculo del espesor del poliuretano, se comprueba que el valor del espesor de aislante cumple con los requerimientos planteados por la norma ISO (CEN) 5708, estableciendo que la capa integrada de espuma de poliuretano debe ser de 50 a 70 mm de espesor. (Danfoss, Aplicación, tanques de refrigeración de leche, módulo 1, 2014)

4.1.1.2. Análisis del volumen externo.

Una vez conocidas las dimensiones internas y el espesor del material aislante, se calculó el volumen externo para el tanque de refrigeración.

$$V_{ext} = p_{ext} * w_{ext} * h_{ext}$$

$$w_{ext} = w_{int} + 2 * x_{poliu}$$

$$p_{ext} = p_{int} + 2 * x_{poliu}$$

$$h_{ext} = h_{int} + x_{poliu}$$

Dónde:

- V_{ext} , Volumen externo del tanque (l).
- w_{ext} , Ancho externo del tanque (mm).
- p_{ext} , Profundidad externa del tanque (mm).
- h_{ext} , Altura externa del tanque (mm).

Entonces:

$$w_{ext} = (740 + 120) \text{ mm} = 860 \text{ mm}$$

$$p_{ext} = (1100 + 120) \text{ mm} = 1220 \text{ mm}$$

$$h_{ext} = (1140 + 60) \text{ mm} = 1200 \text{ mm}$$

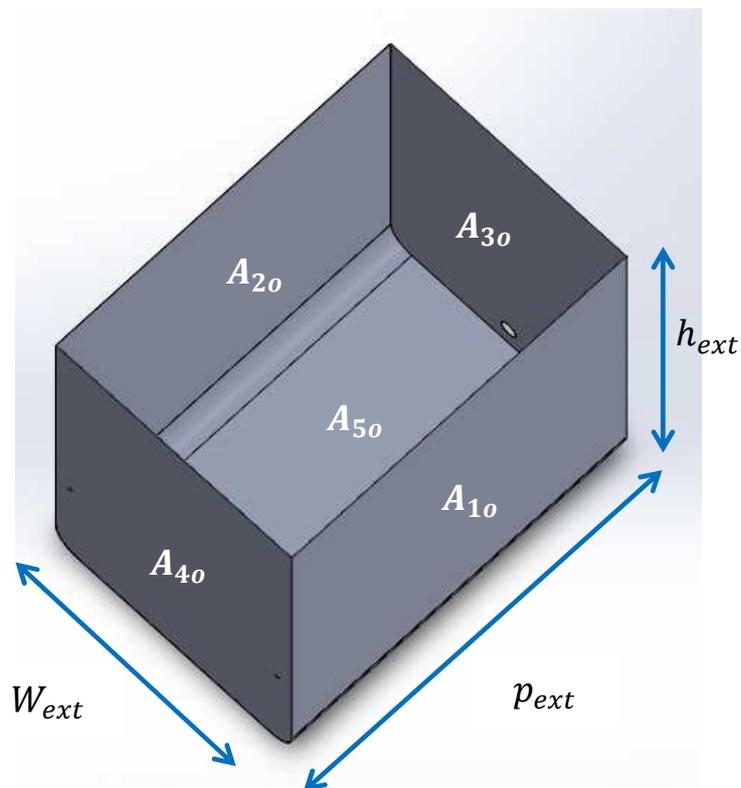


Figura 4-3 Diseño del volumen externo del tanque de refrigeración.

$$A_{ext} = A_{10} + A_{20} + A_{30} + A_{40} + A_{50} \quad (4.2)$$

$$A_{10} = A_{20} = p_{ext} * h_{ext}$$

$$A_{30} = A_{40} = w_{ext} * h_{ext}$$

$$A_{5o} = w_{ext} * p_{ext}$$

Dónde:

- A_{ext} , Área total de las tapas externas del tanque (mm^2).

Entonces:

$$A_{1o} = A_{2o} = (1220 * 1200) mm^2 = 1,464 m^2$$

$$A_{3o} = A_{4o} = (860 * 1200) mm^2 = 1,032 m^2$$

$$A_{5o} = (860 * 1220) mm^2 = 1,05 m^2$$

$$A_{ext} = (1,464 + 1,464 + 1,032 + 1,032 + 1,05) m^2$$

$$A_{ext} = 6,05 m^2$$

Conocidas las dimensiones externas del tanque, se calculó el volumen externo del mismo.

$$V_{ext} = (860 * 1220 * 1200) mm^3 = 1260l$$

4.1.1.3. Análisis de la cantidad de aislante.

Para calcular el volumen exacto de mezcla entre los dos elementos necesarios para producir el polímero aislante, se calculó la diferencia entre el volumen externo e interno del tanque.

$$\Delta V = (1260 - 928)l = 0,332 \text{ m}^3$$

Para determinar la cantidad de aislante, se requiere conocer la densidad del poliuretano.

$$m_{\text{poliuretano}} = \Delta V * \rho_{\text{poliuretano}}$$

Dónde:

- $m_{\text{poliuretano}}$, Masa de poliuretano (kg).
- ΔV , Diferencia de volumen externo e interno (m^3).
- $\rho_{\text{poliuretano}}$, Densidad de masa del poliuretano ($\frac{kg}{m^3}$).

La densidad del poliuretano es de 40 kg/m^3 (Anexos) y para asegurar que el aislante cubra todo el volumen requerido se asignó un factor de seguridad del 10%. (Grupo Quimipac, 2013)

$$m_{\text{poliuretano}} = 0,332 \text{ m}^3 * 40 \frac{kg}{m^3} = 13,28 \text{ kg}$$

$$S_{\text{sobreempaque}} = m_{\text{poliuretano}} * 1,1$$

Dónde:

- $S_{\text{sobreempaque}}$, Masa de poliuretano incluido un factor de seguridad (kg).

$$S_{\text{sobreempaque}} = 13,28 \text{ kg} * 1,1 = 14,608 \text{ kg} \approx 15 \text{ kg}$$

La relación de polioliol e isocianato necesarias para la reacción química es de uno a uno, entonces la cantidad calculada es del 50% de cada químico:

$$m_{poliol} = \frac{S_{obreempaque}}{2}$$

$$m_{isocianato} = \frac{S_{obreempaque}}{2}$$

Dónde:

- m_{poliol} , Masa de polioliol (kg).
- $m_{isocianato}$, Masa de isocianato (kg).

Entonces:

$$m_{poliol} = \frac{15}{2} \text{ kg} = 7,5 \text{ kg}$$

$$m_{isocianato} = \frac{15}{2} \text{ kg} = 7,5 \text{ kg}$$

4.1.1.4. Selección de materiales y accesorios.

La válvula usada fue seleccionada en base a requerimientos de almacenamiento y descarga de la leche, así también a normas que se debe cumplir para ser instalada considerando aspectos como:

- Exposición a condiciones de humedad.
- Material inoxidable apto para uso alimenticio.

- Confiabilidad de obstrucción al paso del fluido.
- Dimensión adecuada de acuerdo a los equipos de descarga.

Conocidos los requerimientos y dimensiones se seleccionó la válvula de descarga, donde las principales características se detallan a continuación:

- Tipo: Mariposa.
- Material: Acero inoxidable AISI 304.
- Diámetro de salida: 2 pulgadas.

Las válvulas de mariposa constan de dos acoples idénticos unidos con el cuerpo mediante abrazaderas con una junta anular entre ellas, el cierre de estas se realiza mediante dos bridas atornilladas. Cuenta con una manilla para permitir o bloquear el paso del fluido.

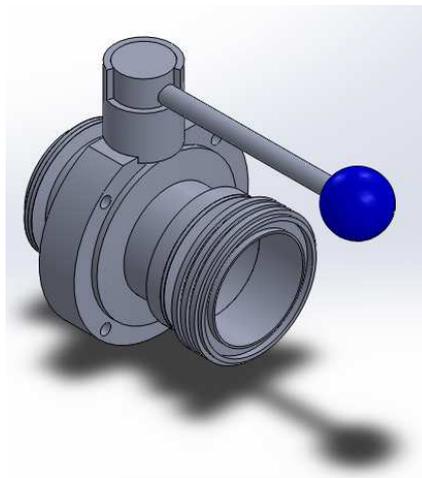


Figura 4-4 Válvula de mariposa de acero inoxidable AISI 304.

Se seleccionó una válvula tipo mariposa de 2 pulgadas, debido a la dimensión del acople con el que cuenta la manguera adaptada a la bomba de succión.

4.1.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE AGITACIÓN

Una vez calculadas las dimensiones del tanque, se determinaron las características del sistema de agitación.

4.1.2.1. Diseño del rodete.

De acuerdo a lo planteado en el capítulo 2, se analizó el tipo de rodete según la aplicación a usarse. Para tanques de capacidad media-baja, y velocidades entre 15 a 150 rpm, el rodete más adecuado es el de palas verticales debido a que genera movimientos de tipo radial y tangencial.

Para asegurar la mezcla entre la leche ubicada en el fondo del tanque, con la que se encuentra en la superficie, se añadieron destajes ubicados en sentido contrario en cada uno de los extremos del rodete, como se muestra en la figura 4-5.

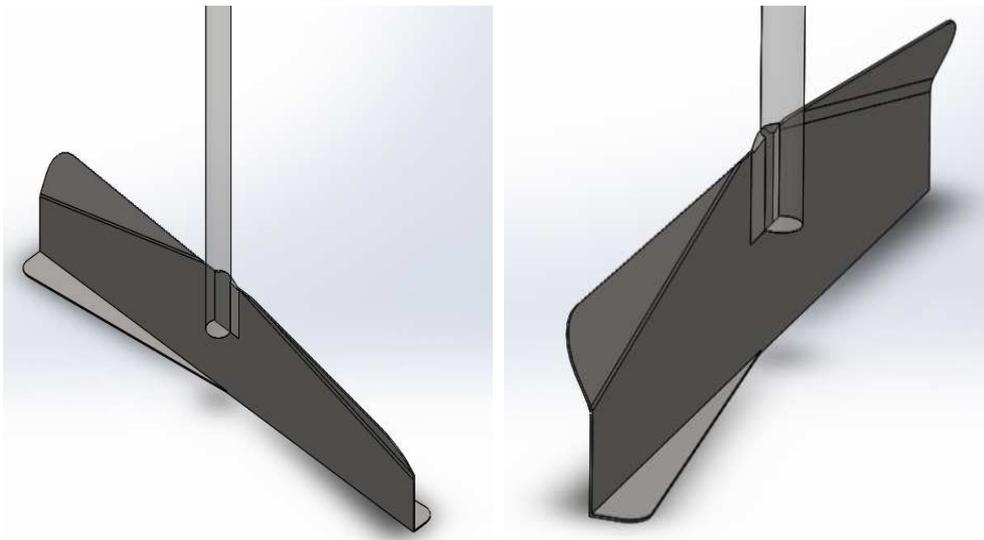


Figura 4-5 Diseño del rodete.

4.1.2.2. Dimensionamiento y ubicación de la paleta en el tanque de refrigeración.

Las dimensiones y ubicación del agitador fueron dispuestas en base a cálculos obtenidos de datos bibliográficos, tomando como valores conocidos, el ancho interno del tanque (W_{int}) y la longitud de la paleta:

$$l_{rodete} = 400 \text{ mm}$$

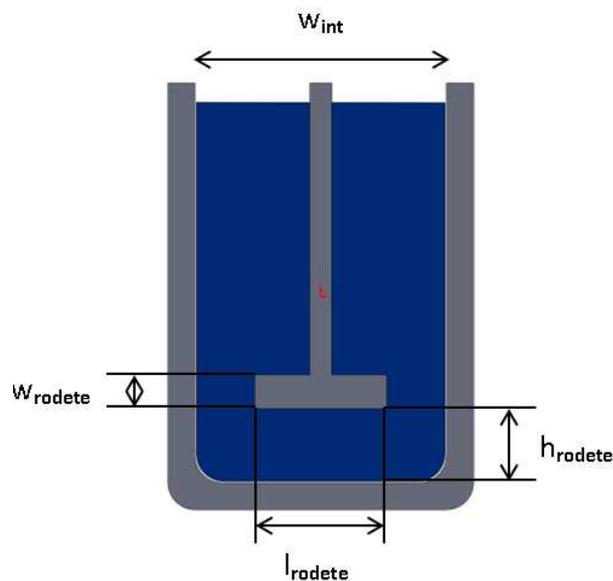


Figura 4-6 Disposición del agitador dentro del tanque de refrigeración.

Para determinar la altura (h_{rodete}) y el ancho (w_{rodete}) de las palas planas se usaron las proporciones típicas en base a los datos conocidos: (Warren , Julian, & Peter, 1998, pág. 251)

$$h_{rodete} = \frac{1}{3} * W_{int}$$

$$h_{rodete} = \frac{1}{3} * 740 \text{ mm} = 246,66 \text{ mm} \approx 250 \text{ mm}$$

$$w_{rodete} = \frac{1}{5} * l_{rodete}$$

$$w_{rodete} = \frac{1}{5} * 400 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

4.1.2.3. Selección del motor agitador.

Se considera un aspecto muy importante el cálculo de la potencia del motor que se requiere para mover el sistema de agitación (eje y rodete) y además la fuerza que se necesita para agitar el fluido a velocidades comprendidas entre 20 a 30 rpm, recomendadas para tanques de refrigeración de leche. Este rango es debido a que si la velocidad de agitación fuera inferior, la composición química de la leche no sería uniforme y/o no se lograría una buena agitación provocando congelación en la parte inferior del tanque donde se encuentra instalado el evaporador; por otro lado si la velocidad fuera superior, las propiedades químicas de la leche fueran alteradas.

- **Potencia mecánica del reductor.**

La potencia requerida se calculó dependiendo si el flujo es laminar o turbulento, para ello es necesario calcular el número de Reynolds: (Warren , Julian, & Peter, 1998, pág. 258)

$$N_{Re} = \frac{l_{rodete}^2 * n * \rho_{leche}}{\mu_{leche}} \quad (4.3)$$

Dónde:

- N_{Re} , Numero de Reynolds (*Adimensional*).
- n , Velocidad de agitación ($\frac{rad}{s}$).
- μ_{leche} , Viscosidad dinámica de la leche ($\frac{kg}{m*s}$).

$$N_{Re} = \frac{(0,4 \text{ m})^2 * 2,094 \frac{kg}{m^3} * 1030 \frac{kg}{m^3}}{2 * 10^{-3} \frac{kg}{m * s}}$$

$$N_{Re} = 172,58 * 10^3$$

$$N_{Re} < 500 * 10^3 \rightarrow \text{Flujo laminar}$$

La potencia requerida se calculó a partir del arrastre del rodete (Número de potencia) y del flujo generado. Donde la ecuación para calcular la potencia es: (Warren , Julian, & Peter, 1998, pág. 262)

$$P_m = N_p * n^3 * l_{rodete}^5 * \rho_{leche}$$

Dónde:

- P_m , Consumo de potencia mecánica (*kW*).
- N_p , Numero de potencia (*Adimensional*).

El número de potencia depende del tipo de agitador, del número de Reynolds y del número de Froude. Este último es importante cuando en el

tanque se generan vórtices. Siempre y cuando el flujo sea laminar, el número de Froude no es considerado para el diseño.

El valor del número de potencia se determina a partir de gráficas relacionadas con el número de Reynolds, tomando en cuenta la relación entre la longitud de la paleta y el ancho del tanque, así también como la forma del rodete. Como se mencionó anteriormente, se usó un rodete de palas planas, con una relación entre el ancho y la longitud de la paleta de 1/5 debido a las características con las que cuenta el sistema de refrigeración implementado:

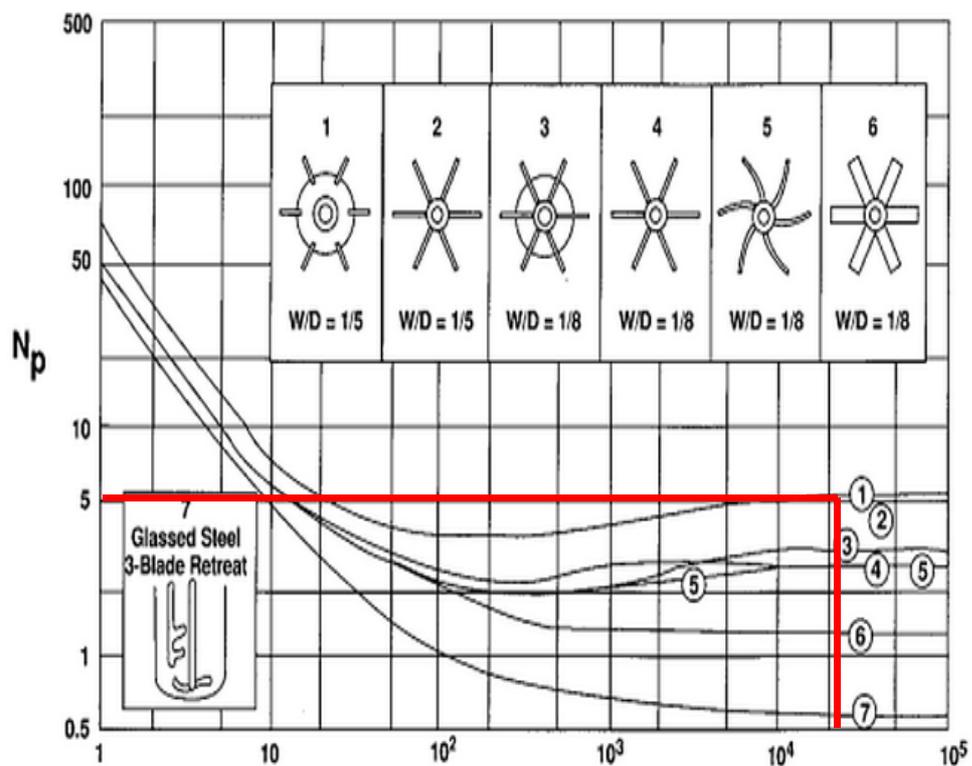


Figura 4-7 Número de potencia vs Número de Reynolds para diferentes rodetes.

(Edward, Víctor, & Suzanne, 2004, pág. 361)

$$Np = 5$$

Conocido el valor del número adimensional N_p , calculamos la potencia requerida a la salida del motorreductor:

$$P_m = 5 * \left(2,094 \frac{rad}{s} \right)^3 * (0,4 m)^5 * 1030 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_m = 0,484 kW$$

- **Factor de servicio del motorreductor.**

El factor de servicio (sf) es el valor que muestra el grado de protección del motorreductor a usar y está relacionado con la naturaleza de carga en función de las horas de funcionamiento diario F_{S1} y el número de maniobras por horas al cual va a ser usado el sistema de agitación F_{S2} . Para conocer los valores del factor de servicio se usó las siguientes tablas dependiendo de las condiciones de trabajo del motorreductor:

Tabla 4-2 Factor de servicio F_{S1} .

Naturaleza de carga	Horas de funcionamiento				
	2	2-4	4-10	10-16	16-24
Uniforme	0,75	0,9	1	1,15	1,25
Sobrecargas Moderadas	0,95	1,12	1,25	1,4	1,6
Sobrecargas Fuertes	1,2	1,5	1,7	1,9	2,2

Fuente: (Martinena Transmisiones, 2013)

Considerando que el tiempo de refrigeración está dentro del rango de 2 a 4 horas, y la naturaleza de carga es uniforme en todo el transcurso del proceso, el factor de servicio F_{S1} es igual a 0,9.

Tabla 4-3 Factor de servicio F_{s2} .

Numero de maniobras / hora	sf_2
≤ 8	1
9-20	1,1
21-35	1,2
36-70	1,3
71-125	1,4
126-250	1,5

Fuente: (Martinena Transmisiones, 2013)

Posterior al tiempo de refrigeración, el sistema de agitación debe activarse durante 15 minutos con el fin de que la leche se encuentre en constante mezcla, por lo que se requiere que en una hora, el reductor se active por dos ocasiones.

El factor de servicio del motorreductor a usar es:

$$sf = 0,9 * 1 = 0,9$$

- **Selección del reductor.**

Una vez conocida la potencia mecánica para agitar el fluido, se calculó el par requerido a la salida del reductor: (SIEMENS, 2012, pág. 3/1)

$$T_m = \frac{P_m * 9550}{n}$$

Dónde:

- T_m , Par requerido a la salida del motorreductor (Nm).

$$T_m = \frac{0,484 \text{ kW} * 9550}{20 \text{ rpm}}$$

$$T_m = 231 \text{ Nm}$$

Se seleccionó el reductor más adecuado considerando la velocidad de salida, el factor de servicio y el torque máximo de salida.

Tabla 4-4 Parámetros técnicos del reductor TRANSTECNO sin fin corona.

P1	n ₂ rpm	M ₂ N*m	sf	i	Modelo	NEMA
1119 W	70	127	2,4	25	CM090	56C-140TC
	58	145	2,8	30	CM090	56C-140TC
	44	186	2,0	40	CM090	56C-140TC
1750 rpm	35	220	1,5	50	CM090	56C-140TC
	29	253	1,2	60	CM090	56C-140TC
	22	313	0,9	80	CM090	56C

Fuente: (TRANSTECNO, 2013, pág. 7)

- **Selección del motor.**

De acuerdo al reductor determinado, se seleccionó el tipo de motor tomando en cuenta las características mecánicas y físicas que debe tener:

La potencia del motor debe ser de 1.5 HP de acuerdo a las condiciones del reductor seleccionado. Si la velocidad de salida es de 22 rpm con una relación de 80 como se indica en la tabla 4-4, la velocidad de rotación del motor es:

$$R = \frac{n_1}{n}$$

Dónde:

- R, Relación entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada del motorreductor. (*Adimensional*).
- n_1 , velocidad de entrada requerida en el motorreductor (*rpm*).

$$n_1 = 80 * 22 \text{ rpm}$$

$$n_1 = 1760 \text{ rpm}$$

Tabla 4-5 Parámetros técnicos del motor BALDOR.

W	rpm	NEMA	Masa (kg)	Eficiencia	Voltaje	Máxima carga Amperios
1119	3600	56 C	19	70	115/230	3,9 (230 V)
	1800	56 C	22	75,5	115/230	4 (230 V)

Fuente: (BALDOR, 2013, pág. 12)

Para la selección del motor fue importante considerar el tipo de brida y las dimensiones para la conexión con el reductor, el tipo de brida del reductor es NEMA 56c por lo que el motor debe ser de las mismas características. Considerando todas las condiciones anteriores, se seleccionó un motor de marca BALDOR. En la tabla 4-5 muestra los principales parámetros del motor seleccionado.

4.1.3. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL TANQUE DE REFRIGERACIÓN

Para el diseño termodinámico se analizó las pérdidas de calor que se producen en las tapas laterales del tanque de refrigeración, por lo tanto se partió del calor perdido desde el interior hacia afuera del mismo, tal como se indica en la siguiente figura.

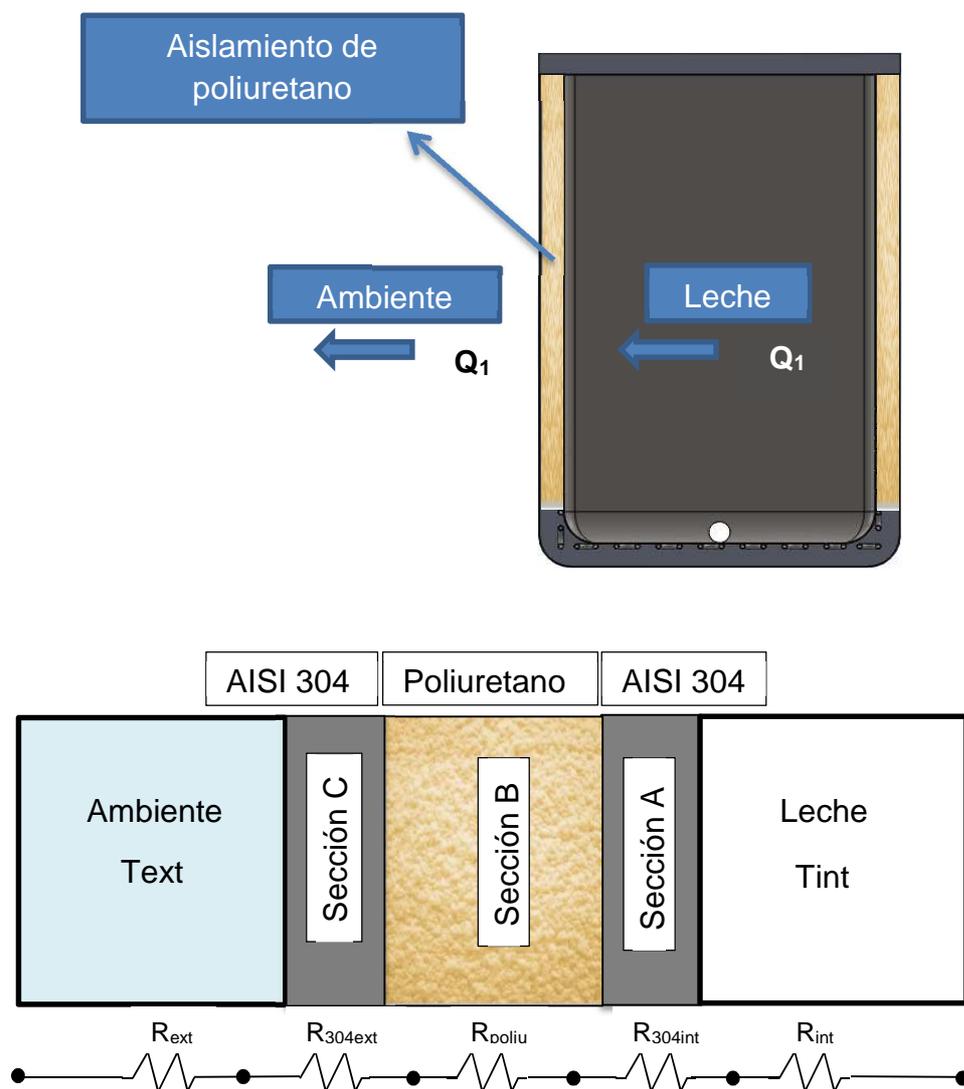


Figura 4-8 Transferencia de calor por pérdidas en el tanque de refrigeración.

Siendo Q_1 el calor que se produce por pérdidas, por tanto se calculó las resistencias por convección y conducción, sabiendo que la temperatura de la leche cruda debe mantenerse en los 4°C en el interior del tanque, y la temperatura ambiente según la ubicación del sistema es de aproximadamente 15°C . (INAMHI, 2014)

4.1.3.1. Transmisión de calor por convección.

La convección consiste en la transferencia de calor que se produce en un líquido o gas. La convección puede ser natural cuando existe un gradiente de temperatura sobre un material sin la necesidad que actúe un elemento mecánico, mientras que para este diseño, la convección es forzada debido al movimiento del agitador para homogenizar la leche cruda, es decir el fluido se encuentra en movimiento por la acción de un medio externo.

- **Transmisión de calor por convección entre el producto y las tapas internas.**

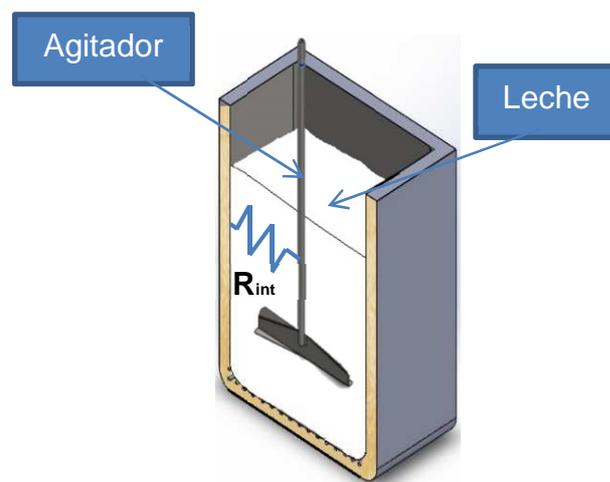


Figura 4-9 Resistencia de calor por convección dentro del tanque.

Tomando en consideración lo anterior, la ecuación para calcular la resistencia por convección que se produce en la leche cruda es: (Esplugas & Chamarro , pág. 16)

$$R_{int} = \frac{1}{h_{conv} * A_{int}} \quad (4.4)$$

Dónde:

- R_{int} , Resistencia de convección en la leche ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- h_{conv} , Coeficiente pelicular de transmisión de calor en la leche ($\frac{W}{m^2 * ^{\circ}C}$).
- A_{int} , Área de las tapas internas del tanque (m^2).

El área de las tapas internas del tanque de refrigeración fue dada de acuerdo a la ecuación 4.1 y para calcular el coeficiente pelicular se analizó mediante la siguiente ecuación: (Cao, 2004, p. 37)

$$h_{conv} = \frac{Nu * k_{leche}}{l_{rodete}} \quad (4.5)$$

Dónde:

- Nu, Número de Wilhelm Nusselt (*adimensional*).
- k_{leche} , Constante de conductividad térmica de la leche cruda ($\frac{W}{m * ^{\circ}C}$).

Como el movimiento de la leche es de flujo laminar según el resultado de la ecuación 4.3, el procedimiento para calcular el número de Nusselt es:

$$Nu = 0,66 * N_{RE}^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.6)$$

Dónde:

- Pr, Número de Prandtl (*adimensional*).

Para calcular el número de Prandtl se tiene la siguiente ecuación: (Holman , 1998, pág. 164)

$$Pr = \frac{C_{p_{leche}} * u_{leche}}{k_{leche}}$$

Donde las propiedades físicas de la leche cruda están dadas en la tabla 2-1. Por tanto el valor del número de Prandtl es:

$$Pr = \frac{3930 \frac{J}{kg * ^\circ C} * 0,002 \frac{kg}{m * s}}{0,53 \frac{W}{m * ^\circ C}}$$

$$Pr = 14,83$$

Reemplazando el número de Prandtl en la ecuación 4.6, el valor del número de Wilhelm Nusselt es:

$$Nu = 0,66 * (1,726 * 10^5)^{\frac{1}{2}} * (14,83)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 673,626$$

Con el número de Nusselt, la conductividad térmica y la longitud del rodete del agitador se reemplazaron en la ecuación 4.5 y se obtuvo el resultado del coeficiente pelicular de transmisión de calor, que se produce en el interior del tanque por efecto del movimiento del agitador hacia la leche.

$$h_{conv} = \frac{673,626 * 0,53 \frac{W}{m * ^\circ C}}{0,4 m}$$

$$h_{conv} = 892,555 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

Reemplazando el coeficiente pelicular en la ecuación 4.4 se tiene el valor de la resistencia por convección en el interior del tanque.

$$R_{int} = \frac{1}{892,555 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} * 5 m^2}$$

$$R_{int} = 2,241 * 10^{-4} \frac{^\circ C}{W}$$

- **Transmisión de calor por convección desde el ambiente hacia las tapas externas del tanque.**

El tanque está ubicado en un cuarto cerrado donde no incide la radiación solar, por tanto el análisis de transferencia de calor en esta etapa, se partió, de una resistencia producida por convección desde el ambiente hacia las tapas laterales externas del tanque, por consiguiente se tiene la siguiente ecuación:

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}}$$

Dónde:

- R_{ext} , Resistencia de convección en el ambiente ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- h_{ext} , Coeficiente pelicular de transmisión de calor en el ambiente ($\frac{W}{m^2 * ^{\circ}C}$). (Ayuda de Solid Works, 2014)
- A_{ext} , Área de las tapas laterales externas del tanque (m^2).

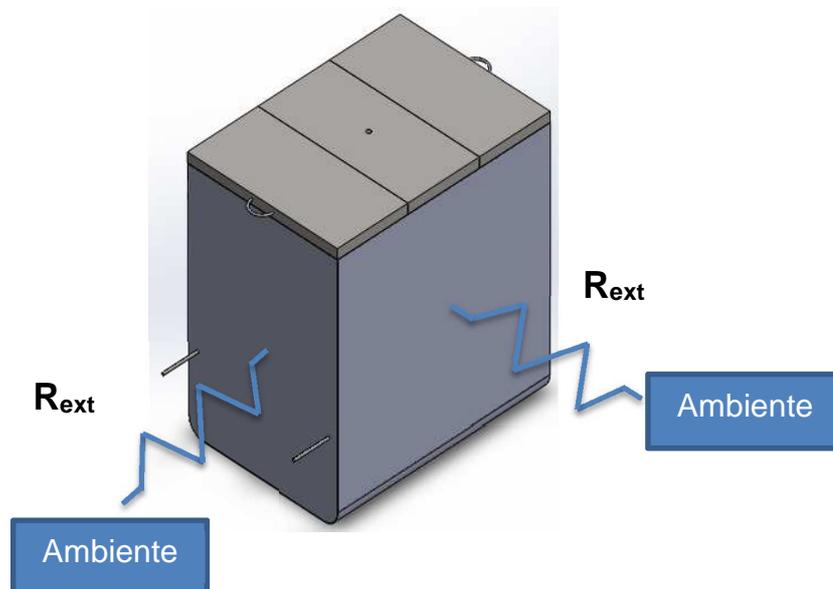


Figura 4-10 Resistencia de calor por convección en el ambiente.

El área de las tapas externas del tanque de refrigeración está dada de acuerdo a la ecuación 4.2.

$$R_{ext} = \frac{1}{20 \frac{W}{m^2 * ^{\circ}C} * 6,05 m^2}$$

$$R_{ext} = 8,264 * 10^{-3} \frac{^{\circ}C}{W}$$

4.1.3.2. Transmisión de calor por conducción.

La conducción se da particularmente en elementos sólidos, es decir se produce la transferencia de calor de un punto a otro pasando por un medio material sólido.

- **Transmisión de calor por conducción en las tapas internas del tanque.**



Figura 4-11 Resistencia de calor por conducción en la sección A.

Con el espesor del material de las tapas internas del tanque de 1,5 mm, se calculó la resistencia que se produce en el acero inoxidable AISI 304. (Esplugas & Chamarro , p. 16)

$$R_{304int} = \frac{x_{304}}{k_{304} * A_{int}}$$

Dónde:

- R_{304int} , Resistencia de conducción en la tapa interna del tanque ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- k_{304} , Constante de conductividad térmica del acero inoxidable ($\frac{W}{m^{\circ}C}$).
- x_{304} , Espesor de la plancha de acero inoxidable (m).

La constante de conductividad térmica del acero inoxidable está dado en el catálogo de los anexos, por tanto se tiene:

$$R_{304int} = \frac{1,5 * 10^{-3} m}{15 \frac{W}{m * ^{\circ}C} * 5 m^2}$$

$$R_{304int} = 2 * 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W}$$

- **Transmisión de calor por conducción en el aislante.**

El aislamiento de poliuretano también es un medio material importante que permite restringir el paso de calor, por lo que fue analizado tal como se indica en la siguiente figura.

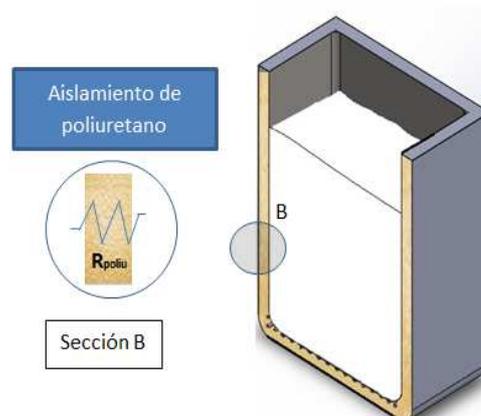


Figura 4-12 Resistencia de calor por conducción en la sección B.

Con el espesor del aislante seleccionado de 0,06m. Se calculó la resistencia que se produce en el poliuretano.

$$R_{poliu} = \frac{x_{poliu}}{k_{poliu} * A_{ext}}$$

Dónde:

- R_{poliu} , Resistencia de conducción en el poliuretano ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- k_{poliu} , Constante de conductividad térmica del poliuretano ($\frac{W}{m * ^{\circ}C}$).

La constante de conductividad térmica del poliuretano está dado en el catálogo de los anexos, por tanto se tiene.

$$R_{poliu} = \frac{0,06 \text{ m}}{0,023 \frac{W}{m * ^{\circ}C} * 6,05 \text{ m}^2}$$

$$R_{poliu} = 0,431 \frac{^{\circ}C}{W}$$

- **Transmisión de calor por conducción en las tapas externas del tanque.**

La figura 4-13 muestra la sección que en este caso fue analizada, teniendo una resistencia térmica en el espesor del material de las tapas externas del tanque.

$$R_{304ext} = \frac{x_{304}}{k_{304} * A_{ext}}$$

Dónde:

- R_{304ext} , Resistencia de conducción en la tapa externa del tanque ($\frac{^{\circ}C}{W}$).

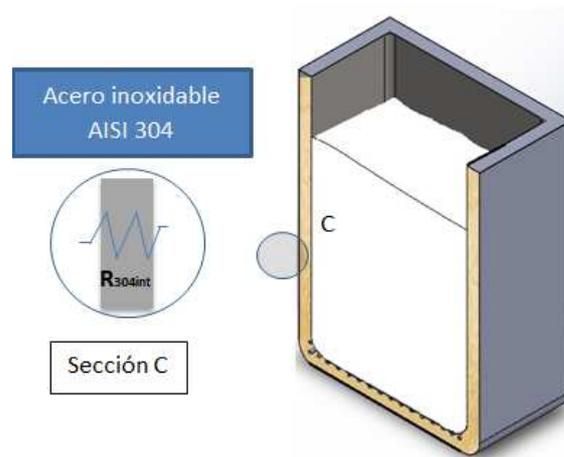


Figura 4-13 Resistencia de calor por conducción en la sección C.

$$R_{304ext} = \frac{1,5 * 10^{-3} m}{15 \frac{W}{m * ^{\circ}C} * 6,05 m^2}$$

$$R_{304ext} = 1,653 * 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W}$$

4.1.3.3. Calor total en el tanque.

- **Calor por pérdidas.**

Con las resistencias encontradas por conducción y convección, se calculó el calor total que pierde el tanque debido al contacto directo que tienen las tapas externas con el ambiente. (Esplugas & Chamarro , p. 17)

$$\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas} = \frac{\Delta T_{am}}{R_{int} + R_{304int} + R_{poliu} + R_{ext} + R_{304ext}}$$

Dónde:

- $\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas}$, Calor por pérdidas (W).
- ΔT_{am} , Variación de temperatura entre el ambiente y la leche refrigerada ($^{\circ}C$).

La variación de temperatura se da entre la temperatura ambiente y la temperatura final al interior del tanque, la cual es de $4^{\circ}C$.

$$\Delta T_{am} = T_{ext} - T_{in}$$

Dónde:

- T_{ext} , Temperatura ambiente en San Gabriel (Carchi) ($^{\circ}C$).
- T_{in} , Temperatura en el interior del tanque ($^{\circ}C$).

Por tanto:

$$\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas} = \frac{(15 - 4)^{\circ}C}{(2,241 * 10^{-4} + 2 * 10^{-5} + 0,431 + 8,264 * 10^{-3} + 1,653 * 10^{-5}) \frac{\circ C}{W}}$$

$$\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas} = 25,016 W$$

- **Análisis del calor total.**

El calor total rechazado del sistema viene dado de la sumatoria del calor total por pérdidas, a causa de la temperatura ambiente y del calor absorbido por el refrigerante, en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Por tal motivo el calor resultante viene dado de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{rechazado} + \dot{Q}_{pérdidas} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{Total} = (4648 + 25,016) W$$

$$\dot{Q}_{Total} = 4,673 kW$$

Con el resultado de la ecuación 4.7, se diseñó el serpentín y se seleccionó la unidad condensadora más adecuada.

4.1.4. DISEÑO DEL SERPENTÍN

En esta etapa para diseñar el serpentín, se partió, de un análisis de transferencia de calor desde la parte interna del tanque, hasta el flujo del refrigerante en la tubería de cobre, el cual es encargado de absorber el calor, tal como se indica en la figura 4-14.

Los mecanismos de transferencia de calor que se aplican en este punto son:

- Conducción en los materiales de acero inoxidable y cobre.
- Convección en el proceso de evaporación del refrigerante R22.

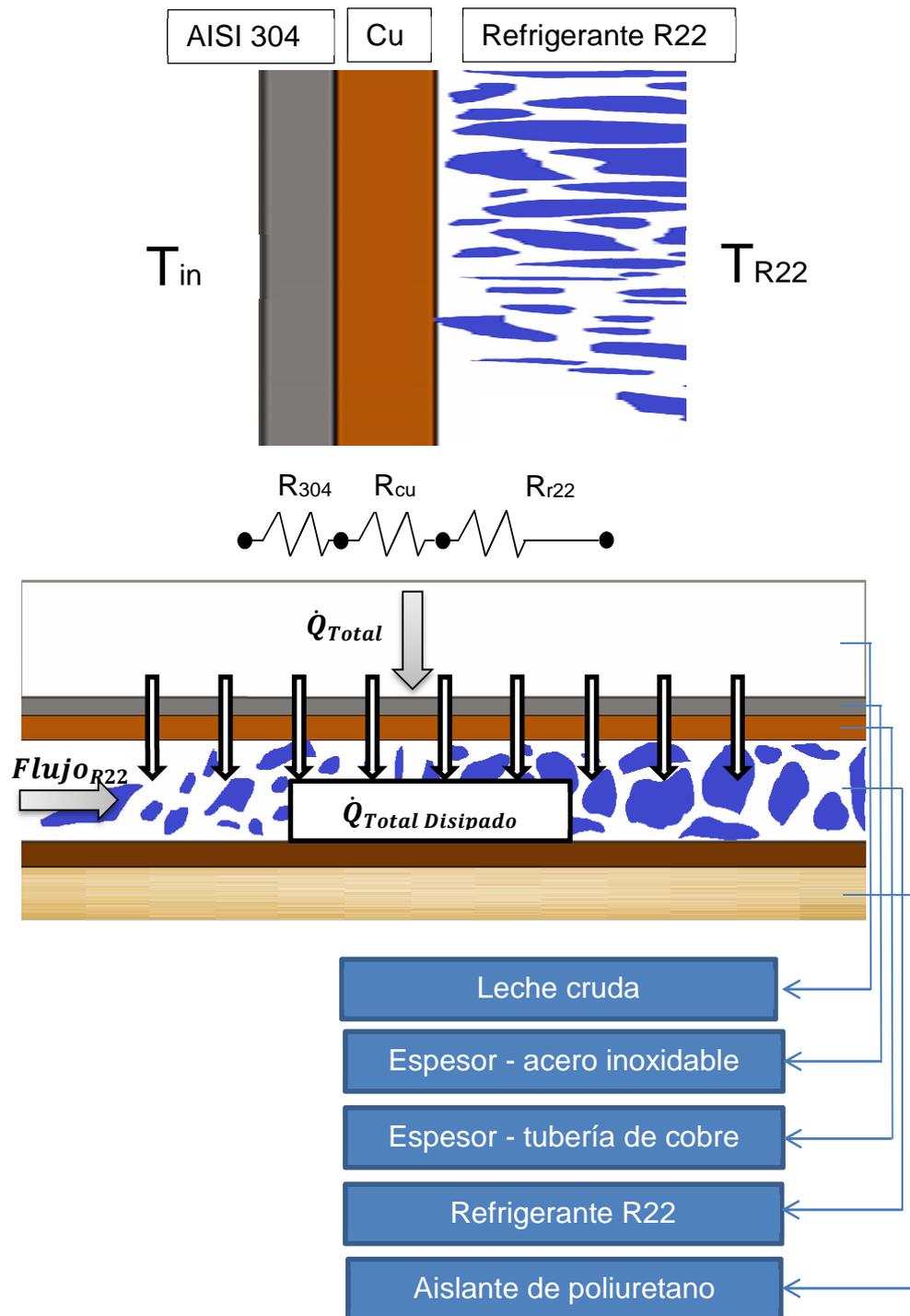


Figura 4-14 Proceso de transferencia de calor desde el interior del tanque hasta el refrigerante R22.

4.1.4.1. Análisis del área de transferencia de calor en el serpentín.

El serpentín será ubicado en la parte inferior y en las tapas laterales del tanque, con el fin de abarcar la mayor superficie del mismo.

- **Transmisión de calor por conducción en la tapa interior del tanque.**

La resistencia por conducción en la tapa de acero inoxidable se resume en la siguiente ecuación:

$$R_{304} = \frac{x_{304}}{k_{304} * A_{ref}} \quad (4.8)$$

Dónde:

- R_{304} , Resistencia de conducción en la plancha de acero inoxidable ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- A_{ref} , Área de referencia de transferencia de calor (m^2).

- **Transmisión de calor por conducción en el serpentín.**

El espesor de la tubería de cobre es de 1mm aproximadamente, considerando su medición para cualquier tubería seleccionada posteriormente. Por ende la resistencia por conducción en la tubería de cobre se resume en la siguiente ecuación:

$$R_{cu} = \frac{x_{cu}}{k_{cu} * A_{ref}} \quad (4.9)$$

Dónde:

- R_{cu} , Resistencia de conducción en la tubería de cobre $\left(\frac{^{\circ}C}{W}\right)$.
 - x_{cu} , Espesor de la tubería de cobre (m).
 - k_{cu} , Constante de conductividad térmica del cobre $\left(\frac{W}{m^{\circ}C}\right)$.
- **Transmisión de calor por convección en el refrigerante.**

Para la resistencia por convección en el refrigerante se analizó el coeficiente pelicular que se produce en esta transición, por consiguiente la ecuación de resistencia por convección en el refrigerante es:

$$R_{R22} = \frac{1}{h_{R22} * A_{ref}} \quad (4.10)$$

Dónde:

- R_{R22} , Resistencia de convección en el refrigerante R22 $\left(\frac{^{\circ}C}{W}\right)$.
- h_{R22} , Coeficiente pelicular de transmisión de calor en el refrigerante R22 $\left(\frac{W}{m^2 * ^{\circ}C}\right)$.

4.1.4.2. Coeficiente de transferencia de calor en el refrigerante.

El flujo de calor por convección entre la superficie y el refrigerante se calcula mediante la ley de enfriamiento de Newton: (Incropera & De Witt, 1999, p. 8)

$$q'' = h_{R22} * (T_S - T_{R22}) \quad (4.11)$$

Dónde:

- q'' , Flujo de calor por convección entre el evaporador y el refrigerante R22 ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- T_s , Temperatura superficial del evaporador ($^{\circ}C$).
- T_{R22} , Temperatura del refrigerante dentro del serpentín ($^{\circ}C$).

Inicialmente se asumió el flujo de calor por convección, el cual se determinará por el método iterativo (numérico) una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor h_{R22} .

$$q'' = 24 \frac{kW}{m^2}$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia, se analizó al agente refrigerante como un flujo bifásico ya que conforme circula por el serpentín, sufre un cambio de estado. El flujo bifásico se refiere al cálculo promedio de las propiedades del refrigerante cuando este se encuentra en una mezcla de líquido y vapor.

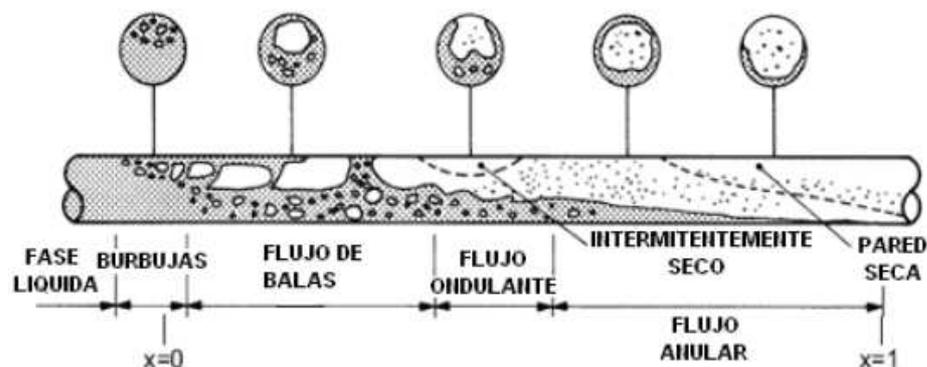


Figura 4-15 Proceso de evaporación del refrigerante (serpentín).

(Miranda , 2008, pág. 6)

Inicialmente la transferencia de calor se da por convección forzada, y durante el transcurso alcanza el punto de ebullición provocando pequeñas burbujas que tienden a agruparse conforme el refrigerante absorbe calor, hasta que el líquido se evapora completamente.

Antes de analizar el coeficiente pelicular del refrigerante, se definieron algunos parámetros necesarios para cálculos posteriores. Inicialmente se obtuvo el caudal másico del refrigerante.

El caudal másico es la relación entre el calor total que se desea quitar del sistema y la cantidad de energía que se requiere para pasar un kilogramo de refrigerante en estado líquido, a un kilogramo de vapor a temperatura constante. (ASHRAE, 2009, pág. 2.2)

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{rechazado}}{h_{fg}} \quad (4.12)$$

Dónde:

- \dot{m} , Caudal másico del refrigerante ($\frac{kg}{s}$).
- h_{fg} , Calor latente de vaporización ($\frac{J}{kg}$).

Donde el calor latente de vaporización (h_{fg}) es la diferencia entre los valores de entalpía de salida y entrada del refrigerante en el evaporador.

$$h_{fg} = h_g - h_f \quad (4.13)$$

Se determinó la entalpía a la salida del evaporador mediante la temperatura de evaporación (T_{refr}), definida como la temperatura a la que se

evapora el refrigerante dentro del serpentín, en este punto el refrigerante tiene la misma temperatura tanto en vapor como en líquido

La temperatura de evaporación está en función de la temperatura de condensación, estos valores dependen de la temperatura ambiente en donde va a ser instalada y a su vez las condiciones del evaporador y de la válvula de expansión implementada.

La temperatura del refrigerante en un condensador enfriado por aire, está entre 17 y 19 °C más caliente que la temperatura ambiente. (EMERSON Climate Technologies, 2013, pág. 144)

$$T_{cond} = T_{ext} + 18 \text{ °C} = 33 \text{ °C} = 306 \text{ K}$$

Para la temperatura de evaporación se tomará de catálogos de equipos de refrigeración donde asumiremos un valor que se encuentre dentro del rango admisible en función de la temperatura de condensación.

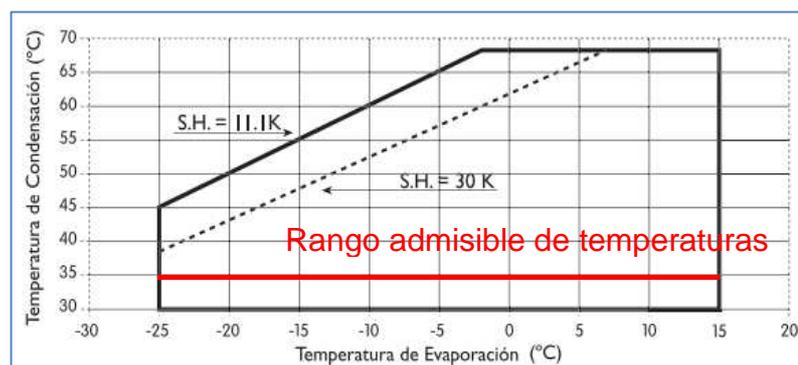


Figura 4-16 Rango admisible de la temperatura de evaporación del R22.

(Danfoss, Manual de operación y mantenimiento de la unidad condensadora, 2013, p. 8)

La temperatura de evaporación es de entre 8 a 10 °C más fría que la temperatura a la cual se requiere alcanzar en el sistema, por lo que se asumió un valor de evaporación de -5 °C para los cálculos posteriores. (Danfoss, Aplicación, tanques de refrigeración de leche, módulo 1, 2014)

$$T_{R22} = -5 \text{ °C} = 268 \text{ K}$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia, se requiere conocer ciertas propiedades del refrigerante a la temperatura indicada, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4-6 Constantes del refrigerante R22 a -5 °C.

Constantes del refrigerante R22	Símbolo	Unidad	Valor
Viscosidad dinámica en estado líquido	μ_{liq}	kg/m*s	$3,64 \cdot 10^{-4}$
Viscosidad dinámica en estado de vapor	μ_{vap}	kg/m*s	$1,34 \cdot 10^{-5}$
Densidad de masa en estado líquido	ρ_{liq}	kg/m ³	1350,2
Densidad de masa en estado de vapor	ρ_{vap}	kg/m ³	10,7081
Conductividad térmica en estado líquido	K_T	W/m*K	0,105
Capacidad calorífica en estado líquido	c_p	J/kg*K	$1,123 \cdot 10^3$

Fuente: (Industrial Refrigeration Consortium, pág. 7)

Idealmente la temperatura tanto en la entrada como en la salida del evaporador es constante como se muestra en la figura 4-17. En las gráficas (T vs h) se determinó el valor de la entalpía a la temperatura de evaporación requerida.

$$h_g = 248,03 \frac{kJ}{kg}$$

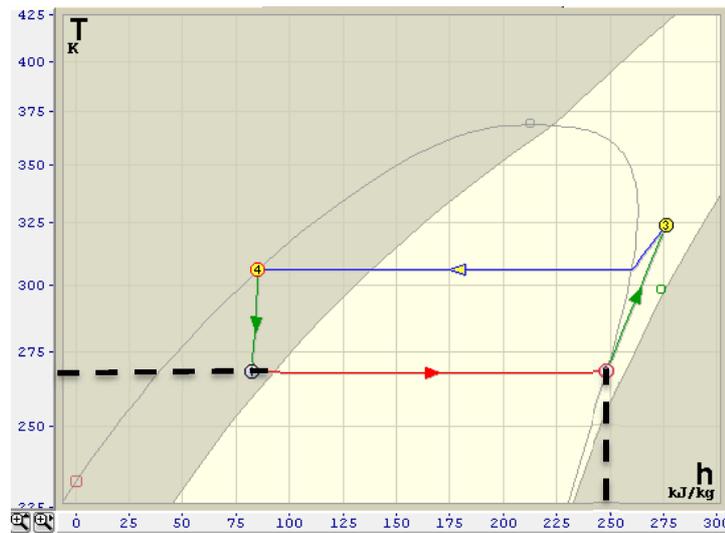


Figura 4-17 Temperatura vs Entalpía a 268K.

(TermoGraf V5.7, 1997-2014)

Partiendo de la temperatura del refrigerante en el condensador, se encontró la entalpía a la entrada del evaporador de acuerdo a la siguiente gráfica:

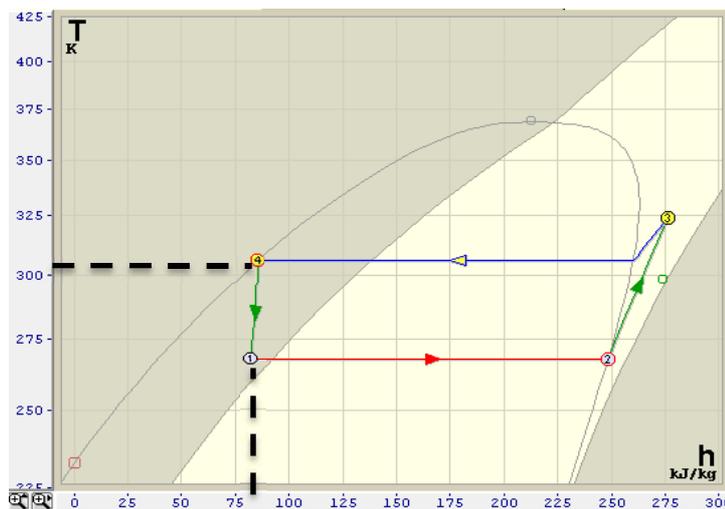


Figura 4-18 Temperatura vs Entalpía a 306K.

(TermoGraf V5.7, 1997-2014)

$$h_f = 84,914 \frac{kJ}{kg}$$

De la ecuación 4.13 se calculó el valor del calor latente de vaporización:

$$h_{fg} = (248,03 - 84,914) \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{fg} = 0,163 \frac{MJ}{kg}$$

A partir del valor (h_{fg}), se determinó el flujo másico partiendo de la ecuación 4-12:

$$\dot{m} = \frac{4,673 \text{ kW}}{0,163 \frac{MJ}{kg}}$$

$$\dot{m} = 0,029 \frac{kg}{s}$$

- **Coeficiente de transferencia bifásico**

El análisis del coeficiente de transferencia bifásico se analizó mediante dos parámetros que alteran dicho valor, el coeficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva, el cual está presente cuando el refrigerante se encuentra en fase líquida; mientras que el coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada que se genera por la formación de burbujas de vapor, el cual es predominante en la mayor parte del proceso.

El proceso para el cálculo del coeficiente de transferencia bifásico puede darse en base a dos modelos: Shah y Kandlikar. Se usó este último donde establece la suma de las dos regiones completamente diferenciadas dependiendo del valor de la constante Co .

La ecuación dada por modelo de Kandlikar para determinar el coeficiente de transferencia bifásica es: (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

$$h_{R22} = K_{nucl} + K_{conv} \quad (4.14)$$

Dónde:

- K_{nucl} , Coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$.
- K_{conv} , Coeficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$.

Coeficiente de transferencia por evaporación nucleada (k_{nucl})

El refrigerante entra al evaporador en estado líquido, dentro de un transcurso de tiempo se genera una cierta cantidad de vapor en forma de burbujas debido a la transferencia de calor del refrigerante con las paredes de la tubería, a este proceso se le conoce como nucleación, donde la ecuación dada por Kandlikar es:

$$k_{nucl} = h * C3 * (1 - x)^{0,8} * F_{fl} * (Bo)^{0,8} \quad (4.15)$$

Dónde:

- h , coeficiente de transferencia en fase líquida ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$).
- C_3 , constante (*adimensional*).
- x , calidad de vapor (*adimensional*).
- F_{fl} , fluido específico del refrigerante R22 (*adimensional*).
- Bo , número de evaporación (*adimensional*).

Inicialmente se analizó al refrigerante una vez que ingresa al evaporador en estado líquido, lo cual existe transferencia de calor por convección forzada en tubos lisos mediante la ecuación de Dittus Boelter, donde las propiedades del fluido deben ser de flujo turbulento y el número de Prandtl debe estar entre 0,7 a 100. (Betancourt, 2003, pág. 19)

$$h = \frac{Nu_{R22} * K_T}{D_{int}} \quad (4.16)$$

Dónde:

- Nu_{R22} , Número de Nusselt del refrigerante en estado líquido (*adimensional*).
- K_T , conductividad térmica del refrigerante R22 en estado líquido (mm^2).
- D_{int} , Diámetro de la tubería del serpentín (mm).

El número de Nusselt está en función del número de Reynolds y el número de Prandtl, por lo que inicialmente se requiere encontrar estos valores para verificar las condiciones de la ecuación de Dittus Boelter: (Betancourt, 2003, pág. 19)

$$Nu_{R22} = 0,023 * RE_{R22}^{\frac{4}{5}} * Pr_{R22}^{nc} \quad (4.17)$$

Donde la constante $nc= 0,4$ para calefacción y $nc=0,3$ para refrigeración.

$$RE_{R22} = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_{int} * \mu_{liq}} \quad (4.18)$$

Dónde:

- RE_{R22} , Número de Reynolds del flujo del refrigerante en la tubería (*adimensional*).
- μ_{liq} : Viscosidad dinámica en fase líquida del refrigerante ($\frac{kg}{m*s}$).

Se seleccionó tubería de cobre de ½ pulgada para el diseño del serpentín, donde la sección que interviene en la transferencia de calor es la interna.

$$D_S = 0,5 \text{ in} \quad D_{int} = 11,074 \text{ mm}$$

$$RE_{R22} = \frac{4 * 0,029 \frac{kg}{s}}{\pi * 0,011 \text{ m} * 2,28 * 10^{-4} \frac{kg}{m * s}}$$

$$RE_{R22} = 1,444 * 10^4 > 10000 \rightarrow \text{Flujo Turbulento}$$

Si el número de Reynolds RE_{R22} es mayor que 10000 se considera un flujo completamente turbulento. (Incropera & De Witt, 1999, p. 421)

$$Pr_{R22} = \frac{cp * \mu_{liq}}{K_T} \quad (4.19)$$

Dónde:

- Pr_{R22} , Número de Prandtl en estado líquido del refrigerante (*adimensional*).
- C_p , capacidad calorífica del refrigerante en estado líquido ($\frac{J}{kg \cdot K}$).
- K_T , Conductividad térmica en estado líquido del refrigerante ($\frac{W}{m \cdot K}$).

$$Pr_{R22} = \frac{1,156 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 2,28 * 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}{0,097 \frac{W}{m \cdot K}}$$

$$Pr_{R22} = 2,719$$

$$0,7 \leq Pr_{R22} \leq 100$$

Las características del flujo cumplen con las condiciones de la ecuación de Dittus Boelter, por lo tanto se reemplazaron las ecuaciones 4.18 y 4.19 en la ecuación 4.17.

$$Nu_{R22} = 0,023 * RE_{R22}^{\frac{4}{5}} * Pr_{R22}^{0,3}$$

$$Nu_{R22} = 0,023 * 1,444 * 10^{\frac{4}{5}} * 2,719^{0,3}$$

$$Nu_{R22} = 66,017$$

Una vez conocidos los parámetros necesarios, se calculó el coeficiente de transferencia en fase líquida de la ecuación 4.16.

$$h = \frac{66,017 * 0,097 \frac{W}{m * K}}{0,011 m}$$

$$h = 578,261 \frac{W}{m^2 * K}$$

El número de evaporación Bo se obtuvo de la siguiente ecuación: (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

$$Bo = \frac{q''}{G_m * h_{fg}} \quad (4.20)$$

Dónde:

- G_m , Velocidad másica ($\frac{kg}{m^2 * s}$).
- h_{fg} , calor latente de vaporización ($\frac{J}{kg}$).

La velocidad másica se define como la relación entre el flujo másico por el que fluye el refrigerante en el tubo, a través de su área transversal, donde la ecuación para determinar su valor es: (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

$$G_m = \frac{\dot{m}}{a_t} \quad (4.21)$$

Dónde:

- a_t , área de la sección transversal (mm^2).

$$a_t = \frac{\pi * 0,011^2 m^2}{4}$$

$$a_t = 9,632 * 10^{-5} m^2$$

Reemplazando la ecuación 4.12 y el área de la sección transversal en la ecuación 4.21 se tiene:

$$G_m = \frac{0,029 \frac{kg}{s}}{9,632 * 10^{-5} m^2}$$

$$G_m = 297,441 \frac{kg}{m^2 * s}$$

Una vez conocidos todos los parámetros necesarios, se encontró el número de evaporación Bo de la ecuación 4.20.

$$Bo = \frac{24000 \frac{W}{m^2}}{297,441 \frac{kg}{m^2 * s} * 1,631 * 10^5 \frac{J}{kg}}$$

$$Bo = 4,947 * 10^{-4}$$

El número de convección Co es un parámetro que ayuda a identificar cuál fase es la dominante dentro del serpentín, ya sea evaporación convectiva si $Co < 0,65$ o evaporación nucleada si $Co > 0,65$. (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

Los valores de las constantes C1, C2, C3, C4, C5 se determinan a partir del número de convección, como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 4-7 Constantes de evaporación Co.

Constante	Evaporación Convectiva Co<0,65	Evaporación Nucleada Co>0,65
C1	1,1360	0,6683
C2	-0,9	-0,2
C3	667,2	1058
C4	0,7	0,7
C5	0,3	0,3

Fuente: (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} * \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0,5}$$

Dónde:

- Co, Número de convección (*adimensional*).
- x, Calidad de vapor (*adimensional*).
- ρ_{vap} , Densidad de masa del refrigerante en el estado de vapor ($\frac{kg}{m^3}$).
- ρ_{liq} , Densidad de masa del refrigerante en el estado líquido ($\frac{kg}{m^3}$).

La calidad de vapor x, es la relación entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla, por lo tanto este valor varía conforme el refrigerante fluye por el serpentín. Para cálculos se analizó en un solo punto donde el valor usado para el diseño fue de 0,8. (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.5)

$$Co = \left(\frac{1 - 0,8}{0,8} \right)^{0,8} * \left(\frac{18,086 \frac{kg}{m^3}}{1298,29 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0,5}$$

$$Co = 0,039$$

El número de convección es menor que 0,65 por lo tanto el coeficiente de transferencia dominante es por evaporación convectiva. Donde la constante del fluido específico para el refrigerante R22 Ffl es igual a 2,2. (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

Conocidos los datos necesarios, se calculó el valor del coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada K_{nucl} por medio de la ecuación 4.15.

$$k_{nucl} = h * C3 * (1 - x)^{0,8} * F_{fl} * (Bo)^{0,7}$$

$$k_{nucl} = 578,261 \frac{W}{m^2 * K} * 667,2 * (1 - 0,8)^{0,8} * 2,2 * (4,947 * 10^{-4})^{0,7}$$

$$k_{nucl} = 1,137 \frac{kW}{m^2 * K}$$

Coefficiente de transferencia por evaporación convectiva (k_{conv})

Se refiere al proceso de transferencia de calor entre la pared caliente y la fase líquida del refrigerante.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia por evaporación convectiva, se requiere conocer el número de Froude mediante la siguiente ecuación: (ASHRAE, Fundamentos Flujo bifásico, 2009, pág. 5.6)

$$Fr = \frac{G_m^2}{\rho_{liq}^2 * g * D_{int}}$$

Dónde:

- Fr, Número de Froude (*adimensional*).
- g, Aceleración de gravedad ($\frac{m}{s^2}$).

$$Fr = \frac{297,441 \frac{kg}{m^2 * s}^2}{(1298 \frac{kg}{m^3})^2 * 9,8 \frac{m}{s^2} * 0.011 m}$$

$$Fr = 0,484$$

Si el número de Froude es mayor que 0,04 el valor de la constante $f_2=1$ para tubos horizontales. Donde el coeficiente de transferencia por evaporación convectiva es:

$$k_{conv} = h * C1 * \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right)^{0,45} * x^{0,72} * (1 - x)^{0,08} * f_2 \quad (4.22)$$

$$k_{conv} = 578,261 \frac{W}{m^2 * K} * 1,136 * \left(\frac{1298,29 \frac{kg}{m^3}}{18,086 \frac{kg}{m^3}}\right)^{0,45} * 0,8^{0,72} * (1 - 0,8)^{0,08}$$

$$k_{conv} = 3,365 \frac{kW}{m^2 * K}$$

Mediante la ecuación 4.15 y 4.22, se calculó el valor del coeficiente de transferencia reemplazando en la ecuación 4.14.

$$h_{R22} = (3,365 + 1,137) \frac{kW}{m^2 * K}$$

$$h_{R22} = 4,502 \frac{kW}{m^2 * K}$$

Una vez conocido el coeficiente de transferencia, se calculó el valor real del flujo de calor producido en el evaporador mediante la ecuación 4.11, sabiendo que la temperatura superficial del evaporador T_s es de 4 a 7 °C más caliente que la del refrigerante. (EMERSON Climate Technologies, 2013, pág. 144)

$$T_s = T_{R22} + 5 \text{ °C} = 0 \text{ °C} = 273 \text{ K}$$

$$q'' = 4,502 \frac{kW}{m^2 * K} * (273 - 268)K$$

$$q'' = 22,51 \frac{kW}{m^2}$$

El error entre el flujo de calor asumido y el calculado es:

$$\%error = \frac{24 \frac{kW}{m^2} - 22,51 \frac{kW}{m^2}}{24 \frac{kW}{m^2}} * 100 \% = 6,209 \%$$

Debido al alto porcentaje de error, recurrimos a iteraciones para calcular el valor real del flujo de calor. Por lo que se llegó a dicho valor con un error del 0,038% obteniendo los siguientes valores.

$$q'' = 22,21 \frac{kW}{m^2}$$

$$h_{R22} = 4,442 \frac{kW}{m^2 * K}$$

4.1.4.3. Coeficiente global de transferencia de calor.

El resultado del análisis por resistencias se determinó en base al coeficiente de transferencia de calor, mediante la siguiente ecuación: (Cao, 2004, p. 71)

$$U = \frac{\Delta T_{evap}}{\dot{Q}_{Total}} = R_{304} + R_{cu} + R_{R22} \quad (4.23)$$

Dónde:

- U, Coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{^{\circ}C}{W}$).
- ΔT_{evap} , Diferencial de temperatura entre la temperatura final de la leche y el refrigerante ($^{\circ}C$).

Considerando que el diferencial de temperatura es expresado con la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{evap} = T_{int} - T_{R22} = (4 - (-5))^{\circ}C = 9^{\circ}C$$

Reemplazamos los valores de calor total y el diferencial de temperatura en la ecuación 4.23, para encontrar el área de transferencia de calor.

$$U = \frac{9 \text{ } ^\circ\text{C}}{4,673 \text{ kW}} = \frac{x_{304}}{K_{304} * A_{ref}} + \frac{x_{cu}}{K_{cu} * A_{ref}} + \frac{1}{h_{R22} * A_{ref}}$$

Finalmente se reemplazaron las constantes anteriormente mencionadas, y se determinó el área de transferencia del evaporador, donde el resultado es:

$$A_{ref} = \frac{\frac{0,0015 \text{ m}}{15 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}} + \frac{0,001 \text{ m}}{52 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}} + \frac{1}{4442 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}}}{1,926 * 10^{-3} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$A_{ref} = 0,179 \text{ m}^2$$

4.1.4.4. Análisis de la longitud del serpentín.

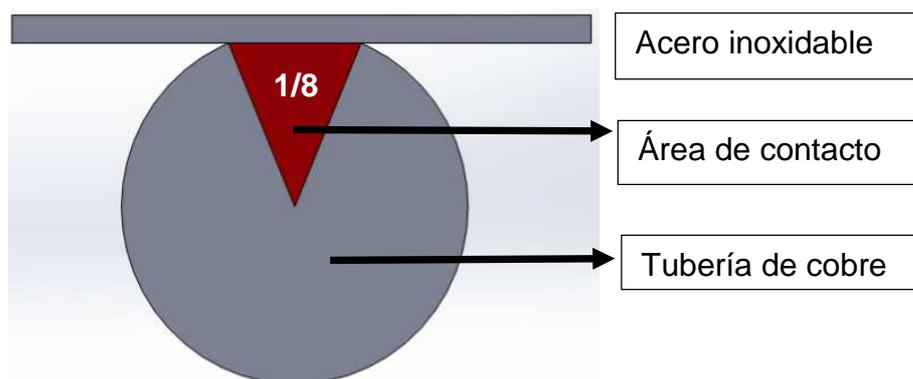


Figura 4-19 Área de influencia de calor entre la tubería y la pared de contacto.

Debido a que el serpentín no está en total contacto con la tapa interna del tanque, se determinó la superficie de transferencia útil de cobre, el cual es 1/8 del total de la superficie. Debido a estas consideraciones se determinó la longitud total de tubería ($l_{\text{serpentín}}$).

$$l_{\text{serpentín}} = \frac{A_{\text{ref}} * 8}{\pi * D_S} = 35,89 \text{ m} \approx 40 \text{ m}$$

4.1.5. CICLO DE REFRIGERACIÓN

4.1.5.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor.

El sistema aprovecha la energía de transformación del refrigerante que circula por la tubería, cambiando de fase líquida a fase de vapor. Actualmente estos sistemas son muy aplicables en refrigeradores, congeladores, enfriamiento de locales, fabricación de hielo, procesos industriales y otros.

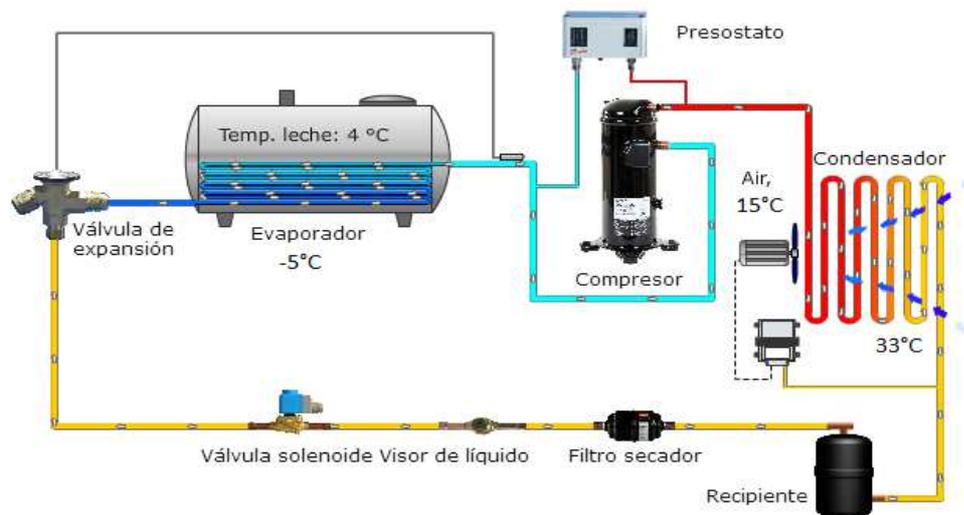


Figura 4-20 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

(Danfoss, Aplicación, tanques de refrigeración de leche, módulo 1, 2014)

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor, es el ciclo capaz de retirar calor reversible a través de un evaporador, para luego comprimir el vapor en un compresor y rechazar el calor que fluye a través del refrigerante por medio de un condensador. El ciclo concluye con una válvula de expansión, la cual regula la presión del medio refrigerante e ingresa nuevamente a enfriar a través del evaporador un depósito o algún elemento en específico.

En el diagrama se muestra detallado el calor recibido por el sistema de refrigeración, y a la vez el calor rechazado por el compresor y el condensador.

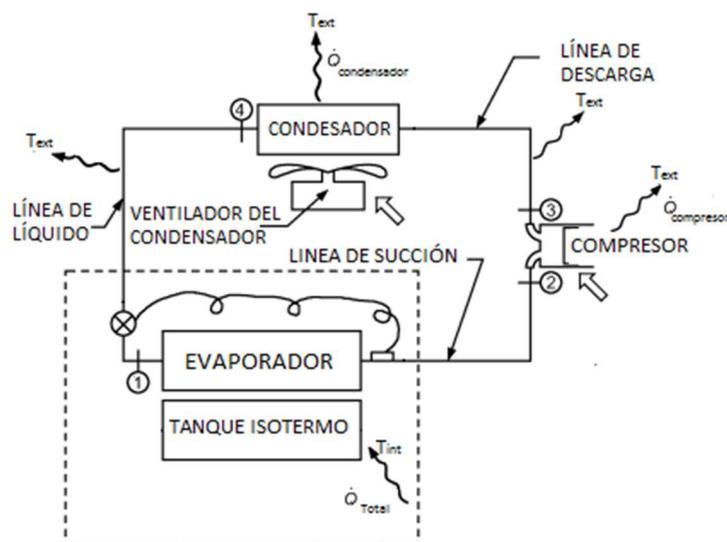


Figura 4-21 Etapas del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

(ASHRAE, Fundamentos Ciclos de refrigeración y Termodinámica, 2009, pág. 2.11)

- **Descripción del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.**

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se caracteriza por tener 4 etapas termodinámicas fundamentales para el funcionamiento del mismo, en la figura 4-22 se puede visualizar los siguientes elementos:

- 1 – 2 Evaporador
- 2 – 3 Compresor
- 3 – 4 Condensador
- 4 – 1 Expansión

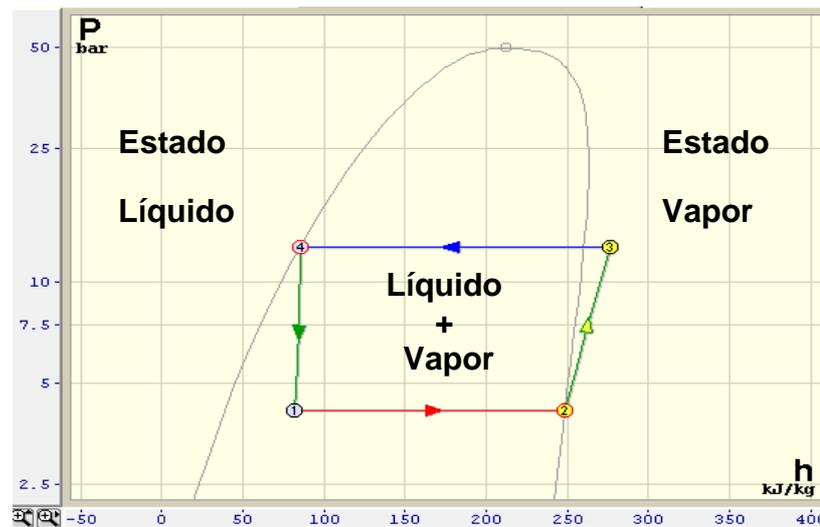


Figura 4-22 Estados del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

(TermoGraf V5.7, 1997-2014)

Evaporador.

Está constituido por un serpentín fabricado en tubería de cobre, que permite al refrigerante circular a una velocidad suficiente para asegurar el retorno del aceite al compresor. El elemento permite el cambio de fase de líquido a gas, pero para ello absorbe calor de un depósito, en este caso del tanque de almacenamiento de leche cruda.

Para el diseño del evaporador se determinó con anterioridad el dimensionamiento del serpentín, a una temperatura de evaporación de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$,

por tanto, con este se ingresó a las tablas que se encuentran en anexos para determinar los siguientes valores para un proceso isobárico.

$$P_{evap} = 0,421 \text{ MPa} = 4,12 \text{ Bar}$$

Idealmente se tiene que $T_1 = T_2 = -5 \text{ °C}$ y según el diagrama de la figura 4-17 se tiene la entalpía en la línea de saturación.

$$h_2 = 248,029 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Con la presión que se obtuvo de las tablas, se ingresó en el diagrama de la figura 4-23 y se encontró la siguiente entropía:

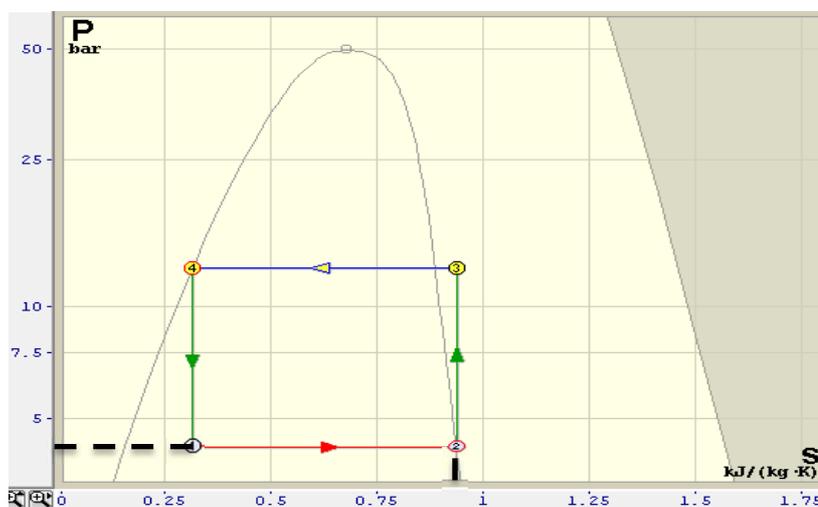


Figura 4-23 Presión vs Entropía a 4,12 Bar.

(TermoGraf V5.7, 1997-2014)

$$s_2 = 0,9348 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}}$$

Expansión.

En este proceso se regula la entrada en el evaporador del agente refrigerante en su fase líquida, procedente del condensador a través de la correspondiente tubería, conocida como línea de líquido.

Este proceso se caracteriza por tener la misma entalpía, es decir no hay presencia de flujo energético y además también se lo conoce como proceso adiabático irreversible, por tanto no realiza trabajo, ya que este proceso se aplica en la válvula de expansión del sistema.

Con la temperatura de condensación se ingresó en el diagrama de temperatura – entalpía del refrigerante R22 y se obtuvo en la línea de saturación la siguiente entalpía.

$$h_1 = h_4 = 84,914 \frac{kJ}{kg}$$

Condensador.

Está formado por un serpentín fabricado con tubo de cobre y aleta de aluminio por el cual y a través de su superficie se hace circular aire por medio de un ventilador. Por la tubería de cobre del condensador ingresa refrigerante en fase de vapor, rechazando el calor del refrigerante hacia el ambiente y por consecuencia de esto, el refrigerante cambia de estado de vapor a líquido en la mayoría de su volumen.

Bajo las condiciones que se han planteado y con la temperatura de condensación se obtuvo la presión a la cual se satura el refrigerante, partiendo de tablas como se indica en los anexos.

$$P_{conden} = 1,28 \text{ MPa} = 12,8 \text{ Bar}$$

Idealmente en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor las entropías son idénticas tal como se muestra en la figura 4-23.

$$s_2 = s_3 = 0,9348 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

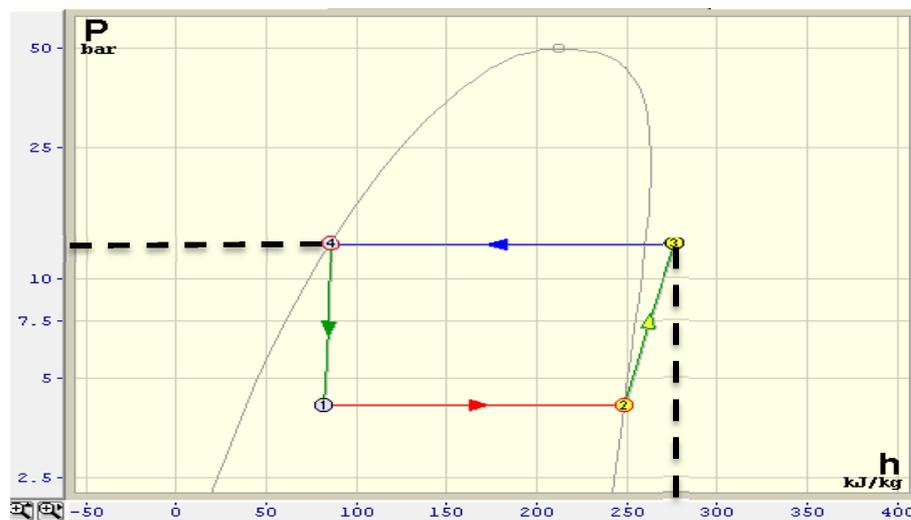


Figura 4-24 Presión vs Entropía a 12,8 Bar.

(TermoGraf V5.7, 1997-2014)

Para conocer la entalpía en el punto 3, se ingresó a la tabla del refrigerante R22 de líquido sobrecalentado (Anexos), con la presión de saturación y la entropía en el punto 3, pero debido a que esta presión no se encuentra especificada en tablas se iteró dos veces para las siguientes presiones tal y como se indica:

- Para 1,2 MPa se tiene:

$$\frac{267,602 \frac{kJ}{kg} - h_{1,2MPa}}{(267,602 - 276,011) \frac{kJ}{kg}} = \frac{(0,91411 - 0,9348) \frac{kJ}{kg}}{(0,91411 - 0,94055) \frac{kJ}{kg}}$$

$$h_{1,2MPa} = 274,2 \frac{kJ}{kg}$$

- Para 1,40 MPa se tiene:

$$\frac{272,766 \frac{kJ}{kg} - h_{1,4MPa}}{(272,766 - 281,401) \frac{kJ}{kg}} = \frac{(0,91809 - 0,9348) \frac{kJ}{kg}}{(0,91809 - 0,94441) \frac{kJ}{kg}}$$

$$h_{1,4MPa} = 278,2 \frac{kJ}{kg}$$

Teniendo en consideración las entalpías que se obtuvo para las diferentes presiones respectivamente, se iteró una vez más para conocer la entalpia en el punto 3 del ciclo de refrigeración.

$$\frac{h_{1,2MPa} - h_3}{h_{1,2MPa} - h_{1,4MPa}} = \frac{P_{1,2MPa} - P_{conden}}{P_{1,2MPa} - P_{1,4MPa}}$$

$$\frac{274,2 \frac{kJ}{kg} - h_3}{(274,2 - 278,2) \frac{kJ}{kg}} = \frac{(1,2 - 1,28) MPa}{(1,2 - 1,4) MPa}$$

$$h_3 = 275,8 \frac{kJ}{kg}$$

Con la entropía calculada en el punto 3, se calculó la capacidad calorífica que puede rechazar el condensador según este diseño. (Yunus Cengel & Boles, Termodinámica, 2009, pág. 623)

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{condensador} = 0,029 \frac{kg}{s} (84,914 - 275,8) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{condensador} = - 5,536 kW$$

Compresor.

El compresor mantiene una baja presión en el evaporador y esto causa la ebullición del refrigerante a baja temperatura, extrayendo el calor del fluido y reduciendo su temperatura. El vapor de baja presión formado en el evaporador se introduce en el compresor, donde aumenta su presión y pasa al condensador. El compresor es de tipo diafragma y está directamente acoplado a un motor eléctrico.

Con los valores obtenidos anteriormente, se calculó el trabajo que puede realizar el compresor tal como se describe en la siguiente ecuación: (Yunus Cengel & Boles, Termodinámica, 2009, pág. 623)

$$\dot{Q}_{compresor} = \dot{m} * (h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{compresor} = 0,029 \frac{kg}{s} * (275,8 - 248,029) \frac{kJ}{kg} = 0,805 kW$$

4.1.6. SELECCIÓN DE COMPONENTES

4.1.6.1. Selección de la unidad condensadora.

Para una adecuada selección de la unidad condensadora se tomó en consideración de los siguientes datos:

- Temperatura de evaporación $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura de condensación $33\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Capacidad de refrigeración $15940\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$.

Con estos valores se ingresaron en las tablas del fabricante, tomando en consideración el tipo de refrigerante con el cual se va a trabajar y la frecuencia de trabajo.

Tabla 4-8 Unidades condensadoras en operación 60Hz para R22.

Modelos de las unidades condensadoras	TE	$+10^{\circ}\text{C}$		$+5^{\circ}\text{C}$		0°C		-5°C	
		P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.	P.F.	P.A.
HCM 028	32	31874	3.1	27396	2.9	23198	2.6	19297	2.4
	38	29427	3.4	25222	3.1	21273	2.8	17590	2.5
	43					19655	2.9	16177	2.6
	48								

Fuente: (Danfoss, Catálogo de Selección y Aplicación de Compresores y Unidades Condensadoras Maneurop, 2013, pág. 14)

El resultado de la selección indica que el modelo de la unidad condensadora a adquirir es HCM028, además con este modelo se pudo conocer las especificaciones técnicas de los elementos que conforman el mismo.

Tabla 4-9 Especificaciones técnicas de la unidad condensadora HCM028.

Unidades Condensadoras	Peso	Compresor			Tanque Líquido	Línea de conexiones	
		Tipo	Volúmen	Carga de Aceite	Volúmen interno (dm ³)	Succión (pulg.)	Líquido (pulg.)
Modelos	(Kg)	MT(Z)	(m ³ /h)	(dm ³)			
HCM(Z)018	45	MT(Z)18	5.26	0.95	3.1	1/2	3/8
HCM(Z)022	54	MT(Z)22	6.58	0.95	3.1	1/2	3/8
HCM(Z)028	61	MT(Z)28	8.29	0.95	6	5/8	1/2

Fuente: (Danfoss, Catálogo de Selección y Aplicación de Compresores y Unidades Condensadoras Maneurop, 2013, pág. 19)

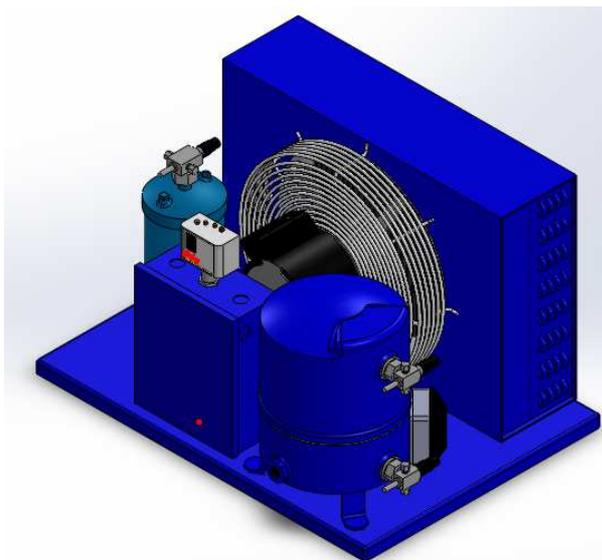


Figura 4-25 Unidad condensadora HCM028 Danfoss.

(Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013).

4.1.6.2. Selección de la válvula de expansión termostática.

Para la selección de la válvula de expansión se partió de los siguientes datos:

- Temperatura de evaporación $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura de condensación $33\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Capacidad de refrigeración $4,673\text{ kW}$.

Tabla 4-10 Válvula de expansión termostática.

Tipo de válvula/ Orificio	Temp. cond.3) [$^{\circ}\text{C}$]	Capacidad en [kW]			
		Temp. evaporación [$^{\circ}\text{C}$]			
		-35	-30	0	5
T2 / 0X	35	0.82	0.86	0.92	0.89
T2 / 00		1.1	1.2	1.8	1.8
T2 / 01		1.6	1.8	3.3	3.5
T2 / 02		1.8	2.1	4.4	4.7
T2 / 03		3.0	3.5	7.4	8.0
T2 / 04		4.4	5.1	11.2	12.1
T2 / 05		5.8	6.7	15.3	16.7
T2 / 06		6.8	7.8	17.9	19.7

Fuente: (Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 8)

La capacidad de refrigeración a las condiciones de temperatura expuestas está por encima del valor calculado, por lo que se seleccionó el inmediato valor superior. La válvula a adquirir es TEX2/03 para conexión de abocardar.



Figura 4-26 Características de la válvula de expansión seleccionada.

(Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 6)

4.1.6.3. Selección de la válvula solenoide y bobina.

Para la selección del cuerpo de la válvula solenoide se consideró el diámetro de la tubería de la línea de succión de la tabla 4-9.

Tabla 4-11 Especificaciones técnicas del cuerpo de la válvula NC.

Tipo	Tipo de bobina requerida	Conexión		Código				
				Cuerpo de válvula sin bobina		Soldar cobre ODF		
		in.	mm	Abocardar in./mm	in.	mm	Con apertura manual	Sin apertura manual
EVR 2	a.c.	¼	6	032F8056	032F1201	032F1202		
EVR 10	a.c./d.c.	½	12	032F8095	032F1217	032F1218		
		5/8	16	032F8098	032F1214	032F1214		

Fuente: (Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 47)

Con el valor mencionado se ingresó en la tabla 4-12 y por tanto el cuerpo de la válvula adquirida es el modelo EVR 6. La condicione para seleccionar la bobina es la siguiente:

- Voltaje de alimentación 220 VAC 60hz.

Tabla 4-12 Especificaciones técnicas de la bobina.

Tipo	Tensión V	Frecuencia Hz	Código		
			Con 1 m cable IP 67	Con caja terminal IP 67	Con clavija DIN y tapa de protección IP 20
EVR 2 → 40 (NC)	240	50	018F6252	018F6702	018F6177
	380-400	50	018F6253	018F6703	018F6178
	420	50	018F6254	018F6704	018F6179
	220	60	018F6264	018F6714	018F6189

Fuente: (Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 47)

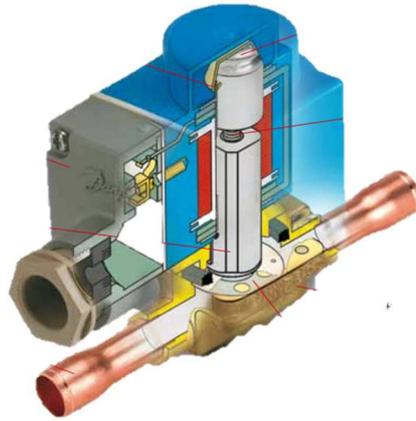


Figura 4-27 Características de la válvula solenoide seleccionada.

(Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 46)

Según los elementos seleccionados, se obtuvo las características tanto de del cuerpo de la válvula solenoide como de la bobina, tal como se muestra en la figura 4-27.

4.1.6.4. Selección del filtro.

Para la selección del filtro secador en la línea de líquido se tomó en cuenta las especificaciones de la norma ARI (Instituto de aire acondicionado y refrigeración). La tabla 4-13 muestra los valores de capacidad a condiciones propias por la norma ARI 710-86, pero la misma hace referencia a la siguiente fórmula para aplicar a las condiciones de diseño de este proyecto.

$$\dot{Q}_{Total} * F_{potfri} = \dot{Q}_{ARI}$$

Dónde:

- F_{potfri} , Factor de corrección potencia frigorífica (*adimensional*).

- \dot{Q}_{ARI} , Capacidad de refrigeración corregida (W).

Con la temperatura de evaporación y temperatura de condensación del refrigerante, se ingresó a la tabla 4-13. Para obtener el factor de corrección.

Tabla 4-13 Factores de corrección de las potencias frigoríficas R22.

Temperatura de condensación T_K (°C)	Temperatura de condensación T_K (°C)		
	0	-5	-10
50	1,14	1,15	1,17
45	1,09	1,10	1,12
40	1,04	1,06	1,07
35	1	1,01	1,03

Fuente: (Norma ARI 710-86)

$$\dot{Q}_{ARI} = 5,422 \text{ kW} * 1,01 = 5,476 \text{ kW}$$

A partir del valor de capacidad de refrigeración calculada y el diámetro de la tubería de la línea de líquido, se ingresó en la siguiente tabla.

Tabla 4-14 Especificaciones técnicas del filtro secador.

Tipo	Conexión		Capacidad de líquido en kW ²⁾		
			R134a	R404A R507	R22 R407C R410A
	in.	mm			
DML 082	1/4	6	7	5	8
DML 083	3/8	10	19	14	21
DML 084	1/2	12	26	20	29
DML 085	5/8	16	42	31	46

Fuente: (Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 118)

El resultado de la selección dió como resultado un filtro secador de tipo DML084A, además se consideró el valor más bajo en potencia con respecto al diámetro de conexión que se requiere.



Figura 4-28 Características del filtro secador seleccionado.

(Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 116)

4.1.6.5. Selección del visor.

En la selección del visor se consideró el diámetro de las conexiones de entrada y salida en la línea de líquido, además el tipo de conexión, en este caso todos los accesorios han sido de tipo abocardar.

Tabla 4-15 Especificaciones técnicas del visor.

	Tipo	Conexiones in.	Conexiones mm	Código
	SGI 6	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	6 x 6	014-0007
	SGI 10	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{8}$	10 x 10	014-0008
	SGI 12	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	12 x 12	014-0009
	SGI 16	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$	16 x 16	014-0024
	SGI 19	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	19 x 19	014-0028

Fuente: (Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 134)

Como resultado de la selección se seleccionó un visor SGI 12. A continuación se indica algunas de sus características.

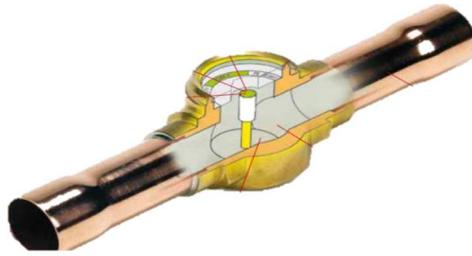


Figura 4-29 Características del visor seleccionado.

(Danfoss, Catálogo de selección rápida , 2013, pág. 132)

4.1.7. ANÁLISIS ESTRUCTURAL



Figura 4-30 Base estructural del sistema de refrigeración.

La resistencia de una estructura depende en la forma de la viga y en el material, por lo tanto para el diseño estructural se tomó en cuenta el software SolidWorks 2012 tal y como se muestra en la figura 4-30. El material usado es un tubo estructural cuadrado de acero galvanizado de 40x40x30 mm, como se muestra en los anexos, debido a su forma y bajo peso presentan un mejor comportamiento a esfuerzos de torsión y resistencia al pandeo.

4.1.7.1. Fuerzas aplicadas de la unidad condensadora sobre la estructura.

La unidad condensadora seleccionada anteriormente tiene un peso aproximado de 61 (kg), tal como se indica en la tabla 4-9. Con el peso de la unidad condensadora se calculó la fuerza necesaria que ejerce dicho subsistema sobre la estructura.

$$F_1 = m_1 * g$$

Dónde:

- F_1 , Fuerza aplicada de la unidad condensadora sobre la estructura (N).
- m_1 , Masa de la unidad condensadora (kg).

$$F_1 = 61 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_1 = 0,597 \text{ kN}$$

Como la fuerza aplicada de la unidad condensadora sobre la estructura está dada en 4 caras del perfil, la fuerza total será dividida para 4 y cada una de ellas será repartida a cada cara del perfil tal y como se indica en la siguiente figura.

$$\frac{F_1}{4} \approx 149 \text{ N}$$

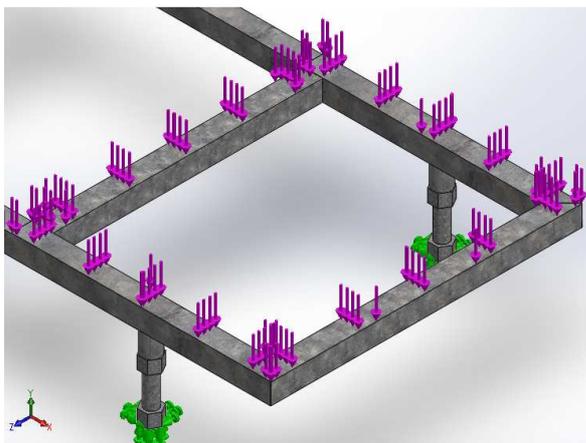


Figura 4-31 Definición de los puntos de las fuerzas aplicadas por la unidad condensadora.

4.1.7.2. Fuerzas aplicadas del tanque y sus componentes sobre la estructura.

Para conocer la masa total de las partes que conforman el tanque de refrigeración, se usó el software SolidWork 2012, sabiendo que el material con el que fue construido el mismo es acero inoxidable AISI 304, teniendo como resultado un valor de 141,71 kg. La masa del motor y reductor fueron seleccionados de las tablas del fabricante dando como resultado un valor de 10,845 kg.

Tabla 4-16 Sumatoria de pesos del sistema de refrigeración.

Subtotales	Masa (Kg)
Componentes del tanque	147,71
Aislante térmico	15
Motor y reductor	10,845
Total	173,55

Con la masa total del tanque y todos los componentes se calculó la fuerza total aplicada sobre la estructura.

$$F_2 = m_2 * g$$

Dónde:

- F_2 , Fuerza aplicada del tanque y sus componentes sobre la estructura (kN).
- m_2 , Masa del tanque de refrigeración y sus componentes (kg).

$$F_2 = 173,55 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1,7 \text{ kN}$$

Como el peso del tanque y sus componentes están apoyados en 2 caras del perfil, la fuerza total será dividido para 2 y cada una de ellas estarán repartidas a cada cara del perfil tal y como se indica en la siguiente figura.

$$\frac{F_2}{2} \approx 850N$$

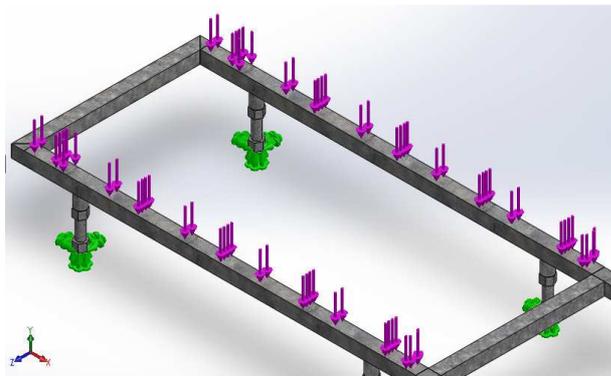


Figura 4-32 Definición de las fuerzas aplicadas por el tanque.

4.1.7.3. Interpretación de resultados.

Tomando en cuenta que el esfuerzo de fluencia del acero galvanizado ASTM A36 es de 250 MPa, y por medio del software SolidWorks se analizó la estructura mediante elementos finitos, obteniendo como resultado los siguientes esfuerzos tal y como se indica en la figura 4-33. (ASESCO, 2013, pág. 5)

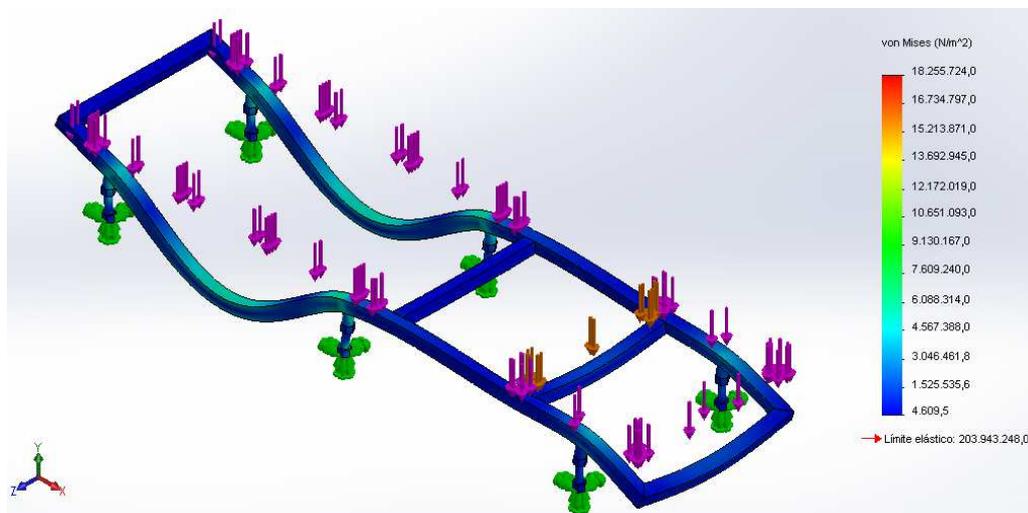


Figura 4-33 Análisis de deformación de la estructura.

Para la fuerza aplicada del tanque de refrigeración y sus componentes, se tomó el valor del esfuerzo máximo según indica la figura 4-33 y se calculó el factor de diseño.

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{12,172 \text{ MPa}} \approx 20$$

Para la fuerza aplicada de la unidad condensadora, se tomó el valor del esfuerzo máximo según indica la figura 4-33 y se calculó el factor de diseño.

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{6,088 \text{ MPa}} \approx 41$$

Según los resultados que se obtuvieron del factor de diseño para cada subsistema, es notable que se tuviera un valor alto, ya que el material con el que fue diseñada la estructura tiene un esfuerzo a la fluencia relativamente alto con respecto a los resultados de la figura 4-33. Con los factores de diseño mayor que uno, la confiabilidad de la estructura garantiza que pueda soportar todos los componentes y elementos especificados anteriormente. La siguiente figura indica la deformación que tiene la estructura en el punto más crítico, siendo el siguiente valor:

$$x_{defor} = 0,0873 \text{ mm}$$

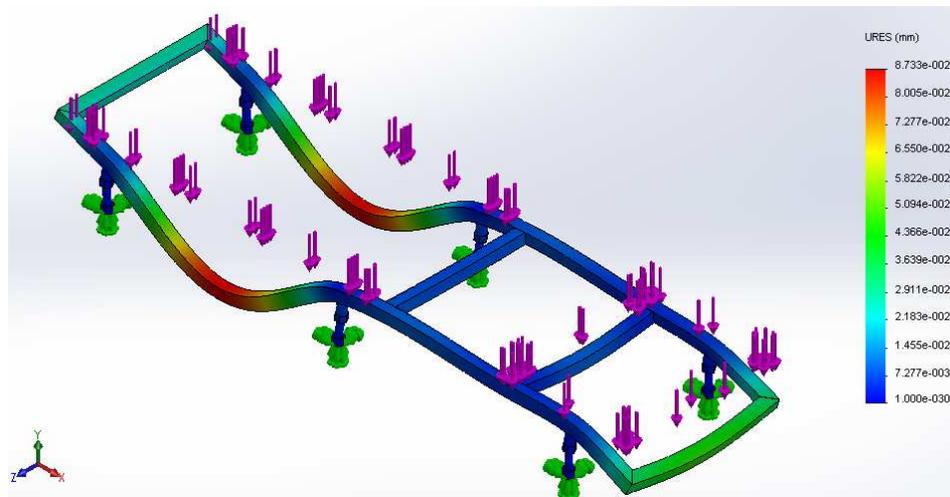


Figura 4-34 Análisis de deformación de la estructura.

Tomando en consideración el valor de deformación, se verificó que el resultado es bajo, por tanto el material y su forma es el adecuado para este diseño.

4.2. DISEÑO ELECTRÓNICO

Para controlar la temperatura de refrigeración en la leche a partir de un valor de referencia aproximadamente de 4 °C, o dependiendo del operador, se implementaron sensores de temperatura tipo J.

Para determinar el volumen de leche en el tanque y ser usado para generar reportes de la producción diaria, se implementó un sensor ultrasónico capaz de evaluar la distancia entre el sensor y el nivel de leche.

4.2.1. JUSTIFICACIÓN

Para este proyecto se seleccionó un microcontrolador PIC 16F877A, el cual permite adquirir los datos del sensor de temperatura y nivel, con el fin de visualizar el control del sistema a través de una interfaz.

Por seguridad se consideró un control de temperatura adicional, ya que en el mercado existen controladores eficientes, robustos y para uso específico en este tipo de aplicaciones, como es el caso del controlador MT-516 CVT. Cabe señalar que este equipo no permite generar reportes.

A diferencia del microcontrolador, el equipo MT-516 CVT cuenta con un monitor de tensión de tecnología True RMS que permite regular las tensiones más diversas de la red eléctrica, así se garantiza mayor precisión en la protección de la unidad condensadora y agitador, debido a las a condiciones geográficas en el que se encuentra expuesto el sistema.

La ubicación del sistema de refrigeración implementado dificulta el reemplazo del equipo mencionado en caso de daño, por lo que el PIC asumiría la operación del controlador, debido a esto la placa electrónica para el

microcontrolador fue diseñada de manera flexible, teniendo como opción salidas a relé para el accionamiento de los diferentes componentes del sistema de refrigeración.

4.2.2. CONTROL POR MICROCONTROLADOR PIC 16F877A

4.2.2.1. Sensor de temperatura tipo J.

Los termopares tipo J son versátiles, de bajo coste y debido al rango de aplicación y la facilidad para la compensación de unión fría, se seleccionó este tipo de sensor.

- **Acondicionamiento y tratamiento de señal del termopar tipo J.**

Para solucionar los problemas de compensación de unión fría y la no linealidad que presenta el termopar, se usó el circuito integrado AD594. Este integrado proporciona una temperatura de salida de 10 mV/°C.

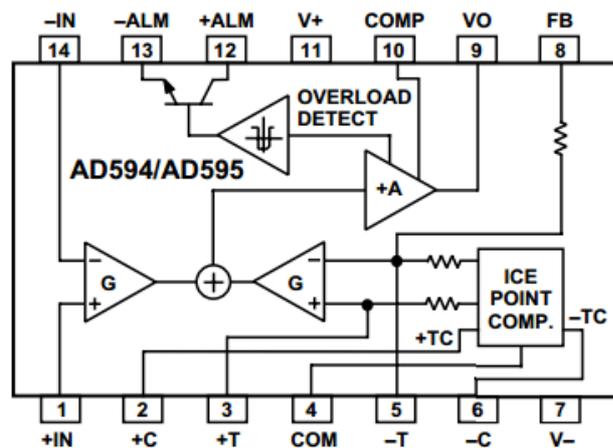


Figura 4-35 Diagrama funcional de bloques del AD594/AD595.

(ANALOG DEVICE, pág. 2)

A 25 °C, el coeficiente de Seebeck para una termocupla tipo J es 51,7 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ donde la ganancia es de: (ANALOG DEVICE, pág. 2)

$$G = \frac{10 \frac{\text{mV}}{^\circ\text{C}}}{51,7 \frac{\mu\text{V}}{^\circ\text{C}}} = 193,4$$

El circuito integrado produce un offset de salida de 16 μV a 25 °C, por lo que la función de transferencia para determinar el voltaje de salida dicha temperatura es:

$$V_{AD594} = (V_J - 16 \mu\text{V}) * 19,34$$

La ganancia y el offset varían conforme varía la sensibilidad del termopar. La siguiente tabla muestra la sensibilidad del termopar a distintas temperaturas y la tensión de salida.

Tabla 4-17 Voltaje del termopar y voltaje acondicionado a distintas temperaturas.

Temperatura ($^\circ\text{C}$)	Voltaje Termocupla tipo J (mV)	Voltaje integrado AD594 (mV)
-10	-0,501	-9,4
0	0	3,1
10	0,507	101
20	1,019	200
25	1,277	250

Fuente: (ANALOG DEVICE, Amplificadores de temperatura con compensación de unión fría, pág. 3)

El integrado cuenta también con una alarma en caso de no detectar ningún sensor conectado. Además, para protección del circuito se usaron capacitores cerámicos recomendados por el fabricante. Por tanto la conexión del termopar con el AD594 se muestra en la siguiente figura.

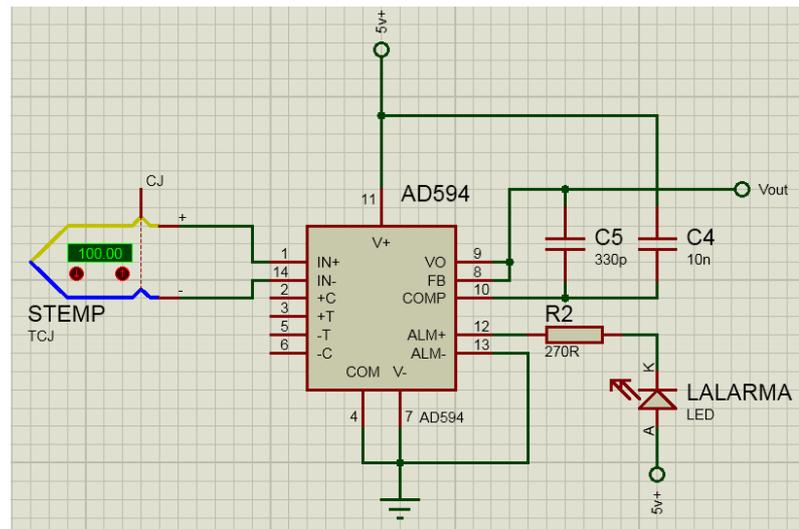


Figura 4-36 Conexión entre la termocupla y el circuito integrado AD594.

- **Filtrado de la señal del termopar**

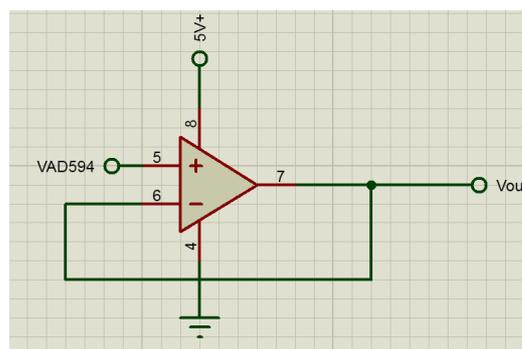


Figura 4-37 Circuito seguidor de voltaje a la salida del integrado AD594.

Para eliminar la impedancia a la salida del integrado, se añadió un circuito amplificador de configuración seguidor de tensión como se muestra en la figura 4-37.

- **Amplificación de la señal del termopar**

La curva característica del sensor se determinó variando la temperatura de entrada de 36 a 0 °C, rango de trabajo del sistema en condiciones normales, obteniendo así diferentes valores de tensión a la salida del circuito integrado AD594, tal como se muestra en la figura 4-38.

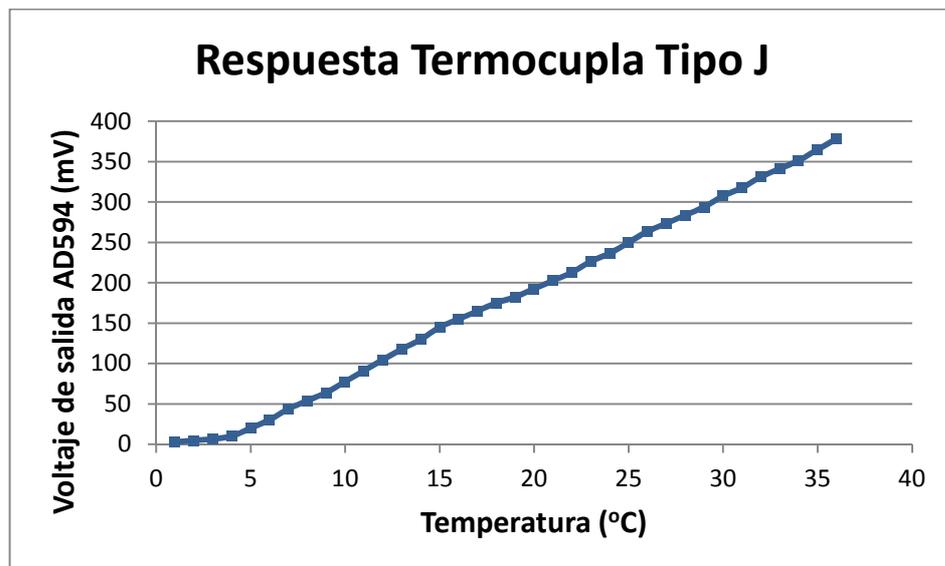


Figura 4-38 Voltaje a la salida del circuito AD594 vs Temperatura.

Debido a la poca variación de voltaje que se da en el rango determinado, la conversión analógica digital presenta pérdida de datos en temperaturas bajas, por lo que se analizó la respuesta del sensor en función de los bits adquiridos mediante el uso del microcontrolador PIC16F877A, lo cual se obtuvo la siguiente gráfica.

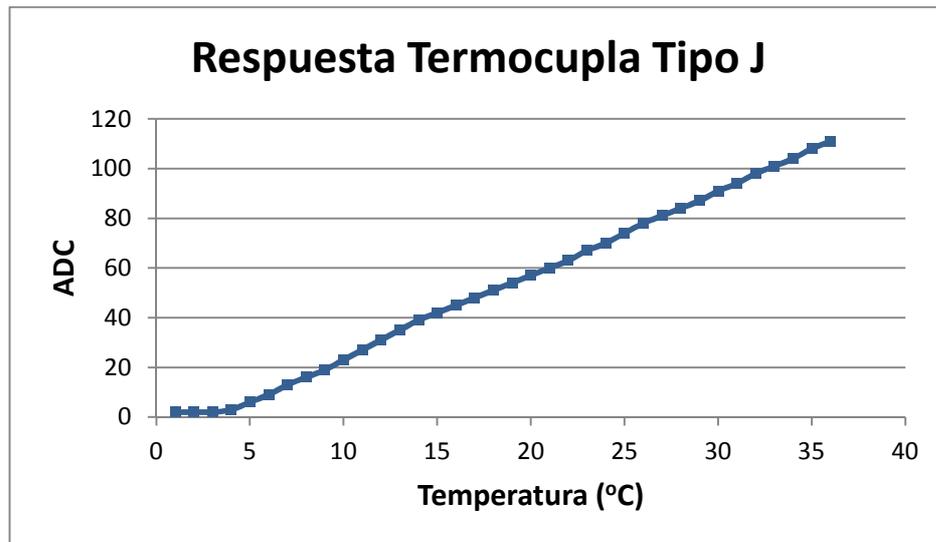


Figura 4-39 Conversión de bits vs Temperatura.

En temperaturas comprendidas entre 0 a 4 °C mostrada en la figura 4-39, se observa que el valor digital tiene el mismo valor, por lo que se resolvió aumentar la resolución de salida por medio de un amplificador operacional con el fin de aumentar la ganancia de voltaje. Mediante un amplificador operacional LM358 de configuración de tensión no inversora, se calculó los valores de las resistencias para una ganancia de 10, mediante la siguiente ecuación.

$$V_{out} = \left(1 + \frac{R2}{R1}\right) * V_{in}$$

Dónde:

- V_{out} , Voltaje de la salida amplificada (mV).
- V_{in} , Voltaje de salida del integrado AD594 (mV).

Se encontró el valor de la resistencia R2 asumiendo que R1 es de 1 k Ω donde:

$$R2 = 9 \text{ k}\Omega$$

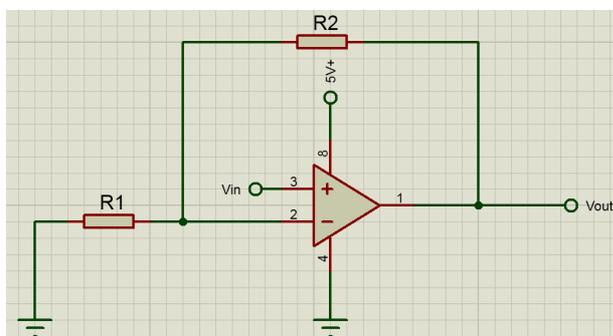


Figura 4-40 Circuito amplificador de Voltaje.

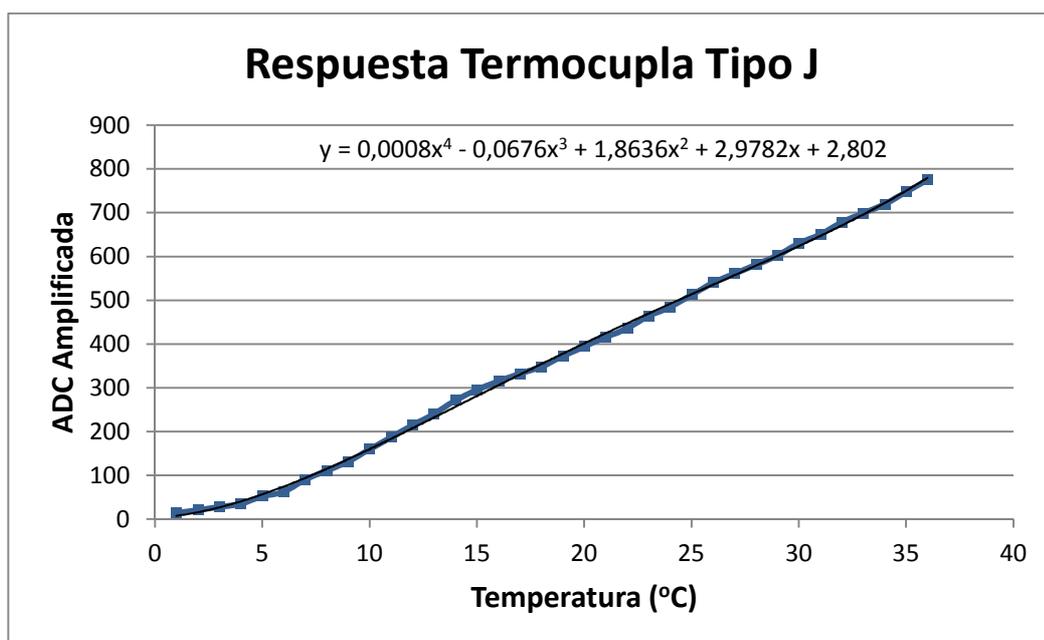


Figura 4-41 Conversión de bits amplificada vs Temperatura.

La ecuación de la curva característica del ADC en función de la temperatura medida es.

$$ADC = 0,0008 * T_1^4 - 0,0676 * T_1^3 + 1,8636 * T_1^2 + 2,9782 * T_1 + 2,802$$

4.2.2.2.Sensor de nivel.

El sensor seleccionado para medir el volumen de la leche dentro del tanque, es el sensor ultrasónico MAXSONAR-EZ2 por tanto, a continuación se presentan algunas características:

- Alimentación de 2,5V a 5,5V con consumo de 3mA.
- Permite detectar objetos hasta 6,45m linealmente.
- Realiza hasta 20 medidas por segundo.
- Detecta objetos claros, transparentes, brillantes y no les afecta el color.
- Formato de salida con protocolo serial de 0 a 5 V con 9600 baudios, 8 bits, sin paridad y 1bit stop.
- Pequeño y de fácil montaje sobre cualquier elemento.

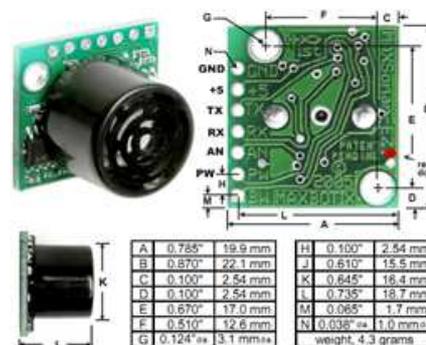


Figura 4-42 Sensor de nivel MAXSONAR-EZ2.

(MaxBotix, 2013)

El sensor MAXSONAR-EZ2 cuenta con las siguientes entradas y salidas de conexión, tal como se indica en la figura 4-42:

- GND: Tierra
- +5: Alimentación de 2,5 a 5,5 V

- Tx: Transmisor de distancia medida (comunicación RS232)
 - Rx: Receptor (Comunicación RS232)
 - An: Salida análoga comprendida entre 0 y 2,5V.
 - Pw: Salida de pulso, cuyo ancho de pulso determina la distancia medida.
- **Acondicionamiento y tratamiento de señal del sensor de nivel.**

Para calcular la sensibilidad del sensor se tuvieron los rangos permisibles por parte del fabricante, siendo así se tiene la siguiente ecuación:

$$S_{nivel} = \frac{Volt_{max} - Volt_{min}}{Dist_{max} - Dist_{min}}$$

Dónde:

- S_{nivel} , Sensibilidad del sensor MAXSONAR-EZ2 ($\frac{mV}{in}$).
- $Volt_{max}$, Voltaje máximo de salida del sensor (V).
- $Volt_{min}$, Voltaje mínimo de salida del sensor (V).
- $Dist_{max}$, Distancia máxima de entrada del sensor (mm).
- $Dist_{min}$, Distancia mínima de entrada del sensor (mm).

$$Sensi_{nivel} = \frac{2,5 V - 0 V}{6450 mm - 0 mm} \approx 9,8 \frac{mV}{in} \approx 0,385 \frac{mV}{mm}$$

A partir del valor de sensibilidad se obtuvo la curva característica del sensor, tal y como se muestra en la figura 4-43:

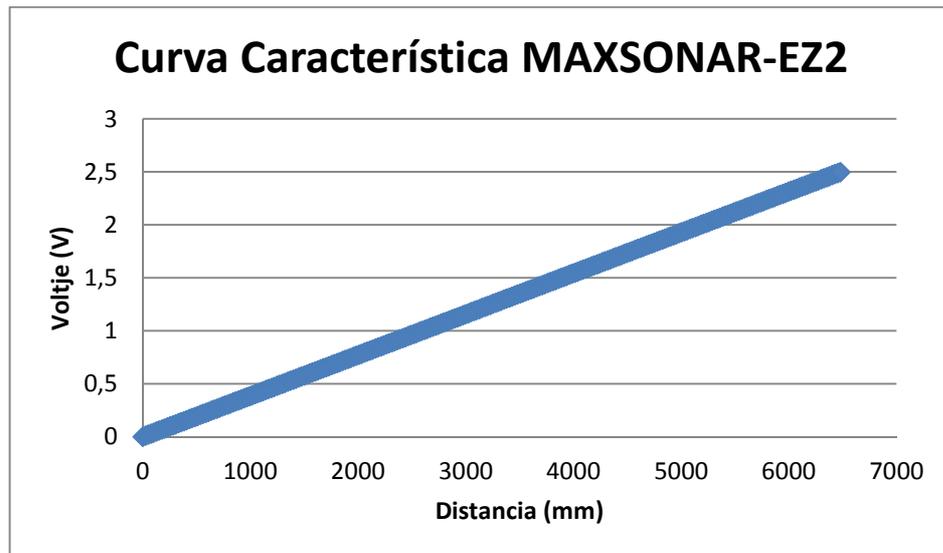


Figura 4-43 Voltaje vs Distancia.

- **Volumen de leche mediante el sensor MAXSONAR-EZ2**

Para conocer el valor del volumen a partir del sensor, se analizó el área interna transversal del tanque de refrigeración ($A_{5i}=0,814\text{m}^2$) y la longitud medida por el sensor.

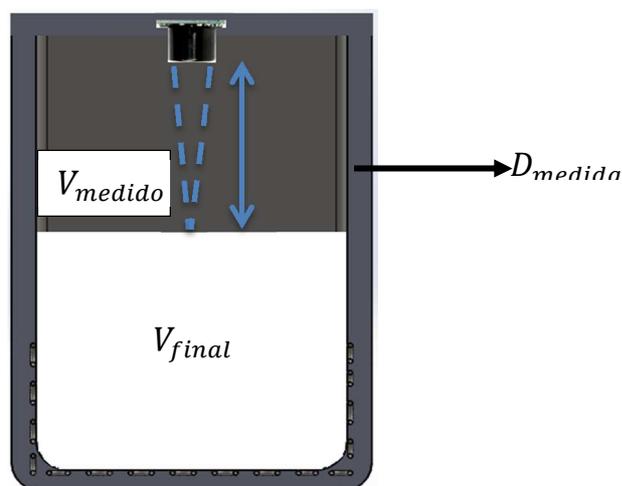


Figura 4-44 Distancias de medida entre el sensor y el tanque.

Como se indica en la figura 4-44 el volumen interno total del tanque es la sumatoria del volumen de la parte que contiene el producto más el sobrante.

$$V_{int-real} = V_{final} + V_{medido} \quad (4.24)$$

Dónde:

- V_{final} , Volumen del producto final después de cada ordeño (l).
- V_{medido} , Volumen interno del tanque donde no existe el producto (l).

El volumen medido está dado por la siguiente expresión:

$$V_{medido} = A5_i * D_{medida} \quad (4.25)$$

Dónde:

- D_{medida} , Distancia medida entre el sensor y la leche (mm).

Se reemplazó la ecuación 4.25 en la ecuación 4.24, y se despejó el volumen final como muestra la siguiente expresión:

$$V_{final} = V_{int-real} - (A5_i * D_{medida}) \quad (4.26)$$

El protocolo de comunicación del sensor MAXSONAR-EZ2 permite enviar datos hasta 9 bits (512 el valor decimal máximo), es decir que 5V enviado por el sensor representa 512 en ADC en el microcontrolador.

$$ADC = An * \frac{512}{5} \quad (4.27)$$

Por tanto, según los rangos de trabajo del sensor, la ecuación 4.27, 4.28 y su linealidad en los datos, se obtiene la curva característica ADC vs distancia.

$$D_{medida} = ADC * \frac{Dist_{max}}{255} \quad (4.28)$$

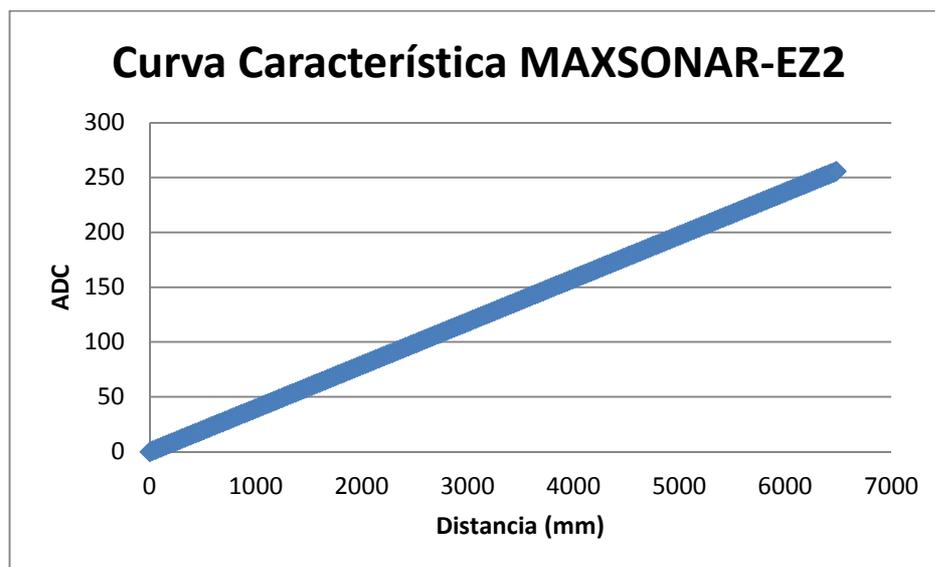


Figura 4-45 Conversión de bits vs Distancia.

Se reemplazó la ecuación 4.28 en la ecuación 4.26 teniendo como resultado la siguiente ecuación:

$$V_{final} = V_{int-real} - (A5_i * ADC * \frac{Dist_{max}}{255})$$

Al final el volumen resulta de la ecuación anterior, la cual se utilizó en la programación de la interfaz para visualizar la cantidad de leche refrigerada en unidades de litros.

4.2.2.3. Esquemático del circuito impreso.

El circuito impreso fue diseñado en el software Proteus7, tomando en cuenta espaciamientos y anchos de pistas adecuados basados en la norma IPC-2221. Para evitar que la placa electrónica sea de mayor área, esta fue diseñada a doble capa como se muestra en la siguiente figura.

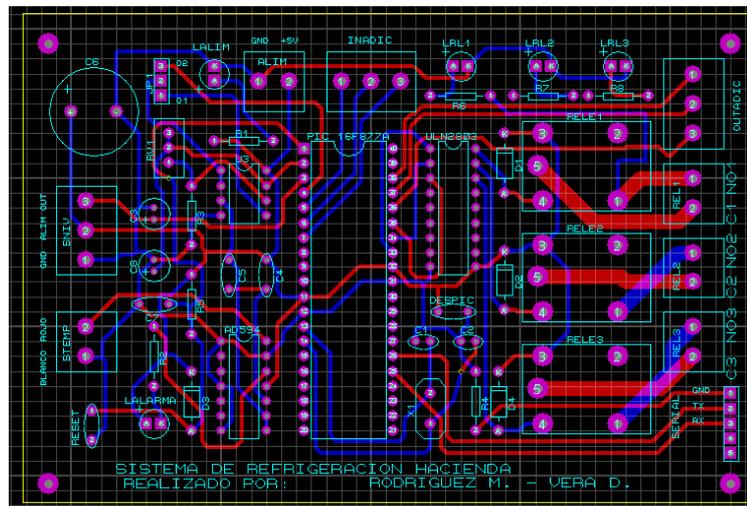


Figura 4-46 Esquemático de la tarjeta de control.

A continuación se indica la tarjeta electrónica en 3D, para observar el adecuado posicionamiento de los agujeros de cada uno de los componentes.

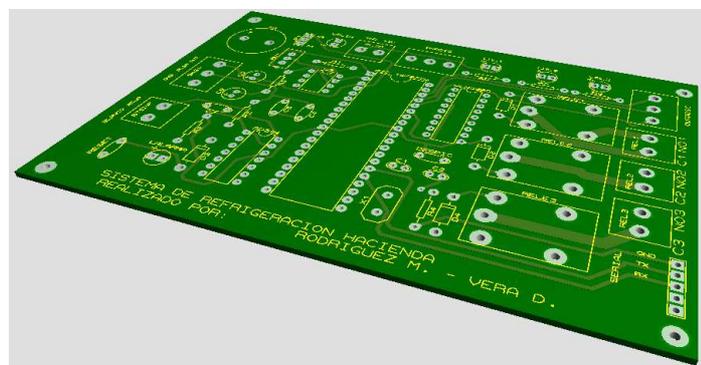


Figura 4-47 Esquemático 3D de la tarjeta de control.

4.2.3. CONTROLADOR MT-516CVT

El controlador de temperatura de la marca Full Gauge, de serie MT-516CVT puede ser usado tanto para calefacción como refrigeración. Entre sus funciones principales están:

- Temperatura de referencia configurable de acuerdo a las necesidades.
- Posee un temporizador cíclico para el sistema de agitación luego de haber transcurrido el periodo de refrigeración estimado.
- Tiempo de retardo a la desconexión variable luego de haber terminado el proceso de refrigeración.
- Monitor de tensión de la red eléctrica de alta precisión.



Figura 4-48 Controlador de temperatura FULL GAUGE.

(InverPrimos, 2013)

Las especificaciones técnicas del controlador se muestran a continuación:

Tabla 4-18 Especificaciones técnicas MT-516 CVT FULL GAUGE.

Descripción	Valor
Alimentación Eléctrica	240 VAC \pm 5% (50/60Hz)
Temperatura de control	-50 – 105 °C
Corriente máxima a la salida	3 A

Diámetro	60 mm
Profundidad	40 mm
Temperatura de operación	0 – 50 °C

Fuente: (FULL GAUGE controls, 2013, pág. 1)

La forma de conexión del controlador de temperatura con el equipo de refrigeración y el agitador se muestran en la siguiente figura. Donde A es el contacto para la conexión con el sistema de refrigeración y B es el contacto para la conexión con el motorreductor.

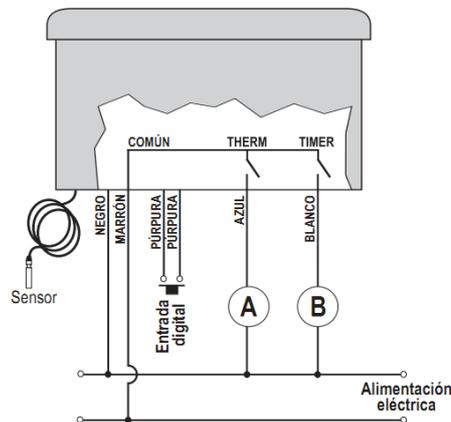


Figura 4-49 Controlador de temperatura FULL GAUGE.

(FULL GAUGE controls, 2013, pág. 1)

4.2.4. PROTOCOLO DE COMUNICACIONES

Diversos son los tipos de comunicación que existen, pero para este proyecto se usó la comunicación RS232 o serial, para transmitir los datos que envía la placa electrónica hacia la PC.

Debido a la facilidad de uso se seleccionó un módulo de comunicación USB-TTL PL2303, a continuación se presentan algunas características:

- Compatible con USB 1.1 o USB 2.0
- Fuente de alimentación USB puerto.
- Voltaje de salida del módulo 3,3V y 5 V.
- El driver soporta Windows 98/ME/2000/XP/7/8, OS X y Linux.

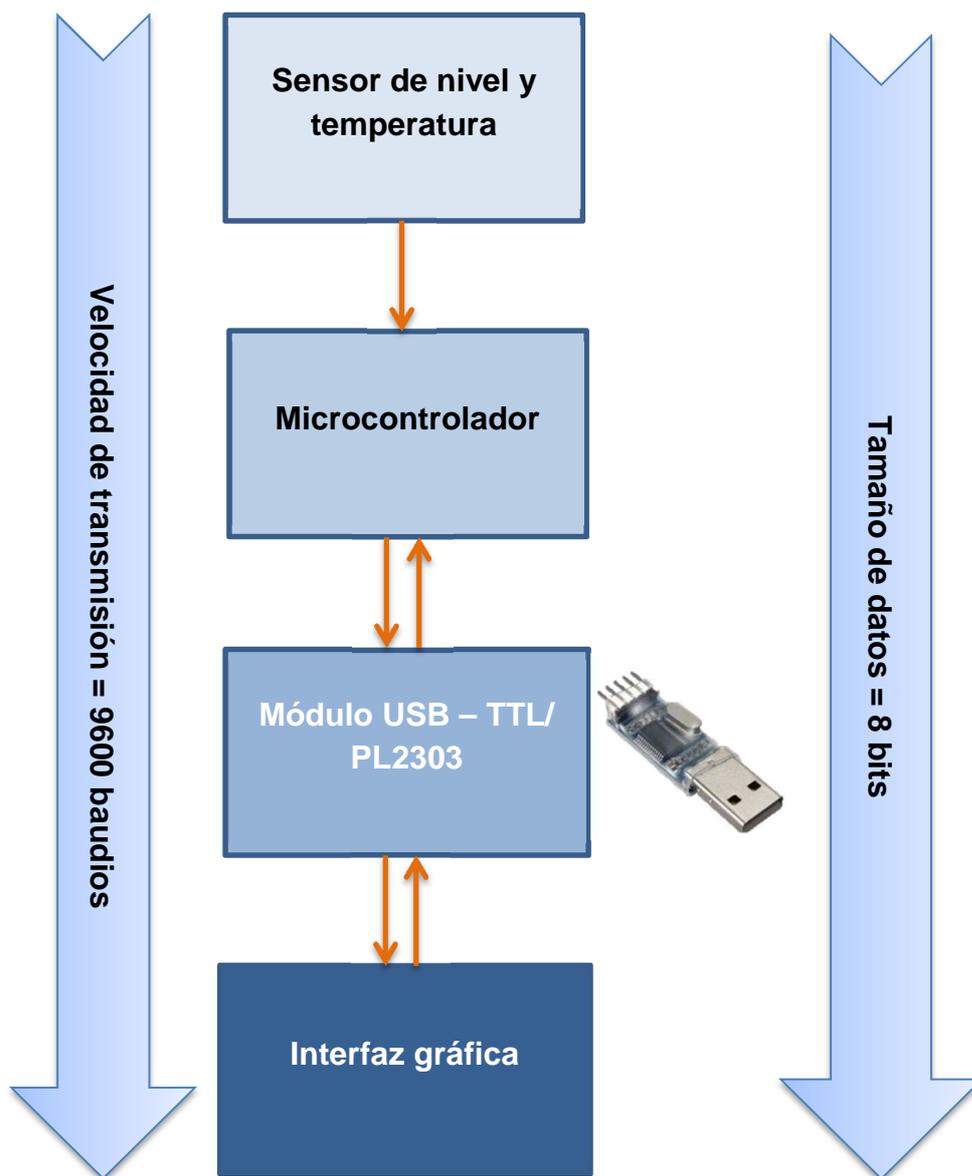


Figura 4-50 Esquema de comunicación serial.

4.2.5. SELECCIÓN DE PROTECCIONES ELÉCTRICAS

Las protecciones eléctricas tanto para la unidad condensadora como para el motor agitador dependen de las especificaciones eléctricas, las cuales se muestran a continuación:

Tabla 4-19 Especificaciones eléctricas de la unidad condensadora Danfoss.

Modelos	Compresor			Ventilador			
	Corriente Nominal (A)			Corriente Nominal (A)		Potencia Consumida (W)	
	208-230V/1F/60Hz			230V-1	440V-3	230V-1	440V-3
	RLA	LRA	MCC				
HCM(Z) 018	9.3	51	13	1x1.2	1x0.5	1x230	1x220
HCM(Z) 022	12.1	49	17	1x1.3	1x0.7	1x240	1x250
HCM(Z) 028	17.9	81	25	1x1.3	1x0.7	1x240	1x250
HCM(Z) 032	18.6	84	26	1x1.3	1x0.7	1x240	1x250
HCM(Z) 036	21.4	84	30	1x2.15	1x1.25	1x460	1x450

Fuente: (Danfoss, Catálogo de Selección y Aplicación de Compresores y Unidades Condensadoras Maneurop, 2013, pág. 19)

Para determinar el valor del contactor se tomó en cuenta un factor de 2, adicional a la corriente nominal del equipo. Las protecciones térmicas se seleccionaron en base a modelos recomendados por catálogos dependiendo del contactor seleccionado tal como se muestra en anexos.

$$I_{\text{contactor}} = I_{\text{nominal}} * 2$$

Dónde:

- I_{nominal} , Corriente a plena carga (A).

- $I_{\text{contactor}}$, Corriente del contactor (A).

$$I_{\text{compresor}} = 17,9 \text{ A} * 2$$

$$I_{\text{compresor}} = \mathbf{35,8 \text{ A}}$$

Las especificaciones eléctricas del motor para el agitador se muestran en la tabla 4-6, donde la corriente nominal es de 4 A.

$$I_{\text{motor}} = 4 \text{ A} * 2$$

$$I_{\text{motor}} = \mathbf{8 \text{ A}}$$

De acuerdo a los valores calculados, se seleccionaron las protecciones de marca LS con las siguientes especificaciones.



Figura 4-51 Contactores LS.

(LS, 2013, pág. 5)

Tabla 4-20 Contactores a usar en los equipos eléctricos.

Modelo del contactor	Modelo	Corriente (A)	Potencia Admisible (kW)	Contactos Auxiliares
Compresor (36A)	MC-40a	40	11	2NA, 2NC
Motorreductor (8A)	MC-9b	9	2,5	1NA, 1NC

Las especificaciones del relé térmico de marca LS se detallan a continuación.

**Figura 4-52 Relés térmicos LS.**

(LS, 2013, pág. 6)

Tabla 4-21 Relés térmicos a usar en los equipos eléctricos.

Modelo del contactor	Modelo del relé térmico	Regulación Mínima (A)	Regulación Máxima (A)
MC-40a	MT-32-27	22	32
MC-9b	MT-32-2.1	1,6	2,5

4.2.5.1. Selección del interruptor termomagnético.

Se seleccionó el interruptor principal mediante la sumatoria de las corrientes de los equipos eléctricos usados.

$$I_{ventilador} = 1,3 A$$

$$I_{total} = I_{ventilador} + I_{compresor} + I_{motor}$$

$$I_{total} = (1,3 + 17,9 + 4) A = \mathbf{23,2 A}$$

De acuerdo a lo calculado, se seleccionó un interruptor de 25 A de marca LS, modelo BKN 3P C 25A.



Figura 4-53 Interruptores LS.

(LS, 2013, pág. 1)

4.3. DISEÑO DE LA INTERFAZ DEL USUARIO

Para el diseño se usó el software Visual Studio 2010, el cual ayuda a crear aplicaciones propias para Windows. Además Visual Studio es de uso gratuito y permite generar programas ejecutables.

4.3.1. ESPECIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA INTERFAZ GRÁFICA

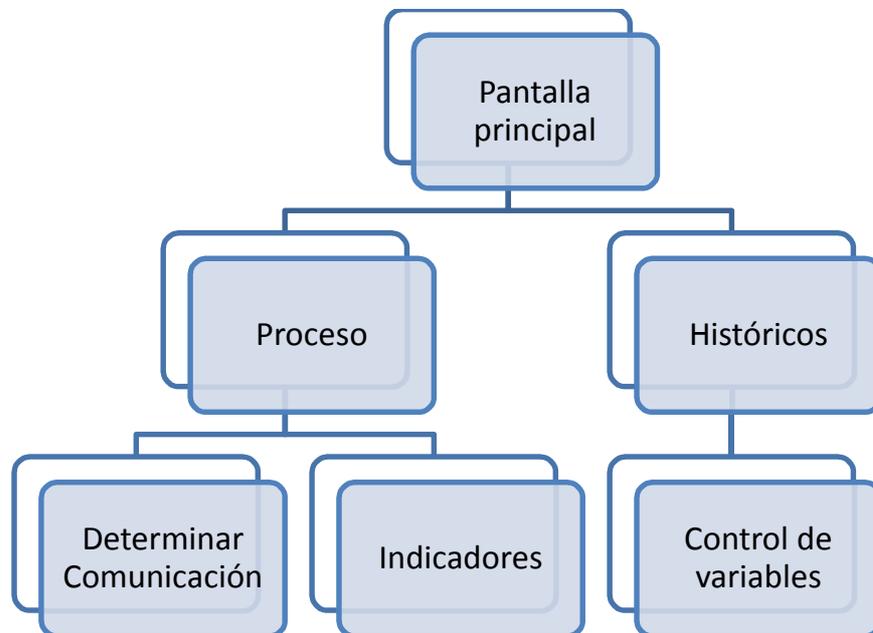


Figura 4-54 Esquema general de la metodología del desarrollo de la interfaz.

4.3.2. ARQUITECTURA

A continuación se van a presentar las sub-pantallas con las cuales consta esta interfaz, cabe señalar que la arquitectura de este diseño está dada por una sola pantalla, donde se pueden verificar y generar resultados.

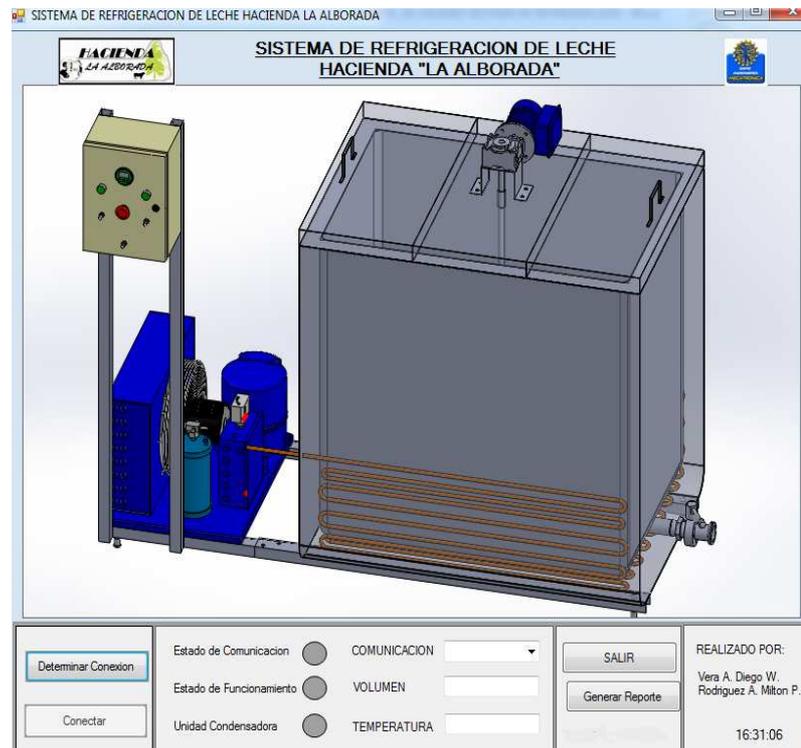


Figura 4-55 Ventana principal de la interfaz gráfica.

4.3.2.1. Sub-Pantalla de proceso.

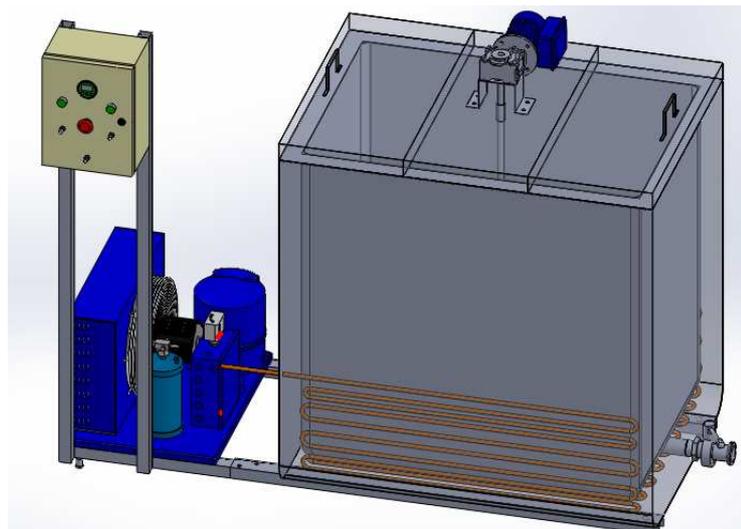


Figura 4-56 Proceso del sistema de refrigeración.

En la figura 4-56 se observa el proceso como tal de este proyecto, esto le permite al usuario imaginar el proceso de la misma forma que la estuviera observando en situ.

4.3.2.2.Sub-Pantalla de comandos.

Se consideró un comando “salir” para que el usuario pueda cerrar el ejecutable de la interfaz gráfica y el comando generar reportes para controlar las variables en tiempo real, además al presionar cualquiera de los dos comandos la interfaz se retroalimenta con pantallas extras para hacer del mismo un diseño amigable y de fácil manipulación.

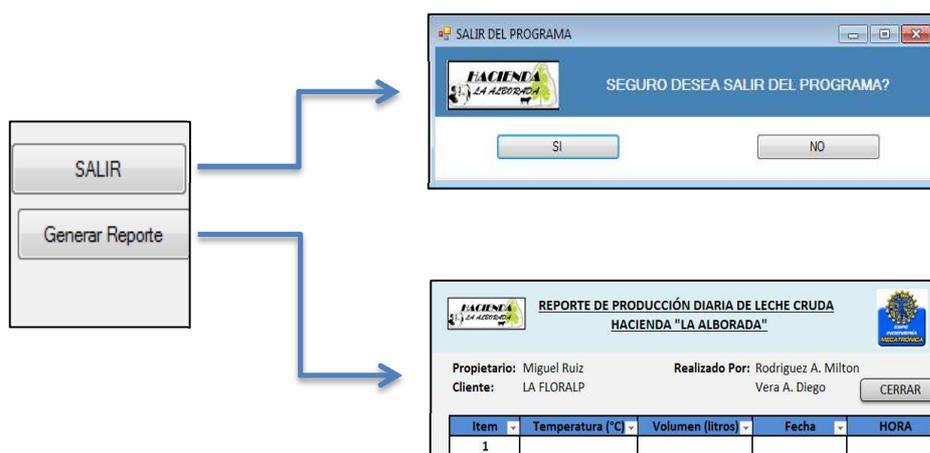


Figura 4-57 Comandos del panel de control.

4.3.2.3.Sub-Pantalla de configuración.

La configuración que necesita hacer la interfaz, es el establecer una comunicación dependiendo del puerto por el cual se conecte el USB-TTL al computador. A partir de seleccionar el puerto se conectan mediante el botón indicado en la figura 4-58.

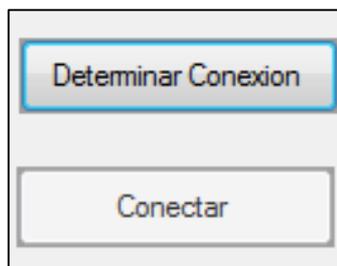


Figura 4-58 Botones de configuración para la comunicación.

4.3.2.4.Sub-Pantalla de tendencia.

En los recuadros en blanco se indican los valores de volumen (l) y temperatura (°C) en tiempo real, además se mostrará el puerto disponible de comunicación.

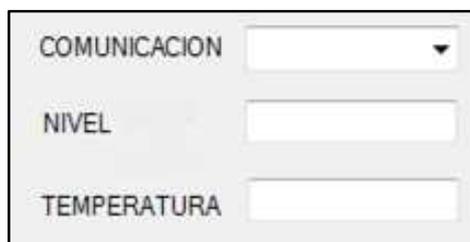


Figura 4-59 Visualización de variables.

4.3.2.5.Sub-Pantalla de alarmas.

Se tiene 3 tipos de alarmas tal como se indica en la figura 4-60, el primero representa el estado de comunicación (si no hay comunicación se enciende la alarma roja); el segundo es el estado de funcionamiento del sistema de refrigeración (si el sistema está en marcha se enciende luz verde); y el tercero es la alarma cuando la unidad de refrigeración se apague el momento que la

temperatura de la leche haya llegado a ser menor que 4°C (se enciende luz verde).

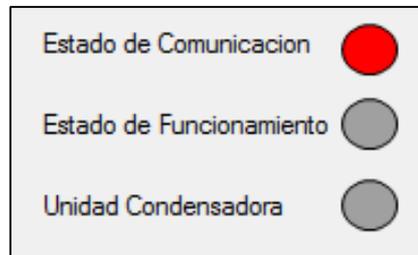


Figura 4-60 Indicadores de operación.

4.3.3. DISTRIBUCIÓN DE PANTALLAS

La ubicación de las sub-pantallas fueron ubicadas de acuerdo a la información más importante que brinden los mismos, siendo así se tomó en cuenta la posición de arriba hacia abajo y de izquierda a derecha.

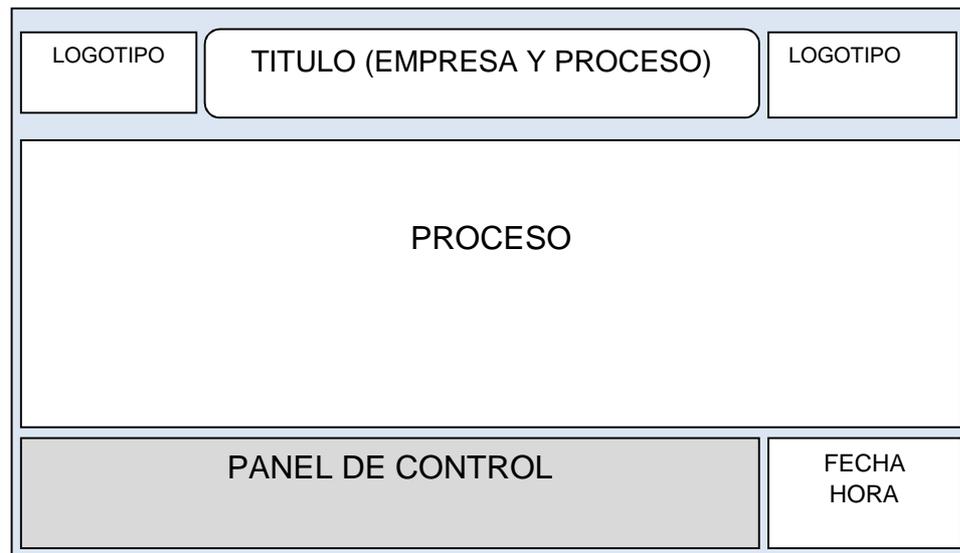


Figura 4-61 Distribución de comandos y tendencias.

4.3.4. NAVEGACIÓN

A partir del comando generar reportes, se pudo navegar en un nuevo documento para visualizar las variables. El documento que se genera es un archivo de Microsoft Excel manteniendo la misma distribución comentada anteriormente.

Item	Temperatura (°C)	Volumen (litros)	Fecha	HORA
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				
30				
31				
32				
33				

Figura 4-62 Distribución de comandos y tendencias.

4.3.5. PROGRAMACIÓN

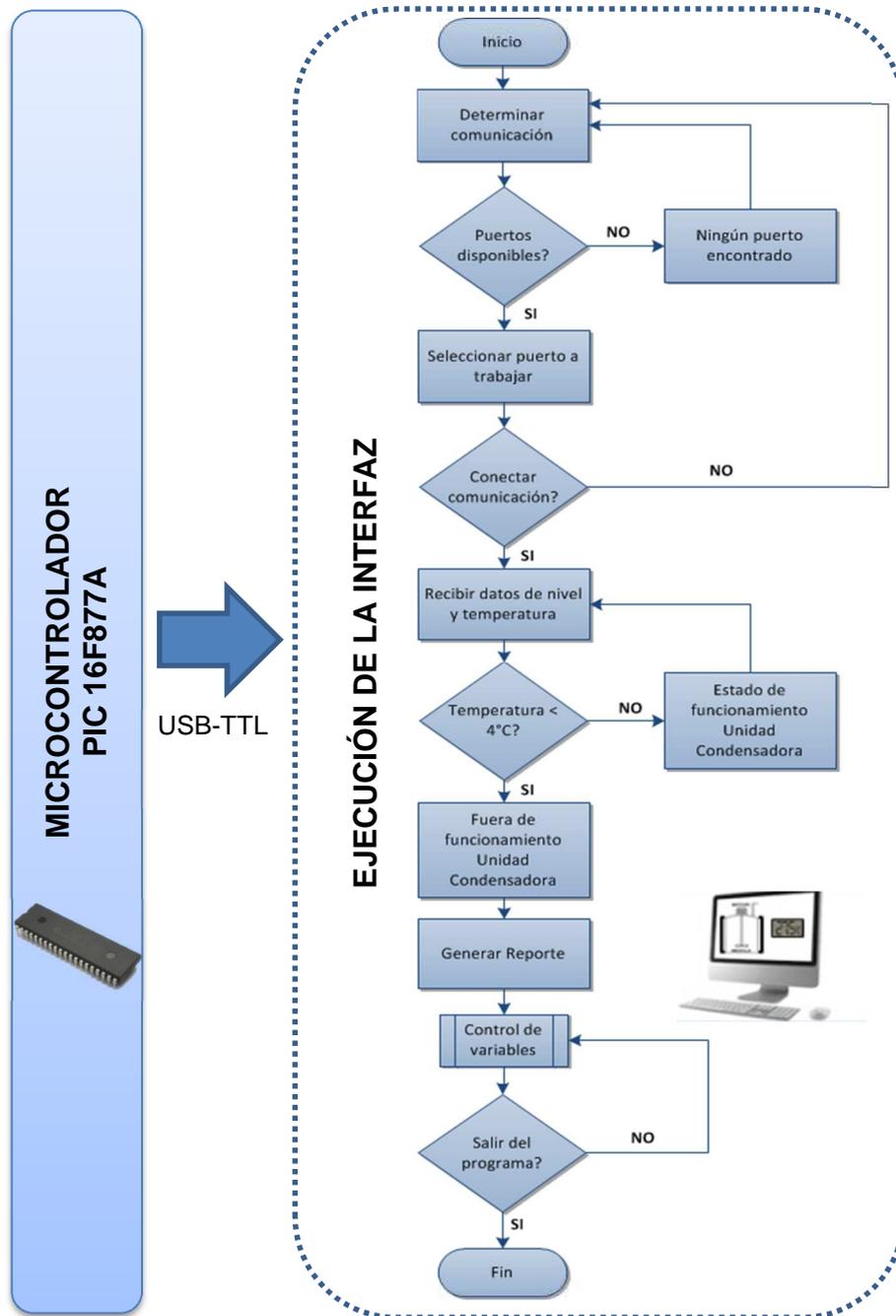


Figura 4-63 Distribución de comandos y tendencias.

CAPÍTULO V

5. ENSAMBLAJE Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se resume de forma general el procedimiento de ensamble y construcción del sistema, además se analizan los resultados en base a un protocolo de pruebas y al reporte generado de la máquina en operación. Las imágenes mostradas en este capítulo son fotografías reales tomadas durante el proceso de manufactura.

5.1. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En la figura 5-1 se observa el resultado final del diseño y construcción del sistema de refrigeración, el cual ha sido instalado en la hacienda “La Alborada”.



Figura 5-1 Ensamble del sistema de refrigeración de leche.

5.1.1. SUB-SISTEMA DEL TANQUE DE REFRIGERACIÓN

El tanque de refrigeración fue construido y diseñado de acuerdo a las necesidades del cliente y rigiéndose a normas, además es importante señalar que todas las uniones entre las tapas internas y externas fueron soldadas entre sí a lo largo de su perfil con el proceso de soldadura TIG (Tungsten Inert Gas). Básicamente el tanque está constituido por las siguientes partes:

5.1.1.1. Tapas internas (laterales, posterior, delantera e inferior).

Basándose en las normas mencionadas en el capítulo 2 sobre tanques de refrigeración, se señala que todas las esquinas deben tener un redondeo de 12 mm como mínimo, por tanto el interior del tanque presenta la siguiente forma tal como se indica en la figura 5-2.



Figura 5-2 Tapas internas del tanque de refrigeración.

5.1.1.2.Serpentín.

El serpentín fue diseñado con tubería de cobre de 1/2 pulgada, el mismo que está unido a la tapa inferior – interna del tanque mediante un material de acero inoxidable AISI 304 en forma de omega, ésta forma del sujetador permitió soldar con la tapa del tanque y así garantizar el contacto entre el cobre y la tapa interna.

Para el diseño de los sujetadores se fabricó una matriz para obtener la forma deseada, mediante una prensa de 1 tonelada, obteniendo el resultado que se indica en la siguiente figura.



Figura 5-3 Matriz del sujetador para el serpentín.

5.1.1.3. Tapas externas (laterales, posterior, delantera e inferior).

El material con el que fueron construidas las tapas externas es acero inoxidable AISI 304, cabe recalcar que no es necesario usar el mismo material ya que las mismas no se encuentran en contacto directo con la leche.



Figura 5-4 Tapas externas del tanque de refrigeración.

5.1.1.4. Aislante térmico.

El medio material para aislar térmicamente el tanque es el poliuretano, el cual se encuentra ubicado entre las tapas internas y externas del tanque. Una vez construido el tanque y soldado el serpentín en la tapa interior del mismo, se inyectaron los dos componentes químicos para formar la espuma de poliuretano tal como se observa en la figura 5-5.



Figura 5-5 Inyección de los componentes químicos.

5.1.1.5. Válvula de salida.

Para adaptar la válvula de salida al tanque, se usó un acople soldado a un tubo que sale desde las tapas internas, tal como se indica en la siguiente figura.



Figura 5-6 Sujeción y acoples de la válvula de mariposa.

Cabe agregar que el material de la válvula de mariposa está construido en acero inoxidable AISI 304, ya que se encuentra en contacto directo con el producto.



Figura 5-7 Válvula de mariposa.

5.1.2. SUB-SISTEMA DE AGITACIÓN

5.1.2.1. Motorreductor.

El montaje del motorreductor está ubicado en la parte superior central de la tapa del tanque, sujetado por dos ángulos de acero inoxidable de 3mm de espesor. Un lado del ángulo se encuentra soldado al tanque y el otro asegura el motorreductor mediante pernos, tal como se indica en la siguiente figura.



Figura 5-8 Sujeción del motorreductor en el tanque de refrigeración.

5.1.2.2. Agitador.

La paleta del agitador se construyó con las dimensiones y características mencionadas en el capítulo 4, de tal forma que su movimiento sea eficiente para mezclar la leche.



Figura 5-9 Paleta del agitador.

El eje del agitador fue maquinado en la parte superior con el fin de diseñar un sistema de sujeción (chavetero, canal para un anillo y un agujero machuelado) para asegurar el eje del agitador, con el eje hueco del motorreductor.



Figura 5-10 Sujeción entre el eje del agitador y el motorreductor.

5.1.3. SUB-SISTEMA DE UNIDAD CONDENSADORA

En la figura 5-11 se muestra la unidad condensadora adquirida, el cual consta del compresor, condensador, acumulador, presóstato y la caja de conexiones.



Figura 5-11 Ensamble de la unidad condensadora Danfoss.

5.1.3.1. Válvula de expansión.

Este tipo de válvula se encuentra conectado en la línea de líquido antes del evaporador, y el bulbo que es parte de este elemento está adaptado en la línea de vapor.



Figura 5-12 Ensamble de la válvula de expansión.

5.1.3.2. Válvula Solenoide.

Este elemento está conectado entre la válvula de expansión y el visor, permitiendo el paso de líquido cuando la bobina se active, es decir cambia de estado de normalmente cerrado a normalmente abierto.



Figura 5-13 Ensamble de la válvula solenoide.

5.1.3.3. Visor.

El visor se encuentra conectado en la línea de líquido, entre el filtro y la válvula solenoide. Este elemento cuenta con un indicador de humedad (verde=seco y amarillo=húmedo) para verificar si se encuentra el refrigerante en forma de vapor en la línea mencionada.



Figura 5-14 Ensamble del visor de humedad.

5.1.3.4. Filtro.

El refrigerante da lugar a componentes altamente corrosivos, por ende el filtro es muy importante en la instalación de sistemas de refrigeración ya que tiende a condensar la mayor cantidad de humedad. Este elemento está conectado entre el visor y el acumulador de la unidad condensadora.



Figura 5-15 Ensamble del filtro.

5.1.4. SUB-SISTEMA DE LA BASE ESTRUCTURAL

El ensamble de todos los componentes del sistema de refrigeración se encuentran sobre la base estructural, la misma que ha sido diseñada para soportar los pesos mencionados en el capítulo 4. Además la base tiene soportes para nivelar el sistema.



Figura 5-16 Ensamble de la base estructural.

5.1.5. SUB-SISTEMA ELÉCTRICO, ELECTRÓNICO Y DE CONTROL

5.1.5.1. Sub-Sistema Eléctrico.

Los elementos que forman parte del sistema eléctrico son: interruptores termo magnéticos, protecciones, borneras, riel DIN, switch, botón de paro de emergencia e indicadores. Todos los elementos mencionados fueron conectados dentro de un gabinete de 40x30x20 de acuerdo a los planos eléctricos que se encuentran en los anexos.



Figura 5-17 Conexión eléctrica en el gabinete principal.

5.1.5.2.Sub-Sistema Electrónico.

El montaje de todos los elementos electrónicos se realizaron de acuerdo a la norma IPC2221, además se introdujo dentro de una caja de control donde se encuentran todas las conexiones y el módulo usb para ser conectado a la PC.

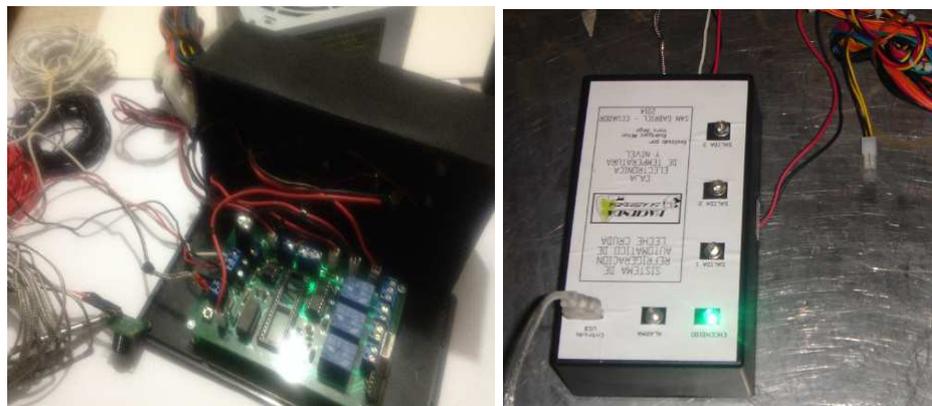


Figura 5-18 Montaje y ensamble de la placa electrónica.

5.1.5.3.Sub-Sistema de control.

Los sensores de temperatura se encuentran adaptados en la tapa posterior-interna del tanque y el sensor de nivel en la tapa superior tal como se indican en la siguiente figura.

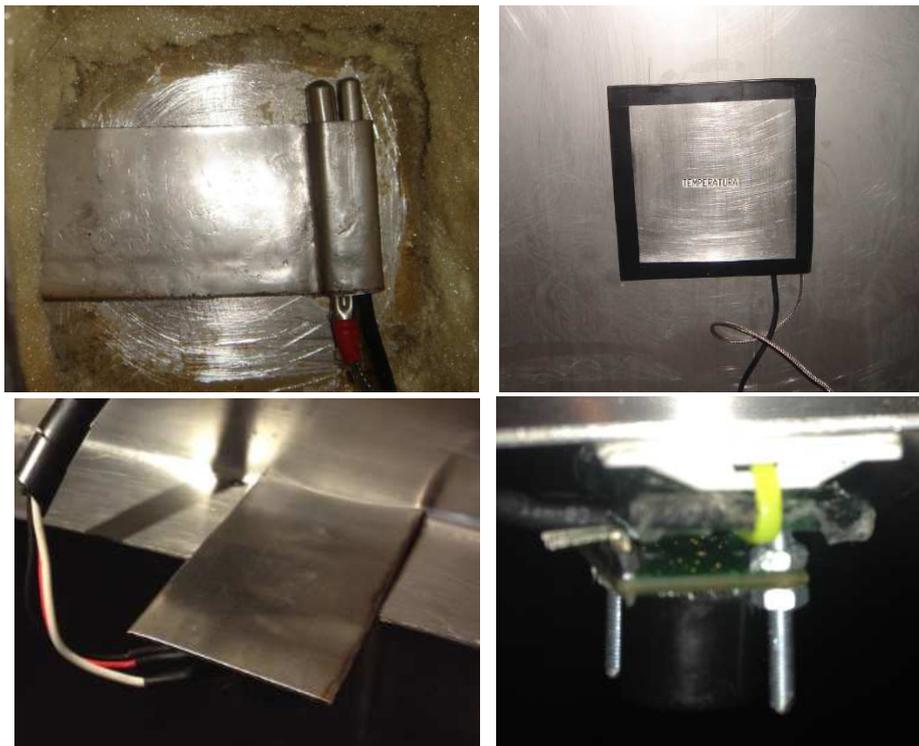


Figura 5-19 Montaje de los sensores de nivel y temperatura.

5.1.6. SUB-SISTEMA DE VISUALIZACIÓN

La visualización y control de las variables se encuentran en la interfaz del usuario, por medio de la comunicación a través de la conexión del cable USB. La PC se encuentra junto al sistema de refrigeración tal como se muestra en la figura 5-20.

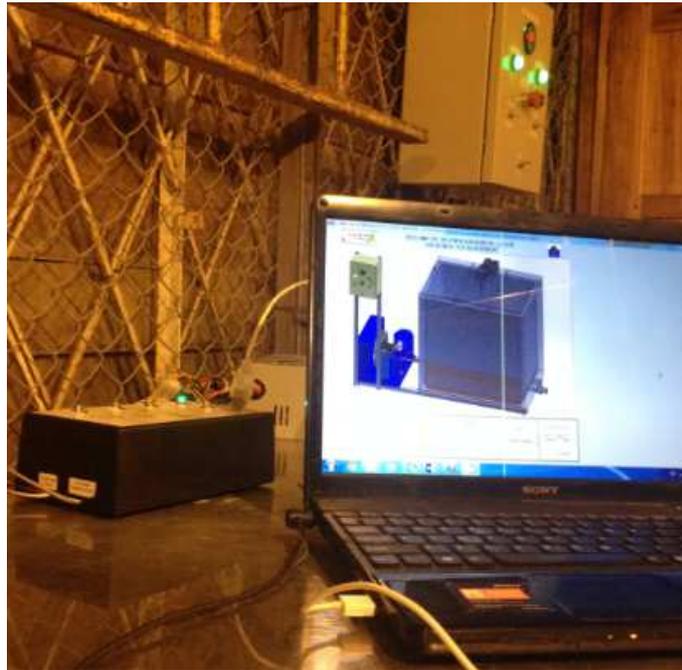


Figura 5-20 Montaje de la PC.

5.2. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez ensamblados todos los elementos, el sistema necesita del refrigerante, para que circule por las cuatro etapas del ciclo de refrigeración. Uno de los factores a resaltar del sistema antes de su funcionamiento, es la limpieza de la tubería de cobre en su totalidad, llegando a absorber toda la humedad que existe dentro del medio. Para una mejor eficiencia del refrigerante en la absorción de calor se realizaron los siguientes pasos de limpieza:

Mediante un tanque de nitrógeno se descargó el gas por la línea de líquido conjuntamente con un agente de limpieza de humedad, además para garantizar si dentro de la tubería no existe algún elemento obstruyendo, se descargó el nitrógeno por las líneas de succión y de líquido.



Figura 5-21 Proceso de limpieza de humedad en el serpentín.

Se usó la bomba de vacío para eliminar la presencia de nitrógeno en el evaporador debido a que la presión atmosférica hace que ingresen otros gases, absorbiendo todos los gases no condensables y sacando toda la humedad del sistema.



Figura 5-22 Proceso de generación de vacío en el serpentín.

Después de la limpieza se procedió a cargar el refrigerante R22 dentro del sistema por la línea de líquido, cabe señalar que la unidad condensadora se

mantuvo apagada, con el fin de que la presión de salida del compresor no influya sobre la presión a la salida del tanque del refrigerante.



Figura 5-23 Carga del refrigerante en la unidad de refrigeración.

Para poner en marcha el sistema de refrigeración como tal fue necesario cumplir con las siguientes pruebas:

- Verificar las fugas después de la conexión de los accesorios.
- Verificar que la tubería de cobre internamente se encuentre seca.
- Verificar presiones de trabajo en la línea de succión y descarga.
- Verificar que el tanque de refrigeración se encuentre con carga.
- Verificar la corriente de trabajo del compresor.
- Verificar visor en la línea de líquido.
- Verificar sobrecalentamiento.

5.2.1. PROTOCOLO DE PRUEBAS

La tabla 5-1 indica la estructura del protocolo de pruebas que se realizaron en el sistema. Para comprobar su funcionabilidad y cumplimiento de los objetivos, basándose en las normas planteadas en los capítulos anteriores.

Tabla 5-1 Protocolo de pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS Sistema automático de refrigeración de leche cruda			
Empresa:		Supervisor:	
Fecha:		N° De hoja: 1/1	
Funcionalidad (Primer Ordeño)			
Prueba	Rango	Cumple	No cumple
Verificar mínimo volumen de leche en situ.	250-400 l		
Verificar mínimo volumen de leche en la interfaz gráfica.	250-400 l		
Verificar temperatura de salida de la leche de la vaca.	34-37 °C		
Verificar temperatura inicial de la leche dentro del tanque en situ.	30-35 °C		
Verificar temperatura inicial de la leche dentro del tanque en la interfaz gráfica.	30-35 °C		
Verificar temperatura final de la leche en situ después de 3 horas de refrigeración.	3-4 °C		
Verificar temperatura final de la leche en la interfaz gráfica después de 3 horas de refrigeración.	3-4 °C		
Verificar calidad de la leche.	10000-30000 UFC		
	30000-60000 UFC		
	60000-100000 UFC		
	>100000 UFC		
SISTEMA APROBADO:		SISTEMA NO APROBADO:	
OBSERVACIONES:			
APROBADO POR:			

El protocolo de pruebas también es fundamental en el análisis de resultados, logrando convalidar el funcionamiento del sistema de refrigeración. En los anexos se puede verificar la funcionalidad del equipo tanto para el primero y segundo ordeño.

Para verificar las diferentes pruebas mencionadas en el protocolo se utilizaron elementos de medición por parte del supervisor, como es una regla graduada específica para medición del volumen y un pirómetro para tomar los datos de temperatura en situ.

El análisis de la calidad del producto se relaciona directamente con la reproducción de bacterias, siendo el ente más importante a controlar, para lo cual después de culminar con las pruebas del sistema de refrigeración se realizó un análisis de la leche por medio de la empresa “LA FLORALP”, obteniendo un valor de 20000 UFC.

Según datos obtenidos por parte de la empresa “LA FLORALP”, la leche es cotizada de acuerdo al desarrollo bacteriológico, consiguiendo por parte de la hacienda “LA ALBORADA” un producto de calidad y logrando un ingreso económico aceptable para su progreso en la industria láctea.

5.2.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados de este proyecto se basan en el reporte generado por el software ejecutable, como se indica en los anexos, donde muestra los principales datos del sistema de refrigeración. Se realizaron pruebas del comportamiento del sistema de refrigeración en función del tiempo que tarda la leche en alcanzar la temperatura requerida (4°C) durante los dos periodos de ordeños al día, obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 5-2 Protocolo de pruebas.

Intervalos (minutos)	Hora	Temperatura (°C) Primer Ordeño	Hora	Temperatura (°C) Segundo Ordeño
5	5:21	32,6	17:22	15,2
10	5:26	31,6	17:27	14,8
15	5:31	30,6	17:32	14,4
20	5:36	29,6	17:37	14
25	5:41	28,7	17:42	13,6
30	5:46	27,7	17:47	13,3
35	5:51	26,8	17:52	13
40	5:56	25,8	17:57	12,6
45	6:01	24,9	18:02	12,2
50	6:06	24	18:07	11,8
55	6:11	23	18:12	11,4
60	6:16	22,1	18:17	11
65	6:21	21,1	18:22	10,6
70	6:26	20,2	18:27	10,2
75	6:31	19,3	18:32	9,8
80	6:36	18,5	18:37	9,5
85	6:41	17,6	18:42	9,2
90	6:46	16,8	18:47	9
95	6:51	16,1	18:52	8,6
100	6:56	15,3	18:57	8,3
105	7:01	14,5	19:02	8,1
110	7:06	13,7	19:07	7,8
115	7:11	12,9	19:12	7,5
120	7:16	12,1	19:17	7,2
125	7:21	11,4	19:22	7
130	7:26	10,8	19:27	6,7
135	7:31	10,2	19:32	6,4
140	7:36	9,6	19:37	6,1
145	7:41	9	19:42	5,9
150	7:46	8,5	19:47	5,7
155	7:51	8	19:52	5,5
160	7:56	7,4	19:57	5,3
165	8:01	6,9	20:02	5,1
170	8:06	6,4	20:07	4,9
175	8:11	5,9	20:12	4,7
180	8:16	5,4	20:17	4,5
185	8:21	4,9	20:22	4,3
190	8:26	4,4	20:27	4,1
195	8:31	3,9	20:32	3,9

Según los resultados arrojados en la toma de datos, el tiempo de refrigeración de la leche es de 3 horas 15 minutos en los dos ordeños. Para el segundo ordeño la variación de temperatura en función del tiempo es poca debido a que se requiere refrigerar el doble de volumen, pero toma el mismo tiempo que en el primer ordeño ya que la temperatura inicial a refrigerar es menor. Como se muestran en las siguientes gráficas.

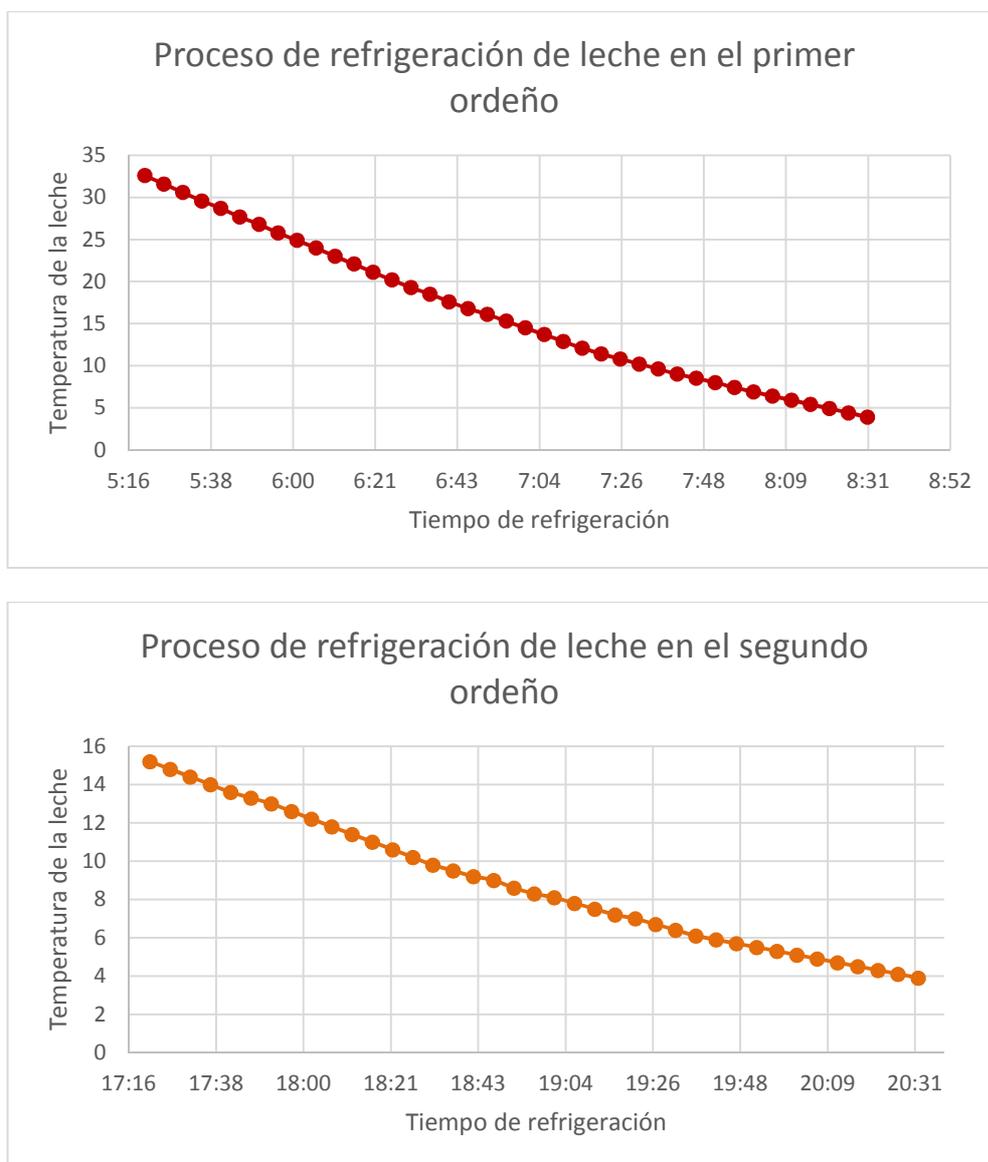


Figura 5-24 Temperatura vs Tiempo de refrigeración en el primer y segundo ordeño.

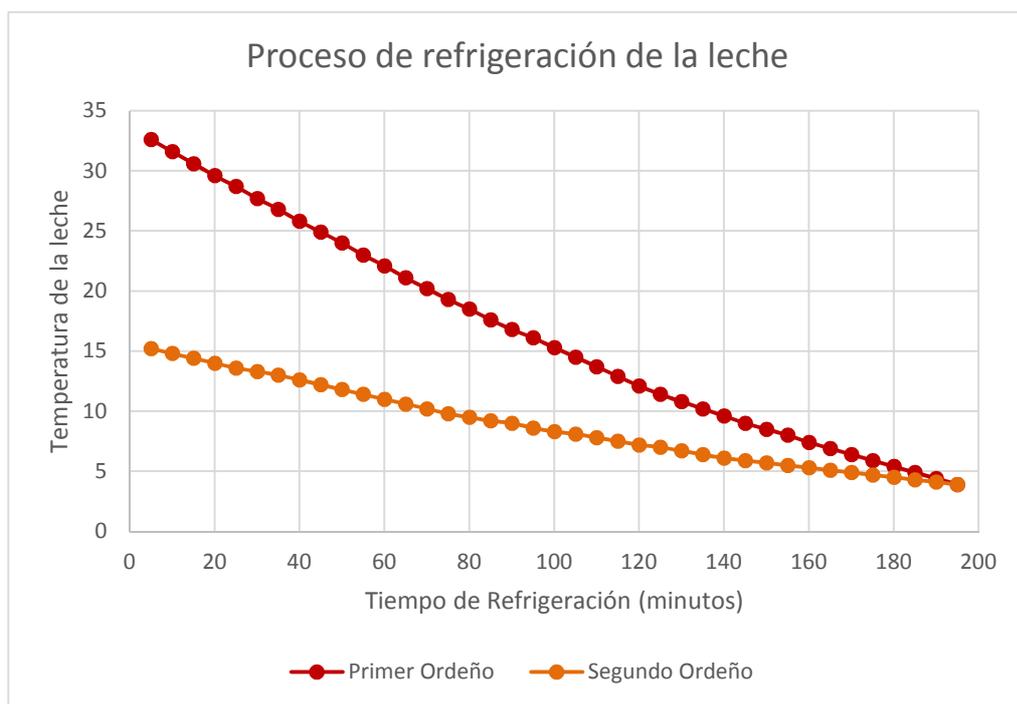


Figura 5-25 Temperatura vs Tiempo de refrigeración de los dos ordeños.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- Mediante diferentes técnicas y herramientas referentes al diseño de ingeniería, se seleccionaron e implementaron los sistemas mecánicos, eléctrico/electrónicos y de control el cual son parte fundamental en un equipo mecatrónico.
- La flexibilidad del sistema aseguró el control de temperatura en todo momento debido a que presenta dos tipos de controladores, donde el principal es un equipo robusto y específico para este tipo de aplicaciones, el cual brinda fiabilidad en la temperatura mostrada y a su vez asegura protección contra sobrevoltajes que se presentan a menudo en las zonas rurales, mientras que el segundo garantiza el control en caso de daños del equipo principal, donde gracias a sus características facilitan al operador el reemplazo del equipo, cumpliendo el control de temperatura dentro de los rangos establecidos por la norma INEN CPE 007.
- Se realizó un protocolo de pruebas para contemplar el pleno funcionamiento del equipo, cumpliendo los rangos permisibles de temperatura, capacidad y análisis microbiológico, señalando que este último fue revisada por la hacienda “LA ALBORADA” a través de su cliente “LA FLORALP” obteniendo resultados de UFC menores a 30000, siendo un dato aceptable por parte de la industria láctea.
- Luego de haber realizado las pruebas correspondientes del sistema de refrigeración, se obtuvo la leche refrigerada dentro de los rangos de temperatura permisibles (3 a 4°C) después de un tiempo de 3 horas 15 minutos, esto implica que en la práctica la etapa de evaporización no trabajó eficientemente debido al montaje del serpentín.

- Debido a la poca disponibilidad en el mercado de sistemas de refrigeración electrónicos, se analizó un nuevo dispositivo (peltier) como alternativa, resultando ser un elemento eficiente en transferencia de calor pero su carga térmica es baja para aplicaciones industriales, obteniendo un número de 500 dispositivos a utilizar para esta proyecto, lo cual no permitió ser usado por su alto costo en la implementación del mismo, por ende se utilizó un sistema de refrigeración mecánico.
- El sistema de agitación implementado cumple a cabalidad con las funciones designadas, puesto que la composición química de la leche no sufre cambios en el proceso de refrigeración y a su vez la temperatura de la leche es homogénea en todo el volumen evitando el congelamiento en la base inferior del tanque, por tanto se concluye que la velocidad de agitación y el diseño de la paleta fueron acertadas para esta aplicación.

6.2. RECOMENDACIONES

- Para garantizar la seguridad y el buen uso del sistema se sugiere seguir el procedimiento y las advertencias de uso mencionadas en el manual de usuario.
- Para la manufactura de nuevos tanques de refrigeración en el mercado nacional se recomienda mejorar el área de transferencia de calor en cuanto a la disposición del serpentín, reemplazando la tubería de cobre que se encuentra en contacto con las tapas internas del tanque mediante sujetadores, por tubería de acero inoxidable ubicado dentro del tanque en contacto directo con la leche, esto mejoraría el rendimiento de la unidad de refrigeración disminuyendo el tiempo de enfriamiento de la leche.
- En la manipulación de tanques de almacenamiento es muy importante la limpieza, por lo que es necesario realizar el aseo diariamente para evitar la contaminación del próximo almacenamiento de leche cruda.
- El tanque de leche cruda fue diseñado para una capacidad de almacenamiento de 800 litros diarios, para lo cual, es necesario que el

operador controle este valor, manteniendo en el primer ordeño un volumen mínimo de 250 litros por encima del nivel del rodete y en el segundo ordeño se complete la capacidad total con el fin de convalidar lo expuesto por la norma INEN.

BIBLIOGRAFÍA

- ANALOG DEVICE. (s.f.). Acondicionamiento de señal para termocuplas usando AD594/AD595.
- ANALOG DEVICE. (s.f.). Amplificadores de temperatura con compensación de unión fría.
- ARDUINO. (2013). <http://www.flacsoandes.org/artefactual/?p=1666>.
- ASESCO. (2013). Catálogo de productos de acero.
- ASHRAE. (2009). *Fundamentos Ciclos de refrigeración y Termodinámica*.
- ASHRAE. (2009). *Fundamentos Flujo bifásico*.
- Ayuda de Solid Works. (2014). Obtenido de http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/ThermalAnalysis/Convection_Topics/Convection_Heat_Coefficient.htm
- BALDOR. (2013). Catálogo motores monofásicos. 12.
- Betancourt, R. (2003). *Transferencia molecular de calor, masa y/o cantidad de movimiento*. Colombia.
- Cao, E. (2004). *Transferencia de calor e ingeniería de procesos*. Argentina.
- Celis, M., & Juarez, D. (2009). *Microbiología de la leche*. Bahía Blanca: Edu Tecne.
- CEXCO. (s.f.). Válvulas para procesos. España.
- Danfoss. (2013). Catálogo de selección rápida .
- Danfoss. (2013). Catálogo de Selección y Aplicación de Compresores y Unidades Condensadoras Maneurop.
- Danfoss. (2013). Manual de operación y mantenimiento de la unidad condensadora.
- Danfoss. (2014). *Aplicación, tanques de refrigeración de leche, módulo 1*. Obtenido de <https://danfoss.sabahosted.com/Saba/Web/Main>

- Edward, L., Víctor, A., & Suzanne, M. (2004). *Handbook of Industrial Mixing*. New Jersey.
- Electron. (2012). *Thermoelectric Cooler (Peltier Module)*. Obtenido de <http://www.electron.com/peltier-module-tec1-12706.html>
- EMERSON Climate Technologies. (2013). *Manual técnico de Refrigeracion y Aire Acondicionado*.
- Esplugas , S., & Chamarro , M. (s.f.). *Fundamentos de transmisión de calor*. Barcelona.
- FULL GAUGE controls. (2013). Controlador de temperatura con timer cíclico y monitor de tensión. 1.
- Grupo Quimipac. (2013). Cálculo del espesor de poliuretano. Ecuador.
- Gösta Bylund, M. (1996). *Manual de Industrias lácteas*. (A. López Gómez, Trad.) Madrid, España: Tetra Pack.
- HAMBURG, g. (2013). *Agitación*. Obtenido de <http://www.gunt.de/networks/gunt/sites/s1/mmcontent/produktbilder/08332000/Datenblatt/08332000%204.pdf>
- HB Corporation. (s.f.). Thermoelectric Cooler.
- Holman , J. (1998). *Transferencia de calor* . España: Mc GrawHill.
- INAMHI. (2014). *Pronóstico del tiempo*. Obtenido de <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/pronostico-del-tiempo/>
- Incropera , F., & De Witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: PEARSON.
- Industrial Refrigeration Consortium. (s.f.). Propiedades del R22.
- INOXPA. (2014). *Agitador lateral de fondo*. Obtenido de <http://www.inoxpa.co/productos/producto/agitador-lateral-de-fondo-Irlm>
- InverPrimos. (2013). *Controlador electrónico MT-516 CVT*. Obtenido de http://inverprimos.com/controlador-electronico-mt-516cvt-cilindrico---full-gauge_1___768__51_
- LS. (2013). Interruptores y contactores en baja tensión.

- Martinena Transmisiones. (2013). *Selección del tamaño del reductor*.
Obtenido de
<http://www.martinenasl.es/PDF/Standar/pendulares/Pagina5.pdf>
- MaxBotix. (2013). Sensor de nivel LV-MaxSonar-EZ22.
- Mecatrónica*. (2010). Obtenido de <http://queesmecatronica.blogspot.com/>
- Ministerio de Ciencia y Tecnología. (1998). RITE. España.
- Miranda , R. (2008). *Evaluación y modificación de correlaciones para transferencia de calor para R22 en ebullición forzada dentro de tubos lisos y microaleteados*. Ecuador.
- Norma ARI 710-86. (s.f.).
- NORMA CPE INEN 007. (1983). Instalación y servicio de tanques refrigerados para leche. Ecuador.
- Peirotén Delgado, J. (1987). *Q.F.D.* EOI.
- Pimentel, A. (2012). Poliuretano. *Aislamiento eficiente en el CTE*.
- Sandoval , A., Espinosa , J., & Barahona, J. (s.f.). *Una alternativa para sistemas de enfriamiento con base en semiconductor*. Oaxaca, México.
- SIEMENS. (2012). Catálogo productos eléctricos industriales. 3/1.
- Siemens*. (2014). Obtenido de
<http://www.automation.siemens.com/mcms/programmable-logic-controller/en/simatic-s7-controller/s7-1200/Pages/Default.aspx>
- TermoGraf V5.7. (1997-2014). Grupo de didáctica en Ingeniería Térmica.
- TRANSTECNO. (2013). Catálogo reductores sin fin corona. D7.
- Vetifarma. (2008). *Refrigeración de la leche en la granja*. Obtenido de
<http://www.cuencarural.com/lecheria/50189-refrigeracion-de-la-leche-en-la-granja/>
- Warren , M., Julian, S., & Peter, H. (1998). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química* (Vol. 4). Madrid: McGraw-Hill.

Wurth. (2013). *Reglas de acero inoxidable para leche*. Obtenido de <http://www.directindustry.es/prod/adolfo-wurth-gmbh-co-kg/reglas-acero-inoxidable-18878-1014153.html>

Yunus Cengel , A., & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. México: Mc GrawHill.

Yunus Cengel, A. (2004). *Transferencia de calor*. Mc Graw-Hill.

ANEXOS