



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA
Y MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUNEL DE
CONGELAMIENTO DE CAMARÓN A -40°C CON UN SISTEMA
DE TRANSPORTE Y CONTROL MULTIVARIABLE PARA
EXPROD CIA. LTDA.**

**AUTORES: ALMEIDA CÁCERES, JUAN DAVID
PINZÓN BUITRÓN, JONATHAN MIGUEL**

DIRECTOR: ING. TAPIA, MELTON

CODIRECTOR: ING. GUTIERREZ, ROBERTO

SANGOLQUÍ

2015

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICACION DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUNEL DE CONGELAMIENTO DE CAMARÓN A -40°C CON UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y CONTROL MULTIVARIABLE PARA EXPROD CIA. LTDA.” fue realizado en su totalidad por Juan David Almeida Cáceres y Jonathan Miguel Pinzón Buitrón como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.



Ing. Melton Tapia
DIRECTOR



Ing. Roberto Gutiérrez
CODIRECTOR

Sangolquí, 2015


CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Juan David Almeida Cáceres y Jonathan Miguel Pinzón Buitrón

Declaramos que el proyecto de grado titulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUNEL DE CONGELAMIENTO DE CAMARÓN A -40°C CON UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y CONTROL MULTIVARIABLE PARA EXPROD CIA. LTDA.”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico de esta tesis de grado.



JUAN D. ALMEIDA CÁ CERES



JONATHAN M. PINZÓN BUITRÓN

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Juan David Almeida Cáceres y Jonathan Miguel Pinzón Buitrón

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUNEL DE CONGELAMIENTO DE CAMARÓN A - 40°C CON UN SISTEMA DE TRANSPORTE Y CONTROL MULTIVARIABLE PARA EXPROD CIA. LTDA.”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.



JUAN D. ALMEIDA CÁCERES



JONATHAN M. PINZÓN BUITRÓN

DEDICATORIA 1

Esta tesis se la dedico a mis padres, amigos y familia, que nunca dejaron de apoyarme y creer en mí. Siempre ayudándome en los buenos y malos momentos y permaneciendo a mi lado en todo momento durante mi vida estudiantil.

JUAN DAVID ALMEIDA CACERES

DEDICATORIA 2

Esta tesis se la dedico a mis padres, los cuales me brindaron todo su apoyo y comprensión para la terminación de mi carrera profesional y a mi hermano por su confianza y apoyo en todo momento de mi vida.

JONATHAN MIGUEL PINZÓN BUITRÓN

AGRADECIMIENTO 1

Agradezco principalmente a Dios, por darme fuerzas cuando me hacían falta. A mi familia por ser partícipes de este logro alcanzado que sin ellos no lo hubiera logrado. A mis amigas y amigos por su calidez y buenos momentos que con sus consejos y apoyo logre culminar esta meta propuesta. A mi director y codirector de tesis por su apoyo y conocimiento entregado. Si se me escapa alguna persona pido disculpas siempre los llevare a todos en mi corazón.

JUAN DAVID ALMEIDA CACERES

AGRADECIMIENTOS 2

Agradezco a Dios primeramente, por darme la fuerza y el coraje para afrontar sin miedo cualquier reto, a mis padres por su cariño y esas noches de desvelo que tuvieron que pasar tratando de ayudarme en mis estudios, a mi hermano sin el cual no hubiese sido posible esta tesis, a mi compañero de tesis por su amistad y compromiso con este proyecto, a mi director y codirector de tesis por su valiosa guía, a todos mis profesores quienes no dudaron en brindarme su apoyo y a todos esos amigos y amigas que de una u otra manera me ayudaron para concluir mis estudios. A todos ellos les doy sinceramente las Gracias!

JONATHAN MIGUEL PINZÓN BUITRÓN

ÍNDICE DE CONTENIDOS

| | |
|--|-------|
| CERTIFICACION DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO | ii |
| DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD..... | iii |
| AUTORIZACIÓN | iv |
| DEDICATORIA 1 | v |
| DEDICATORIA 2 | vi |
| AGRADECIMIENTO 1 | vii |
| AGRADECIMIENTOS 2..... | viii |
| ÍNDICE DE CONTENIDOS | ix |
| INDICE DE FIGURAS | xiv |
| INDICE DE TABLAS | xvi |
| INDICE DE ANEXOS | xviii |
| RESUMEN | xix |
| ABSTRACT | xx |
| 1. CAPITULO I..... | 1 |
| ASPECTOS GENERALES | 1 |
| 1.1. ANTECEDENTES..... | 1 |
| 1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA | 1 |
| 1.2.1. PROBLEMA CENTRAL | 1 |
| 1.2.2. PROBLEMAS SECUNDARIOS..... | 1 |
| 1.3. JUSTIFICACIÓN | 2 |
| 1.3.1. JUSTIFICACIÓN AMBIENTAL..... | 2 |
| 1.3.2. JUSTIFICACIÓN TÉCNICA..... | 2 |
| 1.3.3. JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA | 3 |
| 1.4. OBJETIVOS | 3 |
| 1.4.1. OBJETIVO GENERAL..... | 3 |
| 1.4.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS..... | 4 |

| | | |
|----------|---|----|
| 2. | CAPITULO II..... | 5 |
| | MARCO TEÓRICO | 5 |
| 2.1. | PROCESAMIENTO DEL CAMARON | 5 |
| 2.2. | TUNELES DE FRIO | 7 |
| 2.3. | REFRIGERANTES INDUSTRIALES | 7 |
| 2.4. | DISEÑO DE ESTRUCTURAS A BAJAS TEMPERATURAS..... | 8 |
| 2.5. | LINEA AUTOMATICA DE TRANSPORTE DE CAMARON | 10 |
| 2.6. | INSTRUMENTACIÓN DE TUNELES DE CONGELAMIENTO | 11 |
| 2.7. | CONTROL INDUSTRIAL..... | 11 |
| 3. | CAPITULO III | 12 |
| | NORMAS DE PROCESAMIENTO DE CAMARON..... | 12 |
| 3.1. | TIPOS DE CAMARON..... | 12 |
| 3.1.1. | ESPECIES DE CAMARON..... | 12 |
| 3.1.2. | TALLAS DEL CAMARON..... | 12 |
| 3.1.3. | ENFERMEDADES DEL CAMARON..... | 13 |
| 3.2. | NORMAS TECNICAS | 15 |
| 3.2.1. | NORMAS PARA EXPORTACION DEL CAMARON..... | 15 |
| 3.2.2. | NORMAS DE DISEÑO..... | 18 |
| 3.2.2.1. | NORMA DE SOLDADURA | 18 |
| 3.2.2.2. | NORMA DE ESTRUCTURAS METÁLICAS | 18 |
| 3.2.2.3. | NORMA DE REFRIGERACIÓN | 18 |
| 3.3. | NORMAS DE SEGURIDAD INDUSTRIAL | 19 |
| 4. | CAPITULO IV | 21 |
| | DISEÑO DE BANDA TRANSPORTADORA Y SELECCIÓN DE MOTOR | 21 |
| 4.1. | DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL..... | 21 |
| 4.1.1. | DISEÑO GEOMÉTRICO DE LA ESTRUCTURA | 21 |
| 4.1.2. | ANÁLISIS DE CARGAS EN LA ESTRUCTURA | 22 |
| 4.1.3. | ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y FATIGA | 31 |

| | | |
|----------|---|----|
| 4.1.4. | ANÁLISIS DE DEFLEXIÓN..... | 51 |
| 4.1.5. | ANÁLISIS DE RESISTENCIA-FATIGA EN LA SOLDADURA | 58 |
| 4.2. | CÁLCULO DE LA TENSIÓN Y POTENCIA DE LA BANDA..... | 66 |
| 4.2.1. | FACTOR DE CORRECCIÓN DE TEMPERATURA | 66 |
| 4.2.2. | CÁLCULO DE FUERZA TG MÁX Y TENSIÓN EFECTIVA | 67 |
| 4.2.3. | POTENCIA REQUERIDA..... | 71 |
| 5. | CAPITULO V | 73 |
| | DISEÑO ELECTRONICO Y CONEXIONES ELECTRICAS INDUSTRIALES | 73 |
| 5.1. | SISTEMA ELECTRICO..... | 73 |
| 5.1.1. | MOTOR | 73 |
| 5.1.2. | VARIADOR..... | 74 |
| 5.1.2.1. | SELECCIÓN DEL TIPO DE VARIADOR DE VELOCIDAD | 74 |
| 5.1.2.2. | SELECCIÓN DEL MODELO DE VARIADOR. | 77 |
| 5.1.2.3. | TIPO DE COMUNICACIÓN DEL VARIADOR..... | 78 |
| 5.1.3. | CABLEADO..... | 79 |
| 5.1.4. | PROTECCIONES..... | 80 |
| 5.1.4.1. | FUSIBLE..... | 80 |
| 5.1.4.2. | GUARDAMOTOR..... | 81 |
| 5.1.5. | SENSORES..... | 82 |
| 5.1.5.1. | SENSORES DE TEMPERATURA. | 82 |
| 5.1.5.2. | SENSOR DE TEMPERATURA DE CAMARÓN. | 82 |
| 5.1.5.3. | SELECCIÓN DEL SENSOR DE TEMPERATURA. | 83 |
| 5.1.6. | CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE | 86 |
| 6. | CAPITULO VI | 88 |
| | DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN..... | 88 |
| 6.1. | CRITERIOS GENERALES..... | 88 |
| 6.1.1. | TIPO DE PRODUCTO..... | 88 |
| 6.1.2. | REQUERIMIENTO DE DISEÑO PARA EXPROD CIA. LTD..... | 88 |

| | | |
|----------|--|-----|
| 6.2. | CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS EN EL TÚNEL. | 90 |
| 6.2.1. | PÉRDIDAS A TRAVÉS DE LAS PAREDES. | 90 |
| 6.2.2. | PERDIDAS POR SERVICIO. | 92 |
| 6.2.3. | PÉRDIDAS POR LA CARGA DE GÉNERO..... | 95 |
| 6.2.4. | PÉRDIDAS POR CALOR DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS | 100 |
| 6.2.5. | POTENCIA NOMINAL FRIGORÍFICA. | 100 |
| 6.3. | MODELO DE CÁLCULO | 101 |
| 6.4. | SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN..... | 105 |
| 6.4.1. | SELECCIÓN DE LOS EVAPORADORES. | 105 |
| 6.4.1.1. | ANÁLISIS DE CONDENSACIÓN DE AGUA | 105 |
| 6.4.2. | SELECCIÓN DE COMPRESORES..... | 108 |
| 6.4.3. | SELECCIÓN DE TUBERÍAS | 111 |
| 7. | CAPITULO VII..... | 112 |
| | SISTEMA DE CONTROL | 112 |
| 7.1. | PARÁMETROS DE CONTROL..... | 112 |
| 7.2. | CONTROL DE LAS VARIABLES DEL SISTEMA..... | 113 |
| 7.3. | DESCRIPCIÓN DEL PROCESO..... | 114 |
| 7.4. | DIAGRAMA DE FLUJO | 115 |
| 7.5. | DIAGRAMA DE CONTROL | 117 |
| 7.6. | ASIGNACIÓN DE VARIABLES DE CONTROL..... | 118 |
| 7.7. | PROGRAMA DE CONTROL..... | 118 |
| 8. | CAPITULO VIII | 121 |
| | ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO | 121 |
| 8.1. | ANÁLISIS ECONÓMICO | 121 |
| 8.2. | ANALISIS FINANCIERO | 124 |
| 9. | CAPITULO IX | 132 |
| | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 132 |
| 9.1. | CONCLUSIONES | 132 |

| | |
|---------------------------|-----|
| 9.2. RECOMENDACIONES..... | 133 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 134 |
| ANEXOS..... | 136 |

INDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 Gráfica de resistencia vs. Temperatura | 9 |
| Figura 2 Temperature vs. E-modulus | 9 |
| Figura 3 Litopenaeus vannamei..... | 12 |
| Figura 4 Sello HACCP | 16 |
| Figura 5 Estructura de los módulos de la Banda Transportadora..... | 22 |
| Figura 6 Malla de Transporte | 23 |
| Figura 7 Distribución de rejillas en banda transportadora..... | 25 |
| Figura 8 Abrazadera engranes | 29 |
| Figura 9 Engrane plástico | 29 |
| Figura 10 Rodamientos..... | 30 |
| Figura 11 Láminas de Plástico | 30 |
| Figura 12 Teorías de falla..... | 34 |
| Figura 13 Análisis perfiles circulares | 35 |
| Figura 14 Simulación de esfuerzos..... | 36 |
| Figura 15 Cargas en perfil C secundario | 37 |
| Figura 16 Simulación Perfil C secundario..... | 38 |
| Figura 17 Cargas en soportes circulares | 39 |
| Figura 18 Simulación soportes circulares..... | 40 |
| Figura 19 Cargas perfil C principal | 41 |
| Figura 20 Simulación perfil C principal | 43 |
| Figura 21 Cargas soportes cuadrados principales | 45 |
| Figura 22 Simulación soportes cuadrados principales | 47 |
| Figura 23 Cargas ejes principales de movimiento..... | 48 |
| Figura 24 Simulación ejes principales de movimiento..... | 50 |
| Figura 25 Simulación de deflexión de perfil cuadrado de soporte | 52 |
| Figura 26 Simulación de deflexión de perfil en C de soporte secundario..... | 53 |
| Figura 27 Simulación de deflexión del perfil en C de soporte secundario..... | 54 |
| Figura 28 Simulación de deflexión de los perfiles en C principales | 55 |
| Figura 29 Simulación de deflexión los soportes cuadrados principales..... | 56 |
| Figura 30 Simulación de deflexión los ejes principales de movimiento | 58 |
| Figura 31 Ejemplo soldadora MIG..... | 58 |

| | |
|---|-----|
| Figura 32 Soldadura | 60 |
| Figura 33 Imagen de Diseño..... | 60 |
| Figura 34 Diagrama de cuerpo libre | 61 |
| Figura 35 Soldadura en estructura | 64 |
| Figura 36 Factor de corrección..... | 67 |
| Figura 37 Ejemplo de banda..... | 67 |
| Figura 38 Motor..... | 73 |
| Figura 39 Comparación de variadores..... | 74 |
| Figura 40 Catalogo Sinamics G110 1..... | 78 |
| Figura 41 Catalogo Sinamics G110 2..... | 79 |
| Figura 42 Catalogo Sinamics G110 3..... | 80 |
| Figura 43 Características Sensor Raytek..... | 82 |
| Figura 44 Características sensores de temperatura..... | 83 |
| Figura 45 Bandejas para Camarón | 89 |
| Figura 46 Cambios de aire promedio en 24 horas | 93 |
| Figura 47 Calor removido del aire de enfriamiento | 94 |
| Figura 48 Diagrama P-h | 103 |
| Figura 49 Diagrama real P-h | 104 |
| Figura 50 Valores de diagrama P-h..... | 105 |
| Figura 51 Diagrama Psicométrico | 106 |
| Figura 52 Difusores de media silueta | 108 |
| Figura 53 Compresores Emerson Climate..... | 109 |
| Figura 54 Unidades Condensadoras Emerson Climate 1 | 110 |
| Figura 55 Unidades Condensadoras Emerson Climate 2 | 111 |
| Figura 56 Datos Unidad Evaporadora | 112 |
| Figura 57: Diagrama de flujo de proceso de túnel de congelación 1 | 116 |
| Figura 58: Diagrama de flujo de proceso de túnel de congelación 2 | 117 |
| Figura 59 Diagrama de control del PLC..... | 118 |

INDICE DE TABLAS

| | |
|--|-----|
| Tabla 1 Datos de fabricante INCOTEC SERIE 50 | 23 |
| Tabla 2 Pesajes del Camarón..... | 24 |
| Tabla 3 Carga total de camarón por módulo de la estructura..... | 25 |
| Tabla 4 Tubo cuadrado Acero AISI 304 | 26 |
| Tabla 5 Perfil tipo C AISI 304 | 26 |
| Tabla 6 Eje acero AISI 304 | 27 |
| Tabla 7 Perfil tipo C AISI 304 | 28 |
| Tabla 8 Peso de ejes principales de movimiento y accesorios | 31 |
| Tabla 9 Estudio Velocidades del Motor | 32 |
| Tabla 10 Datos para elementos finitos del perfil cuadrado de soporte..... | 52 |
| Tabla 11 Datos para elementos finitos del perfil en C de soporte secundario | 53 |
| Tabla 12 Datos para elementos finitos de los soportes circulares | 54 |
| Tabla 13 Datos para elementos finitos de los perfiles en C principales | 55 |
| Tabla 14 Datos para elementos finitos de los soportes cuadrados principales.... | 56 |
| Tabla 15 Datos para elementos finitos de los ejes principales de movimiento ... | 57 |
| Tabla 16 Propiedades implementadas en las uniones soldadas de la banda..... | 65 |
| Tabla 17 Valoración de criterios de variador de frecuencia..... | 76 |
| Tabla 18 Evaluación de opciones de variador de frecuencia | 77 |
| Tabla 19 Valoración de criterios de temperatura | 85 |
| Tabla 20 Evaluación de opciones de variador de frecuencia | 86 |
| Tabla 21 Tabla de interpolación de factor de pérdida por servicio-volumen..... | 93 |
| Tabla 22 Tabla de extrapolación de factor de pérdida servicio-temperatura. | 95 |
| Tabla 23 Tabla de Análisis de Producto..... | 120 |
| Tabla 24 Costo de obra civil..... | 121 |
| Tabla 25 Costo de materia prima..... | 122 |
| Tabla 26 Costos de partes y piezas..... | 123 |
| Tabla 27 Costos de fabricación | 124 |
| Tabla 28 Resumen de costos | 124 |
| Tabla 29 Parámetros principales estudio Costo/beneficio..... | 125 |
| Tabla 30 Análisis de costos mensuales camarón IQF manual | 127 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 31 Análisis de costos mensuales camarón IQF automatizado..... | 128 |
| Tabla 32 Análisis de costo-beneficio mensual | 129 |
| Tabla 33 Proyección estimada de Ganancia e Inversión | 130 |

INDICE DE ANEXOS

| | |
|--|-----|
| ANEXO A NORMA INEN..... | 137 |
| ANEXO B PROGRAMACIÓN PLC | 143 |
| ANEXO C DIAGRAMA P-h..... | 147 |
| ANEXO D ENSAMBLAJE DE BANDA..... | 148 |
| ANEXO E PARED AISLANTE | 148 |
| ANEXO F EJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA | 149 |
| ANEXO G ENGRANAJE Y ABRAZADERA | 149 |
| ANEXO H MOTOR INSTALADO | 150 |
| ANEXO I BANDA Y TÚNEL DE CONGELACIÓN | 150 |
| ANEXO J TENSADOR DE BANDA..... | 151 |
| ANEXO K RENDIJA DE INGRESO | 151 |
| ANEXO L PANEL DE CONTROL Y TÚNEL DE CONGELACIÓN | 152 |
| ANEXO M PLANOS MECÁNICOS, ELECTRICOS Y ELECTRÓNICOS .. | 153 |

RESUMEN

La empresa Exprod Cia. Ltda. Es una mediana empresa ubicada en el cantón Duran, provincia del Guayas, dedicada al procesamiento y exportación de diferentes tipos de camarón y tiene la visión de mejorar sus niveles producción y exportación de camarón hacia los Estados unidos de Norteamérica mediante la inversión en nueva tecnología para su planta de procesamiento de camarón, la cual le permita a la empresa producir productos de calidad internacional con la máxima eficiencia. El presente proyecto está dirigido a diseñar y construir un sistema de congelamiento instantáneo e individual para camarón totalmente automatizado. El primer paso para la realización de este proyecto fue investigar todos los requerimientos nacionales e internacionales, técnicos y económicos que la empresa necesitaba para comenzar con el estudio de un presupuesto y diseño inicial. Una vez aprobado el diseño y presupuesto por parte de la empresa procedimos a dividir el trabajo en cuatro etapas principales como son: El diseño mecánico, la selección y dimensionamiento del sistema de refrigeración, el diseño electrónico y la implementación del control. Dentro de las etapas del proyecto se realizaron algunas selecciones de los materiales principales de fabricación, diseño del sistema de banda transportadora, selección de motores, selección de condensadores, selección de evaporadores, selección del tipo de refrigerante, diseño y selección del panel electrónico, implementación del sistema de refrigeración y por ultimo implementación de un sistema de control automático. En cada etapa del proyecto se realizaron simulaciones y pruebas del proceso para garantizar el buen funcionamiento del equipo.

PALABRAS CLAVES: REFRIGERACIÓN, BANDA TRANSPORTADORA, TUNEL, IQF, MULTIVARIABLE.

ABSTRACT

The company Exprod Cia. Ltda. It is a medium-sized company located in Duran, Guayas Province Region dedicated to processing and exporting different kinds of shrimp and has the vision to improve their production and export of shrimp to the United States of America by investing in new technology for shrimp processing plant, which allows the company to produce products of international quality with maximum efficiency. This project aims to design and build a system of instant and freeze individually for fully automated shrimp. The first step in the realization of this project was to investigate all national and international and economic requirements, technical that the company needed to begin the study of a budget and initial design. Once the design and budget approved by the company proceeded to divide the work into four main stages such as: Mechanical design, selection and sizing of the cooling system, electronic design and implementation of control. Within the project stages selections from the main manufacturing materials, design conveyor system, motor selection, selection of condensers, evaporators selection, coolant type selection, design and selection of electronic panel, implementation is performed cooling system and finally a system for implementing automatic control. At each stage of the project process simulations and tests were conducted to ensure proper operation.

KEY WORDS: REFRIGERATION, CONVEYOR, TUNNEL, IQF, MULTIVARIABLE.

1. CAPITULO I

ASPECTOS GENERALES

1.1. ANTECEDENTES

Exprod Cía. Ltda. Es una empresa nueva del Ecuador que empieza sus actividades el 28 de Noviembre de 2011 como empresa dedicada al procesamiento y exportación de camarón de distintas tallas en la región costera del Ecuador en la provincia de El Azuay, cantón Ponce Enríquez.

En este sector realiza actividades como el descabezado, pelado, desvenado, clasificado y congelado de camarón utilizando para ello métodos manuales, semiautomáticos y automáticos.

El 14 de Agosto de 2012 decide mudar su empresa a la provincia del Guayas, Cantón Duran debido a un incremento en su producción lugar en donde actualmente opera brindando un servicio de calidad y realizando también procesos de control de calidad del camarón a ser exportado con los más altos estándares de calidad internacional.

1.2.DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1. PROBLEMA CENTRAL

Exprod Cía. Ltda., preocupado por la calidad del producto procesado en su planta requiere mejorar el tipo de producción haciéndola más rápida y eficiente para cumplir con las expectativas del cliente nacional e internacional y cumpliendo su ciclo de mejoramiento continuo.

1.2.2. PROBLEMAS SECUNDARIOS

- Se requiere el diseño y construcción de un túnel de congelamiento de camarón a -40°C con un sistema de transporte interno para congelar

camarón de forma individual debido a que la empresa solo posee en la actualidad, congelamiento general mediante cuartos fríos.

- Se requiere mejorar el aprovechamiento de la energía en refrigeración, aumentar el ritmo de producción, mejorar la calidad del producto y obtener un sistema que funcione automáticamente.
- Se necesita un control multivariable que actúe de manera eficaz y eficiente, para obtener las condiciones necesarias para el congelamiento del camarón y que cumpla con las normas establecidas.

1.3.JUSTIFICACIÓN

1.3.1. JUSTIFICACIÓN AMBIENTAL

Al tratarse de un túnel de congelación se realizan grandes cantidades de intercambio de calor. Por lo cual es indispensable optimizar su uso, ya que en los cuartos fríos que se encuentran en operación al momento se desperdicia espacio y por lo tanto se desperdicia energía. En un túnel de congelación se realiza un proceso continuo el cual ahorra tiempo y al mismo tiempo optimiza el aire que se encuentra a baja temperatura en el túnel para que existan pérdidas de calor mínimo y gracias a la banda transportadora se utiliza todo el espacio disponible y se aumenta la producción y velocidad de la misma.

1.3.2. JUSTIFICACIÓN TÉCNICA

Al ser Exprod Cía. Ltda. Una de las empresas exportadoras de camarón importantes del país hacia los Estados Unidos y Europa. La regulación y precisión al momento de congelar el producto es imprescindible. Además debido al aumento de demanda de camarón en el mercado internacional, requiere de manera imperativa el equipamiento de equipos de: mayor producción, velocidad y precisión en el momento de la producción.

Las normas internacionales de alimentos congelados requieren precisión, para así permitir que el producto ingrese sin ningún inconveniente al mercado extranjero.

El incumplimiento de los estándares, por falta de precisión al momento de la congelación, lleva posteriormente a la negación del permiso de ingreso del lote.

Ambas necesidades, tanto la cantidad de producción, como la calidad al momento de procesar el camarón, para el posterior empaquetamiento, dan paso al diseño y construcción de un túnel de congelamiento de camarón a -40°C con un sistema de transporte y control multivariable.

1.3.3. JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA

Mostrar una nueva alternativa con aceptación a través del desarrollo de tecnología de punta, proveer a nuestros clientes un producto fresco y natural con la más alta calidad, el cual debe de estar congelado usando la menor cantidad de recursos posibles, optimizando recursos lo que implica para la empresa Exprod Cía. Ltda. Un ahorro en el ámbito económico al ser más amigable con el medio ambiente y, además con la mejora de tiempos de producción, se obtiene un mayor volumen de producción lo que implica mayor ganancia en menos tiempo.

1.4.OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un túnel de congelamiento de camarón a -40°C con un sistema de transporte y control multivariable para la empresa EXPROD CIA. LTDA que sea capaz de operar sin problemas a bajas temperaturas y a velocidad

variable de acuerdo a las necesidades de producción sin importar las condiciones climáticas externas cumpliendo con los estándares de producción de la FDA de los Estados Unidos de Norteamérica para el procesamiento de camarón.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar y desarrollar un sistema completo de control de acuerdo a las necesidades del proceso y del producto, cumpliendo las normas técnicas y los niveles de producción requeridos.
- Seleccionar el sistema de aislamiento y congelamiento del túnel, además de seleccionar los controladores de todos los actuadores y sensores para el mismo, para que este sea capaz de alcanzar las temperaturas propuestas.
- Diseñar e implementar la banda transportadora tomando en cuenta el entorno de funcionamiento además de seleccionar el moto reductor y el variador de frecuencia para tener un arranque suave y un PLC que se encargue del control.
- Realizar los circuitos y placas electrónicas necesarias para controlar las variables involucradas del proceso como temperatura, velocidad, entre otras.

2. CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1.PROCESAMIENTO DEL CAMARON

El personal de Exprod Cía. Ltda. Realiza de manera minuciosa los distintos pasos para el procesamiento del camarón que serán explicadas en las siguientes etapas:

Primero, se recibe el camarón, al momento de la recepción del producto se realiza una inspección de las siguientes características:

Recepción de los lotes de camarón en donde se archiva su respectiva procedencia, fecha de pesca, cantidad del lote, tipo de camarón y talla estimada.

Control sanitario del medio de transporte y su temperatura de transportación.

Inspección visual del camarón a cargo de personal altamente entrenado en control de calidad.

Control de calidad de una muestra del producto establecida en la norma vigente de la empresa a cargo del Laboratorio Biológico de la empresa en donde se le realizan todas las pruebas necesarias al producto.

Control del sabor del producto a cargo de expertos en degustación de camarón.

Con estos parámetros en mente se procede a realizar un muestreo. La muestra que se toma es de 1 Kg. Por cada camión de producto que se receipta en la planta, un camión contiene aproximadamente 1000 Kg., esta muestra es tomada aleatoriamente para realizar los respectivos análisis. En los análisis a las muestras se toma en cuenta los siguientes parámetros:

1. Cantidad de camarones defectuosos en la muestra.
2. Cantidad de Camarón flácido
3. Color de camarón (Melanosis)

4. Necrosis del camarón.
5. Enfermedades varias no comunes.

Si el 70 % de la muestra se encuentra dentro de los parámetros aceptables de las pruebas realizadas la carga estará lista para ingresar a la planta de procesamiento.

Hay varios tipos de estado del producto que puede ingresar empresa. Y dependiendo del cliente exterior se le puede dar los siguientes procesos:

Para producir colas de camarón se realiza el descabezado de manera manual sin utilizar ningún utensilio. Segundo, se realiza un lavado, para limpiar las impurezas que puede tener el camarón. Más adelante, Se realiza un pesado de la cola del camarón con lo cual se puede tener una idea de la producción que se va a obtener. Después se realiza un clasificado por talla en una maquina clasificadora de forma semiautomática calibrada por un operario. La máquina clasificadora posee 5 líneas, de las que 3 son líneas directas para empaquetado y dos son de “rechazo”, que es un lote de camarón que se tiene que volver a mandar a la clasificadora ya que este no pudo ser clasificado de manera adecuada.

Por último se pesa al producto para obtener la cantidad exacta para ser empaquetado, se lo congela a -32°C y se lo almacena a -18°C .

Para producir cabezas de camarón se realiza un lavado, para limpiar las impurezas que puede tener el camarón. Más adelante se realiza un clasificado por talla en la maquina clasificadora.

Por último se pesa al producto para obtener la cantidad exacta para ser empaquetado, se lo congela a -32°C y se lo almacena a -18°C .

Para producir camarón pelado y desvenado que es el área en donde implementaremos nuestro equipo, se realiza el descabezado de manera manual sin utilizar ningún utensilio. Segundo, se realiza un lavado y pelado del camarón de forma

manual usando cuchillos para limpiar las vísceras e impurezas que puede tener el camarón. Más adelante se realiza un clasificado por talla y por último se pesa al producto para obtener la cantidad exacta para ser empaquetado, se le realiza un glaseado con sal muera a 0°C luego de lo que se congela a -40°C en nuestra máquina y se lo almacena a -18°C.

2.2.TUNELES DE FRIO

Los túneles de frío son ocupados en las plantas procesadoras de alimentos para ralentizar el proceso descomposición, aumentar su eficiencia, ahorrar costos energéticos e incrementar la cantidad de producción. Su principio de funcionamiento es mediante la transferencia de calor, por medio de la convección, al producto que se encuentra en la banda transportadora.

El túnel cuenta con regulación tanto de la temperatura como de la velocidad de la banda los cuales son accionados por controladores, drivers u otros dispositivos creados para obtener las condiciones deseadas en el túnel de frío.

Para conservar la temperatura el túnel de frío tiene que contar con paredes aislantes que mantengan así la temperatura y por ende den una mejor calidad al producto. Estas paredes variaran de material y de espesor dependiendo de la aplicación, presupuesto y condiciones medio ambientales que tenga el túnel de frío.

Se debe poseer un intercambiador de calor el cual con la ayuda de evaporadores hace circular el aire frío sobre la banda transportadora y que además controla la temperatura del sistema.

2.3.REFRIGERANTES INDUSTRIALES

De acuerdo a (Total Line), existe una cantidad grande de refrigerantes, actualmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Cada refrigerante tiene propiedades que difieren de otros, tales como: puntos de ebullición, calor específico, calor latente, densidad y otros factores que afectan la habilidad del refrigerante para transferir el calor.

De manera general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Desde el punto de vista de la refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y la compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió descontinuar algunos de esos refrigerantes antes del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera. En su lugar, se van a utilizar otros refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias. Los grandes fabricantes de refrigerantes, siguen trabajando en el desarrollo de nuevos productos.

2.4.DISEÑO DE ESTRUCTURAS A BAJAS TEMPERATURAS

Cuando las temperaturas de operación son menores de la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte la resistencia y la ductilidad, o la fragilidad, son propiedades afectadas por el efecto de la temperatura del entorno de operación.

El efecto de la temperatura sobre las propiedades estáticas de los aceros y plásticos se caracteriza en la gráfica de resistencia contra temperatura de la siguiente figura.

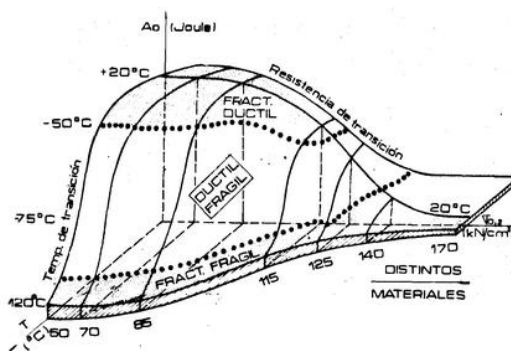


Figura 1 Gráfica de resistencia vs. Temperatura

Fuente: (Richard G. Budynas)

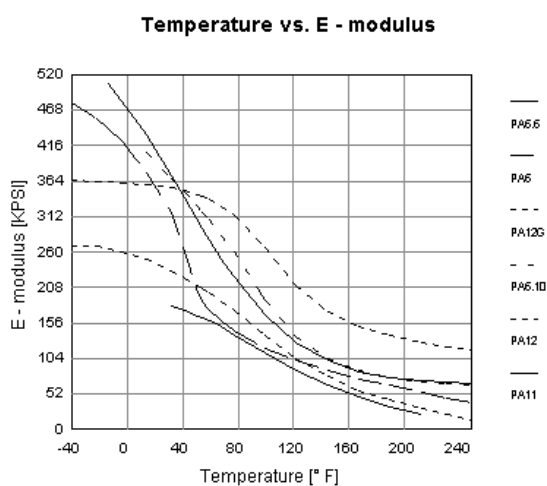


Figura 2 Temperature vs. E-modulus

Fuente: (Power-Core, 2013)

De acuerdo a (Fenner & Reddy, 2012), cuando la temperatura de un cuerpo desciende de manera uniforme este se contrae y su deformación unitaria normal es:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z = \alpha(\Delta T) \quad \text{EC. 1}$$

Donde α es el coeficiente de dilatación térmica y (ΔT) es el cambio de la temperatura.

El material experimenta un decremento de su volumen que al estar sujeto por otras estructuras o apoyos genera fuerzas de tensión en el material, lo que indicaría que estamos trabajando con un material que posee una carga adicional de temperatura que hay que sumarle a nuestros esfuerzos considerados en el diseño.

Además el efecto de las bajas temperaturas afecta a la resistencia a la fatiga de los materiales haciendo en algunos casos que se debe analizar el material según la teoría de falla para materiales frágiles, siendo un material dúctil en principio.

2.5.LINEA AUTOMATICA DE TRANSPORTE DE CAMARON

La línea automática de transporte consta de una banda la cual posee una velocidad variable auto regulable según las condiciones de ingreso de producto, de temperatura deseada y de temperatura medioambiental.

La línea automática de transporte al necesitar manejar grandes cantidades de peso para producir 1.815 T/h de producción requiere un gran torque para realizar esta función, por ende esta constara de un reductor de velocidad para así disminuir la velocidad y aumentar el torque del sistema.

En adición, la estructura de soporte de la banda transportadora y el sistema de arrastre tendrán que tener un diseño integro ya que se necesitara que se acoplen sin ningún problema para así poder mantener un ritmo constante de movimiento incluso a bajas temperaturas.

Este sistema de transporte automático tiene que estar diseñado para no ser toxico con el camarón para así no producir un riesgo a la salud, ya que se está trabajando con un producto de consumo humano.

El control de velocidad de la banda automática se lo realizara de la manera más eficiente que es con un variador de velocidad ya que este se lo puede automatizar y acoplar de mejor manera a un controlador

2.6. INSTRUMENTACIÓN DE TUNELES DE CONGELAMIENTO

Para la instrumentación en un túnel de congelamiento se necesita un monitoreo constante de la temperatura de las distintas fases del túnel ya que dependiendo de la longitud se tiene distintos evaporadores los cuales controlan la temperatura y el flujo de aire dentro del túnel IQF.

Se tiene que implementar sensores de temperatura al sobre todo al inicio y a final del túnel para así poder obtener el lazo de control deseado ya que el producto tiene que salir a una temperatura indicada para así proseguir con el proceso de producción.

2.7. CONTROL INDUSTRIAL

El control industrial es una parte imprescindible en la industria ya que ayuda a la eficiencia, exactitud y fiabilidad de los sistemas además, nos ayuda a optimizar los procesos y tiempos de producción, sustituyendo la interacción humana en el proceso.

El control industrial es fundamental para manipular variables como: temperatura, presión, velocidad, RPM y flujo. Las cuales gracias a un control adecuado nos dan productos de calidad.

Es indispensable contar con un controlador de procesos, su función es interpretar las perturbaciones y variaciones de las distintas variables que se involucran en el proceso a realizar. Un sistema de control es el conjunto de órdenes, mediciones y regulaciones que interactúan entre sí para obtener un resultado deseado en el tiempo, en este proyecto se realizara un control mediante un PLC y gracias a la ayuda computacional.

3. CAPITULO III

NORMAS DE PROCESAMIENTO DE CAMARON

3.1. TIPOS DE CAMARON

3.1.1. ESPECIES DE CAMARON

El camarón blanco del Pacífico, es la principal especie de cultivo en la costa ecuatoriana de la familia *Litopenaeus*, del cual el 95% de la producción pertenece a la especie *Litopenaeus vannamei*, considerada una de las más resistentes a cambios medioambientales. El *Litopenaeus Stylirostris* conforma aproximadamente el 5% de la producción total. En menor escala se cultivan otras especies como: *Litopenaeus Occidentalis*, *Litopenaeus Californiensis* y *Litopenaeus Monodon* (Agurto, 2011)



Figura 3 Litopenaeus vannamei

Fuente: (Arias, 2005)

3.1.2. TALLAS DEL CAMARON

Según (Garden, 2008), El camarón se vende por tallas. Las tallas de camarón expresan el número de los camarones contados por libra o por kilo.

Por ejemplo, 16/20 significa de 16 a 20 camarones por libra.

Las tallas más grandes se designan con el término "under" (bajo) y se abrevia como "U" o "UN", que se expresaría como U/10.

Otras tallas grandes son U/12 y U/15 (también conocido como 13/15 para camarón de algunos orígenes).

La talla de camarón es más grande cuando el número es menor y generalmente, el precio es más alto.

Las tallas pequeñas de camarón, como el camarón de alta mar cocido y pelado, tienen conteos de 150/250, 250/300, etc.

Las tallas a veces se expresan como nombres en vez de números como los denominados gigante, grande y mediano.

El conteo es diferente cuando se aplica a camarón pelado y/o cocido.

El término "conteo final" se refiere al número real de camarón pelado por libra en el paquete. Otro término, "pelado de", se refiere al conteo por libra de camarón antes de ser pelado.

3.1.3. ENFERMEDADES DEL CAMARON

Tenemos varias enfermedades que afectan al camarón en la provincia del Guayas, las cuales están descritas por (Larrea & Gustavo, 2002), teniendo así:

Necrosis Hematopoyética Hipodermal Infecciosa (IHHNV).

Enfermedad viral que es considerada como potencial en especies tales como *Penaeus Vannamei*, *P. Stylirostris*, *P. Monodon* y *P. Semisulcatus*, aunque se ha podido infectar de manera experimental a *Penaeus schmitti*, *P. japónicas*, *P. aztecus* y *P. duodarum*; ataca al tejido ectodérmico y mesodérmico y causa epizootias agudas y mortalidad masiva en *P. Vannamei*, *P. Stylirostris* y *P. monodon*, pero no se ha encontrado mortalidad significativa en el resto de las especies.

Baculovirus Penaei (BP)

Enfermedad viral causada por *Baculovirus penaei*, que ataca principalmente a *Penaeus Vannamei*, *P. aztecus*, *P. brasiliensis*, *P. paulensis*, *P. penicillatus*, *P. schmitti*, *P. setiferus*, *P. Stylirostris*, *P. subtilis*, *P. duodarum* y *P. marginatus*; invade al hepatopáncreas y causa severas epizootias con alta prevalencia.

Enfermedad del virus hepatopancreático tipo Parvo (HPV)

Enfermedad viral causada por un parvo virus, era considerado exclusivo de Peneidos australianos, asiáticos y africanos, pero a partir de 1987 se detectó en Peneidos americanos tales como *P. Vannamei* y *P. Stylirostris*, sin embargo en la actualidad afecta a *Penaeus merguensis*, *P. semisulcatus*, *P. chinensis (orientalis)*, *P. esculentus*, *P. monodon*, *P. penicillatus*, *P. indicus* y también se encuentra en *Macrobrachium rosenbergii*.

Por si solo no causa epizootias, ni mortalidades altas, pero si está asociado con otros agentes patógenos, y causa severas mortalidades y epizootias con alta prevalencia.

Virus del hepatopáncreas

Enfermedad viral causada por dos virus, el REO-III y REO-IV, el primero afecta a *Penaeus japonicus*, *P. monodon* y *P. Vannamei*, el segundo afecta solo a *Penaeus chinensis*. Por si solo no causa epizootias, ya que necesita estar asociado con otros patógenos, tales como bacterias, hongos y protozoarios para poder causar enfermedades, es entonces cuando causa epizootias agudas con alta tasa de prevalencia.

Enfermedad Cabeza Amarilla (Yellow Head) (YHV)

Esta enfermedad es conocida como "*Cabeza Amarilla*" (YH) "*Enfermedad de la Cabeza Amarilla de Penaeus Monodon*" (YHV)," y "*Hua Leung*". Fue detectada por primera vez en Taiwán en 1986, posteriormente en Indonesia, Malasia, China y Filipinas.

Asimismo, existen reportes en Texas, USA en 1995. Enfermedad viral que ataca principalmente a juveniles cultivados de *Penaeus monodon*, ataca todo tipo de tejidos en el organismo y causa epizootias con mortalidades masivas.

Infección por Rickettsias del camarón Penaeido
Enfermedad de Vibrios en Camarón Panaeido
Enfermedad causada por Bacterias Filamentosas
Mycosis Larval
Enfermedad de camarón Penaeido causado por Fusarium

3.2.NORMAS TECNICAS

3.2.1. NORMAS PARA EXPORTACION DEL CAMARON

Para el procesamiento del camarón se deben cumplir normas fundamentales para el consumo legal del mismo dentro y fuera del Ecuador lo cual es muy importante para nuestro sistema debido a que el producto tratado en nuestra maquina será exportado hacia los Estados Unidos de Norteamérica como principal cliente de la empresa que nos brinda el auspicio .

Para realizar el diseño de nuestro sistema entonces, debemos buscar en las normas y regulaciones Ecuatorianas y estadounidenses parámetros que nos permitan identificar principalmente: límites, restricciones y recomendaciones en cuanto al procesado del camarón en nuestra máquina.

Es por esto que para la fabricación de nuestra maquina hemos decidido implementar las siguientes normas:

Norma de la Administración de comida y medicamentos de los Estados unidos de Norteamérica (FDA): TÍTULO 21-CAPÍTULO I -SUBCAPÍTULO B - PARTE 123:“Normas para el procesamiento del pescado y productos pesqueros”.

Dentro de esta norma se incluye el método HACCP para la producción de camarón cuyas siglas significan: Análisis de riesgos y puntos críticos de control.



Figura 4 Sello HACCP

Fuente (Food and Drug Administration, 2014)

En Diciembre de 1997 este método fue impuesto como ley de regulación de productos para el consumo humano en los Estados Unidos de Norteamérica y el 1 de Marzo de 1988 este método fue puesto en vigencia de manera obligatoria en Ecuador por resolución del Consejo Nacional de Desarrollo Pesquero del Ecuador.

El HACCP es un sistema de control preventivo creado para mejorar la producción higiénica de los productos alimenticios utilizando recursos científicos, tecnológicos y estadísticos. Su objetivo principal es la inocuidad de los productos maximizando la higiene en la producción.

Etapas del HACCP:

1. Identifica riesgos químicos físicos y microbiológicos
2. Establece reglas de control
3. Censar las reglas de control implementadas

El HACCP funciona identificando los puntos críticos del control y dándoles rangos y límites de aceptación para que por medio de un monitoreo constante se puedan establecer acciones correctivas, procedimientos de verificación y mantenimiento de riesgos controlados.

El HACCP no funciona solo sino que trabaja con normas como la de Buenas prácticas de manufactura (GMP) correspondiente al título 21 parte 110 de la USA FDA

y los Procedimientos estándar de higiene y sanitación (SSOP) correspondiente al título 21 parte 123.11 de la USA FDA que son prerrequisitos para que el Sistema tenga total validez.

Para la construcción de nuestro equipo nos guiamos según la norma antes mencionada en su **Subparte C de Equipos a la Parte 110.40 Equipos y Utensilios**.

Para establecer que las superficies de la máquina que está en contacto con los alimentos no sean una fuente de contaminación se tomaran las siguientes medidas:

Se realizaran procesos de verificación de limpieza antes de arrancar la maquina e iniciar la producción.

Todas las piezas utilizadas en la maquina así como piezas complementarias a la maquina como mesas, utensilios, etc. deben ser construidos con materiales resistentes a la corrosión y su diseño debe permitir un fácil acceso para limpieza y control de los mismos.

Antes y durante el proceso de producción las superficies de la banda que estén en contacto con el producto serán saneadas con soluciones de cloro o amoniaco de acuerdo al programa de limpieza.

La máquina será lavada una vez terminado el proceso de producción.

Norma del Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN): Norma técnica Ecuatoriana NTE INEN 456:2013 Primera revisión: “Camarones o langostinos congelados requisitos”. (INEN, 1981)

Esta norma es obligatoria para el procesado del camarón dentro del Ecuador.

Para el diseño de la maquinaria se debe considerar la norma la que nos dice que el proceso de congelación debe realizarse en un equipo apropiado, de manera que

atraviase rápidamente el intervalo de temperaturas de cristalización máxima. El proceso de congelación no se considerara completo hasta que el producto alcance una temperatura de -18°C o inferior en el centro térmico, una vez estabilizada la temperatura.

3.2.2. NORMAS DE DISEÑO

3.2.2.1. NORMA DE SOLDADURA

Las soldaduras a realizarse se las harán en base a la normativa internacional de la ASME (QX, 2010), las cuales nos indicaran la manera adecuada de soldar en las distintas posiciones para el tipo de soldadura que se tenga que realizar al momento de la construcción de la estructura metálica que soportará a la banda transportadora. Las distintas normativas a aplicar provienen de la Sección IX Parte QW edición 2010.

3.2.2.2. NORMA DE ESTRUCTURAS METÁLICAS

Para la parte del diseño de la estructura metálica se tiene la normativa propuesta por la NORMA E.090, (CONSTRUCCIÓN, 2006) la cual nos da desde la nomenclatura que se debe utilizar para realizar los cálculos, las distintas fórmulas para calcular los esfuerzos a los que están sometidos y los valores permisibles al momento de realizar los distintos cálculos de diseño los cuales debe de cumplir con los valores propuestos por la norma.

3.2.2.3. NORMA DE REFRIGERACIÓN

Para la parte del sistema de Refrigeración del túnel de congelamiento nos vamos a regir por la normativa impuesta por la ASME B31 5-2001, (ASME, 2001), la cual nos ayudara con el tipo de materiales en las tuberías, si es necesario cálculo de presiones en tuberías y en general normativas que se tienen que cumplir para la tener un sistema de refrigeración eficiente y que

cumpla con normas internacionales a las que va a estar sometido el túnel de congelación para así poder brindar un producto de calidad el cual dará un seguridad, confianza y fiabilidad que va a trabajar de manera adecuada en las condiciones en las que tiene que trabajar.

3.3.NORMAS DE SEGURIDAD INDUSTRIAL

Para el ensamblaje, mantenimiento y operación de nuestra maquina es necesario aplicar ciertas normas de seguridad industrial que nos permiten minimizar la posibilidad de accidentes del personal de planta así como evitar contaminaciones del producto que va a procesar nuestra máquina para lo cual nos guiamos por las normas **NTE INEN 456:2013** (INEN, 1981), **USA FDA TÍTULO 21-CAPÍTULO I - SUBCAPÍTULO B - PARTE 123** (Food and Drug Administration, 2014) y las normas de la empresa auspiciante Expod Cia Ltda las que se enumeran a continuación:

- El agua utilizada para la limpieza de la maquina debe ser potable.
- Una vez al año el agua utilizada en el proceso debe ser analizada exhaustivamente para controlar su pureza y la presencia de pesticidas y metales pesados.
- Se deben hacer periódicos análisis de residuos de metales en el camarón en el proceso de producción con la banda transportadora.
- El personal que trabaja en las áreas de congelado rápido de camarón no puede trabajar en otras áreas de proceso. Si un caso excepcional se presentara el personal debe usar un segundo uniforme y guantes para ir a la otra área de proceso.
- Todas las personas que entran a la planta deben pasar por un baño de agua clorada para desinfectar las botas así como deben lavarse las manos con solución desinfectante antes de entrar al proceso de producción en servicios higiénicos instalados lejos del proceso de producción
- El agua utilizada para la desinfección de las botas debe mantenerse a 200ppm y debe ser cambiada cada 2 horas.

- Todas las personas que entran a la planta deben utilizar botas de caucho, guantes de caucho, mallas para la cabeza, mandiles y mascarillas.
- El personal que labora cerca a los equipos de congelamiento además del equipo de seguridad debe usar guantes de lana esterilizados, chompas, gorras y pantalones esterilizados para clima frío y una faja para espalda industrial.
- Los agentes utilizados en la limpieza y desinfección de la maquina deben utilizarse en las concentraciones recomendadas por personal calificado y autorizado.
- Para asegurar la buena salud de los operarios de la máquina de congelamiento si una persona no se encuentre en condiciones de laborar, el médico debe notificar al jefe de planta, quien no permitirá que el empleado se reintegre a sus labores hasta que el médico no lo autorice.
- Los supervisores deben inspeccionar diariamente a los trabajadores que manipulan el producto los cuales no deben presentar heridas o úlceras abiertas en las manos o en la cara, en el caso de que una de estas condiciones sea detectada, el supervisor retira al empleado de sus labores hasta que la herida sea cicatrizada.
- Nunca se debe entrar a la máquina de congelamiento si esta está en funcionamiento.
- Se deben colocar señales luminosas y sonoras que indiquen el funcionamiento de la máquina de congelamiento en zonas altamente visibles para los operarios de la misma.
- Se deben señalar según normas internacionales por medio de letreros y gráficos los peligros de congelamiento y de atasco en la máquina de congelamiento.
- Antes de encender la máquina de congelamiento se realizara una inspección visual de la misma para asegurar que no este personal dentro de la misma o producto atorado o contaminado.
- Se deben colocar protecciones eléctricas, mecánicas y de software para evitar cortos circuitos, incendios y explosiones en el proceso.

- Para casos de emergencia la máquina de congelamiento debe contar con botones de rápida acción de desconexión de todo el Sistema.

4. CAPITULO IV

DISEÑO DE BANDA TRANSPORTADORA Y SELECCIÓN DE MOTOR

4.1.DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

4.1.1. DISEÑO GEOMÉTRICO DE LA ESTRUCTURA

Para empezar con el diseño de la estructura principal de la banda transportadora, es fundamental determinar la geometría aproximada que se desea diseñar, la cual va a ser sometida a un análisis mecánico minucioso de resistencia a esfuerzos, fatiga y deflexión. Para lo cual se ha realizado una investigación en el mercado ecuatoriano e internacional de soluciones viables para bandas transportadoras, utilizando elementos fáciles de conseguir y remplazar.

Para realizar el diseño geométrico de la estructura principal de soporte, hemos decidido implementar un diseño de tipo modular con cinco módulos de soporte, que al unirse formen una sola estructura, facilitando así el transporte y la instalación de la máquina.

Cada módulo debe ser lo más simétrico de ser posible para evitar discontinuidades en la estructura final.

Además cada módulo trabajara mecánicamente independiente del otro modulo, evitando así fallas por carga en uniones o el colapso total de la estructura por fallas localizadas en los módulos individuales.

Después de analizar todos los datos anteriormente mencionados se ha decidido implementar una estructura de soporte principal como la que se muestra en la Figura 5

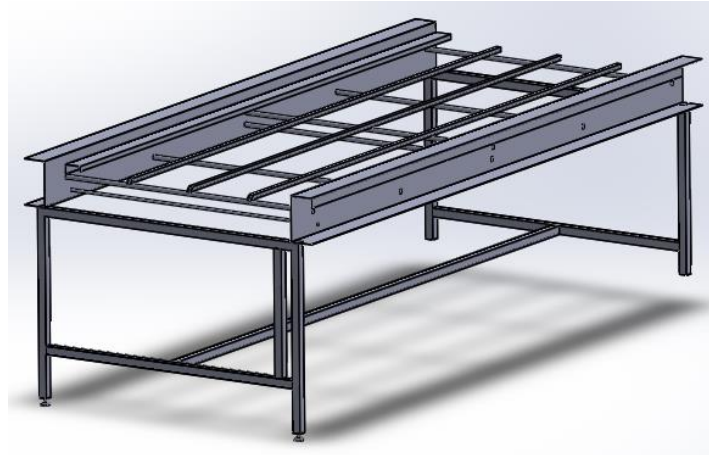


Figura 5 Estructura de los módulos de la Banda Transportadora

Después de tener el bosquejo de la geometría del soporte, procedemos a realizar un análisis de las principales cargas vivas y cargas muertas que va a tener la estructura.

Como podemos ver en nuestro diseño la carga principal de la banda, va a estar distribuida por medio de unos soportes adicionales, los cuales concentraran los pesos y los distribuirán a lo largo de las estructuras del perfil C que se encuentran apoyadas en los costados.

4.1.2. ANÁLISIS DE CARGAS EN LA ESTRUCTURA

Dada la condición mencionada anteriormente, se va a proceder a analizar las cargas que influyen directamente sobre los perfiles principales en C, para así poder dimensionarlos.

- Carga de peso propia de la cinta transportadora:

Primero se procede a investigar los datos técnicos principales de la banda transportadora seleccionada, la cual se muestra en la Figura 6:

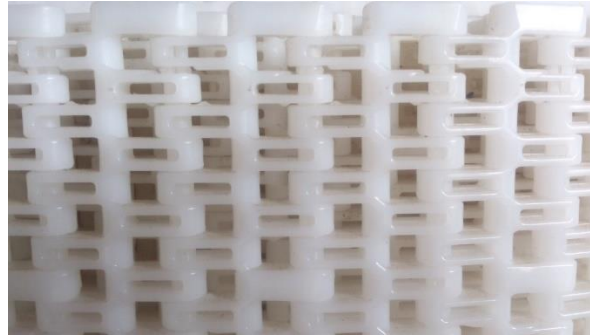


Figura 6 Malla de Transporte

Los datos obtenidos según el catálogo de la banda son los que se muestran en la Tabla 1:

Tabla 1

Datos de fabricante INCOTEC SERIE 50

| Material | Resistencia a la tracción [kg/m] | Rango de temperatura [C] | Peso de la cinta [Kg/m ²] | Fricción entre cinta y Acero Húmedo |
|---------------------|----------------------------------|--------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| Polietileno natural | 3250 | -46 a 66 | 9.61 | 0.14 |

Fuente (INCOTEC)

Usando el peso de la cinta transportadora y el área de la cinta podemos determinar el peso total de la cinta como se muestra continuación:

$$Pt = Ac * Pc \quad \text{EC. 2}$$

$$Ac = Lc * ac \quad \text{EC. 3}$$

$$Pt = Lc * ac * Pc \quad \text{EC. 4}$$

$$Pt = 29.61[m] * 1.20[m] * 9.61 \left[\frac{Kg}{m^2} \right]$$

$$Pt = 341.47 [Kg]$$

$P_t =$ Peso total de cinta transportadora

$A_c =$ Area total de cinta transportadora

$P_c =$ Peso específico de cinta transportadora $\left[\frac{Kg}{m^2}\right]$

$L_c =$ longitud de cinta transportadora

$ac =$ ancho de cinta transportadora

- Carga de peso debida al producto procesado:

Para determinar el peso de la carga del producto procesado se procedió a colocar el camarón sobre una rejilla estándar usada en el procesamiento de camarón de 50cm de ancho por 70 cm de largo, después de lo que se realizaron 6 pesajes por cada una de las 4 tallas de camarón más significativas usando condiciones preestablecidas y exageradas a la carga normal del producto, para de este modo encontrar el valor más alto y crítico que podría tener de carga la estructura. A continuación se muestra en la tabla 2 los datos de los pesajes realizados.

Tabla 2

Pesajes del Camarón

| Talla de Camarón | 1 Pesaje [Kg] | 2 Pesaje [Kg] | 3 Pesaje [Kg] | 4 Pesaje [Kg] | 5 Pesaje [Kg] | 6 Pesaje [Kg] | Valor más crítico [Kg] |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|------------------------|
| 16/20 | 1.15 | 1.05 | 1.12 | 1.18 | 1.30 | 1.38 | 1.38 |
| 21/25 | 1.05 | 1.05 | 1.30 | 1.15 | 1.20 | 1 | 1.30 |
| 26/30 | 1 | 1.20 | 1.10 | 1.15 | 1.20 | 1 | 1.20 |
| 31/35 | 0.95 | 1 | 1 | 1.05 | 1 | 1.10 | 1.10 |
| Valor más crítico de carga [Kg] por cada rejilla de 70 cm x 50 cm | | | | | | | 1.38 |

A continuación podemos observar la distribución de las rejillas por módulo de la estructura:

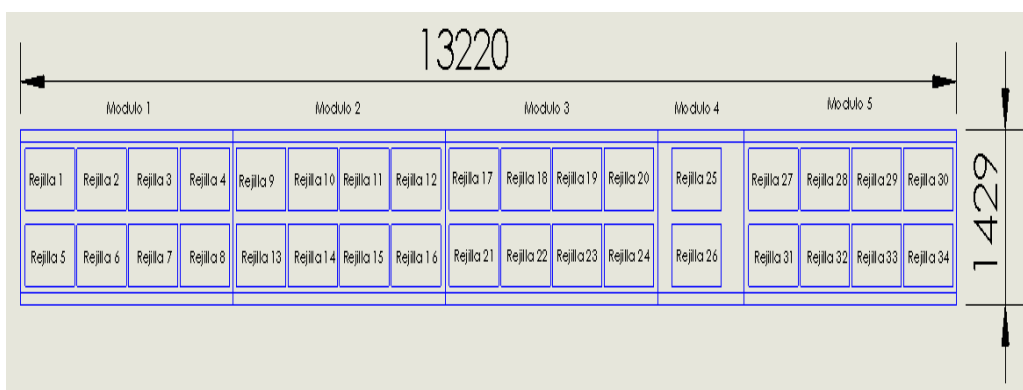


Figura 7 Distribución de rejillas en banda transportadora.

Considerando los datos obtenidos y con relación a la Figura 7 de distribución del producto en rejillas antes vista, se pueden obtener los siguientes resultados mostrados en la Tabla 3:

Tabla 3

Carga total de camarón por módulo de la estructura

| Numero de rejillas por modulo | Peso más crítico por rejilla de camarón [Kg] | Carga Total de Camarón en banda transportadora [Kg/m] |
|-------------------------------|--|---|
| 8 | 1.38 | 3.68 |

- Carga de peso propia de los perfiles cuadrados de soporte:

Para determinar el peso del tubo de Acero inoxidable cuadrado AISI 304 estructural de soporte, consultamos sus especificaciones en el catálogo del fabricante el cual nos dio los siguientes datos expuestos en la siguiente Tabla 4:

Tabla 4**Tubo cuadrado Acero AISI 304**

| Material | Ancho [mm] | Espesor[mm] | Peso [Kg/m] |
|----------------|------------|-------------|-------------|
| Acero AISI 304 | 20 | 1.5 | 0.94 |

Fuente (DIPAC, 2014)

$$Pt = Lt * Pet \quad \text{EC. 5}$$

$$Pt = 3[m] * 0.94 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

$$Pt = 2.82 [Kg]$$

$$Pte = Pt * nt \quad \text{EC. 6}$$

$$Pte = 2.82[Kg] * 3$$

$$Pte = 8.46[Kg]$$

Pt = Peso Total de tubo

Lt = longitud de tubo

Pet = peso especifico de tubo

nt = numero de tubos totales

Pte = peso total de la estructura

- Carga de peso propia de los perfiles secundarios en C:

Para determinar el peso del perfil de Acero inoxidable tipo C AISI 304 estructural, consultamos sus especificaciones en el catálogo del fabricante el cual nos dio los siguientes datos expuestos en la siguiente Tabla 5

Tabla 5**Perfil tipo C AISI 304**

| Material | Ancho [mm] | Alto [mm] | Espesor[mm] | Peso [Kg/m] |
|----------------|------------|-----------|-------------|-------------|
| Acero AISI 304 | 80 | 40 | 2 | 2.41 |

Fuente (DIPAC, 2014)

$$Pt = Lp * Pep \quad \text{EC. 7}$$

$$Pt = 3[m] * 2.41 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

$$Pt = 7.23 [Kg]$$

$$Pte = Pt * nt \quad \text{EC. 8}$$

$$Pte = 7.23[Kg] * 2$$

$$Pte = 14.46[Kg]$$

Pt = Peso Total de perfil U

Lp = longitud del perfil U

Pep = peso especifico del perfil

nt = numero de perfiles totales

Pte = peso total de la estructura

- Carga de peso propia de los ejes de soporte :

Para determinar el peso del eje de Acero inoxidable circular AISI 304 estructural de soporte, consultamos sus especificaciones en el catálogo del fabricante el cual nos dio los siguientes datos expuestos en la siguiente

Tabla 6:

Tabla 6

Eje acero AISI 304

| Material | Diámetro [mm] | Espesor[mm] | Peso [Kg/m] |
|----------------|---------------|-------------|-------------|
| Acero AISI 304 | 19.05 | 2 | 0.7 |

Fuente (DIPAC, 2014)

$$Pt = Lt * Pet \quad \text{EC. 9}$$

$$Pt = 1.229[m] * 0.7 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

$$Pt = 0.86 [Kg]$$

$$Pte = Pt * nt \quad \text{EC. 10}$$

$$Pte = 0.86[Kg] * 27$$

$$Pte = 23.22[Kg]$$

$Pt = \text{Peso Total del tubo}$

$Lt = \text{longitud del tubo}$

$Pet = \text{peso especifico del tubo}$

$nt = \text{numero de tubos totales}$

$Pte = \text{peso total de la estructura}$

- Carga de peso propia de los perfiles principales en C:

Para determinar el peso del perfil principal de Acero inoxidable tipo C AISI 304 estructural, consultamos sus especificaciones en el catálogo del fabricante el cual nos dio los siguientes datos expuestos en la siguiente Tabla 7:

Tabla 7

Perfil tipo C AISI 304

| Material | Ancho [mm] | Alto [mm] | Espesor[mm] | Peso [Kg/m] |
|----------------|------------|-----------|-------------|-------------|
| Acero AISI 304 | 100 | 200 | 2 | 6.34 |

Fuente (DIPAC, 2014)

$$Pt = Lp * Pep \quad \text{EC. 11}$$

$$Pt = 3[m] * 6.34 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

$$Pt = 19.02 [Kg]$$

$$Pte = Pt * nt \quad \text{EC. 12}$$

$$Pte = 19.02[Kg] * 2$$

$$Pte = 38.04[Kg]$$

$Pt = \text{Peso Total de perfil principal U}$

$Lp = \text{longitud del perfil principal U}$

$Pep = \text{peso especifico del perfil principal U}$

$nt = \text{numero de perfiles principales totales}$

Pte = peso total de la estructura

- Carga de peso propia de los ejes principales de movimiento y accesorios adicionales:

Existen dos ejes principales de movimiento en los extremos de la banda transportadora, los cuales son simétricos entre si y están conformados de una barra de acero inoxidable AISI 304 solida redonda, recubierta por un tubo cuadrado del mismo acero, nueve engranajes plásticos por cada eje y 18 aprietes plásticos para los engranes plásticos como se muestra en la Figura 8 y Figura 9.



Figura 8 Abrazadera engranes



Figura 9 Engrane plástico

También existen dos rodamientos por cada eje y láminas de plástico en algunas partes de la estructura para evitar desgaste excesivo por rozamiento, los que se pueden apreciar en la Figura 10y Figura 11 respectivamente:



Figura 10 Rodamientos



Figura 11 Láminas de Plástico

Realizando una medición del peso de los componentes a instalarse se pudo obtener los siguientes datos resumidos en la siguiente tabla:

Tabla 8**Peso de ejes principales de movimiento y accesorios**

| | Peso [Kg/unidad] | Unidades en un modulo | Peso total por modulo [Kg] |
|--|------------------|-----------------------|----------------------------|
| Eje motriz Diam. [39mm] | 55.75 | 1 | 55.75 |
| Ejes no motrices Diam. [39mm] | 49.6 | 4 | 49.6 |
| Engranaje plástico | 0.140 | 9 | 1.26 |
| Apriete plástico para engranaje | 0.120 | 18 | 2.16 |
| Láminas de plástico antifricción | 0.302 [Kg/m] | 9 | 2.72 |

4.1.3. ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y FATIGA

Es necesario realizar un análisis de resistencia y fatiga de los materiales utilizados en la estructura principal, teniendo en cuenta todas las cargas involucradas en el funcionamiento de la estructura ya que con estos datos podemos darle un dimensionamiento real y optimo a nuestra banda transportadora para su correcto funcionamiento y durabilidad.

La banda transportadora se encuentra sometida a cargas de peso y temperatura principalmente, las que analizaremos a continuación detenidamente considerando así como imperceptibles algunas cargas extras presentes en la banda transportadora en un medio ambiente real, las que se dedujeron cuidadosamente que no afectaran al optimo desenvolvimiento del equipo debido a su bajo valor y al diseño conservador empleado, usando para el mismo factores de seguridad que mitiguen estos posibles inconvenientes.

Realizando un estudio de las velocidades promedio a las que la banda transportadora va a operar como se muestra a continuación en la Tabla 9:

Tabla 9

Estudio Velocidades del Motor

| Medición | Seg | Rev | Hz | Promedio de periodo en [s] | Velocidad angular [rad/s] | RPM | Diámetro de movimiento [mm] | Velocidad tangencial o lineal [mm/s] |
|----------|-------|------|----|----------------------------|---------------------------|------|-----------------------------|--------------------------------------|
| 1,00 | 8,03 | 1,00 | 60 | 8,05 | 0,78 | 7,45 | 155,00 | 60,48 |
| 1,00 | 7,93 | 1,00 | | | | | | |
| 1,00 | 8,06 | 1,00 | | | | | | |
| 1,00 | 7,95 | 1,00 | | | | | | |
| 1,00 | 8,13 | 1,00 | | | | | | |
| 1,00 | 8,21 | 1,00 | | | | | | |
| 2,00 | 8,95 | 1,00 | 55 | 8,80 | 0,71 | 6,82 | 155,00 | 55,35 |
| 2,00 | 8,80 | 1,00 | | | | | | |
| 2,00 | 8,78 | 1,00 | | | | | | |
| 2,00 | 8,60 | 1,00 | | | | | | |
| 2,00 | 8,86 | 1,00 | | | | | | |
| 2,00 | 8,80 | 1,00 | | | | | | |
| 3,00 | 9,58 | 1,00 | 50 | 9,66 | 0,65 | 6,21 | 155,00 | 50,41 |
| 3,00 | 9,61 | 1,00 | | | | | | |
| 3,00 | 9,66 | 1,00 | | | | | | |
| 3,00 | 9,48 | 1,00 | | | | | | |
| 3,00 | 10,00 | 1,00 | | | | | | |
| 3,00 | 9,63 | 1,00 | | | | | | |
| 4,00 | 10,63 | 1,00 | 45 | 10,71 | 0,59 | 5,60 | 155,00 | 45,47 |
| 4,00 | 10,78 | 1,00 | | | | | | |
| 4,00 | 10,71 | 1,00 | | | | | | |
| 4,00 | 10,81 | 1,00 | | | | | | |
| 4,00 | 10,56 | 1,00 | | | | | | |
| 4,00 | 10,76 | 1,00 | | | | | | |
| 5,00 | 12,06 | 1,00 | 40 | 12,07 | 0,52 | 4,97 | 155,00 | 40,35 |
| 5,00 | 12,08 | 1,00 | | | | | | |
| 5,00 | 12,23 | 1,00 | | | | | | |
| 5,00 | 11,93 | 1,00 | | | | | | |
| 5,00 | 12,03 | 1,00 | | | | | | |
| 5,00 | 12,08 | 1,00 | | | | | | |

CONTINUA 

| | | | | | | | | |
|-------|-------|------|----|-------|------|------|--------|-------|
| 6,00 | 13,68 | 1,00 | | | | | | |
| 6,00 | 13,78 | 1,00 | | | | | | |
| 6,00 | 13,95 | 1,00 | 35 | 13,79 | 0,46 | 4,35 | 155,00 | 35,30 |
| 6,00 | 13,71 | 1,00 | | | | | | |
| 6,00 | 13,75 | 1,00 | | | | | | |
| 6,00 | 13,89 | 1,00 | | | | | | |
| 7,00 | 16,03 | 1,00 | | | | | | |
| 7,00 | 16,08 | 1,00 | | | | | | |
| 7,00 | 16,23 | 1,00 | 30 | 16,11 | 0,39 | 3,73 | 155,00 | 30,23 |
| 7,00 | 16,14 | 1,00 | | | | | | |
| 7,00 | 16,01 | 1,00 | | | | | | |
| 7,00 | 16,15 | 1,00 | | | | | | |
| 8,00 | 19,45 | 1,00 | 25 | 19,40 | 0,32 | 3,09 | 155,00 | 25,10 |
| 8,00 | 19,38 | 1,00 | | | | | | |
| 8,00 | 19,22 | 1,00 | | | | | | |
| 8,00 | 19,58 | 1,00 | | | | | | |
| 8,00 | 19,28 | 1,00 | | | | | | |
| 8,00 | 19,48 | 1,00 | | | | | | |
| 9,00 | 24,25 | 1,00 | 20 | 24,29 | 0,26 | 2,47 | 155,00 | 20,05 |
| 9,00 | 24,33 | 1,00 | | | | | | |
| 9,00 | 24,32 | 1,00 | | | | | | |
| 9,00 | 24,28 | 1,00 | | | | | | |
| 9,00 | 24,25 | 1,00 | | | | | | |
| 9,00 | 24,32 | 1,00 | | | | | | |
| 10,00 | 32,35 | 1,00 | | | | | | |
| 10,00 | 32,46 | 1,00 | | | | | | |
| 10,00 | 32,48 | 1,00 | 15 | 32,44 | 0,19 | 1,85 | 155,00 | 15,01 |
| 10,00 | 32,40 | 1,00 | | | | | | |
| 10,00 | 32,51 | 1,00 | | | | | | |
| 10,00 | 32,46 | 1,00 | | | | | | |
| 11,00 | 49,20 | 1,00 | | | | | | |
| 11,00 | 48,63 | 1,00 | | | | | | |
| 11,00 | 49,11 | 1,00 | 10 | 48,88 | 0,13 | 1,23 | 155,00 | 9,96 |
| 11,00 | 48,44 | 1,00 | | | | | | |
| 11,00 | 49,03 | 1,00 | | | | | | |
| 11,00 | 48,85 | 1,00 | | | | | | |
| 12,00 | 98,85 | 1,00 | 5 | 98,69 | 0,06 | 0,61 | 155,00 | 4,93 |
| 12,00 | 98,72 | 1,00 | | | | | | |
| 12,00 | 98,50 | 1,00 | | | | | | |
| 12,00 | 98,97 | 1,00 | | | | | | |
| 12,00 | 98,97 | 1,00 | | | | | | |
| 12,00 | 98,15 | 1,00 | | | | | | |

Según (Budynas & Nisbett, 2008), podemos asumir para el diseño, que el análisis de fatiga se considera despreciable debido a las bajas velocidades del proceso y procedemos a realizar un análisis estático del sistema, utilizando para esto la teoría de falla del Esfuerzo Cortante Máximo (ECM) para materiales dúctiles como se muestra en la Figura 12:

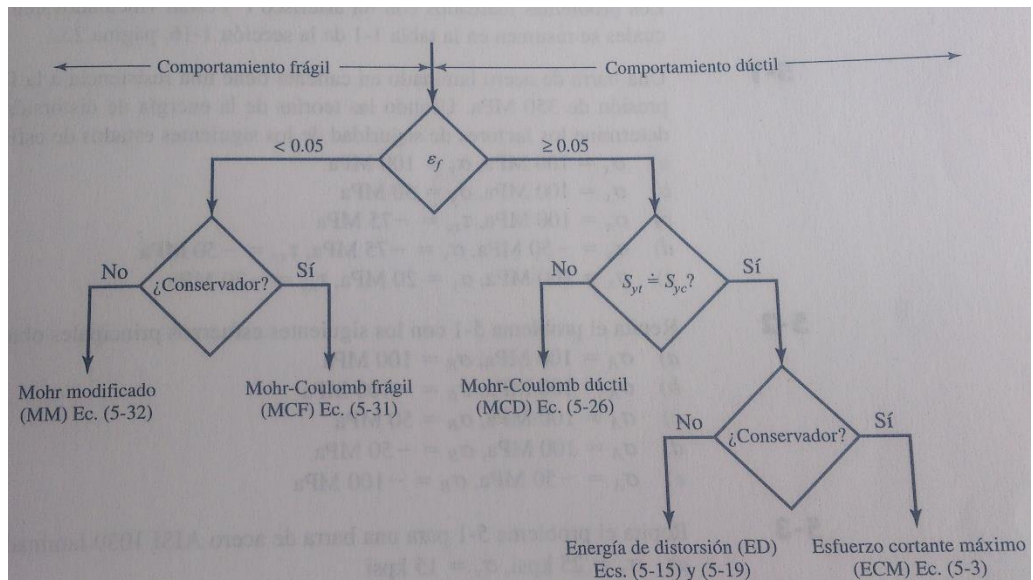


Figura 12 Teorías de falla

Fuente (Richard G. Budynas)

Para el estudio del esfuerzo y la fatiga se han utilizado métodos computacionales modernos, los que permiten por medio del análisis por elementos finitos, calcular de manera más precisa y más cercana a la realidad, los esfuerzos y fatigas presentes en el sistema.

Por último es necesario aclarar al lector de esta obra, que los cálculos realizados para el diseño de esta estructura se realizaron partiendo de algunos supuestos de diseño y de manera reiterativa hasta conseguir las dimensiones y factores de seguridad deseados en todo el conjunto de la estructura, así como también los cálculos dependieron de otras variables de análisis como la deflexión, razón por la cual a continuación se muestran únicamente los cálculos

obtenidos al final del diseño, los cuales fueron finalmente implementados y construidos.

- Análisis de resistencia y fatiga en los perfiles cuadrados de soporte por modulo

Para realizar este análisis se ha decidido fijar como puntos de soporte las uniones de los perfiles cuadrados de soporte con los perfiles circulares de soporte como se muestra en la Figura 13:

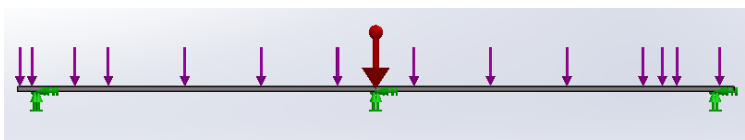


Figura 13 Análisis perfiles circulares

$CT_m =$ Carga total por modulo

$PC_m =$ Peso de cinta por modulo

$Pp_m =$ Peso de producto por modulo

$Cpc_m =$ Carga del perfil cuadrado por modulo

$Ppc_m =$ Peso del perfil cuadrado por modulo

$$CT_m = PC_m + Pp_m \quad \text{EC. 13}$$

$$CT_m = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m \right) + \left(3.68 \frac{Kg}{m} * 3m \right)$$

$$CT_m = 45.63Kg$$

$$Cpc_m = \frac{CT_m}{5} + Ppc_m \quad \text{EC. 14}$$

$$Cpc_m = \frac{45.636Kg}{5} + \left(0.94 \frac{Kg}{m} * 3m \right)$$

$$Cpc_m = 11.95Kg = 117.23N$$

Entonces ingresamos estos datos al software para realizar un análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos obteniendo los siguientes resultados en la Figura 14:

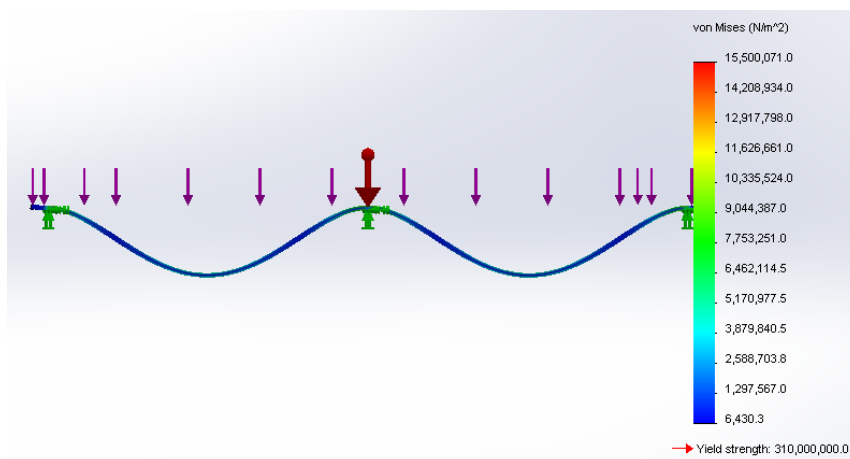


Figura 14 Simulación de esfuerzos

Como resultado tenemos un esfuerzo máximo en el perfil cuadrado de 15.5MPa y además se tiene una carga de temperatura de -40°C por lo que debemos incluir el factor de carga de temperatura K_t para realizar el análisis del factor de seguridad.

Aplicando el método del Esfuerzo cortante máximo (ECM) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

τ_{max} = esfuerzo maximo de Von Mises

S_y = esfuerzo a la fluencia

K_t = factor de carga de temperatura a -40°C

n = Factor de seguridad

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2 * n * K_t}$$

EC. 15

$$15.5 \text{ Mpa} = \frac{310 \text{ Mpa}}{2 * n * 3}$$

$$n = 3.3$$

El cual es un factor de seguridad apropiado para mantener la seguridad y durabilidad del equipo.

- Análisis de resistencia y fatiga en el perfil en C de soporte secundarios por modulo

Para realizar este análisis se ha decidido fijar como punto de soporte fijo toda la cara lateral izquierda del perfil en C secundario, ya que este va a estar soldado al perfil en C principal. También se colocara la carga en un segmento de 14 mm*3000 mm en la cara superior del perfil en C secundario como se muestra en la Figura 15:

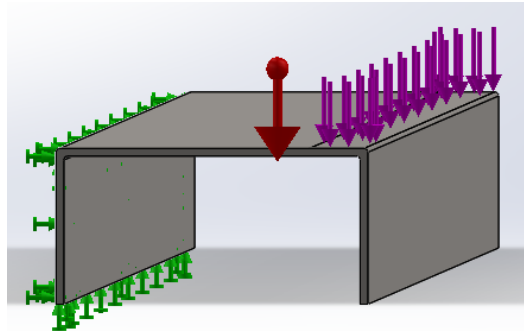


Figura 15 Cargas en perfil C secundario

$CT_m =$ Carga total por modulo

$PC_m =$ Peso de cinta por modulo

$Pp_m =$ Peso de producto por modulo

$Cpcs_m =$ Carga del perfil en C secundario por modulo

$Ppcs_m =$ Peso del perfil en C secundario por modulo

$$CT_m = PC_m + Pp_m \quad \text{EC. 16}$$

$$CT_m = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m \right) + \left(3.68 \frac{Kg}{m} * 3m \right)$$

$$CT_m = 45.63Kg$$

$$Cpcs_m = \frac{CT_m}{5} + Ppcs_m \quad \text{EC. 17}$$

$$Cp_{cs_m} = \frac{45.636Kg}{5} + \left(2.41 \frac{Kg}{m} * 3m\right)$$

$$Cp_{cs_m} = 16.36Kg$$

Entonces se ingresa estos datos al software para realizar un análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos obteniendo los siguientes resultados en la Figura 16:

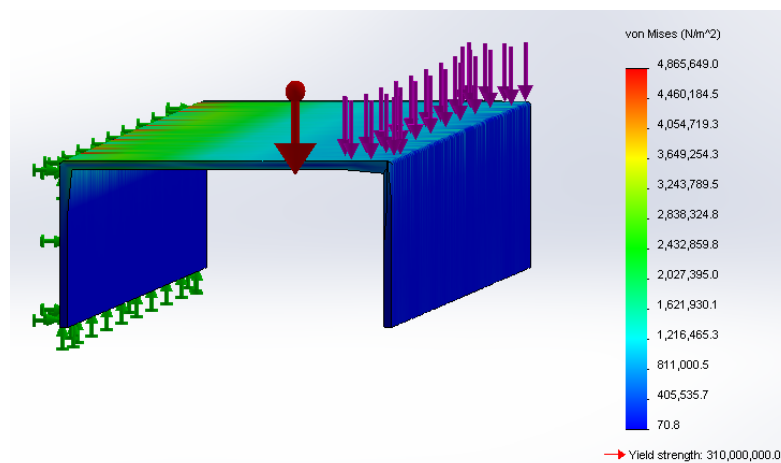


Figura 16 Simulación Perfil C secundario.

Como resultado se obtiene un esfuerzo máximo en el perfil en C secundario de 4.91MPa y además se tiene una carga de temperatura de $-40^{\circ}C$ por lo que debemos incluir el factor de carga de temperatura K_t para realizar el análisis del factor de seguridad.

Aplicando el método del Esfuerzo cortante máximo (ECM) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

$\tau_{max} = \text{esfuerzo maximo de Von Mises}$

$S_y = \text{esfuerzo a la fluencia}$

$K_t = \text{factor de carga de temperatura a } -40^{\circ}C$

$n = \text{Factor de seguridad}$

$$\tau_{max} = \frac{Sy}{2*n*Kt} \quad \text{EC. 18}$$

$$4.87 \text{ Mpa} = \frac{310 \text{ Mpa}}{2 * n * 3}$$

$$n = 10.6$$

El cual es un factor de seguridad un poco elevado debido a la necesidad de que la deflexión permanezca bajo 0.05 mm debido al contacto directo que tiene con la cinta transportadora.

- Análisis de resistencia y fatiga en los soportes circulares secundarios por modulo

Para realizar este análisis se ha decidido fijar como punto de soporte los extremos de los soportes circulares secundarios, ya que estos van a estar soldados al perfil en C principal. También se colocaran las cargas en las uniones de los soportes circulares secundarios con los soportes cuadrados como se muestra en la Figura 17:

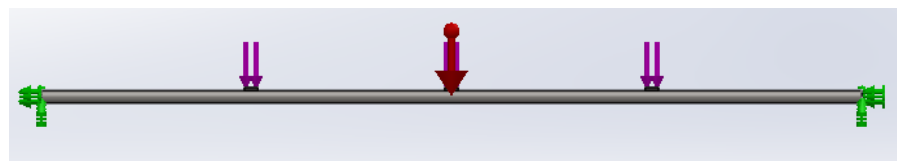


Figura 17 Cargas en soportes circulares

$CT_m =$ Carga total por modulo

$PC_m =$ Peso de cinta por modulo

$Pp_m =$ Peso de producto por modulo

$Cpc_m =$ Carga del perfil cuadrado por modulo

$Ppc_m =$ Peso del perfil cuadrado por modulo

$Ces_m =$ Carga del eje secundario de soporte por modulo

$Pes_m =$ Peso del eje secundario de soporte por modulo

$$CT_m = PC_m + Pp_m \quad \text{EC. 19}$$

$$CT_m = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m\right) + \left(3.68 \frac{Kg}{m} * 3m\right)$$

$$CT_m = 45.63Kg$$

$$Cpc_m = \frac{CT_m}{5} + Ppc_m \quad \text{EC. 20}$$

$$Cpc_m = \frac{45.636Kg}{5} + \left(0.94 \frac{Kg}{m} * 3m\right)$$

$$Cpc_m = 11.95Kg$$

$$Ces_m = \frac{Cpc_m}{3} + Pes_m \quad \text{EC. 21}$$

$$Ces_m = \frac{11.95 Kg}{3} + \left(0.7 \frac{Kg}{m} * 1.2m\right) = 4.82Kg = 47.28N$$

Entonces se ingresa estos datos al software para realizar un análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos obteniendo los siguientes resultados en la Figura 18:

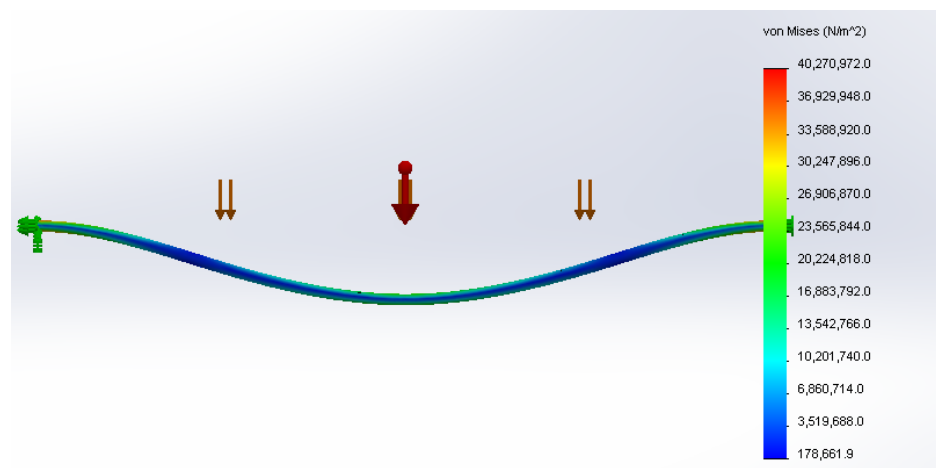


Figura 18 Simulación soportes circulares

Como resultado se obtiene un esfuerzo máximo en el soporte circular secundario de 40.27MPa y además se tiene una carga de temperatura de -40°C

por lo que debemos incluir el factor de carga de temperatura K_t para realizar el análisis del factor de seguridad.

Aplicando el método del Esfuerzo cortante máximo (ECM) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

τ_{max} = *esfuerzo maximo de Von Mises*

S_y = *esfuerzo a la fluencia*

K_t = *factor de carga de temperatura a $-40^\circ C$*

n = *Factor de seguridad*

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2 * n * K_t} \quad \text{EC. 22}$$

$$40.27 \text{ Mpa} = \frac{310 \text{ MPa}}{2 * n * 3}$$

$$n = 1.3$$

El cual es un factor de seguridad suficiente considerando la teoría conservadora que se está usando y el factor de temperatura $K_t=3$.

- Análisis de resistencia y fatiga en los perfiles en C principales por modulo

Para realizar este análisis se ha decidido fijar como puntos de soporte las uniones con los perfiles cuadrados principales como se muestra en la figura

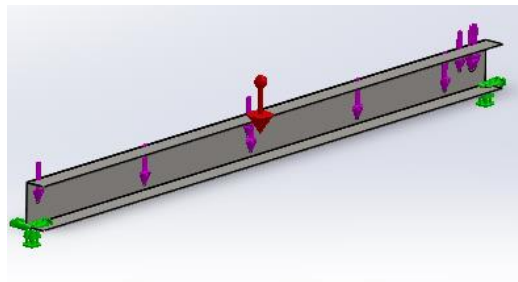


Figura 19 Cargas perfil C principal

CT_m = *Carga total por modulo*

$PC_m =$ Peso de cinta por modulo

$Pp_m =$ Peso de producto por modulo

$Cpc_m =$ Carga del perfil cuadrado por modulo

$Ppc_m =$ Peso del perfil cuadrado por modulo

$Ppci_m =$ Peso del perfil circular por modulo

$Csci_m =$ Peso del perfil circular por modulo

$Peg_m =$ Peso de los engranes por modulo

$Pse_m =$ Peso de los sujetadores por modulo

$Pem_m =$ Peso del eje motriz por modulo

$Pmt_m =$ Peso del motor por modulo

$Pcj_m =$ Peso del cojinete por modulo

Carga por punto sobre los soportes circulares secundarios superiores unidos al perfil en C principal:

$$CT_m = PC_m + Pp_m \quad \text{EC. 23}$$

$$CT_m = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m\right) + \left(3.68 \frac{Kg}{m} * 3m\right)$$

$$CT_m = 45.63Kg$$

$$Cpc_m = \frac{\left(\frac{CT_m}{5}\right) + Ppc_m + Ppci_m}{2} \quad \text{EC. 24}$$

$$Cpc_m = \frac{\left(\frac{45.636Kg}{5}\right) + \left(0.94 \frac{Kg}{m} * 3m\right) + \left(0.7 \frac{Kg}{m} * 1.2m\right)}{2}$$

$$Cpc_m = 6.395Kg = 62.74N$$

Carga por punto sobre los soportes circulares secundarios inferiores unidos al perfil en C principal:

$$CT_m = PC_m \quad \text{EC. 25}$$

$$CT_m = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m\right)$$

$$CT_m = 34.60Kg$$

$$Csci_m = \frac{\left(\frac{CT_m}{4}\right) + Ppc_{im}}{2} \quad \text{EC. 26}$$

$$Csci_m = \frac{\left(\frac{34.60Kg}{4}\right) + \left(0.7 \frac{Kg}{m} * 1.2m\right)}{2}$$

$$Cpc_m = 4.75Kg = 46.55N$$

Carga debida al peso del eje motriz principal y al motor:

$$CT_m = \frac{(Peg_m + Psem + Pem_m + Pmt_m + Pcjm)}{2} \quad \text{EC. 27}$$

$$CT_m = \frac{((0.14Kg * 9) + (0.12Kg * 18) + 55.75Kg + 22.72Kg + (2 * 6.81Kg))}{2}$$

$$CT_m = 47.76 Kg = 468.53N$$

Entonces ingresamos estos datos al software para realizar un análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos obteniendo los siguientes resultados en la Figura 20:

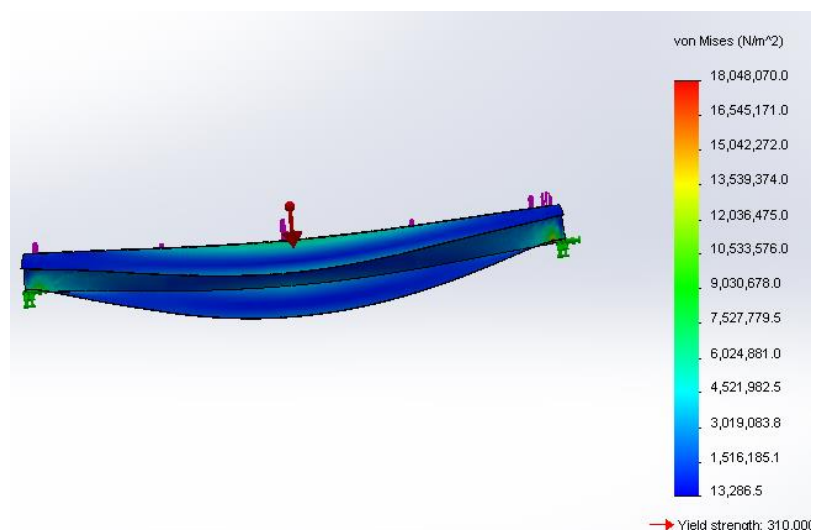


Figura 20 Simulación perfil C princiál

Como resultado tenemos un esfuerzo máximo en el perfil en C de 18.05MPa y además se tiene una carga de temperatura de -40°C por lo que debemos incluir el factor de carga de temperatura Kt para realizar el análisis del factor de seguridad.

Aplicando el método del Esfuerzo cortante máximo (ECM) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

τ_{max} = *esfuerzo maximo de Von Mises*

S_y = *esfuerzo a la fluencia*

K_t = *factor de carga de temperatura a - 40°C*

n = *Factor de seguridad*

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2 * n * K_t} \quad \text{EC. 28}$$

$$18.05Mpa = \frac{310MPa}{2 * n * 3}$$

$$n = 2.9$$

El cual es un factor de seguridad apropiado para mantener la seguridad y durabilidad del equipo.

- Análisis de resistencia y fatiga en los soportes cuadrados principales por modulo

Para realizar este análisis se ha decidido fijar como puntos de soporte las uniones con los perfiles cuadrados principales como se muestra en la figura 21

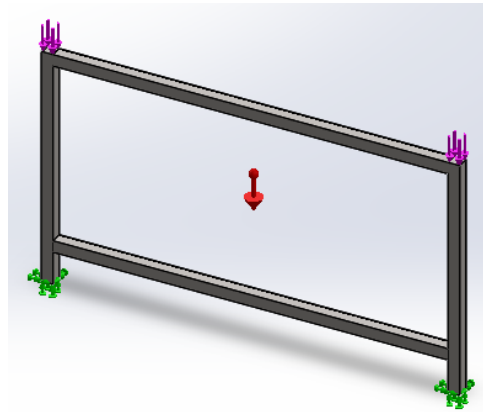


Figura 21 Cargas soportes cuadrados principales

CT_m = Carga total por modulo

PC_m = Peso de cinta por modulo

Pp_m = Peso de producto por modulo

Cpc_m = Carga del perfil cuadrado por modulo

Ppc_m = Peso del perfil cuadrado por modulo

$Ppci_m$ = Peso del perfil circular por modulo

$Csci_m$ = Peso del perfil circular por modulo

Peg_m = Peso de los engranes por modulo

Pse_m = Peso de los sujetadores por modulo

Pem_m = Peso del eje motriz por modulo

Pmt_m = Peso del motor por modulo

Pcj_m = Peso del cojinete por modulo

Cts_m = Carga total del soporte por modulo

Carga por punto sobre los soportes circulares secundarios superiores unidos al perfil en C principal:

$$CT_{m1} = PC_m + Pp_m$$

EC. 29

$$CT_{m1} = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m \right) + \left(3.68 \frac{Kg}{m} * 3m \right)$$

$$CT_{m1} = 45.63Kg$$

$$Cpc_{m1} = \frac{\left(\frac{CT_m}{5}\right) + Ppc_m + Ppc_{im}}{2} \quad \text{EC. 30}$$

$$Cpc_{m1} = \frac{\left(\frac{45.636Kg}{5}\right) + \left(0.94 \frac{Kg}{m} * 3m\right) + \left(0.7 \frac{Kg}{m} * 1.2m\right)}{2}$$

$$Cpc_{m1} = 6.395Kg = 62.74N$$

Carga por punto sobre los soportes circulares secundarios inferiores unidos al perfil en C principal:

$$CT_{m2} = PC_m \quad \text{EC. 31}$$

$$CT_{m2} = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m\right)$$

$$CT_{m2} = 34.60Kg$$

$$Csci_{m2} = \frac{\left(\frac{CT_m}{4}\right) + Ppc_{im}}{2} \quad \text{EC. 32}$$

$$Csci_{m2} = \frac{\left(\frac{34.60Kg}{4}\right) + \left(0.7 \frac{Kg}{m} * 1.2m\right)}{2}$$

$$Cpc_{m2} = 4.75Kg = 46.55N$$

Carga debida al peso del eje motriz principal y al motor:

$$CT_{m3} = \frac{(Peg_m + Pse_m + Pem_m + Pmt_m + Pcj_m)}{2}$$

$$CT_{m3} = \frac{((0.14Kg * 9) + (0.12Kg * 18) + 55.75Kg + 22.72Kg + (2 * 6.81Kg))}{2}$$

$$CT_{m3} = 47.76 Kg = 468.53N$$

Carga total:

$$CT_{Sm} = \frac{(CT_{m1} + CT_{m2} + CT_{m3})}{2}$$

$$CTs_m = \frac{62.74N + 46.55N + 468.53N}{2}$$

$$CTs_m = 288.91N$$

Entonces ingresamos estos datos al software para realizar un análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos obteniendo los siguientes resultados en la Figura 22:

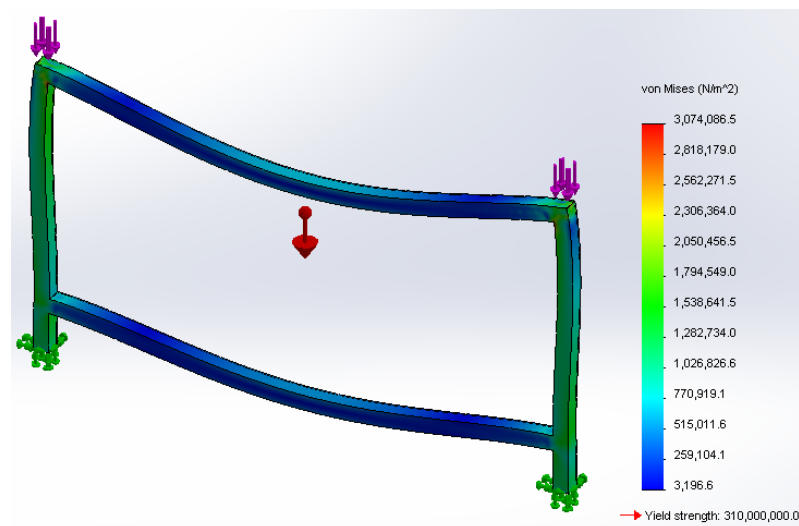


Figura 22 Simulación soportes cuadrados principales

Como resultado tenemos un esfuerzo máximo en el perfil cuadrado de 3.07MPa y además se tiene una carga de temperatura de -40°C por lo que debemos incluir el factor de carga de temperatura K_t para realizar el análisis del factor de seguridad.

Aplicando el método del Esfuerzo cortante máximo (ECM) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

τ_{max} = *esfuerzo maximo de Von Mises*

S_y = *esfuerzo a la fluencia*

K_t = *factor de carga de temperatura a -40°C*

n = *Factor de seguridad*

$$\tau_{max} = \frac{Sy}{2 * n * Kt}$$

EC. 33

$$3.07Mpa = \frac{310MPa}{2 * n * 3}$$

$$n = 16.8$$

El cual es un factor de seguridad un poco elevado debido a que debe soportar altas deflexiones.

- Análisis de resistencia y fatiga en los ejes principales de movimiento por modulo

Para realizar el siguiente análisis de esfuerzos en los ejes principales de movimiento, se ha decidido realizar el análisis del eje motriz el cual resiste la mayor cantidad de esfuerzo y fijar como apoyos los cojinetes de soporte como se muestra en la Figura 23:

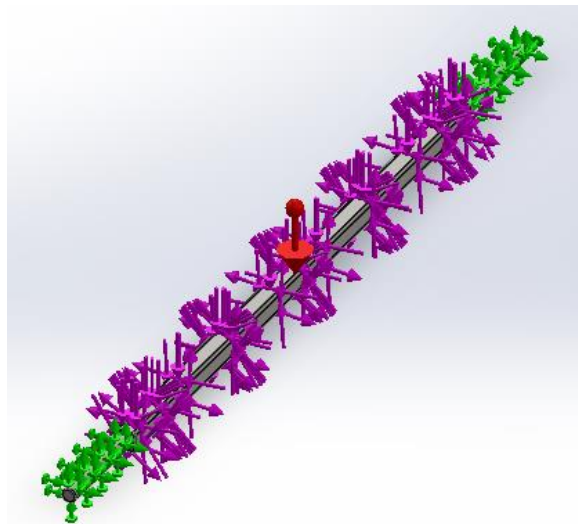


Figura 23 Cargas ejes principales de movimiento

Peg_m = Peso de los engranes por modulo

Pse_m = Peso de los sujetadores por modulo

Pem_m = Peso del eje motriz por modulo

CT_m = Carga total por modulo

$Cm_m =$ Carga de momento del motor por modulo

$Cf_m =$ Carga de fuerza de tension en eje motriz por modulo

$Cw_m =$ Carga de peso por modulo

$Tc_m =$ Tension de la cinta por modulo

$r =$ radio del engrane

Carga de momento debida al impulso del motor principal:

$$Cm_m = Tc_m * r \quad \text{EC. 34}$$

$$Cm_m = 2546.68 \text{ N} * 0.0775 \text{ m}$$

$$Cm_m = 197.37 \text{ Nm}$$

Carga de fuerzas debidas a la tensión de la malla:

Teniendo en cuenta que en el eje motriz de la banda transportadora, la cinta sale y entra paralelamente sobre los engranes, podemos asumir que las dos fuerzas se suman como se muestra a continuación:

$$Cf_m = Tc_m \quad \text{EC. 35}$$

$$Cf_m = 259.6 \text{ Kg}$$

$$Cf_m = 2546.68 \text{ N}$$

Carga debida al peso del eje motriz principal y sus componentes secundarios como sujetadores y engranes:

$$Cw_m = Peg_m + Pse_m + Pem_m \quad \text{EC. 36}$$

$$Cw_m = (0.12 \text{ Kg} * 9) + (0.14 \text{ Kg} * 18) + 55.75 \text{ Kg}$$

$$Cw_m = 59.35 \text{ Kg} = 582.22 \text{ N}$$

Entonces ingresamos estos datos al software para realizar un análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos obteniendo los siguientes resultados en la Figura 24:

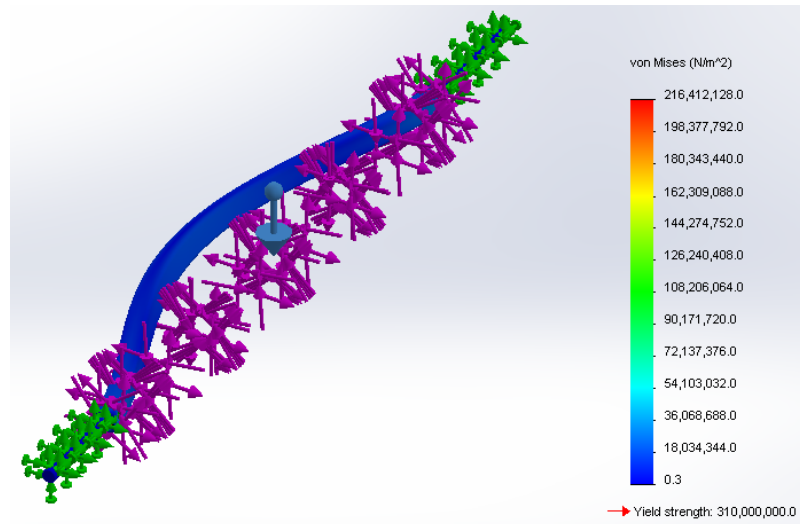


Figura 24 Simulación ejes principales de movimiento

Como resultado tenemos un esfuerzo máximo en el eje motriz de 216.41 MPa por lo que aplicando el método de la energía de distorsión (ED) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

τ_{max} = esfuerzo maximo de Von Mises

S_y = esfuerzo a la fluencia

n = Factor de seguridad

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2*n} \quad \text{EC. 37}$$

$$216.41 \text{Mpa} = \frac{310 \text{MPa}}{n}$$

$$n = 1.43$$

El cual es un factor de seguridad bastante bueno para emplearse en un eje sometido a ciclos bajos de fatiga.

4.1.4. ANÁLISIS DE DEFLEXIÓN

Este análisis es de vital importancia para el óptimo desempeño de la banda transportadora debido a que la estructura de la banda transportadora se puede deformar demasiado dando como consecuencia un descarrilamiento o atascamiento de la cinta transportadora, además también se pueden tener problemas con un exceso de la tensión que tiene la cinta transportadora para trabajar adecuadamente.

Para el estudio de la deflexión se han utilizado métodos computacionales modernos, los que permiten por medio del análisis por elementos finitos, calcular de manera más precisa y más cercana a la realidad, las deflexiones presentes en el sistema.

Para este análisis de deflexiones es necesario también, aclarar al lector de esta obra, que los cálculos realizados para el diseño de esta estructura se realizaron partiendo de algunos supuestos de diseño y de manera reiterativa hasta conseguir las dimensiones y factores de seguridad deseados en todo el conjunto de la estructura, así como también los cálculos dependieron de otras variables de análisis como el esfuerzo y la fatiga, razón por la cual a continuación se muestran únicamente los cálculos obtenidos al final del diseño, los cuales fueron finalmente implementados y construidos.

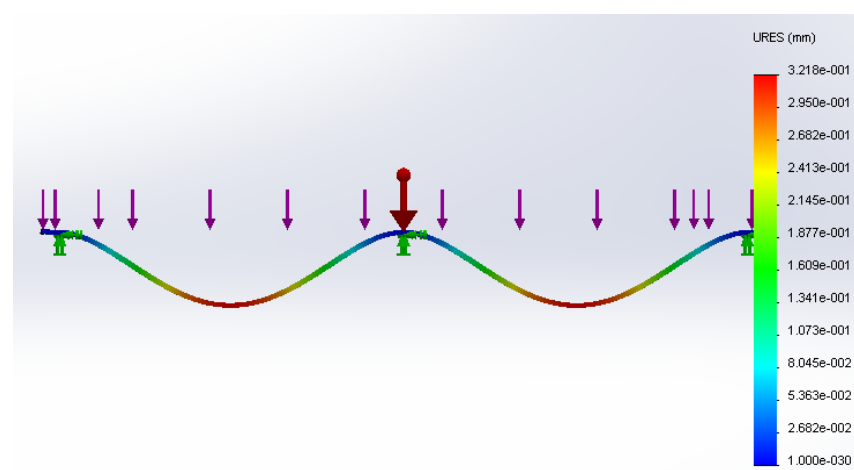
- Análisis de deflexión en los perfiles cuadrados de soporte por modulo

Procedemos a configurar los datos de peso y carga en el software de para realizar un estudio de deflexiones por medio del método de los elementos finitos con los datos mostrados a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 10**Datos para elementos finitos del perfil cuadrado de soporte**

| Tipo de perfil | Cuadrado |
|------------------------------------|----------|
| Ancho de perfil | 20mm |
| Espesor de perfil | 1.5mm |
| Material | AISI 304 |
| Peso del perfil (3m) | 2.82 Kg |
| Carga total distribuida por perfil | 11.95 Kg |
| Temperatura | -40 ° C |

Como resultado del análisis de deflexiones podemos observar la Figura 25 Simulación de deflexión Figura 25:

**Figura 25 Simulación de deflexión de perfil cuadrado de soporte**

Podemos ver que la deflexión en su punto más crítico llega a 0.322 mm lo cual es aceptable para nuestros fines de diseño.

- Análisis de deflexión en el perfil en C de soporte secundarios por modulo

Procedemos a configurar los datos de peso y carga en el software de para realizar un estudio de deflexiones por medio del método de los elementos finitos con los datos mostrados a continuación en la Tabla 11:

Tabla 11

Datos para elementos finitos del perfil en C de soporte secundario

| Tipo de perfil | En C |
|------------------------------------|-------------|
| Ancho de perfil | 40 mm*80 mm |
| Espesor de perfil | 2 mm |
| Material | AISI 304 |
| Peso del perfil (3m) | 7.23 Kg |
| Carga total distribuida por perfil | 16.36 Kg |
| Temperatura | -40 ° C |

Como resultado del análisis de deflexiones podemos observar la Figura 26:

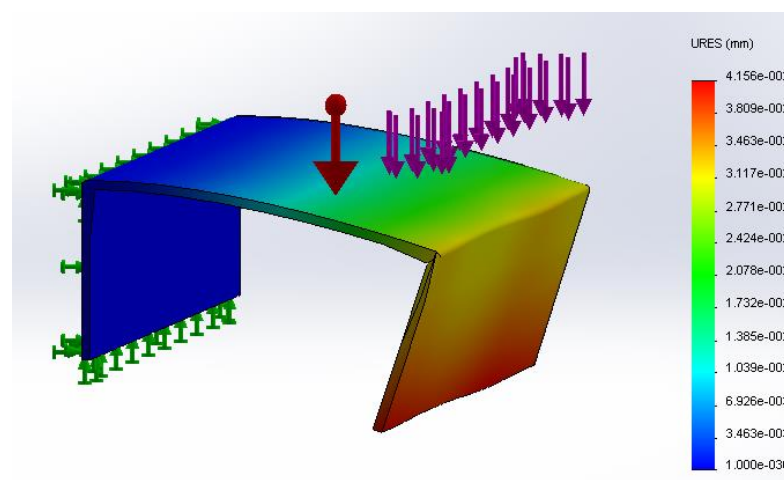


Figura 26 Simulación de deflexión de perfil en C de soporte secundario

Podemos ver que la deflexión en su punto más crítico llega a 0.044 mm lo cual es aceptable para nuestros fines de diseño.

- Análisis de deflexión en los soportes circulares secundarios por modulo

Procedemos a configurar los datos de peso y carga en el software de para realizar un estudio de deflexiones por medio del método de los elementos finitos con los datos mostrados a continuación en la Tabla 12:

Tabla 12

Datos para elementos finitos de los soportes circulares

| | |
|---|-----------------|
| Tipo de perfil | Circular |
| Diámetro del perfil | 19.05mm |
| Espesor de perfil | 2mm |
| Material | AISI 304 |
| Peso del perfil (1.2m) | 0.84 Kg |
| Carga total distribuida por perfil por punto | 4.82 Kg |
| Temperatura | -40 ° C |

Como resultado del análisis de deflexiones podemos observar la Figura 27:

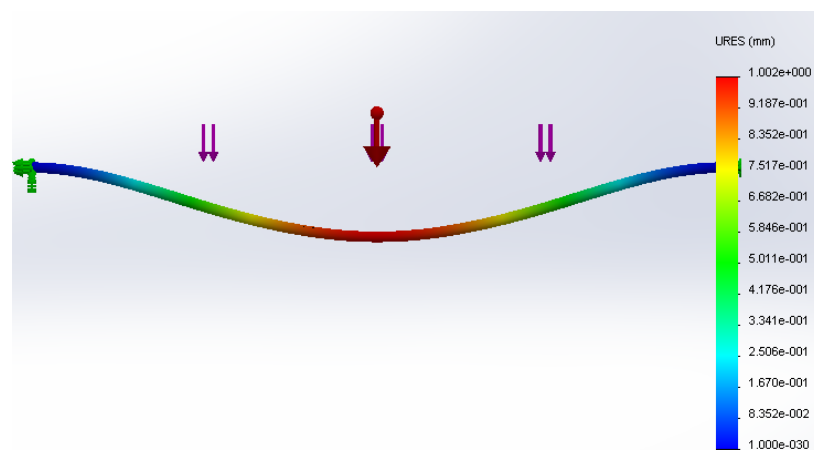


Figura 27 Simulación de deflexión del perfil en C de soporte secundario

Podemos ver que la deflexión en su punto más crítico llega a 1.002 mm lo cual es aceptable para nuestros fines de diseño.

- Análisis de deflexión en los perfiles en C principales por modulo

Procedemos a configurar los datos de peso y carga en el software de para realizar un estudio de deflexiones por medio del método de los elementos finitos con los datos mostrados a continuación en la Tabla 13:

Tabla 13

Datos para elementos finitos de los perfiles en C principales

| Tipo de perfil | En C |
|------------------------------------|-------------|
| Ancho de perfil | 200mm*100mm |
| Espesor de perfil | 2mm |
| Material | AISI 304 |
| Peso del perfil (3m) | 19.02 Kg |
| Carga total distribuida por perfil | 58.90 Kg |
| Temperatura | -40 ° C |

Como resultado del análisis de deflexiones podemos observar la Figura 28:

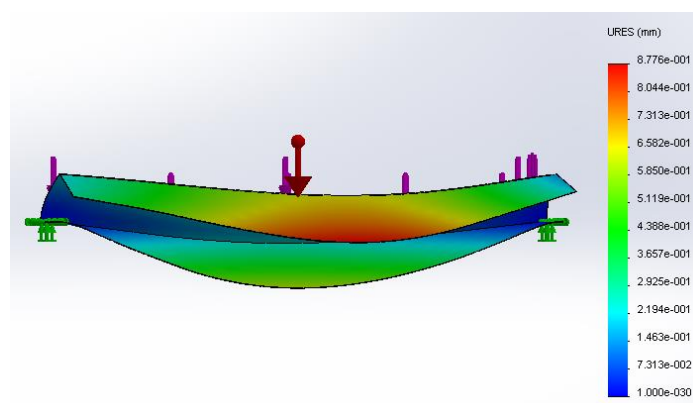


Figura 28 Simulación de deflexión de los perfiles en C principales

Podemos ver que la deflexión en su punto más crítico llega a 0.88 mm lo cual es aceptable para nuestros fines de diseño.

- Análisis de deflexión en los soportes cuadrados principales por modulo

Procedemos a configurar los datos de peso y carga en el software para realizar un estudio de deflexiones por medio del método de los elementos finitos con los datos mostrados a continuación en la tabla 14:

Tabla 14

Datos para elementos finitos de los soportes cuadrados principales

| Tipo de perfil | Cuadrado |
|------------------------------------|----------|
| Ancho de perfil | 37mm |
| Espesor de perfil | 2mm |
| Material | AISI 304 |
| Peso del perfil por soporte | 8.6 Kg |
| Carga total distribuida por perfil | 29.45 Kg |
| Temperatura | -40 ° C |

Como resultado del análisis de deflexiones podemos observar la Figura 29:

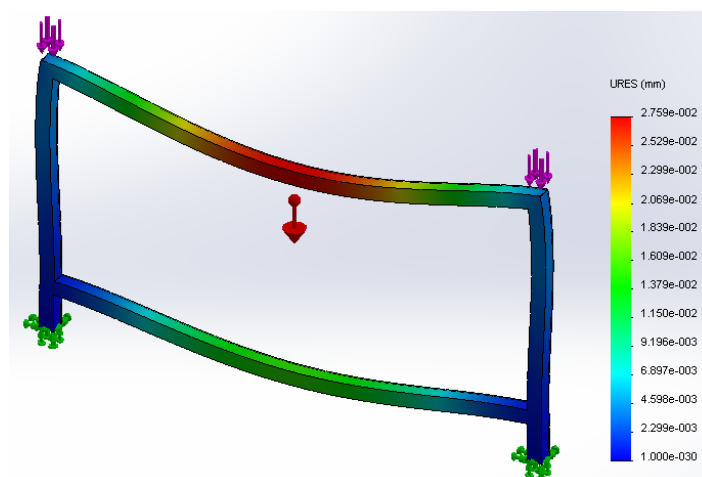


Figura 29 Simulación de deflexión los soportes cuadrados principales

Podemos ver que la deflexión en su punto más crítico llega a 0.03 mm lo cual es aceptable para nuestros fines de diseño.

- Análisis de deflexión en los ejes principales de movimiento por modulo

Procedemos a configurar los datos de peso y carga en el software para realizar un estudio de deflexiones por medio del método de los elementos finitos con los datos mostrados a continuación en la Tabla 15:

Tabla 15

Datos para elementos finitos de los ejes principales de movimiento

| Tipo de perfil | Cuadrado y redondo en extremos |
|---|---------------------------------------|
| Ancho de perfil | 37mm y diámetro de 25.4mm |
| Espesor de perfil | Solido |
| Material | AISI 304 |
| Peso del perfil por soporte | 55. 75 Kg |
| Carga total distribuida por perfil | 29.45 Kg |
| Temperatura | Ambiental |

Como resultado del análisis de deflexiones podemos observar la Figura 30:

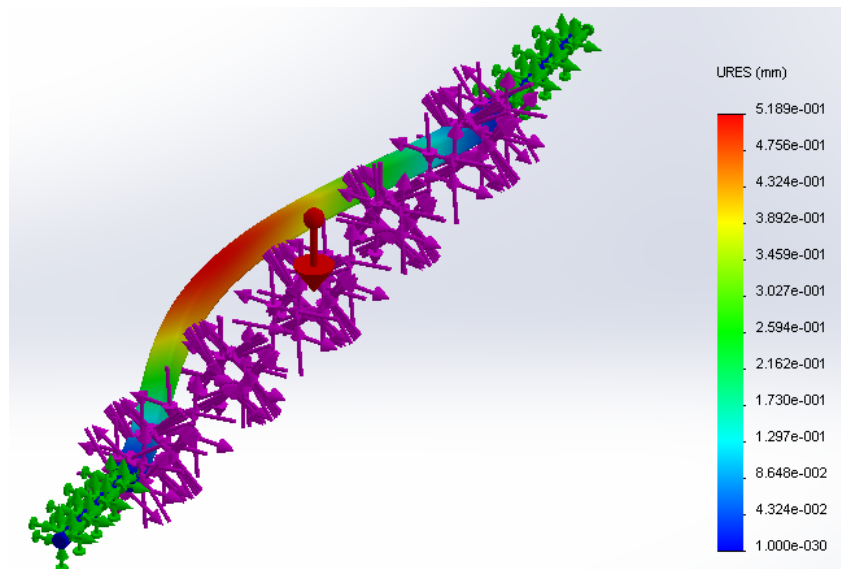


Figura 30 Simulación de deflexión los ejes principales de movimiento

Podemos ver que la deflexión en su punto más crítico llega a 0.52 mm lo cual es aceptable para nuestros fines de diseño.

4.1.5. ANÁLISIS DE RESISTENCIA Y FATIGA EN LA SOLDADURA

Para el proceso de soldadura debido a que el material base era un acero inoxidable AISI 304, se utilizó una soldadora MIG como se muestra en la Figura 31:



Figura 31 Ejemplo soldadora MIG

Para la elaboración de la banda transportadora se utilizaron algunos puntos y cordones de soldadura, los cuales debido a la baja velocidad del sistema se pueden asumir de estado estático y analizar sus esfuerzos estáticamente. Para lo cual se ha realizado un análisis de los puntos más críticos de soldadura, para con esto realizar un diseño bastante conservador para los demás puntos de soldadura que se encuentran sometidos a esfuerzos inferiores.

Cabe aclarar que como en la operación de soldadura se emplea calor, El material experimenta cambios metalúrgicos cerca del lugar donde se soldó, además de añadirse esfuerzos residuales por causa de la sujeción de las piezas.

Sin embargo estos esfuerzos residuales no generan problemas de gran importancia la mayoría de las veces, pero deben ser analizados con detenimiento, si se desea una elevada confiabilidad en las uniones.

1. El primer punto crítico a analizar, va a ser el cordón de soldadura tipo filete que se encuentra en los soportes circulares secundarios, encargados de soportar a los soportes rectangulares que están en contacto con la cinta transportadora y que transmiten toda la carga de la estructura a los soportes principales en C.

Cabe aclarar que estos soportes circulares secundarios son tubos de acero AISI 304 de un diámetro de 19.05mm y espesor de 1.5mm como se muestra en la Figura 32:

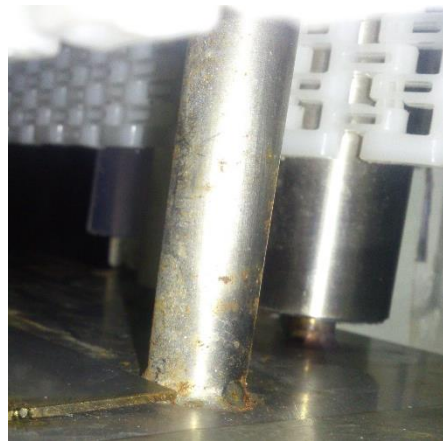


Figura 32 Soldadura

Para lo cual se emplea el método de análisis de soldaduras del libro de Shigley, (Budynas & Nisbett, 2008), novena edición con su tabla de diseño mostrada a continuación en la Figura 33:

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

| Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete | | | | | | | | Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h | |
|--|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--|--|
| Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX) | | | | | | | | | |
| | 60* | 70* | 80 | 90* | 100 | 110* | 120 | | |
| Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial | | | | | | | | | |
| $\tau =$ | 18.0 | 21.0 | 24.0 | 27.0 | 30.0 | 33.0 | 36.0 | | |
| Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal | | | | | | | | | |
| $f =$ | 12.73h | 14.85h | 16.97h | 19.09h | 21.21h | 23.33h | 25.45h | | |
| Tamaño del cateto h , pulg | Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal | | | | | | | Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg | |
| 1 | 12.73 | 14.85 | 16.97 | 19.09 | 21.21 | 23.33 | 25.45 | *Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive $\frac{1}{8}$ | |
| 7/8 | 11.14 | 12.99 | 14.85 | 16.70 | 18.57 | 20.41 | 22.27 | Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$ $\frac{3}{16}$ | |
| 3/4 | 9.55 | 11.14 | 12.73 | 14.32 | 15.92 | 17.50 | 19.09 | Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$ $\frac{1}{4}$ | |
| 5/8 | 7.96 | 9.28 | 10.61 | 11.93 | 13.27 | 14.58 | 15.91 | *Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$ $\frac{5}{16}$ | |
| 1/2 | 6.37 | 7.42 | 8.48 | 9.54 | 10.61 | 11.67 | 12.73 | Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{2}$ $\frac{3}{8}$ | |
| 7/16 | 5.57 | 6.50 | 7.42 | 8.35 | 9.28 | 10.21 | 11.14 | Mayor que $2\frac{1}{2}$ Hasta 6 $\frac{1}{4}$ | |
| 3/8 | 4.77 | 5.57 | 6.36 | 7.16 | 7.95 | 8.75 | 9.54 | Mayor que 6 $\frac{5}{8}$ | |
| 5/16 | 3.98 | 4.64 | 5.30 | 5.97 | 6.63 | 7.29 | 7.95 | | |
| 1/4 | 3.18 | 3.71 | 4.24 | 4.77 | 5.30 | 5.83 | 6.36 | | |
| 3/16 | 2.39 | 2.78 | 3.18 | 3.58 | 3.98 | 4.38 | 4.77 | | |
| 1/8 | 1.59 | 1.86 | 2.12 | 2.39 | 2.65 | 2.92 | 3.18 | | |
| 1/16 | 0.795 | 0.930 | 1.06 | 1.19 | 1.33 | 1.46 | 1.59 | | |

* En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.
 $f = 0.707k_{tension}$

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
 * El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a $\frac{3}{16}$ pulg.
 † Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de $\frac{5}{16}$ pulg por cada $\frac{1}{4}$ pulg de material.

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables Affect Weldment Design*, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p. 3. Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

Figura 33 Imagen de Diseño

Fuente (Richard G. Budynas)

De la imagen anterior vemos que es recomendable usar un cordón de soldadura de 3.175mm de altura con el que se realizaran los cálculos de esfuerzos en el siguiente diagrama de cuerpo libre llamado Figura 34:

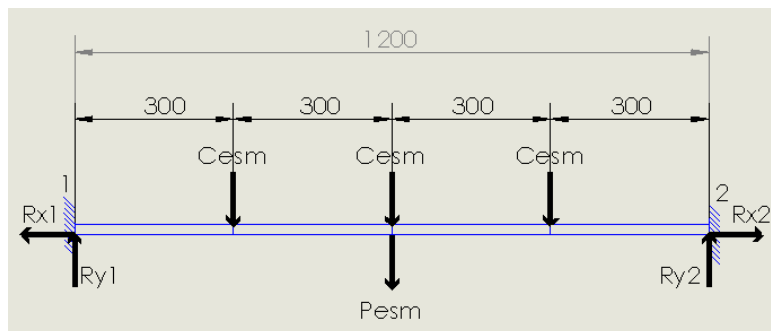


Figura 34 Diagrama de cuerpo libre

CT_m = Carga total por modulo

PC_m = Peso de cinta por modulo

Pp_m = Peso de producto por modulo

Cpc_m = Carga del perfil cuadrado por modulo

Ppc_m = Peso del perfil cuadrado por modulo

Ces_m = Carga del eje secundario de soporte por modulo

Pes_m = Peso del eje secundario de soporte por modulo

R_x = Reaccion en el eje x

R_y = Reaccion en el eje y

F_x = Fuerzas en x

F_y = Fuerzas en y

M = Momento

A = Area de soldadura

I_u = Inersia de seccion de soldadura

I = Inersia

r = Radio del eje secundario de soporte

h = Altura del filete de soldadura

V = Fuerza cortante

τ = Esfuerzo maximo

$n = \text{Factor de seguridad}$

$$CT_m = PC_m + Pp_m \quad \text{EC. 38}$$

$$CT_m = \left(9.61 \frac{Kg}{m^2} * 1.20m * 3m\right) + \left(3.68 \frac{Kg}{m} * 3m\right)$$

$$CT_m = 45.63Kg$$

$$Cpc_m = \frac{CT_m}{5} + Ppc_m \quad \text{EC. 39}$$

$$Cpc_m = \frac{45.636Kg}{5} + \left(0.94 \frac{Kg}{m} * 3m\right)$$

$$Cpc_m = 11.95Kg$$

$$Ces_m = \frac{Cpc_m}{3}$$

$$Ces_m = \frac{11.95 Kg}{3} = 3.98Kg = 39N$$

$$Pes_m = 0.7 \frac{Kg}{m} * 1.2m = 0.84Kg = 8.232N$$

$$\vec{+} \sum F_x = 0 \quad \text{EC. 40}$$

$$-R_{x1} + R_{x2} = 0$$

$$R_{x1} = R_{x2}$$

$$\uparrow + \sum F_y = 0 \quad \text{EC. 41}$$

$$R_{y1} - Ces_{m1} - Ces_{m2} - Ces_{m3} - Pes_m + R_{y2} = 0$$

$$R_{y1} - 39N - 39N - 39N - 8.232N + R_{y2} = 0$$

$$R_{y1} + R_{y2} = 125.232N$$

$$\curvearrowright + \sum M_1 = 0 \quad \text{EC. 42}$$

$$Ces_{m1} * 0.3m + Ces_{m2} * 0.6m + Ces_{m3} * 0.9m + Pes_m * 0.6m - R_{y2}$$

$$* 1.2m = 0$$

$$39N * 0.3m + 39N * 0.6m + 39N * 0.9m + 8.232N * 0.6m \\ = R_{y2} * 1.2m$$

$$11.7Nm + 23.4Nm + 35.1Nm + 4.539Nm = R_{y2} * 1.2m$$

$$R_{y2} = 62.616N$$

$$R_{y1} + 62.616N = 125.232N$$

$$R_{y1} = 62.616N$$

$$V = 62.616N$$

$$A = 1.414 * \pi * h * r \quad \text{EC. 43}$$

$$A = 1.414 * 3.1416 * 1.59mm * 9.525mm$$

$$A = 67.276mm^2$$

$$I_u = \pi * r^3 = \pi * (9.525mm)^3 \quad \text{EC. 44}$$

$$I_u = 2714.84mm^3$$

$$I = 0.707 * h * I_u \quad \text{EC. 45}$$

$$I = 0.707 * 1.59mm * 2714.84mm^3$$

$$I = 3051.83mm^4$$

$$\dot{\tau} = \frac{V}{A} \quad \text{EC. 46}$$

$$\dot{\tau} = \frac{62.616N}{67.276mm^2} = 0.931 \frac{N}{mm^2} = 0.931MPa$$

$$\ddot{\tau} = \frac{M * r}{I} \quad \text{EC. 47}$$

$$\ddot{\tau} = \frac{0Nmm * 9.525mm}{3051.83mm^4} = 0MPa$$

$$\tau_{max} = \sqrt{(\dot{\tau}^2 + \ddot{\tau}^2)}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{((0.931MPa)^2 + 0)}$$

$$\tau_{max} = 0.931MPa$$

Usando la teoría del Esfuerzo Cortante máximo (ECM) se tiene lo siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{Sy}{2n} \quad \text{EC. 48}$$

$$0.931Mpa = \frac{485MPa}{2 * n}$$

$$n = 260$$

Este factor de seguridad nos asegura que bajo ninguna circunstancia fallara el punto de soldadura analizado, y siendo este uno de los puntos más críticos de soldadura podemos asegurar que ningún punto de soldadura de la estructura fallara.

El valor elevado en el factor de seguridad se debe a que el cordón de soldadura por métodos de fabricación no puede ser menor a 1.59mm y a que por seguridad se hizo un filete cubriendo todo el perímetro de los soportes.

2. Del mismo modo anterior, procedemos a realizar el análisis en el cordón de soldadura del soporte de la pata principal en la banda transportadora como se muestra en la Figura 35:

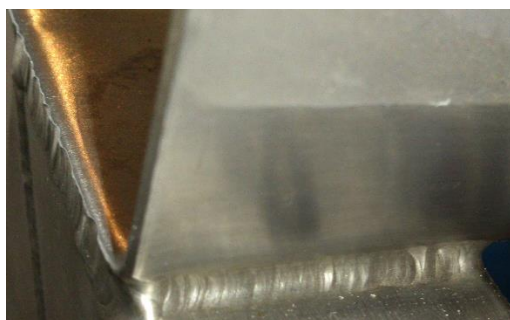


Figura 35 Soldadura en estructura

En este punto podemos ver que no existen fuerzas que causen flexión, torsión, tensión o compresión directamente sobre el cordón de soldadura sino más bien, las fuerzas están aplicadas directamente a la estructura unida a continuación, por lo que el cordón de soldadura sirve solo para fijar la posición de la pieza y resistir algunas fuerzas ocasionales derivadas de la deflexión de todo el sistema, compresión del sistema debido al frío e irregularidades del piso donde se instalaría el equipo. Entonces procedemos a escoger según la tabla de diseño de soldadura el ancho del cordón de soldadura siendo este el de 4.76mm el valor más recomendado.

Una vez terminado el análisis de los puntos críticos anteriormente mencionados, podemos obtener datos como el ancho del cordón de soldadura que se va a utilizar en todas las uniones soldadas, el tipo de soldadura y el electrodo utilizado para tal efecto, como se muestra en la tabla de resumen Tabla 16 a continuación:

Tabla 16

Resumen de propiedades implementadas en las uniones soldadas de la banda transportadora

| Proceso | Tipo | Electrodo | Ancho de cordón | Resistencia a la fluencia S_y |
|------------------|--------|--------------|-----------------|---------------------------------|
| Soldadura | Filete | AWS: ER309 L | 1.59 mm | 485 MPa |
| MIG | | | | |
| Soldadura | Filete | AWS: ER309 L | 4.76 mm | 485 MPa |
| MIG | | | | |

También se debe aclarar que los otros puntos de soldadura utilizados en la construcción de la banda transportadora, soportan cargas mucho más bajas que los puntos anteriormente estudiados.

4.2. CÁLCULO DE LA TENSIÓN Y POTENCIA DE LA BANDA

Para poder diseñar una banda transportadora y seleccionar sus componentes es necesario tener en cuenta todas las fuerzas que se encuentran interactuando en el sistema, esto quiere decir; desde la fricción ocasionada por los rodillos hasta el peso en si del camarón que va a ser transportado en el túnel de congelamiento.

Es necesario acotar que no existe un método imperativo que domine en el ámbito del diseño de bandas, muchos están basados en la experiencia, por lo cual nos guiaremos en las normas del CEMA para diseño de bandas, en el manual de (Siegling) para el cálculo de la banda trasportadora y en las normas antes mencionadas.

Para facilitar el diseño de la banda transportadora, nos vamos a basar en método estándar del (CEMA, 2002) el cual requiere que se cumplan las siguientes condiciones:

- Tramos en la banda transportadora que no superen 900 metros de longitud.
- Secciones inclinadas, declinadas u horizontales con o sin curvas verticales.
- Transporte unidireccional o reversible a cualquier velocidad.
- Una o varias unidades motrices.
- Tensor por gravedad o automático.
- Tensión de banda igual a 72 000 N

En las siguientes secciones se va a detallar y a calcular los distintos factores a considerar para el diseño.

4.2.1. FACTOR DE CORRECCIÓN DE TEMPERATURA

Cuando la banda transportadora está sometida a condiciones climáticas muy inferiores a las ambientales aumenta la tensión resultante del sistema el

factor de corrección de temperatura K_t nos ayuda a contrarrestar estos cambios y se obtiene mediante la curva de la figura.

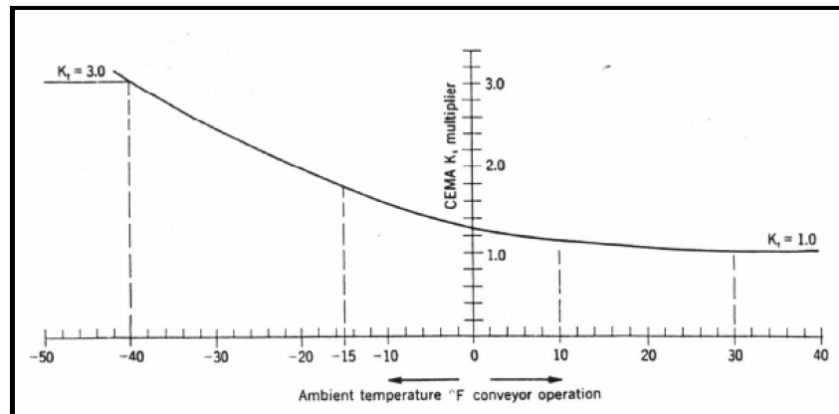


Figura 36 Factor de corrección

Fuente (CEMA, 2002)

La temperatura de operación de la banda es $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ por ende tenemos un

$$k_t = 3.0$$

4.2.2. CÁLCULO DE FUERZA TANGENCIAL MÁX Y TENSION EFECTIVA

Para el cálculo de la fuerza tangencial máxima F_u usaremos la fórmula del manual (Siegling) para transporte de mercancía de bultos.

Nos basaremos en la siguiente configuración para nuestro diseño.

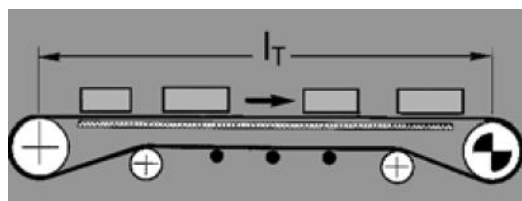


Figura 37 Ejemplo de banda

Fuente (Siegling)

$$m = l_t * \text{peso por metro de la mercancía}$$

$$F_U = \mu_T * g * \left(m + \frac{m_B}{2}\right) + \mu_R * g * \left(m_R + \frac{m_B}{2}\right) [N] \quad \text{EC. 49}$$

Donde:

μ_R = Coeficiente de fricción para marcha sobre rodillo

μ_T = Coeficiente de fricción para marcha sobre mesa

m = Masa de mercancía

m_R = masa de los tambores excepto el tambor motriz

m_B = masa de la banda

g = Aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)

m_{Rpt} = masa de rodillo principal total

m_{RS} = masa de rodillo secundario

m_{Rp} = masa rodillo principal

m_e = masa de engranes

n_e = número de engranes

m_{et} = masa engranes total

m_{aet} = masa de accesorios de engranes total

F_u = Fuerza tangencial máxima

F_1 = Tensión efectiva máxima

$$F_U = \mu_T * g * \left(m + \frac{m_B}{2}\right) + \mu_R * g * \left(m_R + \frac{m_B}{2}\right) \quad \text{EC. 50}$$

Coeficiente de fricción estática de la mesa de acero inoxidable

$$\mu_T = 0.33$$

Fuente (INCOTEC)

Coeficiente de fricción estática de rodillos de acero inoxidable

$$\mu_R = 0.033$$

Fuente (INCOTEC)

l_t = longitud total de banda transportadora

m = l_t * peso por metro de la mercancía

C_V = peso por metro de la mercancía

$$m = l_t * C_V \quad \text{EC. 51}$$

$$m = 13.22[m] * 3.68\left[\frac{kg}{m}\right]$$

$$m = 48.65[kg]$$

a_m = ancho de malla

l_m = longitud de malla

l_m = largo total de la malla

$$l_m = 29.61[m]$$

C_m = Peso carga muerta de Malla $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$

$$C_m = 9.61\left[\frac{kg}{m^2}\right]$$

$$m_B = C_m * l_m * a_m \quad \text{EC. 52}$$

$$m_B = 9.61\left[\frac{kg}{m^2}\right] * 29.61[m] * 1.20[m]$$

$$m_B = 341.47[kg]$$

$$m_R = m_{Rpt} + 4 * m_{RS} \quad \text{EC. 53}$$

$$m_{Rpt} = m_{Rp} + m_{et} + m_{aet} \quad \text{EC. 54}$$

$$m_{Rp} = 55.75[kg]$$

$$m_{et} = n_e * m_e \quad \text{EC. 55}$$

$$m_{et} = 9 * 0.14[kg]$$

$$m_{et} = 1.26[kg]$$

$$m_{aet} = n_e * m_e \quad \text{EC. 56}$$

$$m_{aet} = 18 * 0.12[kg]$$

$$m_{aet} = 2.16[kg]$$

$$m_{Rpt} = 55.75[kg] + 1.26[kg] + 2.16[kg]$$

$$m_{Rpt} = 59.17[kg]$$

$$m_{rs} = 49.6[kg]$$

$$m_R = 59.17[kg] + 4 * 49.6[kg]$$

$$m_R = 257.57[kg]$$

$$F_U = \mu_T * g * \left(m + \frac{m_B}{2}\right) + \mu_R * g * \left(m_R + \frac{m_B}{2}\right) \quad \text{EC. 57}$$

$$F_U = 0.33 * 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right] * \left(48.65[kg] + \frac{341.47[kg]}{2}\right) + 0.033 * 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right] * \left(257.57[kg] + \frac{341.47[kg]}{2}\right)$$

$$F_U = 848.87 [N]$$

$$F_1 = F_u * k_t \quad \text{EC. 58}$$

$$F_1 = 848.87[N] * 3$$

$$F_1 = 2546.61[N]$$

4.2.3. POTENCIA REQUERIDA

La potencia requerida en el eje motriz se la obtiene de la tensión máxima la cual fue calculada previamente. La potencia requerida nos ayudara para la selección del moto reductor para la banda transportadora.

$P_A = \text{Potencia mecánica del eje motriz [KW]}$

$v = \text{velocidad de la banda } [\frac{m}{s}]$

$r = \text{radio de engranes [m]}$

$$P_A = \frac{F_1 * v}{1000} \quad \text{EC. 59}$$

$$v = \frac{2\pi * RPM * r}{60} [\frac{m}{s}] \quad \text{EC. 60}$$

$$v = \frac{2\pi * 7.4519 [RPM] * 0.0775 [m]}{60} [\frac{m}{s}]$$

$$v = 0.0605 [\frac{m}{s}]$$

$$P_A = \frac{2546.61 [N] * 0.0605 [\frac{m}{s}]}{1000}$$

$$P_A = 0.154 [KW]$$

Factor de Eficiencia de Motor

$$\eta_1 = 0.95 \text{ (Motovario)}$$

Factor de Eficiencia del Reductor

$$\eta_2 = 0.95 \text{ (Motovario)}$$

Factor de Eficiencia del moto reductor

$$\eta_t = \eta_1 * \eta_2 \text{ (Motovario)} \quad \text{EC. 61}$$

$$\eta_t = 0.95 * 0.95$$

$$\eta_t = 0.9025$$

$$P_{real} = P_A / \eta_t \quad \text{EC. 62}$$

$$P_{real} = 0.154 [KW] / 0.9025$$

$$P_{real} = 0.171 [KW]$$

$$P_m = P_{real} * f_s [KW] \quad \text{EC. 63}$$

f_s = Factor de seguridad para la selección del motor

$$f_s = 3.5$$

Este factor de seguridad se debe en gran medida a las temperaturas bajas que experimenta la banda transportadora, a la posibilidad de atascos por escarcha del líquido del producto congelado o el mismo camarón y a la disminución de potencia del motor debido a que es un motor diseñado para trabajar a otra frecuencia en la red de suministro eléctrico.

$$P_m = f_s * P_{real} \quad \text{EC. 64}$$

$$P_m = 3.5 * 0.171 [KW]$$

$$P_m = 0.60 [KW]$$

Se escoge la potencia estándar superior

$$P_m = 0.75 [KW]$$

Seleccionando así el moto reductor que se encuentra en la Figura 38 de la marca DR DRIVES de 1hp que equivale a 0,75KW de potencia:



Figura 38 Motor

5. CAPITULO V

DISEÑO ELECTRONICO Y CONEXIONES ELECTRICAS INDUSTRIALES

Una vez seleccionado el motor que se va a utilizar para el movimiento de la banda transportadora, se requiere la selección de las distintas protecciones eléctricas del sistema, dimensionamiento del conductor eléctrico y demás componentes eléctricos y electrónicos que son necesarios para un correcto funcionamiento del sistema.

5.1.SISTEMA ELECTRICO

5.1.1. MOTOR

El motor previamente seleccionado de acuerdo a la potencia requerida en el sistema posee las siguientes características técnicas.

Marca: DR DRIVES

Alimentación: Trifásica

Potencia: 0.75 KW o 1 HP

Voltaje: 277/480 V

Velocidad Nominal: 1650 RPM

Corriente Nominal: 3.34/1.93 A

Frecuencia: 60 Hz

Cos Φ : 0.78

5.1.2. VARIADOR

SELECCIÓN DEL TIPO DE VARIADOR DE VELOCIDAD

La potencia del motor es de 0.75 kW para seleccionar un variador se va a realizar una matriz morfológica para la selección.

| SISTEMA | VARIADOR DE VELOCIDAD | | |
|-------------|---|---|---|
| ITEM:MARCA | WEG CFW-08 | SIEMENS SINAMICS G110 | SIEMENS SINAMICS V20 |
| GRÁFICO |  |  |  |
| VENTAJAS | Interfaz HMI | Interfaz HMI | Interfaz HMI |
| | Económico | Muy Robusto | Económico |
| | Varios tipos de Comunicación | Trabaja en condiciones ambientales extremas | Varios tipos de Comunicación |
| | Varias Potencias | Panel BOP desmontable | Robusto |
| DESVENTAJAS | No muy robusto | Un poco costoso | Panel BOP fijo |
| | Panel BOP fijo | Tamaño grande | Escaso en el Mercado |
| | No opera en condiciones ambientales extremas | Comunicación Limitada a entrada análoga y entradas digitales | Sin ventilador incluido |

Figura 39 Comparación de variadores

Una vez realizada la matriz morfológica se empieza con la matriz de valoración con la cual se va a determinar cuál es el sistema que mejor cumple con nuestras necesidades.

Los criterios a evaluar en la matriz de valoración tienen valoración individual. Al final se sumaran todos y deben dar una ponderación de 100, haciendo con esto que el valor más alto sea el que mejor cumpla con los requisitos. Los criterios son:

- **Disponibilidad:** Es importante tomar en cuenta la disponibilidad del equipo ya que si no es muy común en el mercado surgen dos problemas. Primero, se hace difícil encontrar soporte técnico. Segundo, se requiere la puesta en marcha de la manera más rápida posible del sistema.
- **Seguridad:** El sistema tiene que constar con las protecciones y seguridades necesarias para poder manipular un motor. Además tiene que poder operar en un ambiente hostil con bajas temperaturas y niveles de oxidación altos.
- **Mantenimiento:** Se requiere que el mantenimiento sea limitado y casi nulo ya que el equipo va a estar en un gabinete el cual solo se tenga que abrir en caso de fallo o en caso de realizarse un mantenimiento preventivo.
- **Costos:** El precio del equipo tiene que ser el adecuado. La empresa EXPROD CIA. LTD. Brinda el auspicio para comprar los materiales necesarios para la realización del proceso. El precio tiene que estar acorde con la funcionalidad, seguridad y la relación costo beneficio del equipo.
- **Tamaño:** El tamaño en este caso no es un factor determinante debido a que como se va a comprar un gabinete de acuerdo a todas las instalaciones eléctricas y electrónicas y el espacio asignado en la empresa es amplio. Esto hace que no tenga una valoración alta al momento de la selección.

- **Funcionalidad:** El equipo tiene que satisfacer la necesidad del proyecto esto quiere decir que tiene que tener las opciones necesarias para su control.
- **Peso:** El peso tampoco tiene que ser excesivo para que no existan problemas de montaje dentro del tablero del equipo, ni del cambio o mantenimiento que se requiera hacer al variador y al equipo.

Tabla 17

Valoración de criterios de variador de frecuencia

| Criterios a Evaluar | | | |
|----------------------------|-----------------------|----------------|-------------------|
| | | Símbolo | Valoración |
| 1 | Disponibilidad | D | 20 |
| 2 | Seguridad | S | 30 |
| 3 | Mantenimiento | MT | 10 |
| 4 | Costos | C | 10 |
| 5 | Tamaño | T | 5 |
| 6 | Funcionalidad | F | 20 |
| 7 | Peso | P | 5 |
| | | | 100 |

Una vez determinados todos los parámetros que son necesarios para el variador de velocidad se procede a hacer una evaluación de cada una de las opciones para así determinar la mejor opción.

Tabla 18**Evaluación de opciones de variador de frecuencia**

| SISTEMA | ITEM | CRITERIOS | | | | | | | | |
|-----------------------------|-------|-----------|----|----|----|----|---|----|---|-------|
| | | TIPOS | D | S | MT | C | T | F | P | TOTAL |
| Variador de Velocidad | | CFW-08 | 12 | 20 | 7 | 10 | 5 | 12 | 5 | 71 |
| | Marca | G110 | 20 | 28 | 9 | 6 | 3 | 15 | 3 | 84 |
| | | V20 | 7 | 23 | 8 | 9 | 4 | 18 | 4 | 73 |

Como conclusión del análisis morfológico realizado a las tres opciones de variadores de velocidad para el motor encontramos que el Variador de la marca SIEMENS SINAMICS G110 es la mejor opción para el control del motor.

5.1.2.2. SELECCIÓN DEL MODELO DE VARIADOR.

De acuerdo al fabricante tenemos la siguiente tabla en la cual encontramos los distintos chasis del variador el cual le dará las medidas. El tamaño del chasis está determinado a la potencia que va a controlar, ya que posee disipadores de calor para su correcto funcionamiento, y a mayor potencia mayor calor generado por ende se necesita un mayor chasis.

De la siguiente tabla de SIEMENS vamos a utilizar la potencia que controlan para así seleccionar el variador más adecuado.

2.1 Datos técnicos

1 AC 200 - 240 V ± 10 %, 47 - 63 Hz

| Referencia 6SL3211- | 0AB 0KB | 11-2xy0* | 12-5xy0* | 13xy0* | 15xy0* | 17xy0* | 21-1xy0* | 21-5xy0* | 22-2xy0* | 23-0xy0* |
|---|-----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|
| Tamaño constructivo | | A | | | | | B | | C | |
| Potencia nominal | kW | 0,12 | 0,25 | 0,37 | 0,55 | 0,75 | 1,1 | 1,5 | 2,2 | 3,0 |
| | hp | 0,16 | 0,33 | 0,5 | 0,75 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 |
| Corriente de salida (temp. ambiente ad.) | A | 0.9 (50 °C) | 1.7 (50 °C) | 2.3 (50 °C) | 3.2 (50 °C) | 3.9 (40 °C) | 6.0 (50 °C) | 7.8 (40 °C) | 11.0 (50 °C) | 13.6 (40 °C) |
| Corriente de entrada (230 V) | A | 2.3 | 4.5 | 6.2 | 7.7 | 10.0 | 14.7 | 19.7 | 27.2 | 32.0 |
| Fusible recomendado | A | 10 | 10 | 10 | 10 | 16 | 20 | 25 | 35 | 50 |
| | 3NA | 3803 | 3803 | 3803 | 3803 | 3805 | 3807 | 3810 | 3814 | 3820 |
| Cable de entrada | mm ² | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,5 - 2,5 | 2,5 - 6,0 | 2,5 - 6,0 | 4,0 - 10 | 6,0 - 10 |
| | AWG | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 14 - 12 | 12 - 10 | 12 - 10 | 11 - 8 | 10 - 8 |
| Cable de salida | mm ² | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,5 - 6,0 | 1,5 - 6,0 | 2,5 - 10 | 2,5 - 10 |
| | AWG | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 14 - 10 | 14 - 10 | 12 - 8 | 12 - 8 |
| Par de apriete | Nm | 0.96 (8.50) | | | | | 1.50 (13.30) | | 2.25 (19.91) | |
| | (lbf.in) | | | | | | | | | |

*→La última cifra de la referencia depende de cambios en el software y hardware

x = B → Con filtro integrado
x = U → Sin filtro

y = A → Variante analógica
y = B → Variante USS

Figura 40 Catalogo Sinamics G110 1

Fuente (Siemens, 2013)

En la tabla encontramos que la potencia nominal que más se acerca a nuestro motor de 0.9 kW es el chasis o tamaño constructivo **tipo A de 0,75 kW o 1 HP** con lo cual nuestro sistema se encuentra sobre dimensionado y debe de tener un funcionamiento adecuado.

5.1.2.3. TIPO DE COMUNICACIÓN DEL VARIADOR.

SIEMENS en Ecuador distribuye dos variantes. La variante analógica y la USS (Universal Serial Interface Protocol). Para este proyecto se ha decidido seleccionar la variante análoga ya que es una aplicación directa de un maestro a un esclavo (variador-motor). La variante USS se utiliza cuando tenemos un maestro y varios esclavos (varios variadores y motores). En conclusión solo se requiere la **variante analógica** para este sistema.

5.1.3. CABLEADO

Los conductores eléctricos que se van a utilizar para la parte de potencia van a estar determinados gracias a las recomendaciones del fabricante del variador de velocidad.

Una vez seleccionado el variador que se va a emplear vemos de la siguiente tabla que tipo de conductor se va a emplear en las conexiones.

2.1 Datos técnicos

1 AC 200 - 240 V ± 10 %, 47 - 63 Hz

| Referencia 6SL3211- | 0AB 0KB | 11-2xy0* | 12-5xy0* | 13xy0* | 15xy0* | 17xy0* | 21-1xy0* | 21-5xy0* | 22-2xy0* | 23-0xy0* |
|---|------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|----------------------|--------------------|--------------------|
| Tamaño constructivo | | A | | | | B | | C | | |
| Potencia nominal | kW hp | 0,12 0,16 | 0,25 0,33 | 0,37 0,5 | 0,55 0,75 | 0,75 1,0 | 1,1 1,5 | 1,5 2,0 | 2,2 3,0 | 3,0 4,0 |
| Corriente de salida (temp. ambiente ad.) | A | 0,9 (50 °C) | 1,7 (50 °C) | 2,3 (50 °C) | 3,2 (50 °C) | 3,9 (40 °C) | 6,0 (50 °C) | 7,8 (40 °C) | 11,0 (50 °C) | 13,6 (40 °C) |
| Corriente de entrada (230 V) | A | 2,3 | 4,5 | 6,2 | 7,7 | 10,0 | 14,7 | 19,7 | 27,2 | 32,0 |
| Fusible recomendado | A 3NA | 10 3803 | 10 3803 | 10 3803 | 10 3803 | 16 3805 | 20 3807 | 25 3810 | 35 3814 | 50 3820 |
| Cable de entrada | mm ² AWG | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,5 - 2,5 4 - 12 | 2,5 - 6,0 12 - 10 | 2,5 - 6,0 12 - 10 | 4,0 - 10 11 - 8 | 6,0 - 10 10 - 8 |
| Cable de salida | mm ² AWG | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,0 - 2,5 16 - 12 | 1,5 - 2,5 4 - 12 | 2,5 - 6,0 14 - 10 | 1,5 - 6,0 14 - 10 | 2,5 - 10 12 - 8 | 2,5 - 10 12 - 8 |
| Par de apriete | Nm (lbf.in) | 0,96 (8.50) | | | | 1,50 (13.30) | | 2,25 (19.91) | | |

*→La última cifra de la referencia depende de cambios en el software y hardware

x = B → Con filtro integrado
x = U → Sin filtro

y = A → Variante analógica
y = B → Variante USS

Figura 41 Catalogo Sinamics G110 2

Fuente (Siemens, 2013)

De la imagen anterior obtenemos los siguientes valores:

Primero, para los conductores de alimentación del variador el fabricante recomienda:

14-12 AWG

Segundo, los conductores para la alimentación del motor los recomendados por el fabricante son los:

16-12 AWG

Para este sistema se ha decidido emplear para la entrada conductores **12 AWG** y para la salida conductores **14 AWG** que son los cables que se encuentran conectados al motor.

5.1.4. PROTECCIONES

5.1.4.1. FUSIBLE

Es necesario un fusible de protección del sistema eléctrico. Para esto el fabricante de acuerdo al funcionamiento del variador, que comanda al motor, tiene ya un fusible para cada versión de variador. En este caso el SINAMICS G110 chasis tipo A de 0,75 kW será determinado en la tabla de especificaciones técnicas del mismo.

2.1 Datos técnicos

1 AC 200 - 240 V ± 10 %, 47 - 63 Hz

| Referencia | 0AB | 11-2xy0* | 12-5xy0* | 13xy0* | 15xy0* | 17xy0* | 21-1xy0* | 21-5xy0* | 22-2xy0* | 23-0xy0* | |
|--|-----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------|-------------|--------------|--------------|--|
| | 0KB | 11-2xy0* | 12-5xy0* | 13xy0* | 15xy0* | 17xy0* | - | - | - | - | |
| Tamaño constructivo | A | | | | | B | | | C | | |
| Potencia nominal | kW | 0,12 | 0,25 | 0,37 | 0,55 | 0,75 | 1,1 | 1,5 | 2,2 | 3,0 | |
| | hp | 0,16 | 0,33 | 0,5 | 0,75 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | |
| Corriente de salida (temp. ambiente ad.) | A | 0.9 (50 °C) | 1.7 (50 °C) | 2.3 (50 °C) | 3.2 (50 °C) | 3.9 (40 °C) | 6.0 (50 °C) | 7.8 (40 °C) | 11.0 (50 °C) | 13.6 (40 °C) | |
| Corriente de entrada (230 V) | A | 2.3 | 4.5 | 6.2 | 7.7 | 10.0 | 14.7 | 19.7 | 27.2 | 32.0 | |
| Fusible recomendado | A | 10 | 10 | 10 | 10 | 16 | 20 | 25 | 35 | 50 | |
| | 3NA | 3803 | 3803 | 3803 | 3803 | 3805 | 3807 | 3810 | 3814 | 3820 | |
| Cable de entrada | mm ² | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,5 - 2,5 | 2,5 - 6,0 | 2,5 - 6,0 | 4,0 - 10 | 6,0 - 10 | |
| | AWG | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 14 - 12 | 12 - 10 | 12 - 10 | 11 - 8 | 10 - 8 | |
| Cable de salida | mm ² | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,0 - 2,5 | 1,5 - 6,0 | 1,5 - 6,0 | 2,5 - 10 | 2,5 - 10 | |
| | AWG | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 16 - 12 | 14 - 10 | 14 - 10 | 12 - 8 | 12 - 8 | |
| Par de apriete | Nm (lbf.in) | 0.96 (8.50) | | | | | 1.50 (13.30) | | | 2.25 (19.91) | |

*→La última cifra de la referencia depende de cambios en el software y hardware

x = B → Con filtro integrado
x = U → Sin filtro

y = A → Variante analógica
y = B → Variante USS

Figura 42 Catalogo Sinamics G110 3

Fuente (Siemens, 2013)

En la imagen anterior se puede constatar que el fusible necesario para el funcionamiento del equipo es de 16 [A].

5.1.4.2. GUARDAMOTOR

Para el guardamotor su dimensionamiento depende de la clase que se vaya a utilizar. La CLASE de disparo de un guardamotor es similar a la de un relé térmico de acuerdo a la norma IEC 947-4-1-1 (IEC, 2010) la protección requerida es un relé de clase 10 (estándar). Diseñado para motores pequeños, arranques de bombas, bandas transportadoras, entre otros.

Y para seleccionar la cantidad de corriente que tiene que soportar se usara para esto la corriente nominal que es utilizada por el motor.

Datos:

$$P_e = 0.75 \text{ kW}$$

$$V = 277V$$

$$P_e = \sqrt{3} * V_L * I_N * \cos \phi * N \quad \text{EC. 65}$$

Donde:

$$V_L = \text{Voltaje de Trabajo}$$

$$I_N = \text{Corriente Nominal}$$

Además se asume como factor de potencia a plena carga de $\cos \phi = 0.78$ y una $N = \text{eficiencia del motor a plena carga de } 0.8$

$$I_N = \frac{P_e}{\sqrt{3} * V_L * \cos \phi * N}$$

$$I_N = \frac{0.75}{\sqrt{3} * 277 * 0.78 * 0.8}$$

$$I_N = 3.00 \text{ [A]}$$

Para la selección del valor del guardamotor se sobredimensiono este valor en un 125% por lo cual se obtuvo un valor de 3.75 [A] por ende se seleccionó un guardamotor de 4 [A]

5.1.5. SENSORES

5.1.5.1. SENSORES DE TEMPERATURA.

Se necesita obtener el dato de la temperatura del camarón, como la temperatura del túnel para poder tener un control que se ajuste de manera adecuada y sea flexible a los cambios de ingreso del producto.

5.1.5.2. SENSOR DE TEMPERATURA DE CAMARÓN.

Para obtener la temperatura de ingreso del camarón se requiere tecnología que tenga la capacidad de medir temperatura a cierta distancia y nos den un valor con poco margen de error. Se escogió el sensor *Raytek CM Series Infrared Temperature Sensor* aquí tenemos algunas de las características de este sensor.

| Características | |
|-----------------|--|
| Marca | Raytek |
| Imagen |  |
| Temp. Operación | -10°C A 70°C |
| Temp. Medición | -20°C A 500°C |
| Tecno. Medición | Infraroja |
| Norma | IP 65 (NEMA-4) |
| Tipo de Salida | Análoga |
| Rango de Salida | 0-5 [V] |

Figura 43 Características Sensor Raytek

Fuente (Raytek, 2010)

Se escogió este sensor debido a sus prestaciones de temperatura de medición ya que el camarón ingresa al túnel entre -18°C a 15°C y de acuerdo a esta temperatura se va a realizar el control.

5.1.5.3. SELECCIÓN DEL SENSOR DE TEMPERATURA.

Para determinar la temperatura del túnel se requiere un sensor más robusto que resista mejor las temperaturas más extremas que se pueden encontrar dentro del túnel.

Para esto se ha realizado la matriz morfológica de selección.



| SISTEMA | SENSOR DE TEMPERATURA | | |
|-------------|---|---|---|
| ITEM: Tipos | PT100 | TERMOCUPLA | LM35 |
| GRÁFICO |  |  |  |
| VENTAJAS | Alta Precisión | Económica | Muy Económico |
| | Largo alcance | Robusta | Sensor Lineal |
| | Ideal para temp. Bajas | Rango amplio de Temperatura | Fácil Instalación |
| | Encapsulado Industrial | Accesible en el Mercado | Muy Accesible |
| DESVENTAJAS | Un poco costosas | No muy precisas | No muy robusto |
| | No aptas para vibración | No largo alcance | Encapsulado no Industrial |
| | Limitado para altas temperaturas (700°C) | No muy resistentes a altas temperaturas y a la oxidación | Limitado para altas temperaturas (150°C) |

Figura 44 Características sensores de temperatura

Una vez realizada la matriz morfológica se empieza con la matriz de valoración con la cual se va a determinar cuál es el sistema que mejor cumple con nuestras necesidades.

Los criterios a evaluar en la matriz de valoración tienen valoración individual. Al final se sumaran todos y deben dar una ponderación de 100, haciendo con esto que el valor más alto sea el que mejor cumpla con los requisitos. Los criterios son:

- **Disponibilidad:** Es importante tomar en cuenta la disponibilidad del equipo ya que si no es muy común en el mercado surgen dos problemas. Primero, se hace difícil encontrar soporte técnico. Segundo, se requiere la puesta en marcha de la manera más rápida posible del sistema.
- **Seguridad:** El sistema tiene que constar con las protecciones y seguridades necesarias para poder operar en las condiciones ambientales que posee el túnel esto quiere decir temperaturas sumamente bajas y niveles de oxidación altos.
- **Mantenimiento:** Se requiere que el mantenimiento sea limitado y casi nulo ya que el equipo va a estar montado en la parte final del túnel en la pared del mismo y en su preferencia no se lo tiene que desmontar ni cambiar de posición por ningún motivo.
- **Costos:** El precio del equipo tiene que ser el adecuado. La empresa EXPROD CIA. LTD. Brinda el auspicio para comprar los materiales necesarios para la realización del sistema. El precio tiene que estar acorde con la funcionalidad, seguridad y la relación costo beneficio del equipo.

- **Tamaño:** El tamaño no juega un gran papel en la selección del sensor de temperatura ya que se dispone de espacio. Pero tiene que ser un sensor robusto sin importar el tamaño del mismo.
- **Funcionalidad:** El equipo tiene que satisfacer la necesidad del proyecto esto quiere decir que tiene que tener una buena vida útil y además brindar la señal más sensible posible para realizar un control óptimo del mismo.
- **Precisión:** La precisión del sensor tiene que ser la más alta posible ya que con esto se obtiene una retroalimentación muy precisa que ayuda en la parte de control del proceso.

Tabla 19

Valoración de criterios de temperatura

| Criterios a Evaluar | | | |
|----------------------------|-----------------------|----------------|-------------------|
| | | Símbolo | Valoración |
| 1 | Disponibilidad | D | 10 |
| 2 | Seguridad | S | 20 |
| 3 | Mantenimiento | MT | 10 |
| 4 | Costos | C | 5 |
| 5 | Tamaño | T | 5 |
| 6 | Funcionalidad | F | 20 |
| 7 | Precisión | P | 30 |
| | | | 100 |

Una vez determinados todos los parámetros que son necesarios para el variador de velocidad se procede a hacer una evaluación de cada una de las opciones para así determinar la mejor opción.

Tabla 20

Evaluación de opciones de variador de frecuencia

| SISTEMA | ITEM | CRITERIOS | | | | | | | | |
|-----------------------|-------|-----------|---|---|---|---|---|---|---|-------|
| | | TIPOS | D | S | M | C | T | F | P | TOTAL |
| Sensor de Temperatura | Tipos | PT100 | 8 | 1 | 8 | 2 | 3 | 1 | 2 | 86 |
| | | | | 9 | | | | 8 | 8 | |
| | | TERMOCUPL | 9 | 1 | 7 | 4 | 4 | 1 | 2 | 76 |
| | | A | | 5 | | | | 5 | 2 | |
| | | LM35 | 1 | 1 | 6 | 5 | 5 | 1 | 2 | 71 |
| | | | 0 | 0 | | | | 5 | 0 | |

Como conclusión del análisis morfológico realizado a las tres opciones de sensores de temperatura encontramos que el PT100 es el sensor más robusto, sensible y que mejor se adapta a las condiciones del sistema.

5.1.6. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

El controlador lógico programable se ha seleccionado pensando en los requerimientos del sistema. El requerimiento más importante es que sea robusto para poder resistir de manera adecuada las condiciones de operación del mismo. Segundo se necesita que tenga una salida análoga para poder controlar el variador de frecuencia que se va a utilizar con el motor. Tercero, se requiere que tenga entradas análogas para obtener las señales de ambos sensores.

Revisando las respectivas condiciones que debe de cumplir y por su flexibilidad se escogió un controlador lógico programable con las siguientes características:

- Marca: Siemens.
- Tipo: Modular.
- Alimentación: 110V.q
- Fuente: De 24 V integrada.
- Entradas: Digitales y Análogas.
- Salida: Análoga y Tipo Relé.
- Comunicación: Ethernet y RS484/RS422(Opcional)
- Memoria: 500KB

6. CAPITULO VI

DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

6.1.CRITERIOS GENERALES

6.1.1. TIPO DE PRODUCTO.

El tipo de producto que se va a congelar es camarón para la empresa Exprod Cía. Ltd., ubicada en Duran, que requiere la congelación de este producto para su futura exportación. El camarón es una especie muy común dentro del país, el destino de producto es para la exportación hacia Estados Unidos. Las características de este producto están bien determinada en el ámbito de refrigeración ya que su comercialización es muy difundida a nivel mundial. Sus propiedades térmicas son muy parecidas a ciertos mariscos y moluscos. Pero gracias al Manual de Ingeniería de Bohn (BOHN, 2005), en el cual están determinados los siguientes parámetros para el camarón:

- Punto de Congelación: 32°F o 0°C.
- Calor Específico Arriba del Punto de Congelación: 0.86 BTU/Lb/°F o 0,92 Kcal/Kg/°C.
- Calor Latente de Fusión: 119 BTU/Lb o 66,045 Kcal/Kg.
- Calor Específico Abajo del Punto de Congelación: 0,45 BTU/Lb/°F o 0,48 Kcal/Kg/°C.

6.1.2. REQUERIMIENTO DE DISEÑO PARA EXPROD CIA. LTD.

El cliente requiere una producción diaria de 4000 lb/día o 1815 Kg/día con una producción diaria de 9 horas al día. El camarón será distribuido, en bandejas plásticas, de manera uniforme para su posterior ingreso al túnel y su congelación rápida.



Figura 45 Bandejas para Camarón

Según el Manual de (Alarcón Creus, 2000), en el capítulo séptimo con respecto a instalaciones frigoríficas, recomienda para cámaras de congelación rápida $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ por petición y para seguir normas de la FDA, (Food and Drug Administration, 2014), se ha tomado una temperatura de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ con un rango de $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para el refrigerante debido a que el Exprod Cía. Ltda. Posee refrigerante R 404A se tiene que realizar la instalación del sistema de refrigeración. Para el aislamiento del túnel la empresa suministra los paneles Isopur de 100 mm de espesor de la marca Instapanel (CINTAC, 2013) tiene una transmitancia térmica de:

$$K= 0.208 \text{ Kcal/m}^2 /^{\circ}\text{C}$$

Las dimensiones, las cuales son de acuerdo al espacio que se dispone en la empresa, se ha asumido para el del túnel de congelación son los siguientes:

- Ancho: 2.7 m.
- Fondo: 11 m.
- Alto: 2 m.

Una consideración de diseño que se ha tomado para minimizar las pérdidas calóricas con el entorno es montar un túnel completo, es decir que posee paredes de aislamiento tanto en el piso como en el techo y paredes.

El túnel de congelación va a estar en el interior de la empresa Exprod en el área de producción del camarón en donde la temperatura ambiente es controlada y se mantiene en un rango entre 5 a 15 °C por ello para el peor de los casos se va a considerar que la temperatura exterior es de:

Text: 15°C.

La producción de camarón que ingresa al túnel de congelación posee una temperatura de entre -2.2 a 15 °C. Por consideraciones de diseño se toma el caso con las peores condiciones, en este caso se tiene como dato que la temperatura a la que ingresa el camarón de:

Tingr: 15°C.

6.2. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS EN EL TÚNEL.

Los cálculos para la carga térmica se los va a realizar de acuerdo al libro de (Alarcón Creus, 2000). Según el manual (Alarcón Creus, 2000), en el Capítulo 7 de Cálculo de instalaciones frigoríficas se tiene que calcular la cantidad de calorías que deben extraerse a fin de mantener la temperatura deseada en el túnel.

Esta cifra está dada por tres causas:

- Pérdidas a través de las paredes.
- Pérdidas por servicio.
- Pérdidas por la carga de género que entra a diario.

6.2.1. PÉRDIDAS A TRAVÉS DE LAS PAREDES.

Lo primero que se tiene que realizar es la determinación de la superficie, en este caso, del túnel. Según (Alarcón Creus, 2000), la superficie puede emplearse la siguiente ecuación:

$$S = 2[(a * b) + (b * c) + (c * a)]$$

a = ancho exterior, b = fondo exterior, c = alto exterior.

Siendo a=2.7, b=11 y c=2 en metros.

$$S = 114.2 \text{ m}^2$$

Luego de esto se utiliza los datos del aislamiento como fue mencionado previamente de acuerdo a (CINTAC, 2013) se tiene que:

$$K = 0.208 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

La fórmula para calcular los Vatios necesarios utilizando la siguiente fórmula.

$$Q_1 = S * K * (T_{ext} - T_{int}) \quad \text{EC. 66}$$

Si, Text: 15°C y Tint: -40°C tenemos:

$$Q_1 = 114.2 * 0.208 * [15 - (-40)]$$

$$Q_1 = 1306.448 \text{ [Kcal]}$$

$$\mathbf{Q_1 = 5469.836 \text{ [KJ]}}$$

El siguiente paso es multiplicar por 24 horas pero esto es para congeladores que van a funcionar todo el día pero aquí se tiene que va a trabajar por 9 horas. Entonces tenemos:

$$Q_1 = 1306.448 * 9 \text{ [Kcal]}$$

$$Q_1 = 11758.032 \text{ [Kcal]}$$

$$\mathbf{Q_1 = 49228.528 \text{ [KJ]}}$$

6.2.2. PERDIDAS POR SERVICIO.

Las pérdidas por servicio dado a que es una aplicación un poco particular y no muy comercial en el mercado se ha determinado usar al manual de Ingeniería de (BOHN, 2005), que se tiene mayor precisión en el cálculo de pérdidas por servicio usando para esto dos factores muy importantes como son:

- El volumen del túnel de enfriamiento.
- El calor removido por diferencia de temperatura entre el exterior e interior del túnel.

Las tablas fueron extraídas y reimpresas del manual de Ingeniería de (BOHN, 2005), con permiso de ASHRAE.

Primero para calcular el volumen de la recámara se disminuirá el espesor de la pared de aislante de las medidas de la recámara. Utilizando la fórmula del volumen de un rectángulo, aplicada al caso del túnel tendremos.

$$V = (a - 0.2) * (b - 0.2) * (c - 0.2)$$

$$V = (2.7 - 0.2) * (11 - 0.2) * (2 - 0.2)$$

$$V = 48.6 \text{ m}^3$$

$$V = 1716.29 \text{ ft}^3$$

Haciendo uso del volumen de la recámara y de la siguiente figura tendremos.

| Volumen pies ³ | Cambios de Aire en 24 Hrs. | Volumen pies ³ | Cambios de Aire en 24 Hrs. | Volumen pies ³ | Cambios de Aire en 24 Hrs. |
|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| 200 | 33.5 | 2,000 | 9.3 | 25,000 | 2.3 |
| 250 | 29.0 | 3,000 | 7.4 | 30,000 | 2.1 |
| 300 | 26.2 | 4,000 | 6.3 | 40,000 | 1.8 |
| 400 | 22.5 | 5,000 | 5.6 | 50,000 | 1.6 |
| 500 | 20.0 | 6,000 | 5.0 | 75,000 | 1.3 |
| 600 | 18.0 | 8,000 | 4.3 | 100,000 | 1.1 |
| 800 | 15.3 | 10,000 | 3.8 | 150,000 | 1.0 |
| 1,000 | 13.5 | 15,000 | 3.0 | 200,000 | 0.9 |
| 1,500 | 11.0 | 20,000 | 2.6 | 300,000 | 0.85 |

Nota: Para uso pesado multiplicar los valores de arriba por 2.0
Para largos periodos de almacenamiento multiplicar los valores por 0.6.

Figura 46 Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento debajo de 32°F (0°C) debido a la apertura de puertas e infiltración.

Fuente: (BOHN, 2005)

Con el dato del volumen de 1716.29 pies³ tenemos el siguiente cálculo de interpolación:

Tabla 21

Tabla de interpolación de factor de pérdida por servicio dado al volumen del túnel.

| | | |
|------|----------------|------|
| 1500 | 1716.29 | 2000 |
| 11 | F ₁ | 9.3 |

$$F_1 = 11 + \left[\frac{9.3 - 11}{2000 - 1500} \right] * (1716.29 - 1500)$$

$$F_1 = 10.26$$

Luego de obtener este factor se procede a dividirse para 24 para tener un factor por hora y luego se le multiplica por el número de horas máximas, el cual son 9 horas diarias, y además se le multiplica por 2 dado que es una aplicación para uso pesado.

$$F_{11} = \frac{10.26}{24 * 9 * 2}$$

$$F_1 = 7.695$$

Se procede a tomar el siguiente criterio para las perdidas por servicio el cuál es por la diferencia de la temperatura exterior con el interior del túnel. Para esto vamos a usar la ilustración del Manual de Ingeniería de (BOHN, 2005).

| Temperatura del cuarto de almacenamiento | | Temperatura del aire exterior | | | | | | | | | | | |
|--|-------|---------------------------------------|------|-------------|------|---------------|------|---------------|------|-------------|------|----------------|------|
| | | 40°F (4.4°C) | | 50°F (10°C) | | 85°F (29.4°C) | | 90°F (32.2°C) | | 95°F (35°C) | | 100°F (37.8°C) | |
| | | Humedad Relativa del Aire Exterior, % | | | | | | | | | | | |
| °F | °C | 70 | 80 | 70 | 80 | 50 | 60 | 50 | 60 | 50 | 60 | 50 | 60 |
| 55 | 12.8 | — | — | — | — | 1.12 | 1.34 | 1.41 | 1.66 | 1.72 | 2.01 | 2.06 | 2.44 |
| 50 | 10.0 | — | — | — | — | 1.32 | 1.54 | 1.62 | 1.87 | 1.93 | 2.22 | 2.28 | 2.65 |
| 45 | 7.2 | — | — | — | — | 1.50 | 1.73 | 1.80 | 2.06 | 2.12 | 2.42 | 2.47 | 2.85 |
| 40 | 4.4 | — | — | — | — | 1.69 | 1.92 | 2.00 | 2.26 | 2.31 | 2.62 | 2.67 | 3.05 |
| 35 | 1.7 | — | — | 0.36 | 0.41 | 1.86 | 2.09 | 2.17 | 2.43 | 2.49 | 2.79 | 2.85 | 3.24 |
| 30 | -1.1 | 0.24 | 0.29 | 0.58 | 0.66 | 2.00 | 2.24 | 2.26 | 2.53 | 2.64 | 2.94 | 2.95 | 3.35 |
| 25 | -3.9 | 0.41 | 0.45 | 0.75 | 0.83 | 2.09 | 2.42 | 2.44 | 2.71 | 2.79 | 3.16 | 3.14 | 3.54 |
| 20 | -6.7 | 0.56 | 0.61 | 0.91 | 0.99 | 2.27 | 2.61 | 2.62 | 2.90 | 2.97 | 3.35 | 3.33 | 3.73 |
| 15 | -9.4 | 0.71 | 0.75 | 1.06 | 1.14 | 2.45 | 2.74 | 2.80 | 3.07 | 3.16 | 3.54 | 3.51 | 3.92 |
| 10 | -12.2 | 0.85 | 0.89 | 1.19 | 1.27 | 2.57 | 2.87 | 2.93 | 3.20 | 3.29 | 3.66 | 3.64 | 4.04 |
| 5 | -15.0 | 0.98 | 1.03 | 1.34 | 1.42 | 2.76 | 3.07 | 3.12 | 3.40 | 3.48 | 3.87 | 3.84 | 4.27 |
| 0 | -17.8 | 1.12 | 1.17 | 1.48 | 1.56 | 2.92 | 3.23 | 3.28 | 3.56 | 3.64 | 4.03 | 4.01 | 4.43 |
| -5 | -20.6 | 1.23 | 1.28 | 1.59 | 1.67 | 3.04 | 3.36 | 3.41 | 3.69 | 3.78 | 4.18 | 4.15 | 4.57 |
| -10 | -23.3 | 1.35 | 1.41 | 1.73 | 1.81 | 3.19 | 3.49 | 3.56 | 3.85 | 3.93 | 4.33 | 4.31 | 4.74 |
| -15 | -26.1 | 1.50 | 1.53 | 1.85 | 1.92 | 3.29 | 3.60 | 3.67 | 3.96 | 4.05 | 4.46 | 4.42 | 4.86 |
| -20 | -28.9 | 1.63 | 1.68 | 2.01 | 2.00 | 3.49 | 3.72 | 3.88 | 4.18 | 4.27 | 4.69 | 4.66 | 5.10 |
| -25 | -31.7 | 1.77 | 1.80 | 2.12 | 2.21 | 3.61 | 3.84 | 4.00 | 4.30 | 4.39 | 4.80 | 4.78 | 5.21 |
| -30 | -34.4 | 1.90 | 1.95 | 2.29 | 2.38 | 3.86 | 4.05 | 4.21 | 4.51 | 4.56 | 5.00 | 4.90 | 5.44 |

Figura 47 Calor removido del aire de enfriamiento para cuartos de almacenamiento (BTU por pie³)

Fuente: (BOHN, 2005)

Para poder obtener el factor de corrección se necesita la temperatura del cuarto de almacenamiento el cual es de -40°C y la temperatura del aire exterior la cual se va a tomar de 10°C en este caso se va a extrapolar los datos.

Tabla 22

Tabla de extrapolación de factor de pérdida por servicio dado a la diferencia de temperaturas.

| | | |
|------|------|----------|
| -25 | -30 | -40 |
| 2.21 | 2.38 | X |

$$F_2 = 2.21 + \left[\frac{2.38 - 2.21}{-30 - (-25)} \right] * [-40 - (-25)]$$

$$F_2 = 2.72$$

De acuerdo a Manual de Ingeniería de (BOHN, 2005), se tiene que la pérdida por servicio viene dada por la multiplicación del volumen del túnel por los dos factores obtenidos previamente.

$$Q_2 = V * F_{11} * F_2$$

$$Q_2 = 1716.29 * 7.695 * 2.72$$

$$Q_2 = 35922.635 [BTU]$$

$$Q_2 = 35922.63622 [BTU] \left| \frac{0.252 [Kcal]}{1 [BTU]} \right.$$

$$Q_2 = 9052.504 \left[\frac{Kcal}{día} \right]$$

6.2.3. PÉRDIDAS POR LA CARGA DE GÉNERO.

Según (Alarcón Creus, 2000), lo principal para poder realizar las pérdidas por cargas de género. Para esto se tiene que saber con exactitud la masa de producto que se quiere congelar, sus propiedades térmicas, temperatura a la que ingresa el producto, temperatura a la que se quiere que llegue el producto, las horas de abatimiento, tiempo de funcionamiento de los evaporadores y tiempo de funcionamiento del túnel de congelación.

Se ha tomado en cuenta en todos los datos el peor escenario de funcionamiento. Aunque parezca que el peor escenario es que trabaje 24 horas al día, es al contrario ya que tiene mayor tiempo para llegar al punto de temperatura deseado. Entonces si se tiene menor cantidad de horas de funcionamiento se tiene que retirar la misma cantidad de calor en menor tiempo por ende a menores horas de funcionamiento mayor capacidad necesaria. Una vez considerado esto se tiene que la menor cantidad de horas de funcionamiento determinada por las jornadas laborales de la empresa es de 9 horas.

Según (Alarcón Creus, 2000), para cámaras de congelación de -40°C se requiere que funcione es sistema de refrigeración 16 de las 24 horas del día para lograr el abatimiento de los productos de manera diaria, con esto tenemos que el funcionamiento del sistema de refrigeración funcionará en la misma relación de horas de las 16 a las 24, ya que nuestro sistema funcionara 9 horas se ha determinado que funcionara 6,5 horas para aprovechar los recursos. La cantidad de producción ha sido determinada por el departamento de producción y se ha requiere que la producción por día es de 4000 lb o 1815 Kg.

Un dato a considerar el cual tiene mucha influencia y debido a que el sistema es automatizado la cantidad de masa de producto ya que la cantidad diaria a congelar es de 1815 Kg pero la cantidad de masa que se toma para realizar el cálculo de la potencia nominal frigorífica depende de la velocidad de transporte de la banda ya que esta a su vez aumenta o disminuye el producto a ser congelado, más adelante se realizara el cálculo pertinente de esta masa.

Para el tiempo de abatimiento se ha propuesto por criterio de diseño, que dé inicio a final del túnel se demore en atravesarlo de 40 minutos, por ende el tiempo de abatimiento tiene que ser 40 minutos.

A continuación tenemos los datos necesarios para realizar los cálculos de las pérdidas por carga de género:

- Temperatura Ingreso del producto: 15°C

- Temperatura Deseada del producto: -18°C
- Horas de Trabajo Diarias u Horas de Funcionamiento: 9 h
- Horas de Operación: 6,75 h
- Horas de Abatimiento: 0,667 h
- Masa diaria a congelar: 1815 Kg.
- Punto de Congelación: 32°F o 0°C .
- Calor Específico Arriba del Punto de Congelación: $0.86 \text{ BTU/Lb/}^{\circ}\text{F}$ o $0,92 \text{ Kcal/Kg/}^{\circ}\text{C}$.
- Calor Latente de Fusión: 119 BTU/Lb o $66,045 \text{ Kcal/Kg}$.
- Calor Específico Abajo del Punto de Congelación: $0,45 \text{ BTU/Lb/}^{\circ}\text{F}$ o $0,48 \text{ Kcal/Kg/}^{\circ}\text{C}$.

Con esto empezamos a realizar los cálculos según (Alarcón Creus, 2000), primero se realizan los cálculos de enfriamiento hasta cero grados usando la fórmula:

$$Q_{3.1} = Kg \times [T - t](\text{dif. de temp de entrada del género hasta } 0^{\circ}\text{C}) \times \text{Calor específico sobre } 0^{\circ}\text{C} \quad \text{EC. 67}$$

Segundo, tenemos las pérdidas por el calor latente de congelación la cual está determinada por la siguiente ecuación:

$$Q_{3.2} = Kg \times \text{Calor Latente de Congelación} \quad \text{EC. 68}$$

Finalmente, tenemos las pérdidas determinadas por la congelación.

$$Q_{3.3} = Kg \times \text{Calor Específico bajo } 0^{\circ}\text{C} \times \text{Dif. de temp. de } 0^{\circ}\text{C} \text{ a la congelación} \quad \text{EC. 69}$$

La suma de los tres productos nos dará el factor total de pérdidas por carga de género en la cámara. Pero este resultado será modificado para la aplicación específica del túnel de congelación. Ya que esta se la utiliza para congelamiento realizado en un

abatimiento de 24 horas y según (BOHN, 2005), se tiene que si se quiere realizar un abatimiento en un menor tiempo se lo tiene que multiplicar por 24, que son sus horas de funcionamiento, y luego dividir para el número de horas en las que se quiere el abatimiento. En nuestro caso se tiene que multiplicar por las 9 horas ya que no trabaja las 24 horas sino solo 9 y luego dividir para el tiempo que se va a demorar en atravesar la banda para esto nos hemos fijado el tiempo de 40 minutos que transformando a horas tenemos.

$$\begin{aligned} \text{tiempo de abatimiento} &= 40 \text{ min} \left| \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \right. \\ \text{tiempo de abatimiento} &= 0,667 \text{ h} \end{aligned}$$

Hay que estar conscientes que si el tiempo de abatimiento se disminuye, esto significa que se va a aumentar la cantidad de la producción ya que si se tiene congelado un producto en 12 horas y no en 24 se va a congelar el doble de la capacidad.

Una vez aclarado esto se tiene que realizar la corrección de la masa del producto con la que se va a realizar el cálculo y teniendo que los 1815 Kg son la cantidad de masa en 9 horas pero la masa deseada es la masa que se va a abatir en los 40 minutos haciendo una relación para saber la masa que se va a utilizar en los cálculos tenemos la siguiente:

$$\begin{aligned} \text{masa} &= 1815 \text{ Kg} \times \frac{0,667 \text{ h}}{9 \text{ h}} \\ \text{masa} &= 134,51 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Entonces realizando los cambios para la aplicación del túnel de congelación tenemos la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} Q_3 &= \frac{9}{0,667} (Q_{3.1} + Q_{3.2} + Q_{3.3}) & \text{EC. 70} \\ Q_3 &= 13.5 (Q_{3.1} + Q_{3.2} + Q_{3.3}) \end{aligned}$$

De la EC. 67 tenemos:

$$Q_{3.1}$$

$$= Kg \times [T$$

– t](*dif. de temp de entrada del género hasta 0°C*)x*Calor esp. sobre 0°C*

$$Q_{3.1} = 134.51 \times [15 - (0)] \times 0.92$$

$$Q_{3.1} = 1856.26 [Kcal]$$

$$Q_{3.1} = 7771.789 [KJ]$$

De la EC. 68 tenemos:

$$Q_{3.2} = Kg \times \text{Calor Latente de Congelación}$$

$$Q_{3.2} = 134.51 \times 66.045$$

$$Q_{3.2} = 8883.82 [Kcal]$$

$$Q_{3.2} = 37194.777 [KJ]$$

De la EC. 69 tenemos:

$Q_{3.3} = Kg \times \text{Calor Específico bajo } 0^\circ C \times \text{Dif. de temp. de } 0^\circ C \text{ a la congelación}$

$$Q_{3.3} = 134.51 \times 0.48 \times [0 - (-40)]$$

$$Q_{3.3} = 1162.18 [Kcal]$$

$$Q_{3.3} = 4865.815 [KJ]$$

De la EC. 70 tenemos:

$$Q_3 = 13.5 (Q_{3.1} + Q_{3.2} + Q_{3.3})$$

$$Q_3 = 13.5 (1856.26 + 8883.82 + 1162.18)$$

$$Q_3 = 160600.275 \left[\frac{Kcal}{dia} \right]$$

$$Q_3 = 672401.231 \left[\frac{KJ}{dia} \right]$$

Una vez teniendo los resultados de las distintas perdidas, según (Alarcón Creus, 2000), tenemos que realizar el cálculo de la carga por hora que se tiene en el sistema, es decir la suma de todas las perdidas y luego la división para el número de horas de operación. Las horas de operación diarias del sistema la cuál fue establecida previamente de 6,5 horas.

Teniendo que:

$$Q_{T1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad \text{EC. 71}$$

$$Q_{T1} = 11758.032 + 9052.504 + 160600.275$$

$$Q_{T1} = 181410.811$$

$$Q_T = \frac{Q_{T1}}{\text{Horas de Op.}} \quad \text{EC. 72}$$

$$Q_T = \frac{181410.811}{6,5}$$

$$Q_T = 27909.356 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_T = 116850.891 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right]$$

Con este valor lo siguiente a considerar son las pérdidas que se obtienen por los motores del sistema.

6.2.4. PÉRDIDAS POR CALOR DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS

Se estableció como criterio de diseño que se va a tener 12 motores de ¼ de HP para los evaporadores. Esto representa 3 HP lo cual con una transformación de unidades tenemos.

$$Q_M = 3 [\text{HP}] \left| \frac{0.2535 [\text{CV}]}{1 [\text{HP}]} \right| \frac{632 [\text{Kcal}]}{1 [\text{CV}]}$$

$$Q_M = 480.636 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_M = 2012.326 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right]$$

6.2.5. POTENCIA NOMINAL FRIGORÍFICA.

Una vez que se ha logrado establecer las distintas causas de pérdidas de calor se procede a obtener los BTUH que requiere el sistema para con este dato poder realizar

la selección de las distintas unidades, como son evaporadores, condensadores, compresores y otros elementos del sistema. Para tener un mejor diseño se ha considerado un factor de seguridad del 10 %.

$$N_f = 1.1 \times (Q_T + Q_M) \quad \text{EC. 73}$$

$$N_f = 1.1 \times (27909.356 + 480.636)$$

$$N_f = (31228.991) \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$N_f = \frac{31228.991 \text{ [Kcal]}}{[\text{h}]} \left| \frac{3.968 \text{ [BTU]}}{1 \text{ [Kcal]}} \right.$$

$$N_f = 123916.635 [\text{BTUH}]$$

$$N_f = 130738.971 [\text{KJ/H}]$$

6.3. MODELO DE CÁLCULO

Una vez que se tiene los valores de la potencia nominal frigorífica se procede a realizar un modelo de cálculo con el cuál se puede tener una mejor idea y aproximación del sistema funcionando de manera real.

Según (Dossat, 1997), Ya que no es un ciclo frigorífico ideal se tendrá que imponer ciertas condiciones las cuales estarán determinadas por la experiencia de los técnicos de Exprod Cía. Ltd. Y además con criterios de diseño impuestos por los estudiantes.

Ya que se posee las condiciones de diseño y junto con el diagrama P-h se puede deducir la temperatura, entalpía, presión en los distintos puntos del ciclo de refrigeración.

La primera parte para definir en el diseño del sistema es que debido a la cantidad de Potencia Nominal requerida es sumamente alta, por ende se ha seleccionado como mejor opción tener tres sistemas de refrigeración en el sistema. Es decir dividiremos la carga frigorífica en tres para trabajar obteniendo:

$$Q_E = \frac{N_f}{3}$$

EC. 74

$$Q_E = \frac{123916.635 [BTUH]}{3}$$

$$Q_E = 41305.545 [BTUH]$$

$$Q_E = 43579.657 [KJ/H]$$

Definimos una temperatura de condensación que será 10°C mayor a la temperatura exterior de la cámara, la temperatura exterior es de 14°C en promedio de acuerdo a lo establecido en Exprod Cia. Ltda., es decir que, la temperatura de condensación que se asumirá es 24°C

$$T_C = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Así mismo se tiene que la temperatura de evaporación será de 5°C menor que la deseada, por ende tendremos.

$$T_E = -45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como no es un sistema ideal se tiene que tomar en cuenta ciertas perdidas en el ciclo de refrigeración. Estas son las siguientes, el recalentamiento en el sistema va a ser de:

$$T_{SH} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la misma manera tenemos el subenfriamiento:

$$T_{SC} = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con respecto al recalentamiento en la línea de aspiración será de 13 °C y además se tomara en cuenta de que las pérdidas en la línea de succión y en la línea de descarga, asumimos una pérdida de presión equivalente de 1 °C.

$$T_{PRE_SL} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{PRE_DL} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{SH_SL} = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos datos tenemos las diferentes temperaturas en cada uno de los puntos del diagrama P-h del refrigerante R-404A.

El diagrama se lo va a obtener con la ayuda del software Coolpack que es una herramienta desarrollada por IPU, y es complemento del software gratuito EES (Engineering Equation Solver). En el cual se ingresa las distintas pérdidas y temperaturas de evaporación, de condensación y demás, y obtenemos el ciclo de refrigeración el cual se encuentra en Anexos de manera detallada.

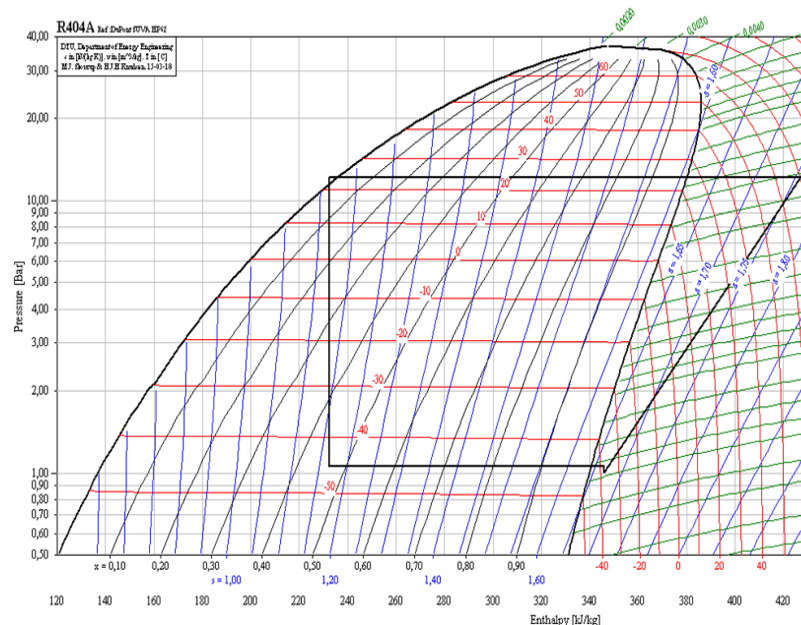


Figura 48 Diagrama P-h

Fuente: (IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark, 2010)

Ahora lo que necesitamos para realizar los respectivos cálculos y dimensionamientos son las entropías y presiones del refrigerante. Las cuales podremos

obtener de acuerdo al diagrama P-h, que con la ayuda del Programa Coolpack se puede graficar un diagrama demostrativo P-h con el cual obtenemos los siguientes valores.

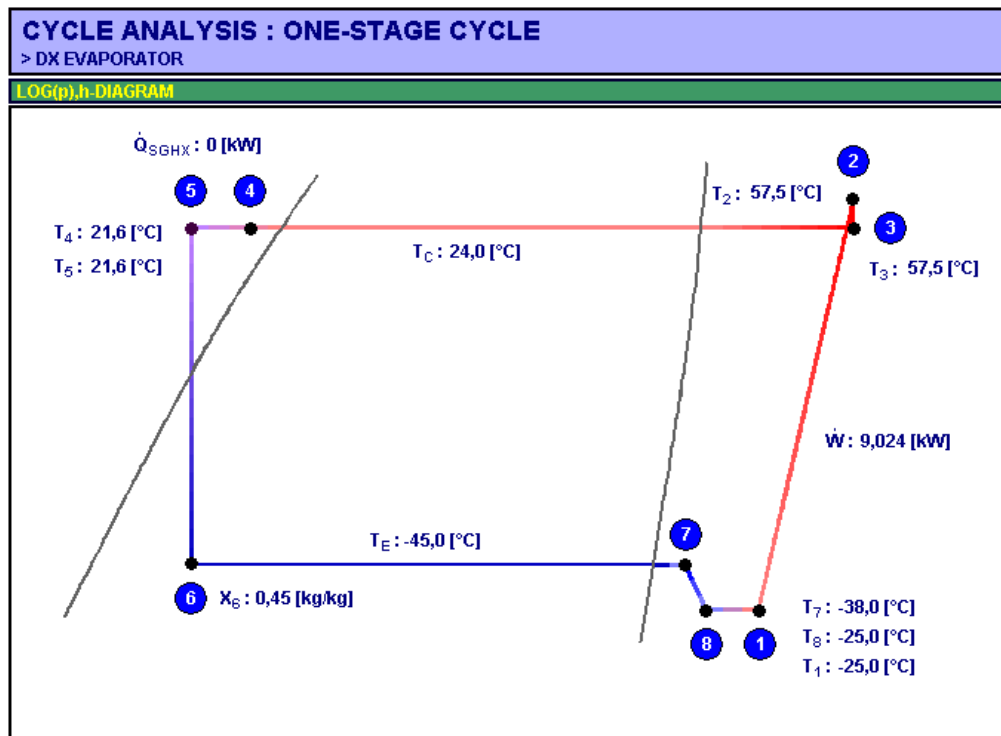


Figura 49 Diagrama real P-h

Fuente: (IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark, 2010)

Con estos puntos determinados se procede a obtener los distintos puntos y sus características de acuerdo a las condiciones previstas.

| STATE POINT | TEMPERATURE | PRESSURE | ENTHALPY | DENSITY |
|-------------|-------------|----------|----------|----------------------|
| | [°C] | [kPa] | [kJ/kg] | [kg/m ³] |
| 1 | -25,0 | 100,2 | 208,4 | 4,9 |
| 2 | 57,5 | 1244,6 | 265,2 | 52,4 |
| 3 | 57,5 | 1212,0 | 265,7 | 50,7 |
| 4 | 21,6 | 1212,0 | 84,0 | 1059,2 |
| 5 | 21,6 | 1212,0 | 84,0 | 1059,2 |
| 6 | -45,4 | 105,1 | 84,0 | ----- |
| 7 | -38,0 | 105,1 | 198,1 | 5,5 |
| 8 | -25,0 | 100,2 | 208,4 | 4,9 |

Figura 50 Valores de diagrama P-h

Fuente: (IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark, 2010)

6.4. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

6.4.1. SELECCIÓN DE LOS EVAPORADORES.

Con el dato de la capacidad necesaria de refrigeración se realiza la selección de las unidades evaporadoras las cuales se las selecciona con la temperatura de evaporación y la potencia frigorífica. Para este caso dado a que es una aplicación complicada y no se tiene mucha información en el tema se le asignara un factor de seguridad del 20% obteniendo.

$$Q_{E'} = Q_E * 1,25$$

$$Q_{E'} = 41305.54 [BTUH] * 1.20$$

$$Q_{E'} = 49560.65 [BTUH]$$

6.4.1.1. ANÁLISIS DE CONDENSACIÓN DE AGUA

Para la obtención de caudales másico y volumétrico movidos por el ventilador y la cantidad de agua que absorberá la unidad evaporadora, recurrimos al diagrama psicométrico.

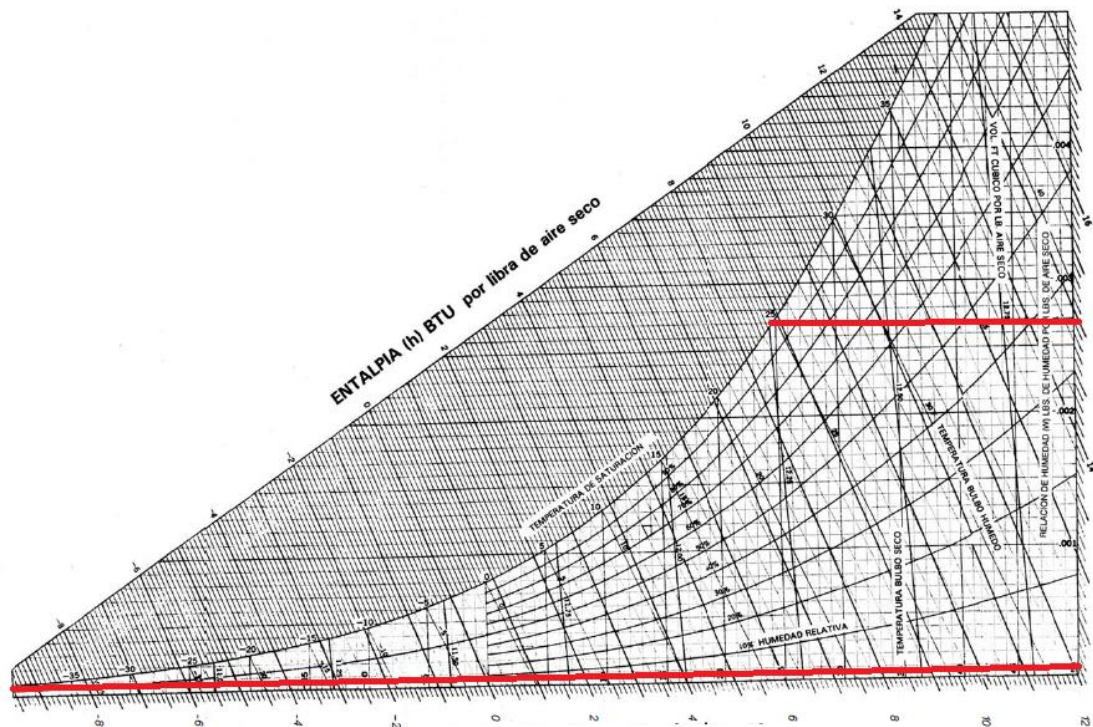


Figura 51 Diagrama Psicométrico

Fuente: (BOHN, 2005)

Los datos que se obtienen del Diagrama psicométrico.

$$he = 9 \left[\frac{BTU}{lb} \right]$$

$$hi = -9.5 \left[\frac{BTU}{lb} \right]$$

$$\Delta h = he - hi$$

$$\Delta h = 18.5 \left[\frac{BTU}{lb} \right]$$

Caudal másico necesario a mover por los ventiladores del evaporador:

$$m = \frac{Q_E}{\Delta h}$$

$$m = \frac{49560.65 \left[\frac{BTU}{h} \right]}{18.5 \left[\frac{BTU}{lb} \right]}$$

$$m = 2678.95 \left[\frac{lb}{h} \right]$$

$$Ve = 12.28 \left[\frac{ft^3}{lb} \right]$$

$$V = m * Ve$$

EC. 75

$$V = 33042.797 \left[\frac{ft^3}{h} \right]$$

$$Pi = 0.0027$$

$$Pf = 0.0002$$

$$\Delta m = Pi - Pf$$

$$\Delta m = 0.0024 \left[\frac{lb \text{ de agua}}{lb \text{ de aire}} \right]$$

$$m_{H_2O} = \Delta m * V$$

EC. 76

$$m_{H_2O} = 82.607 \left[\frac{lb}{h} \right]$$

$$m_{H_2O} = 37.47 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

Para la selección de los evaporadores tomamos en cuenta el valor de calor que necesitamos absorber en este caso con un valor de 49560.65. Del catálogo de difusores de media silueta de (Thermocoil, 2014). Obtenemos lo siguiente.

| MODELO | RENDIMIENTO EN BTUH Dt=Te-Tc=10°F(5,6°C) Temperatura Evaporación (°F) | | | | | | | | C.F.M | Motor H.P | Ventilador Nº xDIA. | DIMENSIONES | | |
|------------|---|--------|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------------|------------------------|-------------|-------|--------|
| | Largo mm | | Conexiones | | Liq. | Suct. | | | | | | | | |
| | 30 | 20 | 10 | 0 | | | -10 | -20 | | | | -30 | -40 | |
| DMS-100A-6 | 13,350 | 12,923 | 12,282 | 11,641 | 11,061 | 10,680 | 10,360 | 10,146 | 2530 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-140A-6 | 17,275 | 16,722 | 15,893 | 14,588 | 14,313 | 13,820 | 13,405 | 13,129 | 2500 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-180A-6 | 22,529 | 21,808 | 20,726 | 19,025 | 18,666 | 18,023 | 17,482 | 17,122 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,418 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-210A-6 | 26,580 | 25,729 | 24,454 | 22,446 | 22,023 | 21,264 | 20,626 | 20,201 | 5000 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-270A-6 | 34,105 | 33,014 | 31,377 | 28,801 | 28,258 | 27,284 | 26,465 | 25,920 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-300A-6 | 37,650 | 36,445 | 34,638 | 31,795 | 31,195 | 30,120 | 29,216 | 28,614 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 13/8DE |
| DMS-380A-6 | 47,438 | 45,920 | 43,643 | 40,060 | 39,305 | 37,950 | 36,812 | 36,053 | 7550 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-420A-6 | 52,529 | 50,848 | 48,326 | 44,359 | 43,523 | 42,023 | 40,762 | 39,922 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,663 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-480A-6 | 60,546 | 58,609 | 55,703 | 51,130 | 50,166 | 48,437 | 46,984 | 46,015 | 9850 | 1/4 | 4x18" | 2,917 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-550A-6 | 68,250 | 66,066 | 62,790 | 57,636 | 56,549 | 54,600 | 52,962 | 51,870 | 11,150 | 1/4 | 4x18" | 3,298 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-110A-7 | 14,151 | 13,698 | 13,019 | 12,340 | 11,725 | 11,321 | 10,981 | 10,755 | 2530 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-150A-7 | 18,312 | 17,726 | 16,847 | 15,464 | 15,172 | 14,649 | 14,210 | 13,917 | 2530 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-200A-7 | 23,880 | 23,116 | 21,970 | 20,167 | 19,786 | 19,104 | 18,531 | 18,149 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,418 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-240A-7 | 28,175 | 27,273 | 25,921 | 23,793 | 23,345 | 22,540 | 21,864 | 21,413 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-270A-7 | 36,151 | 34,994 | 33,259 | 30,529 | 29,954 | 28,921 | 28,053 | 27,475 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-300A-7 | 39,909 | 38,632 | 36,716 | 33,702 | 33,067 | 31,927 | 30,969 | 30,331 | 5060 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 13/8DE |
| DMS-390A-7 | 50,284 | 48,675 | 46,261 | 42,464 | 41,663 | 40,227 | 39,020 | 38,216 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-430A-7 | 55,680 | 53,899 | 51,226 | 47,021 | 46,135 | 44,544 | 43,208 | 42,317 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,663 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-500A-7 | 64,179 | 62,125 | 59,045 | 54,198 | 53,176 | 51,343 | 49,803 | 48,776 | 9820 | 1/4 | 4x18" | 2,917 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-580A-7 | 72,345 | 70,030 | 66,557 | 61,094 | 59,942 | 57,876 | 56,140 | 54,982 | 10000 | 1/4 | 4x18" | 3,298 | 1/2DE | 15/8DE |

Figura 52 Difusores de media silueta

Fuente: (Thermocoil, 2014)

Debido a que el valor que se requiere es de 49560.65 BTUH entonces procedemos a seleccionar el siguiente en la lista el cual es de 51.870 BTUH el cual corresponde al modelo **DMS-550A-6**.

Una característica que se tomó en cuenta con la selección de estas unidades evaporadoras es el número de ventiladores y la potencia de cada uno ya que se tiene tres unidades evaporadoras y cada una con 4 ventiladores y cada ventilador con una potencia de ¼ de HP se tiene el siguiente perdida por motores la cual es de 3 HP en total y se tomó en cuenta en el cálculo de la perdida por motores para la potencia nominal frigorífica.

6.4.2. SELECCIÓN DE COMPRESORES.

Para los compresores se tiene que tomar en cuenta tres parámetros la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación, las cuales se han determinado previamente por cuestiones de diseño apoyándose en las condiciones ambientales exteriores del túnel de congelación, y finalmente la capacidad de refrigeración

requerida. Así con esto vamos al catálogo de (Emerson Climate, 2010). Y con esto seleccionamos el compresor y a continuación la unidad condensadora.

6S Series **R404A/507**

Performance Data **60 Hz**

Q=Capacity (kW) P=Power input (kW)

| Model | Condensing Temperature °C | Evaporating Temperature °C | | | | | | | | |
|-------|---------------------------|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | -45 | -40 | -35 | -30 | -25 | -20 | -15 | -10 | -5 |
| Q | 10 | 20.60 | 27.30 | 35.60 | 45.70 | 57.50 | | | | |
| | 15 | 18.80 | 25.10 | 33.10 | 42.60 | 53.90 | 67.00 | | | |
| | 20 | 16.90 | 23.00 | 30.50 | 39.60 | 50.30 | 62.60 | 76.80 | | |
| | 25 | 14.30 | 20.90 | 28.00 | 36.60 | 46.60 | 58.30 | 71.60 | 86.80 | |
| | 30 | 12.50 | 18.90 | 25.60 | 33.60 | 43.00 | 53.90 | 66.40 | 80.50 | 96.50 |
| | 35 | 10.70 | 15.70 | 23.20 | 30.60 | 39.30 | 49.50 | 61.10 | 74.30 | 89.20 |
| | 40 | 9.00 | 13.60 | 20.80 | 27.60 | 35.70 | 45.10 | 55.80 | 68.00 | 81.80 |
| | 45 | 7.50 | 11.70 | 16.70 | 24.70 | 32.10 | 40.60 | 50.50 | 61.70 | 74.30 |
| | 50 | | 9.80 | 14.30 | 21.80 | 28.50 | 36.20 | 45.10 | 55.30 | 66.80 |
| | 55 | | 8.00 | 11.90 | 16.60 | 24.90 | 31.80 | 39.80 | 46.30 | 57.70 |
| P | 10 | 9.80 | 11.50 | 13.20 | 14.90 | 16.40 | | | | |
| | 15 | 9.90 | 11.80 | 13.80 | 15.60 | 17.40 | 19.10 | | | |
| | 20 | 10.10 | 12.10 | 14.20 | 16.30 | 18.40 | 20.20 | 21.90 | | |
| | 25 | 10.10 | 12.30 | 14.60 | 16.90 | 19.20 | 21.30 | 23.30 | 25.10 | |
| | 30 | 10.10 | 12.40 | 14.90 | 17.40 | 19.90 | 22.30 | 24.60 | 26.70 | 28.50 |
| | 35 | 10.00 | 12.50 | 15.10 | 17.80 | 20.50 | 23.20 | 25.80 | 28.20 | 30.40 |
| | 40 | 9.90 | 12.50 | 15.30 | 18.20 | 21.10 | 24.10 | 26.90 | 29.60 | 32.10 |
| | 45 | 9.70 | 12.40 | 15.40 | 18.50 | 21.60 | 24.80 | 27.90 | 30.90 | 33.70 |
| | 50 | | 12.30 | 15.40 | 18.70 | 22.00 | 25.40 | 28.80 | 32.10 | 35.20 |
| | 55 | | 12.20 | 15.40 | 18.80 | 22.30 | 26.00 | 29.60 | 33.20 | 36.60 |

Figura 53 Compresores Emerson Climate

Fuente (Emerson Climate, 2010)

Con los datos de temperatura de evaporación, temperatura de condensación y capacidad de enfriamiento requerida tenemos que el modelo 6SLW-250E cumple con nuestros requerimientos.

A continuación se procede a seleccionar la unidad evaporadora del sistema que se encuentra con este tipo de compresor de acuerdo a (Emerson Climate, 2014).

Semi Hermetic Units Standard - R404A

DWM Copeland Semi Hermetic Indoor Air Cooled Condensing Units are designed for Traditional Refrigeration for Low, Medium and High Temperature Applications. Condensing unit is supplied with Semi-Hermetic DWM Copeland compressor, Cu/Al Condenser with single Phase fan motor(s), Liquid Receiver, Electrical box, HP/LP Switch pre-wired.



| Model | Compressor Data | | Motor Versions ⁽²⁾ | |
|------------|-----------------|-------------------------|-------------------------------|--------------|
| | Nominal HP | Cooling Capacity | 220/240-1-50 | 380/420-3-50 |
| | HP | kW ⁽¹⁾ R404A | | |
| B8-KM-5X | 0.5 | 0.6 | CAG | |
| B8-KM-7X | 0.8 | 0.6 | | EWL |
| B8-KJ-10X | 1.0 | 0.8 | CAG | EWL |
| B8-KJ-7X | 0.8 | 0.8 | CAG | EWL |
| B8-KSJ-10X | 1.0 | 1.1 | CAG | EWL |
| D8-KSJ-15X | 1.5 | 1.1 | CAG | EWL |
| B8-KL-15X | 1.5 | 1.2 | CAG | EWL |
| D8-LE-20X | 2.0 | 1.2 | | EWL |
| H8-LE-20X | 2.0 | 1.3 | | EWL |
| D8-KSL-20X | 2.0 | 1.6 | | EWL |
| D8-LF-20X | 2.0 | 1.6 | | EWL |
| H8-KSL-20X | 2.0 | 1.7 | | EWL |
| H8-LF-30X | 3.0 | 2.0 | | EWL |

Figura 54 Unidades Condensadoras Emerson Climate 1

Fuente: (Emerson Climate, 2014)

| | | | | |
|-------------|------|------|--|------------|
| H8-LJ-20X | 2.0 | 2.1 | | EWL |
| P8-LF-30X | 3.0 | 2.1 | | EWL |
| H8-LJ-30X | 3.0 | 2.3 | | EWL |
| P8-LJ-30X | 3.0 | 2.4 | | EWL |
| H8-LL-30X | 3.0 | 2.7 | | EWL |
| K9-LL-30X | 3.0 | 2.7 | | EWL |
| H8-LL-40X | 4.0 | 2.8 | | EWL |
| P8-LL-40X | 4.0 | 2.9 | | EWL |
| H8-LSG-40X | 4.0 | 3.4 | | EWL |
| K9-LSG-40X | 4.0 | 3.4 | | EWL |
| R7-2SA-45X | 4.5 | 3.7 | | EWL |
| M9-2SC-55X | 5.5 | 4.1 | | EWL |
| S9-2SC-55X | 5.5 | 4.3 | | EWL |
| M9-2SK-65X | 6.5 | 4.7 | | EWL |
| V9-2SK-65X | 6.5 | 5.2 | | EWL |
| S9-3SC-75X | 10.0 | 5.7 | | AWM |
| V6-3SC-75X | 10.0 | 6.0 | | AWM |
| V6-3SS-100X | 10.0 | 8.5 | | AWM |
| W9-3SS-100X | 10.0 | 8.5 | | AWM |
| V6-4SL-150X | 15.0 | 11.8 | | AWM |
| W9-4ST-200X | 20.0 | 13.9 | | AWM |
| Z9-6SL-250X | 25.0 | 18.3 | | AWM |
| Z9-6ST-320X | 32.0 | 21.5 | | AWM |

Figura 55 Unidades Condensadoras Emerson Climate 2

Fuente: (Emerson Climate, 2014)

Con esta tabla obtenemos que la unidad condensadora requerida para el sistema es la **Z9-6SL-250X** de 25 HP.

6.4.3. SELECCIÓN DE TUBERÍAS

Para las tuberías se toma en cuenta los datos proporcionados por el fabricante. Nuestro sistema no posee una longitud mayor a los 3 m de largo por ende tenemos que las tuberías están de acuerdo a lo estipulado con el fabricante, para lo cual tenemos:

| MODELO | RENDIMIENTO EN BTUH Dt=Te-Tc=10°F(5,6°C) Temperatura Evaporación (°F) | | | | | | | | C.F.M | Motor H.P | Ventilador Nº xDIA. | DIMENSIONES | | |
|------------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|--------------|------------------------|-------------|------------|--------|
| | 30 | 20 | 10 | 0 | -10 | -20 | -30 | -40 | | | | Largo mm | Conexiones | |
| | | | | | | | | | | | | | Liq. | Suct. |
| DMS-100A-6 | 13,350 | 12,923 | 12,282 | 11,641 | 11,061 | 10,680 | 10,360 | 10,146 | 2530 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-140A-6 | 17,275 | 16,722 | 15,893 | 14,588 | 14,313 | 13,820 | 13,405 | 13,129 | 2500 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-180A-6 | 22,529 | 21,808 | 20,726 | 19,025 | 18,666 | 18,023 | 17,482 | 17,122 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,418 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-210A-6 | 26,580 | 25,729 | 24,454 | 22,446 | 22,023 | 21,264 | 20,626 | 20,201 | 5000 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-270A-6 | 34,105 | 33,014 | 31,377 | 28,801 | 28,258 | 27,284 | 26,465 | 25,920 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-300A-6 | 37,650 | 36,445 | 34,638 | 31,795 | 31,195 | 30,120 | 29,216 | 28,614 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 13/8DE |
| DMS-380A-6 | 47,438 | 45,920 | 43,643 | 40,060 | 39,305 | 37,950 | 36,812 | 36,053 | 7550 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-420A-6 | 52,529 | 50,848 | 48,326 | 44,359 | 43,523 | 42,023 | 40,762 | 39,922 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,663 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-480A-6 | 60,546 | 58,609 | 55,703 | 51,130 | 50,166 | 48,437 | 46,984 | 46,015 | 9850 | 1/4 | 4x18" | 2,917 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-550A-6 | 68,250 | 66,066 | 62,790 | 57,636 | 56,549 | 54,600 | 52,962 | 51,870 | 11150 | 1/4 | 4x18" | 3,298 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-110A-7 | 14,151 | 13,698 | 13,019 | 12,340 | 11,725 | 11,321 | 10,981 | 10,755 | 2530 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-150A-7 | 18,312 | 17,726 | 16,847 | 15,464 | 15,172 | 14,649 | 14,210 | 13,917 | 2530 | 1/4 | 1x18" | 1,012 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-200A-7 | 23,880 | 23,116 | 21,970 | 20,167 | 19,786 | 19,104 | 18,531 | 18,149 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,418 | 1/2DE | 7/8DE |
| DMS-240A-7 | 28,175 | 27,273 | 25,921 | 23,793 | 23,345 | 22,540 | 21,864 | 21,413 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-270A-7 | 36,151 | 34,994 | 33,259 | 30,529 | 29,954 | 28,921 | 28,053 | 27,475 | 5060 | 1/4 | 2x18" | 1,774 | 1/2DE | 11/8DE |
| DMS-300A-7 | 39,909 | 38,632 | 36,716 | 33,702 | 33,067 | 31,927 | 30,969 | 30,331 | 5060 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 13/8DE |
| DMS-390A-7 | 50,284 | 48,675 | 46,261 | 42,464 | 41,663 | 40,227 | 39,020 | 38,216 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,282 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-430A-7 | 55,680 | 53,899 | 51,226 | 47,021 | 46,135 | 44,544 | 43,208 | 42,317 | 7500 | 1/4 | 3x18" | 2,663 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-500A-7 | 64,179 | 62,125 | 59,045 | 54,198 | 53,176 | 51,343 | 49,803 | 48,776 | 9820 | 1/4 | 4x18" | 2,917 | 1/2DE | 15/8DE |
| DMS-580A-7 | 72,345 | 70,030 | 66,557 | 61,094 | 59,942 | 57,876 | 56,140 | 54,982 | 10000 | 1/4 | 4x18" | 3,298 | 1/2DE | 15/8DE |

Figura 56 Datos Unidad Evaporadora

Fuente: (Thermocoil, 2014)

Teniendo así las siguientes dimensiones:

- Tubería de Líquido: ½ pulgadas DE.
- Tubería de Succión: 15/8 DE.

7. CAPITULO VII

SISTEMA DE CONTROL

Para realizar todo lo que corresponde a control se ha tomado como base los requerimientos de la empresa Exprod Cía. Ltda. La cual requiere un tablero de control lo más simple posible y que tenga la menor posibilidad de mandos para así evitar la confusión de los operarios y además facilitar la inducción de los mismos para poder operar el sistema.

7.1.PARÁMETROS DE CONTROL.

El objetivo principal del túnel de congelamiento es ofrecer un producto congelado. Para esto los factores determinantes son la temperatura del cuarto, la temperatura de

ingreso del producto y el tiempo de permanencia del producto dentro del túnel de congelación.

Para cada uno de estos parámetros que se han hallado determinantes en el sistema para obtener un producto de calidad se ha tomado como punto de inicio los parámetros con los que se diseñó el sistema de refrigeración los cuales son:

- Temperatura de ingreso del producto: 15 °C máx.
- Tiempo de abatimiento de 40 minutos.
- Temperatura de la recamara -40 °C +/-5°C

Determinadas las variables a medir como se tomó en cuenta al momento en la selección de la mejor opción de cada uno de los sensores y actuadores que se van a utilizar en el capítulo 5 de este documento, así tenemos lo siguiente.

7.2.CONTROL DE LAS VARIABLES DEL SISTEMA.

Primero, para la temperatura de ingreso tenemos el sensor infrarrojo de temperatura. El cual nos ayuda con la medición inicial de la temperatura del camarón a la que entra al túnel así de esta manera se tiene la referencia de para que sea aplicado el control.

Segundo, para el tiempo de abatimiento se utiliza el variador de frecuencia que es controlado por el PLC para así poder tener el control del tiempo que permanece el camarón dentro del túnel.

Tercero, la temperatura de la recamara está determinada por el sistema de refrigeración el cual está diseñado para funcionar a las temperaturas propuestas en su diseño, pero este si tiene un cambio de temperatura por cual quiera que sea el motivo genera una perturbación en el sistema, lo cual tiene que ser tomado en cuenta para su control, por ende como se explicó en el capítulo 5 de este documento se va a usar un sensor PT100 para así poder tener un control distinto ya que el comportamiento de la

banda transportadora tiene que cambiar, por ende si se tiene menor temperatura en el interior de la recamara se tendrá que cambiar el tiempo que pasa el producto dentro del túnel de congelación así asegurando la calidad del camarón.

7.3.DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

1. El proceso inicia con un operario el cual está encargado de realizar una inspección visual del sistema tanto del túnel de congelación, es decir se realiza una inspección visual de la banda transportadora que no se encuentre en mal estado, rota o con una curvatura de pandeo. Además, se comprueba de manera visual que no exista fugas en el sistema de refrigeración que no esté ningún tipo de líquido regado por las mismas.
2. El operario procede a encender el sistema girando la perilla de ON/OFF. Y se verifica que se encienda la luz piloto ENCENDIDO la cual indica que el sistema esta energizado. Si no se enciende el sistema se procede a chequear el botón de paro de emergencia que no se encuentre activo, esto se lo puede comprobar con la luz piloto de PARO DE EMERGENCIA. Si es así, se tendrá que desactivar el botón del mismo.
3. EL operario procede a presionar el botón de INICIO/PARADA con lo cual se la luz piloto de ESTADO empieza a parpadear indicando que el sistema está en su proceso de enfriamiento para llegar a una temperatura óptima para el funcionamiento del mismo la cual tiene un mínimo de temperatura determinada por la experiencia del departamento involucrado en la producción de Exprod Cía. Ltda.
4. La luz de ESTADO parpadeará hasta cuando el túnel este en su rango ideal de funcionamiento. Una vez alcanzado este punto la luz de ESTADO dejara de parpadear y se mantendrá encendida de manera permanente lo cual indica que el sistema está listo para congelar camarón.

5. El operario cuando esté listo el sistema procederá a presionar el botón de INICIO/PARADA una vez más. Al realizar esto la banda transportadora empezará a moverse.
6. Se procede a cargar el producto a la banda transportadora.
7. Si por cualquier motivo el sistema tiene que parar la producción por falta de producto o por finalización de jornada se vuelve a presionar el botón de INICIO/PARADA con que la luz piloto de ESTADO se apagara parando la banda transportadora y apagando los sistemas de refrigeración.
8. Si se requiere reiniciar el sistema se vuelve a presionar el botón de INICIO/PARADA la luz piloto de ESTADO parpadeara hasta que el sistema se encuentre de nuevo en su estado idóneo de funcionamiento repitiendo el paso 3 y consecuentemente el paso 4.
9. Finalmente si se requiere apagar por completo se procede a desactivar el sistema mediante la perilla ON/OFF.

7.4.DIAGRAMA DE FLUJO

El diagrama de flujo está determinado a base de los procedimientos a realizar para el correcto funcionamiento del túnel de congelación.

Se toma en cuenta todos los indicadores y condiciones que debe cumplir el sistema para poder funcionar ya que el sistema obliga al operario a seguir el protocolo establecido por la empresa.

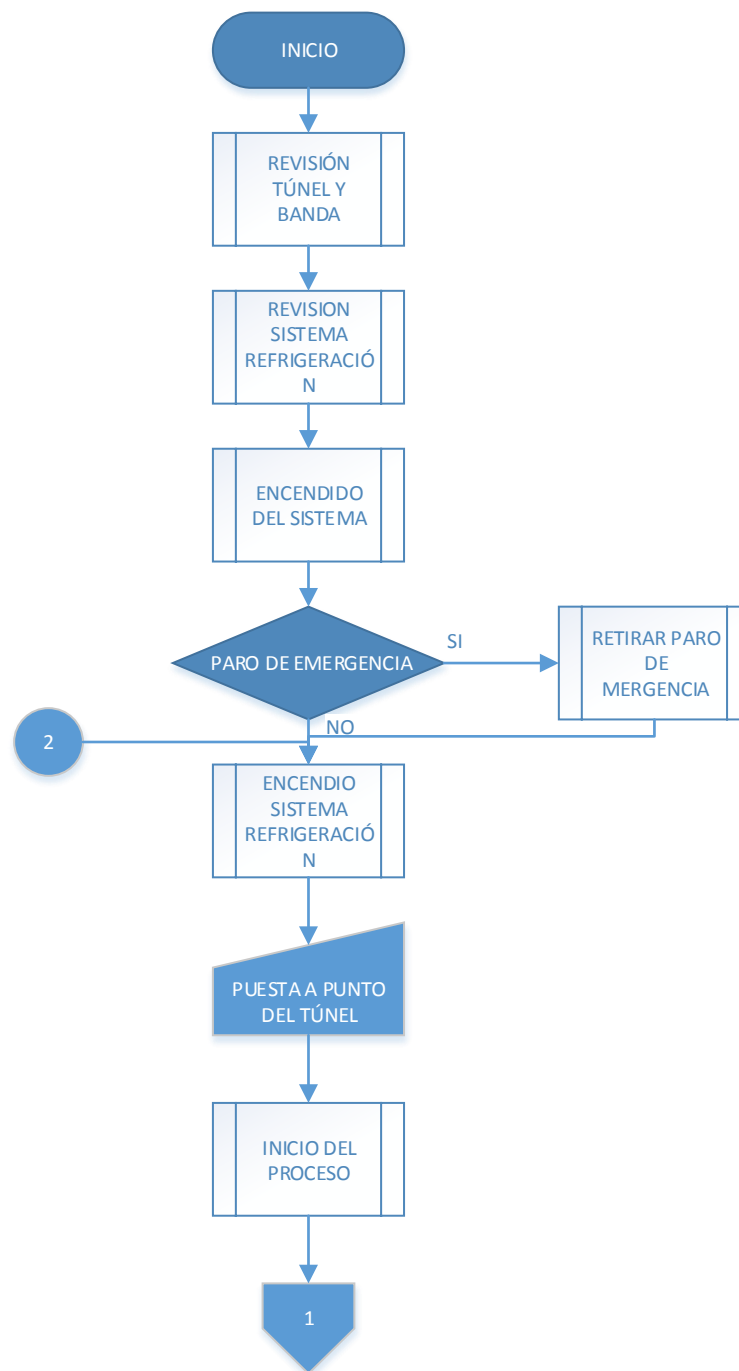


Figura 57: Diagrama de flujo de proceso de túnel de congelación 1

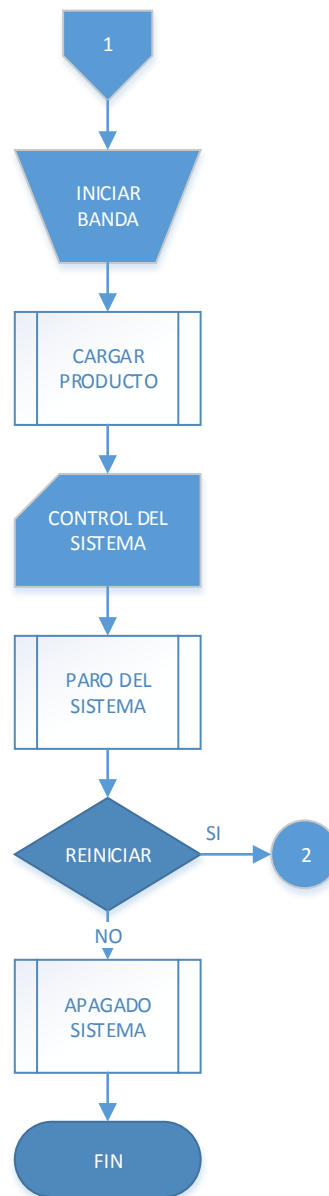


Figura 58: Diagrama de flujo de proceso de túnel de congelación 2

7.5.DIAGRAMA DE CONTROL

En el diagrama de control se especifica la información de las entradas y salidas del PLC, el cual controla el sistema en su totalidad.

Se puede constatar el uso de los recursos del PLC y las necesidades que satisface el mismo.

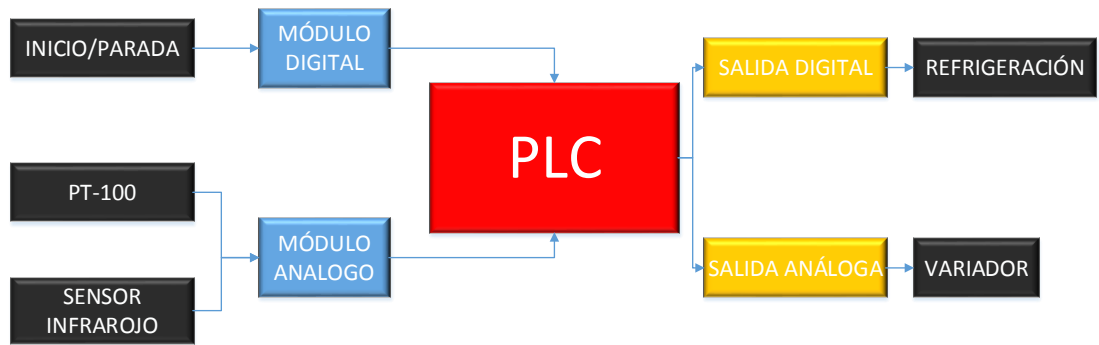


Figura 59 Diagrama de control del PLC

7.6. ASIGNACIÓN DE VARIABLES DE CONTROL.

Las variables han sido asignadas de acuerdo a la función que cumplen, además se las va a ir llamando de acuerdo a la función que cumplen en el programa y a su vez que sean fáciles de recordar.

Si son entradas o salidas digitales estas variables serán de tipo booleano (BOOL). Por el contrario si se trata de entradas o salidas analógicas se tomará como variables tipo entero (INT). Para los cálculos realizados dentro del PLC, tales como comparaciones, contadores, operaciones aritméticas, entre otras se necesitará de la misma manera utilizar variables tipo entero (INT). Además, se tiene que poner marcas, banderas e indicadores las cuales también por su espacio en memoria y su función es ideal que sean consideradas como variables tipo booleano (BOOL).

7.7. PROGRAMA DE CONTROL.

De acuerdo al PLC que se ha seleccionado como mejor opción posee varios tipos de lenguaje de programación pero se ha seleccionado como mejor opción para entender el funcionamiento del sistema y sus condiciones a ser controladas el lenguaje ladder.

Para que el diseño de control sea el indicado se realizó las siguientes actividades para aprovechar al máximo los recursos y funciones del PLC.

- Asignación de variables de acuerdo a lo establecido de acuerdo a su necesidad y utilidad.
- Acondicionamiento de señales de entrada de los sensores para aprovechar al máximo la resolución en bits de la señal para obtener un control preciso.
- Pruebas del sistema con condiciones probables para realizar un diseño a prueba de fallas en caso de falla del operario.
- Control de todas las etapas del proceso tales como encendido del sistema de refrigeración, encendido del sistema de la banda transportadora, pausa o para del sistema de banda transportadora, pausa o para del sistema de refrigeración, control de tiempos de permanencia del producto dentro del túnel, control de sistema debido a cambios de ingreso del producto, control del sistema debido a perturbaciones del ambiente del túnel.
- Se va a tomar en cuenta las pruebas realizadas para comprobar el comportamiento del sistema a distintas condiciones con lo cual se obtuvo la siguiente tabla:

Tabla 23

Tabla de Análisis de Producto

| T. Túnel [°C] | T. Ingreso [°C] | Velocidad [mm/s] | | | |
|------------------|--------------------|------------------|----|----|----|
| | | 3 | 5 | 7 | 10 |
| -45 | 15 | SI | SI | NO | NO |
| | 10 | SI | SI | SI | NO |
| | 5 | SI | SI | SI | SI |
| | 0 | SI | SI | SI | SI |
| -40 | 15 | SI | NO | NO | NO |
| | 10 | SI | SI | NO | NO |
| | 5 | SI | SI | SI | NO |
| | 0 | SI | SI | SI | SI |
| -35 | 15 | NO | NO | NO | NO |
| | 10 | SI | NO | NO | NO |
| | 5 | SI | SI | NO | NO |
| | 0 | SI | SI | SI | NO |
| -30 | 15 | NO | NO | NO | NO |
| | 10 | NO | NO | NO | NO |
| | 5 | SI | NO | NO | NO |
| | 0 | SI | SI | NO | NO |

En la tabla anterior se puede constar si la calidad del producto final, y se ha resaltado la opción más productiva la cual se la incluirá en el desarrollo del control en el PLC.

Todo este programa se encuentra en

ANEXO B PROGRAMACIÓN PLC.

8. CAPITULO VIII

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

8.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

La inversión que se realizó al proyecto estuvo a cargo de la empresa procesadora y exportadora de camarón Exprod Cia. Ltda. La cual desea ampliar su línea de productos y servicios, procesando camarón tipo IQF (Congelado instantáneo individual) el cual era exportado por la empresa hacia los Estados Unidos valiéndose de los servicios de procesamiento de empresas amigas.

A continuación se muestran todos los valores invertidos en el proyecto:

Tabla 24

Costo de obra civil

| Elemento | Unidad | Cantidad | Valor unitario | Valor total |
|------------------------------|---------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
| Techo | unidad | 1 | 4800 | 4800 |
| Cuarto | unidad | 1 | 6150 | 6150 |
| Instalación eléctrica | total | 1 | 2500 | 2500 |
| | | | TOTAL | 13450 |

Tabla 25

Costo de materia prima

| Elemento | Unidad | Cantidad | Valor unitario | Valor total |
|--|-------------------|----------|----------------|----------------|
| Perfil C acero inoxidable A304 de 200x100x2 [mm] | \$/6 m | 5 | 102.4 | 512 |
| Perfil C acero inoxidable A304 de 80x40x2 [mm] | \$/6 m | 5 | 41.08 | 205.4 |
| Perfil cuadrado acero inoxidable A304 de 20x20x1.5 [mm] | \$/6 m | 7 | 32.27 | 225.89 |
| Perfil circular acero inoxidable A304 de 19.05 dia x 2 [mm] | \$/6 m | 6 | 34.37 | 206.22 |
| Perfil cuadrado acero inoxidable A304 de 37x37x2[mm] | \$/6 m | 10 | 85.60 | 856 |
| Topes plásticos | \$/6 m | 7 | 25.18 | 176.26 |
| Refrigerante R404A | \$/unidad | 12 | 120 | 1440 |
| Pared aislante 10 cm | \$/m ² | 36 | 61.60 | 2217.6 |
| Piso aislante 15cm | \$/m ² | 53 | 15.50 | 821.5 |
| | | | TOTAL | 6660.87 |

Tabla 26

Costos de partes y piezas

| Elemento | Unidad | Cantidad | Valor unitario | Valor total |
|---|-----------|----------|----------------|-------------|
| Motoreductor 1 hp | \$/unidad | 1 | 1218.96 | 1218.96 |
| Chumacera 1 in | \$/unidad | 4 | 92.03 | 368.12 |
| Caja reguladora de tensión de cinta transportadora | \$/unidad | 1 | 316 | 316 |
| Tornillos y sujeciones | \$/total | 1 | 165.13 | 165.13 |
| Puerta | \$/unidad | 1 | 220 | 220 |
| Ejes | \$/unidad | 2 | 1465 | 2930 |
| Engranajes plásticos | \$/unidad | 18 | 36 | 648 |
| Sujeción plástica | \$/unidad | 6 | 9 | 54 |
| Cinta transportadora | \$/m | 28 | 292.14 | 8180 |
| Focos | \$/unidad | 4 | 41.23 | 164.92 |
| Pt100 | \$/unidad | 1 | 75.60 | 75.60 |
| Sensor infrarrojo | \$/unidad | 1 | 409.6 | 409.6 |
| PLC S7-1200 | \$/unidad | 1 | 372 | 372 |
| Cajetín IP64 | \$/unidad | 1 | 61.79 | 61.79 |
| Fusiblera | \$/unidad | 1 | 8.08 | 8.08 |
| Guarda motor | \$/unidad | 1 | 46.29 | 46.29 |
| Relé | \$/unidad | 1 | 6.49 | 6.49 |
| Alambre para control | \$/rollo | 1 | 22.50 | 22.50 |
| Luces Testigos | \$/unidad | 3 | 5.84 | 17.52 |
| Botón | \$/unidad | 1 | 7.13 | 7.13 |
| Paro de emergencia | \$/unidad | 1 | 12.71 | 12.71 |
| Módulo analógico | \$/unidad | 1 | 149.62 | 149.62 |
| Transmisor para PT 100 | \$/unidad | 1 | 89.29 | 89.29 |
| Termómetro analógico | \$/unidad | 1 | 15.50 | 15.50 |

CONTINUA



| | | | | |
|--------------------------------------|-----------|---|--------|-----------------|
| Variador de frecuencia | \$/unidad | 1 | 256.73 | 256.73 |
| Unidad de refrigeración 22 hp | \$/unidad | 3 | 23600 | 70800 |
| TOTAL | | | | 86615.98 |

Tabla 27

Costos de fabricación

| Elemento | Unidad | Cantidad | Valor unitario | Valor total |
|------------------------------|---------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
| Instalación y Ensayos | \$/total | 1 | 5000 | 5000 |
| TOTAL | | | | 5000 |

Tabla 28

Resumen de costos

| | |
|----------------------------------|------------------|
| Costo de obra civil | 13450 |
| Costo de materia prima | 6660.87 |
| Costos de partes y piezas | 86615.98 |
| Costos de fabricación | 5000 |
| TOTAL | 111726.85 |

8.2.ANALISIS FINANCIERO

Para el análisis financiero se ha decidido realizar un análisis de costo beneficio del proyecto, para lo cual se analizara el costo total de inversión del proyecto tomando en cuenta todos los costos directos e indirectos que representa el proyecto y lo compararemos con los beneficios y ahorros económicos que representa para la empresa el implementar este sistema en sus propias instalaciones sin seguir realizando manualmente el proceso de congelado individual instantáneo de camarón (IQF).

Cabe aclarar que para este análisis financiero no se toman en cuenta las mejoras en cuanto a calidad del producto, ni las ventajas médicas que ofrece el equipo al ser automático y no necesitar de operarios que estén entrando a climas extremadamente fríos.

Para comenzar con este análisis nos plantearemos algunos parámetros mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 29

Parámetros principales estudio Costo/beneficio

| Parámetro | Valor |
|---|--------------|
| Costo de procesamiento de camarón IQF completo por libra | \$1.33/lb |
| Costo de congelado individual instantáneo por libra | \$0.15/lb |
| Numero de containers de camarón IQF procesados al mes | 2 |
| Numero de Cajas masters por container | 1600 |
| Numero de cajas dentro de la caja master | 6 |
| Peso de las cajas de camarón | 4lb |
| Libras de camarón procesadas en el equipo IQF por hora | 384lb |
| Horas de trabajo del equipo IQF por día | 10 hr/día |
| Horas de trabajo del equipo IQF por mes | 20 hr/mes |
| Porcentaje de peso perdido de camarón por pelado | 19% |
| Porcentaje de peso de camarón recuperado por hidratación | 13% |
| Porcentaje de peso de camarón recuperado por equipo IQF | 1% |

Para el análisis financiero nos hemos planteado los siguientes supuestos.

- El precio promedio del camarón no varía.
- El costo promedio de los procesos no varía.
- Solo se analizara un tipo de producto en la cadena de proceso.
- Solo se analizara una talla de camarón 41/50.

- No se tomara en cuenta el incremento del precio final del camarón por calidad de acabado de decoración final que genera el proceso automático.
- No se estimaran reinversiones de las utilidades.
- No se estimara crecimientos de producción.

Con los datos antes mencionados procedemos a calcular el gasto total que realiza la empresa por mes para procesar el camarón con el método IQF sin tener el equipo y usando el método manual.

Calculando el peso total exportado de camarón al mes se tiene que:

Nct = Numero de contenedores

Ncm = Numero de cajas masters

Nc = Numero de cajas

Pc = Peso de camarón por caja

Ptc = Peso total de camaron procesado mensual

$$Ptc = Nct * Ncm * Nc * Pc$$

EC. 77

$$Ptc = 2 * 1600 * 6 * 4lb$$

$$Ptc = 76800 lb$$

Con lo que procedemos a determinar cuánto camarón pelado necesitamos para cumplir con la cantidad de peso exportado y el análisis de costo-beneficio.

Primero analizaremos el proceso manual que ha tenido la empresa y sus costos-beneficio como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 30

Análisis de costos mensuales camarón IQF manual

| Ítem | Cantidad | Unidades |
|---|-----------|----------|
| Peso Inicial de materia prima | 83907.00 | lb |
| Porcentaje de pérdida en peso por descabezado | 36.00 | % |
| Peso de camarón descabezado | 53700.48 | lb |
| Porcentaje de pérdida por descongelado, pelado y desvenado | 19.00 | % |
| Peso del camarón descongelado, pelado y desvenado | 43497.39 | lb |
| Porcentaje de ganancia por hidratado y glaseado | 13.00 | % |
| Peso del camarón hidratado y glaseado | 49152.05 | lb |
| Porcentaje de ganancia en equipo IQF | 0.00 | % |
| Peso del camarón con IQF | 49152.05 | lb |
| Valor del Camarón sin procesar | 2.60 | \$/lb |
| Valor por descabezado y procesado del camarón | 0.48 | \$/lb |
| Valor por descongelado, pelado y desvenado de camarón | 0.40 | \$/lb |
| Valor del hidratado y glaseado de camarón | 0.25 | \$/lb |
| Valor por procesado IQF de camarón | 0.15 | \$/lb |
| Valor por exportación | 0.05 | \$/lb |
| Valor del camarón procesado final | 4.61 | \$/lb |
| Costo por pago de materia prima inicial | 139621.25 | \$/mes |
| Costo por descabezado y procesado del camarón | 40275.36 | \$/mes |
| Costo por descongelado, pelado y desvenado de camarón | 21480.19 | \$/mes |
| Costo por hidratado y glaseado de camarón | 10874.35 | \$/mes |
| Costo por procesado IQF de camarón | 7372.81 | \$/mes |
| Costo de tramites exportación | 2457.60 | \$/mes |
| Costos totales | 222081.56 | \$/mes |
| Ventas totales | 226590.95 | \$/mes |
| Utilidades | 4509.39 | \$/mes |

Después procedemos a analizar el proceso luego de la implementación de nuestro equipo automático de IQF como se muestra en la **Tabla 31**.

Tabla 31**Análisis de costos mensuales camarón IQF automatizado**

| Ítem | Cantidad | Unidades |
|---|-----------------|-----------------|
| Peso Inicial de materia prima | 83907.00 | lb |
| Porcentaje de pérdida en peso por descabezado | 36.00 | % |
| Peso de camarón descabezado | 53700.48 | lb |
| Porcentaje de pérdida por descongelado, pelado y desvenado | 19.00 | % |
| Peso del camarón descongelado, pelado y desvenado | 43497.39 | lb |
| Porcentaje de ganancia por hidratado y glaseado | 13.00 | % |
| Peso del camarón hidratado y glaseado | 49152.05 | lb |
| Porcentaje de ganancia en equipo IQF | 1.00 | % |
| Peso del camarón con IQF | 49643.57 | lb |
| Valor del Camarón sin procesar | 2.60 | \$/lb |
| Valor por descabezado y procesado del camarón | 0.48 | \$/lb |
| Valor por descongelado, pelado y desvenado de camarón | 0.40 | \$/lb |
| Valor del hidratado y glaseado de camarón | 0.25 | \$/lb |
| Valor por procesado IQF de camarón | 0.11 | \$/lb |
| Valor por exportación | 0.05 | \$/lb |
| Valor del camarón procesado final | 4.61 | \$/lb |
| Costo por pago de materia prima inicial | 139621.25 | \$/mes |
| Costo por descabezado y procesado del camarón | 40275.36 | \$/mes |
| Costo por descongelado, pelado y desvenado de camarón | 21480.19 | \$/mes |
| Costo por hidratado y glaseado de camarón | 10874.35 | \$/mes |
| Costo por procesado IQF de camarón | 5406.73 | \$/mes |
| Costo de tramites exportación | 2482.18 | \$/mes |
| Costos totales | 220140.05 | \$/mes |
| Ventas totales | 228856.86 | \$/mes |
| Utilidades | 8716.81 | \$/mes |

Como podemos ver en la tabla anterior, los cuadros resaltados con color rojo son los valores que se alteran en costos de producción y rendimientos de peso al implementar el equipo automatizado.

Con los datos obtenidos podemos realizar un cuadro comparativo de costos beneficio entre el proceso manual antiguo y el proceso automatizado que implementamos como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 32


Análisis de costo-beneficio mensual

| Ítem | Cantidad |
|--|-----------------|
| Utilidades con proceso manual IQF | 4509.39 |
| Utilidades con proceso automático IQF | 8716.81 |
| Beneficio total mensual | 4207.42 |

Por último se realiza una proyección estimada de ganancias a futuro para saber el tiempo que se demora la inversión en ser pagada como se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 33

Proyección estimada de Ganancia e Inversión

| Numero de Mes | Costo Total Mensual | Venta Total Mensual | Utilidad Bruta mensual | Cuota de Inversión | Deuda de Inversión |
|---------------|---------------------|---------------------|------------------------|--------------------|---|
| 1 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 111726,85 |
| 2 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 107519,43 |
| 3 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 103312,01 |
| 4 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 99104,59 |
| 5 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 94897,17 |
| 6 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 90689,75 |
| 7 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 86482,33 |
| 8 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 82274,91 |
| 9 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 78067,49 |
| 10 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 73860,07 |
| 11 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 69652,65 |
| 12 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 65445,23 |
| 13 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 61237,81 |
| 14 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 57030,39 |
| 15 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 52822,97 |
| 16 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 48615,55 |
| 17 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 44408,13 |
| 18 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 40200,71 |
| 19 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 35993,29 |
| 20 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 31785,87 |
| 21 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 27578,45 |
| 22 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 23371,03 |
| 23 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 19163,61 |
| 24 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 14956,19 |
| 25 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 10748,77 |
| 26 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 6541,35 |
| 27 | 220140,05 | 228856,86 | 4509,39 | 4207,42 | 2333,93 |
| 28 | 220140,05 | 228856,86 | 6382,87 | 2333,94 | 0 |
| 29 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 30 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 31 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 32 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 33 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 34 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 35 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 36 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 37 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 38 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | CONTINUA |  |

| | | | | | |
|-----------|-----------|-----------|---------|---|---|
| 39 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 40 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 41 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 42 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 43 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 44 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 45 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 46 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 47 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |
| 48 | 220140,05 | 228856,86 | 8716,81 | 0 | 0 |

Como resultado tenemos que el tiempo de retorno de la inversión (Tr) y la ganancia mensual generada a partir del 2.3 año (Gm) son las siguientes:

$$Tr = 28 \text{ meses (2.3 años)}$$

$$Gm = \$4207.42$$

Concluyendo que el proyecto es viable y posee una alta rentabilidad.

9. CAPITULO IX

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1.CONCLUSIONES

1. La implementación del proyecto de tesis que fue realizado para la empresa EXPROD CIA. LTDA. ayudó a mejorar la productividad, calidad y eficiencia, de esta manera se aportó al desarrollo de la empresa.
2. El proyecto cumplió con el objetivo de mantener una producción continua de 1815 Kg/día, lo que permitió colocar en Estados Unidos este producto.
3. En el diseño del sistema se consideraron e implementaron propiedades de ahorro energético y eficiencia de la energía utilizada. En consecuencia, a los nuevos requerimientos medioambientales y de eficiencia energética.
4. El proyecto fue concebido como un sistema flexible de producción en serie, de tipo modular el cual nos permite procesar varios tipos de producto y regular la capacidad de producción según las necesidades del usuario.
5. El proyecto permite reducir la pérdida de peso innata debida al proceso de congelamiento del camarón, lo que beneficia al peso en el momento de comercializar el producto.
6. El proyecto mejora la calidad del producto ya que evita la formación de cristales de gran tamaño e inhibe el desarrollo de microorganismos, mejorando así sus propiedades organolépticas y garantizando la inocuidad del producto.
7. El proyecto colaboro con la seguridad ocupacional de la empresa, ya que reduce la exposición del personal a las bajas temperaturas que son la principal causa de reducción de calcio en los huesos y enfermedades asociadas como la artritis.

9.2. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda utilizar el método de descongelación por resistencia eléctrica, ya que esto daría mayor vida útil a los equipos y mejores resultados en el proceso de producción.
2. Se recomienda implementar a la entrada del sistema un módulo de glaseado de camarón lo que mejoraría el proceso y calidad del camarón.
3. Se recomienda disminuir el volumen del túnel de congelación para mejorar el rendimiento en la parte de refrigeración.
4. Se recomienda cambiar la caja de reducción del motor, por una caja con una relación más alta para tener así un mayor rango de acción en el control.
5. Se recomienda utilizar variadores de frecuencia con comunicación USS para así utilizar el mismo PLC que se usó en este proyecto para controlar varios túneles de congelación.
6. Se recomienda la implementación de un intercambiador de calor en el sistema para mejorar su rendimiento.

BIBLIOGRAFÍA

- Alarcón Creus, J. (2000). *Tratado Práctico de Refrigeración Automática*. Barcelona: Marcombo, S.A.
- Arias, A. (2005). *Mercado Municipal de Cádiz*. Obtenido de http://www.ictioterm.es/nombre_cientifico.php?nc=235
- ASME. (2001). *ASME B31.5*. Obtenido de REFRIGERATION: <ftp://law.resource.org/pub/us/code/ibr/asme.b31.5a.2004.pdf>
- BOHN. (2005). *Manual de Ingeniería Boletín H-ENG-1 APM*. Mexico: Grupo Frigus Therme.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico D.F.: Mc Graw Hill.
- CEMA, C. E. (2002). *Belt Conveyors for Bulk Materials* (Vol. Fifth Edition). Library of Congress Cataloging in Publication Data.
- CINTAC. (Enero de 2013). *INSTAPANEL*. Obtenido de Isopur: <http://www.cintac.cl/pdf/Isopur.pdf>
- CONSTRUCCIÓN, I. D. (10 de 06 de 2006). *NORMAS*. Obtenido de NORMA E.090: http://www.construccion.org.pe/normas/rne2009/rne2006/files/titulo3/02_E/RNE2006_E_090.pdf
- DIPAC. (2014). *Tubo acero inoxidable*. Obtenido de Tubo acero inoxidable cuadrado: http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca_codigo=3707#
- Dossat, R. J. (1997). *Principles of Refrigeration*. Englewood Cliffs, New Jersey, EEUU: Prentice Hall.
- Emerson Climate. (2010). *Semi-hermetic_compresors*. Obtenido de The Industry Standard: http://www.emersonclimate.com/asia/en-ap/documents/refrigeration/semi-hermetic_compresors.pdf
- Emerson Climate. (2014). *Semi Hermetic Units Standard - R404A*. Obtenido de Emerson Climate: http://www.emersonclimate.com/europe/en-eu/Products/Condensing_Units/Semi_Hermetic_Condensing_Units/Semi_Hermetic_Condensing_Units_Line_Up/Pages/default.aspx?what=list&prod_pic=4&prod=u&bra=2&fam=6&ref=5&Ar=LT&title=Semi%20Hermetic%20Units%20Standard%20-%
- Fenner, R. T., & Reddy, J. (2012). *Mechanics of solids and structures*. Boca Raton: Taylor & Francis Group.
- Food and Drug Administration, U. (01 de 09 de 2014). *Medical Devices*. Obtenido de Databases Code of Federal Regulations: <http://www.accessdata.fda.gov/scripts/cdrh/cfdocs/cfcfr/CFRSearch.cfm?CFRPart=123>
- Guayas, P. d. (2013). *Cantones de Guayas*. Obtenido de Guayas Turístico: <http://www.guayas.gob.ec/turismo/cantones/duran>
- IEC. (2010). *NORMA 947*. Obtenido de https://cache.industry.siemens.com/dl/files/955/15347955/att_63295/v1/G110_PLi_15347955_0403_sp.pdf
- INCOTEC, S. (s.f.). *MANUAL*. Obtenido de MANUAL TÉCNICO: <http://www.incotecsa.com/manuales/manual.pdf>

- INEN. (1981). *NTE INEN 0456*. Obtenido de LANGOSTINOS Y CAMARONES CONGELADOS (CRUSTÁCEOS):
<ftp://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0456.1981.pdf>
- IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark. (2010). CoolPack.
- Larrea, J., & Gustavo, F. (2002). *DSPACE*. Obtenido de Análisis estadístico de las enfermedades del camarón: caso Guayas:
<http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/5812>
- Motovario. (s.f.). *Catálogo Motovario Limited*. Obtenido de www.motovario-group.com
- Power-Core, I. (2013). *Intech*. Obtenido de Effects of Temperature:
<http://www.intechpower.com/material-information/effects-of-temperature/>
- QX, A. (2010). *ASME BPVC IX*. Obtenido de WELDING AND BRAZING QUALIFICATIONS:
<https://law.resource.org/pub/us/code/ibr/asme.bpvc.ix.2010.pdf>
- Raytek. (2010). *Raytek CM*. Obtenido de CM Datasheet:
http://support.fluke.com/raytek-sales/Download/Asset/9250496_ENG_B_W.PDF
- Richard G. Budynas, J. N. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.).
- Siegling, T. (s.f.). *Cálculo de Banda Transportadora*. Forbo Movement Systems.
- Siemens. (2013). *Variadores de Frecuencia*. Obtenido de Sinamics G110:
https://cache.industry.siemens.com/dl/files/955/15347955/att_63295/v1/G110_PLi_15347955_0403_sp.pdf
- Thermocoil. (2014). *Difusores*. Obtenido de <http://thermocoil.com/daf002.html#>
- Total Line. (s.f.). *Capítulo 12: Refrigerantes*. (s.f.). Obtenido de
http://www.totaline.com.ar/site/uploads/file_7-2007118114423-0.pdf

ANEXOS