



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA.

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO EN MECATRÓNICA.**

AUTOR: RUIZ CRUZ, MIGUEL ALEJANDRO.

SÁNCHEZ ARCINIEGAS, JORGE PATRICIO.

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO CONVECTIVO
AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN CONTINUA PARA EL PROCESO DE
CARBONIZADO DE 60 KG/DÍA DE LANA PARA LA EMPRESA
ESPATEX.**

DIRECTOR: ING. OSWALDO MARIÑO.

CODIRECTOR: ING. TATIANA ACOSTA.

SANGOLQUÍ, MAYO 2014

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO CONVECTIVO AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN CONTINUA PARA EL PROCESO DE CARBONIZADO DE 60 KG/DÍA DE LANA PARA LA EMPRESA ESPATEX.**”, fue realizado en su totalidad por Miguel Alejandro Ruiz Cruz y Jorge Patricio Sánchez Arciniegas, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.

Ing. Oswaldo Mariño

DIRECTOR

Ing. Tatiana Acosta

CODIRECTOR

Sangolquí, 2014-05-13

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO CONVECTIVO
AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN CONTINUA PARA EL PROCESO DE
CARBONIZADO DE 60 KG/DÍA DE LANA PARA LA EMPRESA
ESPATEX.”**

ELABORADO POR:

Miguel Alejandro
Ruiz Cruz

Jorge Patricio
Sánchez Arciniegas

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA.

Director de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica.

Ing. Francisco Terneus.

Sangolquí, 2014-05-13

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Miguel Alejandro Ruiz Cruz y Jorge Patricio Sánchez Arciniegas.

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 HORNO CONVECTIVO AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN CONTINUA PARA EL PROCESO DE CARBONIZADO DE 60 KG/DÍA DE LANA PARA LA EMPRESA ESPATEX.", cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Miguel Alejandro
Ruiz Cruz

Jorge Patricio
Sánchez Arciniegas

Sangolquí, 2014-05-13

DEDICATORIA

A mis padres, por estar siempre conmigo en los momentos más importantes de mi vida, por enseñarme que con esfuerzo, dedicación y optimismo siempre se alcanzan las metas. Este proyecto es el resultado de lo que me han enseñado en la vida, es por ello que hoy les dedico este proyecto queridos padres.

Miguel Alejandro Ruiz Cruz.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi familia que me ha enseñado y me ha demostrado cómo se debe luchar en la vida para sobresalir y cumplir las metas.

Jorge Patricio Sánchez Arciniegas.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi amigo y padre Miguel por todos sus consejos, por escucharme en los momentos más difíciles y por enseñarme que en todo momento de la vida por malo que sea siempre hay un lado bueno. Gracias papi por ser mi amigo, guía y consejero. A mi madre Helena por apoyarme con todo su cariño y amor, aconsejándome y dándome fuerza para seguir en los momentos difíciles, y sin duda alguna un ejemplo de trabajo y sacrificio hacia sus hijos.

A mi hermana Daniela por el apoyo incondicional en el transcurso de toda mi vida, por estar allí en los momentos más difíciles y siempre darme la mano con mi querido cuñado Luis.

A mis amigos con los cuales he compartido mi vida, los que me han dado su mano todos estos años y se han puesto muchas veces los zapatos de padres para cuidarme.

Miguel Alejandro Ruiz Cruz.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis abuelitos, a mi mamá, a mis hermanos, a mi nana, a Karla y a todos mis amigos por todo su apoyo durante todo el tiempo del desarrollo de este proyecto, por sus consejos y ánimos.

Jorge Patricio Sánchez Arciniegas.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	Pág.
CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
AGRADECIMIENTOS.....	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvii
RESUMEN	xvii
CAPÍTULO I.....	1
1 GENERALIDADES.....	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 JUSTIFICACIÓN	4
1.3 ALCANCE DEL PROYECTO	5
1.4 OBJETIVOS	6
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	6
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
1.5 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	7
CAPÍTULO II.....	9
2 MARCO TEÓRICO.....	9
2.1 LANA OVINA	9
2.1.1 PROPIEDADES MECÁNICAS, QUÍMICAS Y TÉRMICAS DE LA LANA.....	10
2.1.1.1 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA LANA	10
2.1.1.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA LANA.....	11
2.1.1.3 PROPIEDADES TÉRMICAS DE LA LANA	11
2.2 LIMPIEZA DE LANA MEDIANTE EL CARBONIZADO.....	11

CAPÍTULO III.....	16
3 DISEÑO DE LOS SISTEMAS	16
3.1 ANÁLISIS DE REQUERIMIENTOS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	16
3.1.1 ANÁLISIS DE REQUERIMIENTOS.....	16
3.1.1.1 DESARROLLO DE LA MATRIZ QFD.....	16
3.1.1.2 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE	17
3.1.1.3 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS.....	17
3.1.2 SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	19
3.1.2.1 SISTEMA DE TRANSPORTE EN EL INTERIOR DEL HORNO	19
3.1.2.2 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y ALIMENTACIÓN...23	
3.1.2.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....	24
3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS	26
3.2.1 DISEÑO DEL HORNO.....	26
3.2.1.1 DIMENSIONAMIENTO DEL HORNO.....	26
3.2.1.2 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA	28
3.2.1.3 TRANSMISIÓN DEL CALOR A LA SUPERFICIE DE LA CARGA	28
3.2.1.4 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN DEL HORNO.....	30
3.2.1.5 PÉRDIDAS DE CALOR DEL HORNO.....	36
3.2.1.6 PERFIL DE TEMPERATURAS DEL HORNO	43
3.2.1.7 CALOR ABSORBIDO POR LA CARGA	44
3.2.1.8 POTENCIA TÉRMICA REQUERIDA.....	45
3.2.1.9 CÁLCULO DEL TRANSITORIO DE LA LANA	48
3.2.1.10 SELECCIÓN DE LA FUENTE ENERGÉTICA	53
3.2.1.11 DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	57
3.2.1.12 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	59
3.2.1.13 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL HORNO.	65
3.2.1.14 SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA	70
3.2.1.15 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE TRANSPORTE	72

3.2.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y ALMACENAMIENTO.....	94
3.2.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA.....	94
3.2.2.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	95
3.2.2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	111
3.2.2.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN	112
3.2.2.5 SELECCIÓN DE CADENAS Y BANDAS DE TRANSMISIÓN.....	115
3.2.2.6 DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR.....	121
3.2.3 DIMENSIONAMIENTO ELÉCTRICO.....	126
3.2.3.1 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL.....	129
3.2.3.2 SELECCIÓN DE LAS PROTECCIONES ELÉCTRICAS.....	131
3.2.3.3 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA.....	136
3.2.3.4 PROGRAMACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL.....	138
CAPÍTULO IV.....	139
4 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	139
4.1 MONTAJE.....	139
4.1.1 CONSIDERACIONES PARA EL MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL.....	144
4.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	145
4.2.1 CALIBRACIÓN DE SENSORES.....	146
4.2.2 VERIFICACIÓN Y CORRECCIONES DEL SISTEMA MECÁNICO.....	147
4.2.2.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SISTEMA MECÁNICO.....	148
4.2.3 VERIFICACIÓN Y CORRECCIONES DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	148
4.2.3.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SISTEMA DE CONTROL Y CONEXIONES ELÉCTRICAS.....	148
4.2.4 VERIFICACIÓN DEL PROCESO DE CARBONIZADO.....	149
4.2.4.1 ANÁLISIS DEL PROCESO DE CARBONIZADO.....	149

4.3	EVALUACIÓN DEL PROYECTO	151
4.4	ANÁLISIS FINANCIERO	155
4.4.1	BENEFICIO NETO	155
4.5	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	155
CAPÍTULO V.....		157
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	157
5.1	CONCLUSIONES.....	157
5.2	RECOMENDACIONES	158
BIBLIOGRAFÍA.....		160
ANEXOS		166

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Importaciones de bienes textiles por tipo de producto de valores FOB.....	2
Figura 1.2 Evolución de importaciones de lana y pelo fino u ordinario en el Ecuador.....	3
Figura 1.3 Horno de carbonizado actual de la empresa ESPATEX.	4
Figura 1.4 Descripción del proceso.	7
Figura 2.1 Lana con impurezas.	9
Figura 2.2 Diagrama de limpieza de lana.....	12
Figura 2.3 Centrifugadora utilizada en la empresa ESPATEX.....	13
Figura 2.4 Trituradora a la izquierda y a la derecha la cardadora.	14
Figura 3.1 Matriz QFD.	18
Figura 3.2 Comparación del poder relativo de la radiación y la convección en varios rangos de temperatura basados con un factor de emisividad de 0.85.	29
Figura 3.3 Ventiladores centrífugos.....	34
Figura 3.4 Ventiladores axiales.	34
Figura 3.5 Aspas ventilador axial.	34
Figura 3.6 Resistencias térmicas.	38
Figura 3.7 Características técnicas de los aislantes térmicos.	39
Figura 3.8 Distribución de temperatura correspondiente a la conducción de energía en estado permanente a través de una plana compuesta.....	43
Figura 3.9 Temperatura en una pared uniforme.	50
Figura 3.10 Distribución de temperaturas vs tiempo a diferentes espesores.	52
Figura 3.11 Quemador de diésel.	57
Figura 3.12 Distribución de temperaturas en el hogar.	60
Figura 3.13 Intercambiador de calor de flujo paralelo.....	61
Figura 3.14 Diseño del hogar y el intercambiador de calor aprovechando los gases de combustión.....	64
Figura 3.15 Distribución de fuerzas.....	65
Figura 3.16 Fuerzas de la sección.	66
Figura 3.17 Zonas de mayor esfuerzo.	69
Figura 3.18 Diseño preliminar del rodillo para la banda transportadora proporcionado por ESPATEX.....	73
Figura 3.19 Instalación recomendada para bandas de dimensiones medianas de Forbo Movement Systems.....	73
Figura 3.20 Coeficientes de fricción de mesa y rodillo.....	74
Figura 3.21 Factor C3 para cálculo del diámetro mínimo.	75
Figura 3.22 Ángulo de contacto banda transportadora rodillo.	76

Figura 3.23 Diámetro mínimo en función al tipo y al número de telas, para tensiones menores al 50% de la presentación.....	78
Figura 3.24 Longitud y diámetros del rodillo motriz y descargador.	78
Figura 3.25 Fuerzas presentes en la parada de servicio.	80
Figura 3.26 Accionamiento de cola en estado de funcionamiento y las fuerzas actuantes.	81
Figura 3.27 Factor de cálculo C1.	81
Figura 3.28 Fuerzas presentes en el rodillo motriz de la banda transportadora.	84
Figura 3.29 Diagrama de cuerpo libre de la polea rodillo motriz.	85
Figura 3.30 Diagrama de momento flector en el plano yx y del plano zx respectivamente.	87
Figura 3.31 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono.	88
Figura 3.32 Gráfica logarítmica del coeficiente de resistencia a la fatiga vs el número de ciclos.....	89
Figura 3.33 Factores superficiales para diferentes acabados en acero.	90
Figura 3.34 Dimensiones del rodillo motriz para la banda transportadora. .	92
Figura 3.35 Datos técnicos de las chumaceras.	93
Figura 3.36 Geometría para la tolva.....	94
Figura 3.37 Propiedades de masa software Solidworks.....	95
Figura 3.38 Extracción de lana por medio de rodillos con aletas.	95
Figura 3.39 Extracción de lana por medio de rodillos con aletas.	97
Figura 3.40 Guarniciones flexibles.	97
Figura 3.41 Guarniciones semirrígidas.	98
Figura 3.42 Guarniciones rígidas.	98
Figura 3.43 Funcionamiento de rodillos en una cardadora.....	99
Figura 3.44 Esquema del sistema de alimentación.	101
Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre de los rodillos de alimentación y dosificación.	102
Figura 3.46 Diagrama de momento flector en el plano zx y del plano yx respectivamente.	104
Figura 3.47 Longitud y diámetros del rodillo motriz y descargador.	105
Figura 3.48 Datos técnicos de las chumaceras.	105
Figura 3.49 Disposición de rodillos para bandas transportadoras menores a 2 metros.	106
Figura 3.50 Diagrama de momento flector en el plano zx y del plano yx respectivamente.	109
Figura 3.51 Datos técnicos de las chumaceras.	110
Figura 3.52 Zona de mayor esfuerzo en la tolva.....	111
Figura 3.53 Distribución del sistema de reducción.....	115
Figura 3.54 Curvas para la selección de cadenas con respeto a la potencia y la velocidad de giro.	116

Figura 3.55 Características técnicas de cadenas simples.	116
Figura 3.56 Curvas para la selección de cadenas con respeto a la potencia y la velocidad de giro.	118
Figura 3.57 Gráfica frecuencia vs tensión en un motor.	122
Figura 3.58 Gráfica frecuencia vs torque en un motor.	122
Figura 3.59 Gráfica frecuencia vs potencia en un motor.	123
Figura 3.60 Gráfica relación de frecuencia vs reducción de par.	124
Figura 3.61 Factor de multiplicación de la potencia útil en función de la temperatura ambiente en grados centígrados y de la altitud en metros.	125
Figura 3.62 Curvas de reducción para corriente y tensión en función de la altitud.	127
Figura 3.63 Factores de corrección por altitud.	128
Figura 3.64 Variador SINAMICS G110 de 3HP.	129
Figura 3.65 Controladores del horno. a) PLC Siemens LOGO!. b) Controlador Full Gauge MT-622.	131
Figura 3.66 Disyuntor de 2 polos.	133
Figura 3.67 Guardamotor Sirius de Siemens.	134
Figura 3.68 Protección eléctrica para la entrada del PLC LOGO! de Siemens.	135
Figura 3.69 Graficet del funcionamiento de la máquina.	138
Figura 4.1 Esquema del interior del panel de control con los elementos. .	145
Figura 4.2 Distribución de temperaturas en el arranque del horno.	146
Figura 4.3 Punto de equilibrio.	150
Figura 4.4 Lana carbonizada.	151

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.2-1 Toma de valores para cálculo de la densidad de la lana.....	10
Tabla 2.2-2 Propiedades mecánicas.....	11
Tabla 2.2-3 Propiedades térmicas.....	11
Tabla 2.2-4 Condiciones para carbonizado CSIRO	14
Tabla 3.3-1 Requerimientos del cliente.....	17
Tabla 3.3-2 Requerimientos técnicos.....	17
Tabla 3.3-3 Sistemas que componen el horno.....	19
Tabla 3.3-4 Peso específico de los criterios de ponderación.....	21
Tabla 3.3-5 Criterio de ponderación costo del sistema de transporte.	21
Tabla 3.3-6 Criterio de ponderación disponibilidad del sistema de transporte.....	21
Tabla 3.3-7 Criterio de ponderación vida útil del sistema de transporte.....	22
Tabla 3.3-8 Criterio de ponderación efectividad del sistema de transporte.....	22
Tabla 3.3-9 Criterio de ponderación manufactura del sistema de transporte.....	22
Tabla 3.3-10 Selección del sistema de transporte.	23
Tabla 3.3-11 Peso específico de los criterios de ponderación.....	25
Tabla 3.3-12 Criterio de ponderación costo del sistema de calentamiento.....	25
Tabla 3.3-13 Criterio de ponderación efectividad del sistema de calentamiento.	25
Tabla 3.3-14 Criterio de ponderación manufactura del sistema de calentamiento.	25
Tabla 3.3-15 Selección de la alternativa para el calentamiento.	26
Tabla 3.3-16 Requerimientos de dimensiones del horno.....	28
Tabla 3.3-17 Requerimientos del motor de los ventiladores.....	35
Tabla 3.3-18 Material, cargas aplicadas, exactitud en cálculos.....	42
Tabla 3.3-19 Riesgo para personal, impacto económico.....	42
Tabla 3.3-20 Temperatura vs tiempo en todo el espesor de la lana.....	51
Tabla 3.3-21 Costo mensual de las fuentes energéticas.....	56
Tabla 3.3-22 Modelos y potencia de quemadores Riello.....	56
Tabla 3.3-23 Dimensiones de la cámara de combustión de acuerdo a las boquillas.....	58
Tabla 3.3-24 Dimensiones de la cámara de combustión.....	59
Tabla 3.3-25 Propiedades mecánicas acero según ASTM.....	66
Tabla 3.3-26 Dimensiones de perfiles.....	68
Tabla 3.3-27 Esfuerzos máximos en el horno.....	70
Tabla 3.3-28 Ponderación de parámetros para la selección de la banda transportadora.	70
Tabla 3.3-29 Alternativa 1.	71

Tabla 3.3-30 Alternativa 2.	71
Tabla 3.3-31 Alternativa 3.	71
Tabla 3.3-32 Selección de la alternativa para la banda transportadora	71
Tabla 3.3-33 Masa de los diferentes componentes del sistema de transporte.....	74
Tabla 3.3-34 Masa de los diferentes componentes del sistema de transporte.....	92
Tabla 3.3-35 Características de los rodillos para transportar lana.	99
Tabla 3.3-36 Esfuerzos máximos en la estructura de la tolva	111
Tabla 3.3-37 Velocidades angulares de los componentes de la máquina.	112
Tabla 3.3-38 Datos técnicos del motor del sistema de transporte y alimentación.....	126
Tabla 3.3-39 Características eléctricas de los componentes del horno. ...	126
Tabla 3.3-40 Corriente variadores Siemens SIMANICS G110.	128
Tabla 3.3-41 Corriente variadores Siemens SINAMICS G110 a diferentes alturas.	129
Tabla 3.3-42 Señales de entrada y salida para los controladores.....	130
Tabla 4.4-1 Código de componentes	139
Tabla 4.4-2 Parámetros de evaluación para el sistema mecánico.	147
Tabla 4.4-3 Resultados de la evaluación del sistema mecánico.	148
Tabla 4.4-4 Parámetros para evaluar el sistema de control y conexiones eléctricas.....	148
Tabla 4.4-5 Resultados de sistema de control y conexiones eléctricas	148
Tabla 4.4-6 Parámetros para el control de calidad de la lana.....	149
Tabla 4.4-7 Tiempo y temperatura para el carbonizado.	149
Tabla 4.4-8 Resultados control de calidad de la lana.	150
Tabla 4.4-9 Costos directos de materiales.....	152
Tabla 4.4-10 Costos indirectos de materiales	153
Tabla 4.4-11 Costos directos de mano de obra.	154
Tabla 4.4-12 Costos indirectos de servicios básicos	154
Tabla 4.4-13 Costo total de la inversión.....	154
Tabla 4.4-14 Costos de operación actual.....	155
Tabla 4.4-15 Costos de operación del proyecto.....	155
Tabla 4.4-16 Flujo neto.....	156
Tabla 4.4-17 Cálculo TIR, VAN y B/C.	156
Tabla 4.4-18 Resultados del análisis financiero.....	156

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1 Ventilares Industriales	166
Anexo 2 Características técnicas quemador a diésel	167
Anexo 3 Características de materiales.....	168
Anexo 4 Características de cadenas y piñones	173
Anexo 5 Característica del motor eléctrico.....	176
Anexo 6 Características variador de frecuencia.....	177
Anexo 7 Características de los elementos de control	178
Anexo 8 Programación del PLC	180
Anexo 9 Manual de uso y mantenimiento	181
Anexo 10 Planos mecánicos	205
Anexo 11 Planos eléctricos	310
Anexo 12 Montaje y construcción.....	316

RESUMEN

En el presente proyecto se desarrolló un horno con ingreso automático de lana, que permite obtener las propiedades requeridas de la lana en el proceso de carbonizado.

Para iniciar el diseño se plantea una matriz QFD, la cual identifica las necesidades del cliente y las transforma en requerimientos técnicos para el diseño del sistema. Los resultados obtenidos en dicha matriz indican que los sistemas de transporte, almacenamiento y alimentación, y calentamiento son los más importantes en la máquina. Por lo cual, en estos sistemas se comienza desarrollando el diseño estructural, térmico y de movimiento para obtener un espesor adecuado de la lana que ingresará al horno, obteniendo como resultado un carbonizado homogéneo.

El horno es controlado mediante un PLC que regula la temperatura, el tiempo de permanencia en el interior del horno y la velocidad de alimentación de acuerdo a las propiedades de la lana con las que trabaja la empresa ESPATEX.

Al realizar las pruebas de funcionamiento, se pudo evidenciar que la alimentación de lana constituye la parte más compleja debido a que esta no era homogénea desde el almacenamiento hasta el ingreso de la misma al horno. Actualmente con las características de la lana que la empresa ESPATEX trabaja se logra conseguir 45 kg/día.

Con la implantación de la máquina se reduce la utilización de mano de obra en un 60% durante el proceso de carbonizado, se aumenta en un 9% el carbonizado de los restos vegetales en la lana y se evita la quemadura de la lana por temperaturas muy altas. Adicionalmente, se logra un aumento en la producción de un 32%.

PALABRAS CLAVE: CARBONIZADO DE LANA, CONVECCIÓN FORZADA, HORNO DE CARBONIZADO, ALIMENTACIÓN DE LANA, DOSIFICACIÓN DE LANA.

ABSTRACT

This project develops a furnace with automatic entry of wool, which allows to obtain the required properties of wool in the process of carbonizing.

To start the design a QFD matrix is proposed, which identifies customer needs and transforms them into technical requirements for system design. The results obtained in this matrix indicate that transport, storage and feeding, and heating systems are the most important in the machine. For this reason, in these systems we begin by developing the structural, thermal and motion design for proper thicknesses of the wool that enter in the furnace, resulting in a homogeneous carbonize.

The oven is controlled by a PLC which controls the temperature, the residence time in the furnace and the feed rate according to the properties of the wool with the company ESPATEX works.

When the test runs, it was evident that the supply of wool is the most complex part because this was not homogeneous from the storage to the entry of the oven. Currently with the characteristics of the wool that the company ESPATEX is working, it achieves 45 kg / day.

The implementation of the machine reduces the use of labor during the carbonizing process by 60%, it increases by 9 % the carbonized plant

remains in wool , and wool burn is prevented by high temperatures.
Additionally, an increase in the production by 32% is achieved.

**KEYWORDS: CARBONIZED WOOL FORCED CONVECTION,
CARBONIZED OVEN, WOOL FEEDER, WOOL DOSING.**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO CONVECTIVO AUTOMÁTICO DE ALIMENTACIÓN CONTINUA PARA EL PROCESO DE CARBONIZADO DE 60 KG/DÍA DE LANA PARA LA EMPRESA ESPATEX.

En los últimos años el sector textil en el Ecuador ha presentado un crecimiento importante. Para ofrecer productos de mejor calidad, se plantea la incorporación de un nuevo horno para el proceso de carbonizado, con el propósito de eliminar la mayor parte de los restos vegetales de lana en la empresa ESPATEX.

Los diferentes métodos de limpieza como el lavado, la apertura de fibras, y otros procesos mecánicos no son muy eficaces para remover totalmente los restos pequeños de material vegetal. Por otra parte los tratamientos químicos permiten deshidratarlas y remover los restos vegetales en la lana en su totalidad, dentro de estos se encuentra el carbonizado.

El proceso de carbonizado varía de acuerdo a las características de la lana, existen recomendaciones según el autor Route, H en su libro *Encyclopedia of Textile Finishing*, donde indica que la lana debe someterse a una temperatura entre 105 y 115°C, alrededor de 10 a 15 minutos, dependiendo del ácido con la que la lana se haya impregnado. Sin embargo el espesor con el que la lana ingresa al horno también juega un papel importante en el tiempo que debe permanecer en el interior del horno.

El objetivo principal es el diseño y la construcción de un horno con alimentación continua para realizar el horneado del proceso de carbonizado de lana. El proyecto debe garantizar la temperatura del horno y el tiempo de permanencia de la lana en el interior del mismo, dependiendo del espesor de la lana que se encuentre en el interior del horno. De esta manera se logra un proceso de carbonizado adecuado.

Se analizan las propiedades térmicas, mecánicas, químicas y físicas de la lana con ello se podrá empezar en el diseño de la máquina a construir, teniendo en cuenta los requerimientos de la empresa ESPATEX, que auspicia este proyecto.

Los sistemas y subsistemas fueron seleccionados mediante los requerimientos de capacidad, utilidad, seguridad y económico. De acuerdo a éstos se dimensionan y se selecciona cada elemento tomando en cuenta la disponibilidad en el mercado local.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

El ganado lanar, durante el pastoreo, recoge una gran cantidad de materia vegetal que queda adherida a la lana, tales impurezas son causas de graves complicaciones en su procesamiento si no se eliminan convenientemente.

La materia vegetal se encuentra constituida por cadillo, abrojos, semillas, pajas, hojas, ramas etc. Cuando se trata de cadillo grande, puede ser fácilmente separado en la clasificación, cortándolos de la lana o con diferentes procesos de limpieza mecánicos. Sin embargo cuando se trata de cadillo pequeño la eliminación se debe realizar por medio del proceso de carbonizado, además el proceso de carbonizado se utiliza en productos de alta calidad en los cuales no es aceptable la presencia de una sola partícula vegetal.

1.1 ANTECEDENTES

En los últimos años el sector textil del Ecuador está experimentando una transformación hacia una mayor industrialización y una reducción de costos. La diversificación en el sector ha permitido que exista una variedad de productos en el mercado. Existen dos zonas donde la especialización de la producción ha sido más marcada, Pelileo y Atuntaqui. El primero de estos se ha especializado en ropa con tela jean y el segundo con telas de algodón y lana teniendo este último un mercado mucho más amplio.

La baja calidad del producto proveniente de la oveja de raza criolla, que constituye el 90% del inventario ovino nacional y la falta de capacitación en cuanto a la esquila y la clasificación a cargo de los campesinos del país, hace que la importación de esta materia prima se lo realice para uso de las empresas textiles del país.

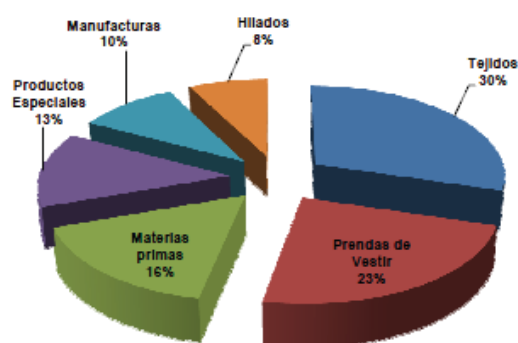


Figura 1.1 Importaciones de bienes textiles por tipo de producto de valores FOB.
(NOSIS, 2012)

En el año 2012, como se observa en la figura 1.2 la disminución de las importaciones no se debe a un aumento en la producción de lana en el Ecuador, se debe a que se ha restringido las importaciones a través de la aplicación de una salvaguardia de balanza de pagos, así como de un salvaguardia cambiaria contra Colombia.

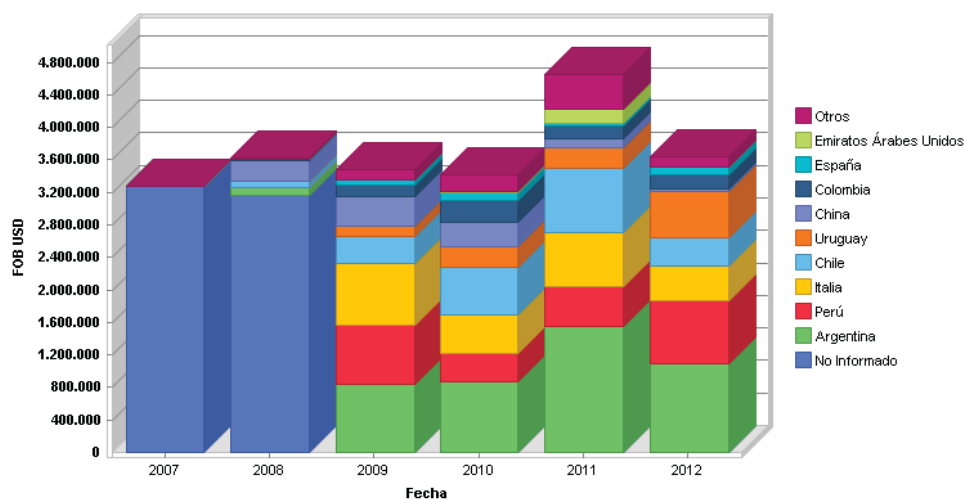


Figura 1.2 Evolución de importaciones de lana y pelo fino u ordinario en el Ecuador.
(NOSIS, 2012)

Según el Censo Nacional Agropecuario del 2012, el Ecuador presenta una producción de 231000 kg de lana anual (MAGAP, 2013). El kg de lana de oveja ecuatoriana es vendido a 4.40 USD. Mientras que el costo del kilogramo de lana importado desde Perú es de 4.87 USD (ICEX). Sin embargo la lana producida en el Ecuador presenta una gran cantidad de materia vegetal, dificultando el proceso de limpieza en las industrias textiles, una limpieza no adecuada de la lana ocasiona grandes pérdidas debidas a las roturas en las continuas de hilar, defectos en artículos de colores claros, daños en maquinarias textiles modernas y rechazos por calidad deficiente en los productos finales, por lo que las empresas textiles ecuatorianas que adquieran la lana producida en el país requieren utilizar dentro de sus procesos de limpieza el carbonizado o a su vez comprar lana importada limpia (Codina, 1973).

1.2 JUSTIFICACIÓN

En los últimos años los avances realizados en la maquinaria textil han obligado a trabajar con materias libres de impurezas, lo que ha ocasionado que las empresas textiles ecuatorianas mejoren la calidad en sus procesos de limpieza, o adquieran lanas de mayor calidad. Debido a la gran cantidad de materias vegetales encontradas en la lana, que utiliza la empresa ESPATEX, ha implementado el proceso de carbonizado.

El horneado del proceso de carbonizado se lo realizaba por el horno mostrado en la figura 1.3, el cual presenta las siguientes desventajas.



Figura 1.3 Horno de carbonizado actual de la empresa ESPATEX.

- La lana en el interior del horno no presenta una temperatura homogénea, la temperatura en la parte exterior de la lana, es demasiada alta ocasionando que la lana se queme, y en la parte interior es menor que la requerida por lo que la lana en el interior no se carboniza adecuadamente.

- La alimentación y la recolección de lana del horno aumenta en 10 minutos el proceso de carbonizado por cada 5 libras de lana.
- Existen grandes pérdidas de calor, y un desperdicio de energía ocasionando pérdidas a la empresa.
- Se requiere un operario a tiempo completo para la alimentación y recolección de la lana.

El creciente interés de la empresa ESPATEX, para ofrecer productos de mejor calidad, en el mercado ecuatoriano trae consigo la incorporación de un nuevo horno para el proceso de carbonizado. Con la implementación de dicho horno se logrará realizar un adecuado proceso de carbonizado, de esta manera todos los restos vegetales encontrados en la lana se carbonizarán, logrando eliminarlos en la abridora de fardos, y en la cardadora, además el personal a cargo de este proceso podrá ser ocupado en otras áreas de la planta.

1.3 ALCANCE DEL PROYECTO

El objetivo principal de este proyecto es diseñar y construir un horno automático con alimentación continua para el proceso de carbonizado. Para esto se toma en cuenta los requerimientos de la empresa auspiciante como son la geometría del horno y la eliminación de los restos vegetales de la lana. La finalidad del proyecto es de incrementar en un 30% el volumen de limpieza de lana, y de esta manera evitar así defectos en artículos de colores claros y rechazos por calidad deficiente en los productos finales.

Se analizará la temperatura y el tiempo que debe permanecer la lana en el interior del horno dependiendo a las características de la lana (espesor y cantidad de materia vegetal) utilizada en la empresa ESPATEX.

Se realizará un manual de usuario del proyecto que detalla el correcto uso, así como el mantenimiento que se deba realizar. Se incluirán planos eléctricos, mecánicos.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Implementar un horno automático, con alimentación continua para el proceso de carbonizado de 60 kg/día de lana, mejorando la calidad e incrementando el volumen de producción de la empresa ESPATEX.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Plantear un sistema de alimentación continua con capacidad de 60 kg/día de lana.
- Diseñar un sistema de calentamiento para un rango de temperatura entre 100 y 120 grados centígrados.
- Diseñar un sistema de transporte de lana con velocidad variable.
- Determinar los parámetros de calibración para obtener un producto homogéneamente carbonizado sin maltrato de las fibras.

1.5 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Para cumplir los requerimientos de la empresa ESPATEX, y lograr un proceso de carbonizado automático, se implementarán tres etapas, mostradas en la figura 1.4.

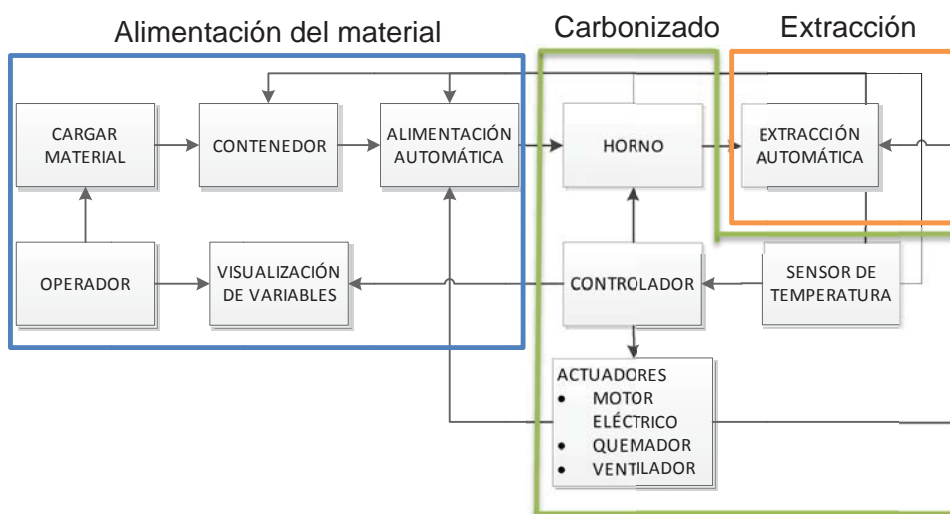


Figura 1.4 Descripción del proceso.

- **Alimentación del material**

El material ingresará a un contenedor de almacenamiento de forma manual realizado por un operador. Una vez cargado el material se encenderá la máquina y la lana será alimentada automáticamente hacia el interior del horno.

- **Carbonizado**

El horno deberá mantener una temperatura entre 100 y 115°C aproximadamente por 15 minutos (Route, 2002). El tiempo dependerá del espesor y las características de la lana que ingrese al horno.

- **Extracción**

Culminada la etapa de carbonizado, la lana será extraída del interior del horno a un depósito. Será almacenada para ser trasladada manualmente hacia el siguiente proceso.

Todos los sistemas y variables entrarán al controlador el cual accionará, de manera adecuada los actuadores ubicados en el horno, con el fin de cumplir los requerimientos de la empresa ESPATEX y de obtener productos de mejor calidad.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 LANA OVINA

La lana es una fibra proteínica natural, utilizada en la fabricación de mantas, alfombras, tapicerías y confecciones de ropa. Alrededor del 40% de su producción mundial se obtiene de ovejas merinas, un 43% de variedades cruzadas y el 17% restante proceden de variedades especiales de oveja y otros animales tales como el camello, la alpaca, las cabras de Angora, Cachemira y Mohair, la llama, la vicuña, el yak y el guanaco (Parra, 2012).



Figura 2.1 Lana con impurezas.
(Perulactea, 2013)

El ovino Criollo de Sudamérica procede de los Merinos importados de España entre 1548 y 1812. Estas ovejas representan un alto porcentaje (20–90 por ciento) de las ovejas en Guatemala, México, Nicaragua, Bolivia,

Colombia, Ecuador y Perú. El vellón es largo y muchas veces de varios colores. La lana es gruesa y la producción del vellón no excede de 4 kg/año. Los mayores méritos del Criollo son su robustez, su adaptación al accidentado terreno montañoso y su longevidad (Mason, 1981).

2.1.1 PROPIEDADES MECÁNICAS, QUÍMICAS Y TÉRMICAS DE LA LANA

2.1.1.1 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA LANA

Para el desarrollo del proyecto es de gran importancia conocer la densidad de la lana, sin embargo esta propiedad puede variar dependiendo de cuán compactada esté la lana. Se realizaron pruebas para encontrar la densidad de la lana que utiliza la empresa ESPATEX en su proceso de carbonizado.

Tabla 2.2-1 Toma de valores para cálculo de la densidad de la lana.

No	Área [m ²]	Altura [m]	Volumen[m ³]	Masa [Kg]	Densidad [Kg/m ³]
1	1	0.05	0.05	0.36	7.20
2	1	0.07	0.07	0.49	7.00
3	1	0.1	0.1	0.68	6.80
4	1	0.15	0.15	1.095	7.30
5	1	0.2	0.2	1.48	7.40
6	1	0.25	0.25	1.725	6.90
7	1	0.3	0.3	2.16	7.20
8	1	0.35	0.35	2.625	7.50
9	1	0.4	0.4	2.8	7.00
Densidad Promedio					7.14

2.1.1.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA LANA

Las fibras de lana están sometidas a varios esfuerzos de tensión, éstas deben poseer extensibilidad suficiente para conservarse íntegras. Las propiedades mecánicas que se deben tener en cuenta son las siguientes.

Tabla 2.2-2 Propiedades mecánicas.

Módulo de compresión	11.2 KPa
Módulo de tensión	50 KPa

Nota: Propiedades a 65% de humedad relativa y 22 °C.
(Mussing, 2010)

2.1.1.3 PROPIEDADES TÉRMICAS DE LA LANA

Es fundamental el conocimiento de las propiedades térmicas de la lana para calcular la potencia térmica necesaria, el espesor adecuado y desarrollar gráficas de calentamiento de la lana.

Tabla 2.2-3 Propiedades térmicas.

Conductividad térmica [W/(m*°C)]	0.046
Transferencia térmica [W/(m²*°C)]	0.55
Capacidad de calor específico [J/(kg*K)]	1410
Coefficiente de difusión térmica [m²/s]	0.21x10 ⁶
Temperatura de descomposición [°C]	250

(Route, 2002) (Di Capriccio, 2005) (Wikipedia, Aislante Térmico, 2013)
(Grote & Antonsson, 2009) (Mussing, 2010)

2.2 LIMPIEZA DE LANA MEDIANTE EL CARBONIZADO

Carbonizado es el proceso químico que se utiliza para eliminar la materia vegetal de la lana. La materia vegetal, puede ser semillas, cadillo, abrojos, hierba, y está principalmente compuesta por celulosa, hemicelulosa y lignina, mientras que la lana es principalmente proteína. El proceso de carbonización hace uso de la diferencia en la estabilidad de las

proteínas y la celulosa bajo los efectos de los ácidos minerales. La celulosa cuya fórmula química es $C_6H_{10}O_5$, donde se puede observar que el hidrógeno y el oxígeno están presentes en la misma proporción que están en el agua. Por lo tanto, al considerar el principio subyacente de la carbonización, se puede suponer que toda la materia vegetal consiste de carbono y agua en ciertas proporciones. Si se separan estas dos sustancias, pueden evaporarse dejando el carbono en una forma frágil, el proceso de carbonizado consta de los siguientes pasos, indicados en la figura 2.2.

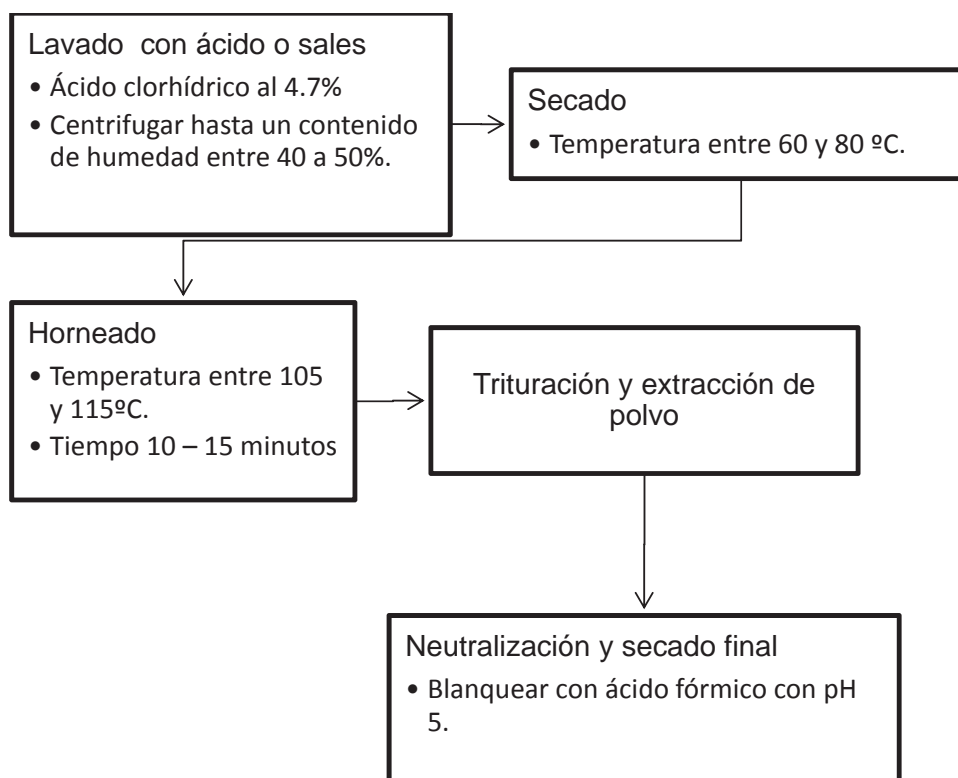


Figura 2.2 Diagrama de limpieza de lana.

1. *Lavado.* Se impregna la lana con ácidos minerales fuertes o sales que produzcan dichos ácidos, generalmente se emplea ácido sulfúrico al

7%, menos común es el ácido clorhídrico al 4.7%, o un solución de cloruro de aluminio o de magnesio entre el 7 y 11 % aproximadamente. Una vez que se haya impregnado la lana en el ácido o las sales, se debe centrifugar a una velocidad constante, hasta alcanzar un contenido de humedad entre el 40 a 50% aproximadamente.



Figura 2.3 Centrifugadora utilizada en la empresa ESPATEX.

2. *Secado.* Posteriormente se somete a la lana a una temperatura comprendida entre los 60 y 80° C, una temperatura menor de secado resulta en menores daños químicos en la fibra de la lana (AWI, 2013). Se debe de tratar que la lana termine completamente seca antes de entrar al horneado, reduciendo de esta manera las pérdidas de resistencia en la misma (Scribd, Carbonizado de lana, 2013).

3. *Horneado.* Se introduce a la lana a una temperatura entre 105 y 115°C, entre 10 – 15 minutos. CSIRO (Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation), (Route, 2002), define algunas condiciones de tiempo de horneado, temperatura de horneado

dependiendo el tipo de ácido a utilizar como se observa en la tabla 2.2-4, los tiempos y la temperaturas pueden variar de acuerdo a la apertura de las fibras, el espesor, y el flujo de aire. (Simpson, 2002). La variación de temperatura en el horneado afecta a la afinidad de los colorantes en la tintura. La lana carbonizada tiene menos absorción de los colorantes aniónicos y por tanto las tinturas son menos intensas que si fueran efectuadas en idénticas condiciones sobre lana sin carbonizar (Scribd, Carbonizado de lana, 2013).

Tabla 2.2-4 Condiciones para carbonizado CSIRO

Agente	Temperatura (°C)	Tiempo (min)
Ácido Sulfúrico	105	10
Cloruro de aluminio	115	15

4. *Trituración y extracción de polvo.* El residuo carbonizado, se retira en forma de polvo, cuando se golpea a la lana una vez que pasa por una abridora de fardos, y la cardadora. En ciertas industrias utilizan aire y aspiradoras para desprender todo rastro de polvo encontrado en la lana.



Figura 2.4 Trituradora a la izquierda y a la derecha la cardadora.

5. *Neutralización y secado final.* Se impregna la lana en carbonato de sodio el cual es un agente neutralizador para desaparecer los restos de ácido de los procesos anteriores, a continuación se blanquea la lana con ácido fórmico con un ph 5. Finalmente se realiza el secado final de la lana con las mismas condiciones del paso 2 (AWI, 2013).

CAPÍTULO III

3 DISEÑO DE LOS SISTEMAS

3.1 ANÁLISIS DE REQUERIMIENTOS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para seleccionar las alternativas más adecuadas de los diferentes componentes del diseño, se ha implementado la matriz Q.F.D. Con la que se consigue vincular los requerimientos del cliente con los requerimientos técnicos.

Los resultados de la matriz Q.F.D. indican los principales subsistemas del diseño. Los subsistemas secundarios dependerán de la selección de los subsistemas principales, los mismos que se seleccionarán en el transcurso de este capítulo.

3.1.1 ANÁLISIS DE REQUERIMIENTOS

3.1.1.1 DESARROLLO DE LA MATRIZ QFD

El despliegue de la función de la calidad (QFD), es un método estructurado para traducir los requisitos del cliente en requisitos técnicos apropiados para cada etapa del desarrollo de producto. Alcanzando los objetivos de diseño y puntos importantes de la garantía de calidad que se utilizarán a través de la etapa de la producción (ASQ, 2013).

3.1.1.2 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE

A fin de conocer las necesidades del cliente con respecto al diseño y la construcción del proyecto, se realizó una entrevista al gerente de la empresa ESPATEX. Estos requerimientos se encuentran listados en la tabla 3.3-1.

Tabla 3.3-1 Requerimientos del cliente.

No	Requerimientos del cliente ESPATEX
1	Sistema que realice el carbonizado de 60 kg/día de lana
2	Mínimo uso de operarios para la realización del proceso
3	Menor tiempo de duración en la realización del proceso
4	Seguridad para el operario en la utilización del sistema
5	Sistema Robusto
6	Fácil de manejar
7	Fácil de realizar su mantenimiento
8	Sistema eficiente y eficaz.
9	Sistema Económico

3.1.1.3 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS

Una vez analizados los requerimientos del cliente y en base a los mismos se obtuvieron los requerimientos técnicos, los cuales se presentan a continuación en la tabla 3.3-2.

Tabla 3.3-2 Requerimientos técnicos.

VARIABLES DEL SISTEMA		EVALUACIÓN DE LAS VARIABLES DEL SISTEMA: ¿Con qué se evalúa, o cuantifica?
Sistema Mecánico	1 Robustez de la estructura mecánica.	Análisis mecánico.
	2 Sistema de Transporte	Análisis mecánico, velocidades, espacio.
	3 Sistema de Calentamiento	Análisis térmico
	4 Sistema de Almacenamiento y Alimentación	Análisis mecánico, capacidad, tamaño.
Sistema de Control	5 Control de variables para los diferentes subsistemas.	Características de control de los diferentes subsistemas.

CONTINUA ⇨

Medición de variables	6	Sensor para medición de temperatura y presencia	Características físicas, Características Eléctricas
	7	Unidad de control	Lectura de entradas y activación de salidas
Otros	8	Precio.	Requerimientos del sistema.
	9	Manufactura y fácil reemplazo	Instrucción del Personal, disponibilidad mercado.

Se relacionan los requerimientos del cliente y técnicos del sistema en el despliegue de la función de calidad, con el fin de encontrar los principales subsistemas del horno para el proceso de carbonizado de la empresa ESPATEX.

Row #	Max Relationship Value in Row	Relative Weight	Weight / Importance	Danded Quality (a.k.a. "Customer Requirements" or "Whats")	Column #																
					1	2	3	4	5	6	7	8	9								
					Direction of Improvement: Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (x)																
					Quality Characteristics (a.k.a. "Functional Requirements" or "Hows")																
1	9	14.9	10.0	Sistema que realice el carbonizado de 60Kg/día de lana		⊖	▲														
2	9	13.4	9.0	Mínimo uso de operarios para la realización del proceso		⊖	⊖	⊖	⊖	⊖											
3	9	10.4	7.0	Menor tiempo de duración en la realización del proceso		⊖	⊖	▲		▲										⊖	
4	9	10.4	7.0	Seguridad para el operario en la utilización del sistema	⊖		⊖	⊖	⊖	⊖											
5	9	9.0	6.0	Sistema Robusto	⊖			⊖	⊖	⊖									⊖		
6	9	7.5	5.0	Fácil de manejar		⊖	⊖	▲		⊖										▲	
7	9	10.4	7.0	Fácil de realizar su mantenimiento											⊖		⊖			▲	
8	9	9.0	6.0	Sistema eficiente y eficaz.		⊖	⊖	▲	⊖	⊖										⊖	
9	9	14.9	10.0	Sistema Económico			▲								⊖		⊖			⊖	
Max Relationship Value in Column					9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	
Weight / Importance					174.6	497.0	361.2	241.8	241.8	319.4	228.4	309.0	341.8								
Relative Weight					6.4	18.3	13.3	8.9	8.9	11.8	8.4	11.4	12.6								

Figura 3.1 Matriz QFD.

La matriz Q.F.D muestra la ponderación y el orden de diseño de los diferentes requerimientos técnicos del sistema, teniendo en cuenta que el

primer requerimiento es la base con el cual se van a diseñar los demás requerimientos planteados.

Tabla 3.3-3 Sistemas que componen el horno.

No	VARIABLES TÉCNICAS DEL SISTEMA	QFD
1	Sistema de Transporte	18.3
2	Sistema de Almacenamiento y Alimentación	13.3
3	Sistema de Calentamiento	12.6
4	Unidad de control	11.8
5	Manufactura y fácil reemplazo	11.4
6	Sensor para medición de temperatura y presencia	8.9
7	Control de variables para los diferentes subsistemas.	8.9
8	Precio.	8.4
9	Robustez de la estructura mecánica.	6.4

3.1.2 SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

3.1.2.1 SISTEMA DE TRANSPORTE EN EL INTERIOR DEL HORNO

Existen diferentes alternativas para realizar el transporte en el interior de un horno continuo sin embargo no todas pueden ser aplicadas para transportar la lana, debido a su densidad, a su propiedad de estiramiento, y sobre todo lo fácil que la lana tiende a enredarse. Las alternativas aptas para el transporte de la lana son las siguientes.

- Banda transportadora.
- Túnel de aire.
- Cilindro giratorio.

3.1.2.1.1 CRITERIOS DE PONDERACIÓN PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE.

- *Costo:* Criterio que está presente en la selección de alternativas en todo proyecto, en este caso el sistema de transporte de la lana no debe encarecer de manera desmesurada el proyecto final.
- *Disponibilidad:* Los componentes y elementos del sistema seleccionado deben encontrarse de preferencia en el mercado nacional, a fin de evitar tiempos de espera para su importación y tener repuestos accesible de los componentes del sistema.
- *Vida útil:* La alternativa seleccionada debe en lo posible presentar una vida infinita, sin la necesidad de realizar mantenimientos en lapsos cortos de tiempo. Por lo cual la alternativa seleccionada debe de tener una alta resistencia.
- *Efectividad:* Característica del sistema que conlleva a que el mismo cumpla con las exigencias de temperatura y control en el tiempo en el interior del horno para evitar daños en las propiedades de la lana.
- *Manufactura:* El sistema debe ser de fácil construcción de preferencia que no se necesite mano de obra ni maquinaria especializada.

3.1.2.1.2 EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS DE PONDERACIÓN

Analizando los requerimientos del cliente, se encuentra el peso específico de los criterios de ponderación con el fin de conocer cuál de ellos presenta mayor importancia.

Tabla 3.3-4 Peso específico de los criterios de ponderación.

Efectividad=Costo>Disp. en el mercado nacional>Vida Útil> Manufactura							
Criterio	Costo	Disp.	Vida Útil	Efectividad	Manufactura	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		1	1	0.5	0.5	4	0.27
Disp.	0		1	0	1	3	0.20
Vida Útil	0	0		0.5	1	2.5	0.17
Efectividad	0.5	1	0.5		1	4	0.27
Manufactura	0.5	0	0	0		1.5	0.10
Suma:						15	1.00

Para poder seleccionar la alternativa más adecuada se ha evaluado a cada una de ellas con los criterios de ponderación, dicha evaluación se indica a continuación.

Tabla 3.3-5 Criterio de ponderación costo del sistema de transporte.

Banda transportadora>Cilindro Giratorio>Túnel de Aire					
Costo	Banda Transp.	Túnel de Aire	Cilindro Giratorio	$\Sigma+1$	Ponderación
Banda Transp.		1	1	3	0.50
Túnel de Aire	0		0	1	0.17
Cilindro Giratorio	0	1		2	0.33
Suma:				6	1

Tabla 3.3-6 Criterio de ponderación disponibilidad del sistema de transporte.

Banda transportadora>Túnel de Aire>Cilindro Giratorio					
Disponibilidad	Banda Transp.	Túnel de Aire	Cilindro Giratorio	$\Sigma+1$	Ponderación
Banda Transp.		1	1	3	0.50
Túnel de Aire	0		1	2	0.33
Cilindro Giratorio	0	0		1	0.17
Suma:				6	1

Tabla 3.3-7 Criterio de ponderación vida útil del sistema de transporte.

Túnel de Aire=Cilindro Giratorio>Banda transportadora

Vida Útil	Banda Transp.	Túnel de Aire	Cilindro Giratorio	$\Sigma + 1$	Ponderación
Banda Transp.		0	0	1	0.17
Túnel de Aire	1		0.5	2.5	0.42
Cilindro Giratorio	1	0.5		2.5	0.42
Suma:				6	1

Tabla 3.3-8 Criterio de ponderación efectividad del sistema de transporte.

Banda transportadora>Túnel de Aire=Cilindro Giratorio

Efectividad	Banda Transp.	Túnel de Aire	Cilindro Giratorio	$\Sigma + 1$	Ponderación
Banda Transp.		1	1	3	0.50
Túnel de Aire	0		0.5	1.5	0.25
Cilindro Giratorio	0	0.5		1.5	0.25
Suma:				6	1

Tabla 3.3-9 Criterio de ponderación manufactura del sistema de transporte.

Banda transportadora>Túnel de Aire=Cilindro Giratorio

Manufactura	Banda Transp.	Túnel de Aire	Cilindro Giratorio	$\Sigma + 1$	Ponderación
Banda Transp.		1	1	3	0.50
Túnel de Aire	0		1	2	0.33
Cilindro Giratorio	0	0		1	0.17
Suma:				6	1

Una vez evaluado cada uno de los criterios para las diferentes posibles alternativas se multiplica el peso específico por el valor obtenido en los criterios de ponderación de cada una de las alternativas, con el fin de llegar a obtener la alternativa más adecuada para el sistema de transporte.

Tabla 3.3-10 Selección del sistema de transporte.

criterio	Costo	Disp.	Vida Útil	Efectividad	Manufactura	Σ	Prioridad
Banda Transp.	0.13	0.10	0.03	0.13	0.05	0.44	1
Túnel de Aire	0.04	0.07	0.07	0.07	0.03	0.28	2
Cilindro Giratorio	0.09	0.03	0.07	0.07	0.02	0.28	2
Suma:						1.00	

3.1.2.2 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y ALIMENTACIÓN

Los sistemas de almacenamiento se basan en el comportamiento de los materiales dentro de los contenedores, por lo general la lana tiende abultarse en el interior de los sistemas de almacenamiento presentando un flujo demasiado irregular. Una mala selección en la geometría del sistema de almacenamiento puede ocasionar un estancamiento de la lana en el interior. Para evitar este problema se ha tomado en cuenta que el sistema de almacenamiento no presente la misma geometría evitando así que lana se abulte y se quede estancada en su interior, además el sistema debe presentar ángulos de inclinación entre 45 y 60 grados garantizando de esta manera que la lana fluya sin ningún problema y que no existan abultamientos dentro de la tolva. (Roberts, 2013), (Brown, 1988).

Las alternativas encontradas para poder almacenar la lana son el silo y la tolva, sin embargo debido a las recomendaciones mencionadas anteriormente se ha seleccionado a la tolva para evitar así los problemas de abultamiento y estancamiento de la lana en el interior del sistema de almacenamiento.

La tolva seleccionada es una prismática rectangular que presente un cambio de geometría en su interior, y con ángulos de inclinación mayores de 60 grados.

3.1.2.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Para poder calentar un horno se puede realizar con caldeo directo e indirecto, dado que la lana se puede quemar si el horno se calienta de manera directa se realiza un calentamiento indirecto (Scribd, Clases de hornos para cerámicos, 2013).

En los hornos de caldeo indirecto deben aislarse la fuente de calor para que no tenga ningún tipo de incidencia con el material a calentarse (Lana), perjudicando de esta forma al producto final.

Se puede realizar un caldeo indirecto de dos formas calentando el aire externo e introduciéndolo al interior del horno (C.A.E) o calentar el aire interno del horno (C.A.I), con el fin de mantener de manera homogénea la atmosfera en el interior del horno.

3.1.2.3.1 CRITERIOS DE PONDERACIÓN PARA LA SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Los criterios que se toman en cuenta para la selección de la alternativa serán los siguientes:

- *Costo.*
- *Efectividad.*
- *Manufactura.*

3.1.2.3.2 EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS DE PONDERACIÓN

Tabla 3.3-11 Peso específico de los criterios de ponderación.

Efectividad=Costo> Manufactura					
criterio	Costo	Efectividad	Manufactura	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0.75	1	2.75	0.46
Efectividad	0.25		1	2.25	0.38
Manufactura	0	0		1	0.17
Suma:				6	1.00

Tabla 3.3-12 Criterio de ponderación costo del sistema de calentamiento.

Calentamiento aire interno>Calentamiento aire externo				
Costo	C.A.E	C.A.I	$\Sigma+1$	Ponderación
C.A.E		0	1	0.33
C.A.I	1		2	0.67
Suma:			3	1.00

Tabla 3.3-13 Criterio de ponderación efectividad del sistema de calentamiento.

Calentamiento aire externo>Calentamiento aire interno				
Efectividad	C.A.E	C.A.I	$\Sigma+1$	Ponderación
C.A.E		1	2	0.67
C.A.I	0		1	0.33
Suma:			3	1.00

Tabla 3.3-14 Criterio de ponderación manufactura del sistema de calentamiento.

Calentamiento aire interno>Calentamiento aire externo				
Manufactura	C.A.E	C.A.I	$\Sigma+1$	Ponderación
C.A.E		0	1	0.33
C.A.I	1		2	0.67
Suma:			3	1.00

Tabla 3.3-15 Selección de la alternativa para el calentamiento.

Calentamiento aire interno > Calentamiento aire externo					
Criterio	Costo	Efectividad	Manufactura	Σ	Prioridad
C.A.E.	0.15	0.25	0.06	0.46	2.00
C.A.I.	0.31	0.13	0.11	0.54	1.00
Suma:				1	

3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS

3.2.1 DISEÑO DEL HORNO

Se obtendrán las dimensiones mínimas del horno para poder hornear 60Kg/día con estas medidas se podrá realizar un estudio termodinámico con el fin de predecir la cantidad de energía térmica requerida para poder calentar la lana desde la temperatura ambiente hasta el rango entre 100°C a 115°C.

Una vez conocida la cantidad de energía térmica, se realizará un estudio transitorio para conocer el tiempo en que se demora en calentarse todo la lana desde la temperatura ambiente, hasta la temperatura requerida, llegando a garantizar que la lana permanezca en el horno el tiempo necesario, para lograr un buen carbonizado y evitar que la lana se llegue a maltratar (Holman, 1999).

3.2.1.1 DIMENSIONAMIENTO DEL HORNO

En el horneado del proceso de carbonizado de lana, se requiere que se encuentre a una temperatura entre 100°C a 115°C durante 10 a 15 minutos,

se requiere obtener las dimensiones mínimas del horno, para poder realizar el horneado de 60 kg/día de lana.

La lana utilizada en la empresa ESPATEX, tiene una densidad de $7.143\text{kg}/\text{m}^3$, además utilizando el horno actual de la empresa se puede observar que para un espesor menor o igual a 10 cm la lana alcanza la temperatura requerida homogéneamente en el tiempo de cada ciclo. Con esto se puede hallar la superficie de lana en el interior del horno.

$$Alana = \frac{1.88Kg}{\frac{7.143Kg}{m^3} * 10cm}$$

$$Alana = 2.63m^2$$

Toda la lana que se encuentran en el interior del horno debe estar sobre la banda transportadora, la misma que comercialmente presenta un ancho de 1.20 metros, con estos datos se determina la longitud mínima del horno.

$$Lhorno = \frac{Alana}{abanda} = \frac{2.63m^2}{1.2m}$$

$$Lhorno = 2.19m$$

Considerando la recomendación de Trinks sobre hornos industriales, se debe dejar una tolerancia en el largo del horno debido a las pérdidas de calor que se ocasionan en los orificios de entrada y salida del material, además se dejó 10 cm de separación de las paredes del horno con la banda para evitar el rozamiento de la misma y para prever otros anchos de bandas existentes en el mercado local. Por lo cual el interior del horno

quedaría con las siguientes dimensiones, teniendo en cuenta que la altura del horno fue un requerimiento de la empresa con el fin de realizar otros procesos.

Tabla 3.3-16 Requerimientos de dimensiones del horno.

Sección	Dimensiones [mm]
Largo Interno	2400
Ancho Interno	1400
Altura Interna (Requerimiento)	700

3.2.1.2 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

Al calentar una carga en un horno, se debe generar calor en el mismo, para a continuación transmitir calor al material que se va a calentar (piezas, medios de transporte, materias primas) y distribuirse finalmente en la carga, cumpliendo las especificaciones las cuales son: (Trinks, 2004)

- Temperatura final de la carga.
- Uniformidad de la temperatura.
- Tiempo en alcanzar la temperatura.
- Velocidades de calentamiento de la carga.

3.2.1.3 TRANSMISIÓN DEL CALOR A LA SUPERFICIE DE LA CARGA

En los hornos el calor se transmite por una combinación de las tres formas de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. La transmisión de calor solamente por conducción se presenta muy pocas veces en los hornos industriales (Trinks, 2004). Por lo cual para calcular el calor requerido por la carga en el horno es equivalente a calcular la transmisión de calor por convección, y por radiación. Es frecuente afirmar

que por encima de 700 °C el mecanismo de transmisión de calor por convección se puede despreciar, mientras que por debajo de 700°C se puede despreciar el mecanismo de radiación, como se indica en la siguiente figura (Oviedo, 2006).

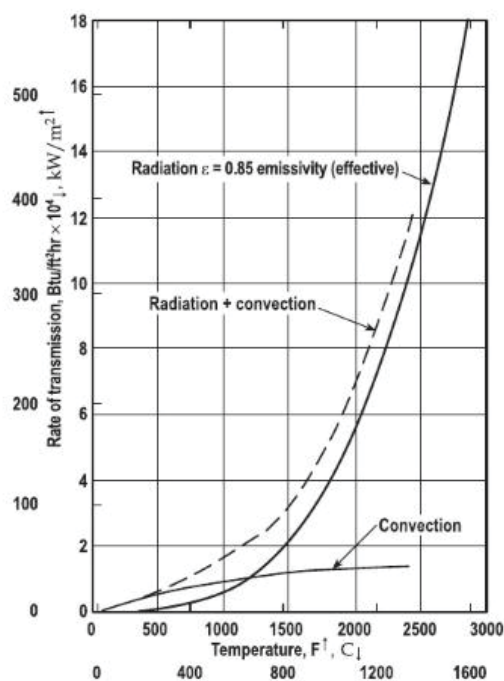


Figura 3.2 Comparación del poder relativo de la radiación y la convección en varios rangos de temperatura basados con un factor de emisividad de 0.85. (Trinks, 2004)

Dado que en los hornos de temperaturas menores a 700 °C, es muy complejo mantener una temperatura constante en el interior, se realiza la convección forzada implementando ventiladores de recirculación. Además se impide la entrada de aire frío en los extremos del horno, debido a una ligera sobrepresión, en el interior del horno ocasionada por los ventiladores (Trinks, 2004).

3.2.1.4 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN DEL HORNO

Un coeficiente de convección forzada ocasiona una transferencia de calor mayor al de convección natural, el coeficiente de convección natural del aire se encuentra entre 2 y 30 W/(m² * K), y el coeficiente de convección forzada esta entre 30 y 300 W/(m² * K) (Mermet, 2005). El coeficiente de convección difiere en cada caso, debido a que al aumentar la temperatura o velocidad del fluido, se incrementará su valor y viceversa, o al modificar aspectos físicos, este variará. Por tanto, el coeficiente convectivo debe determinarse independientemente para cada situación y no es posible generalizarlo (Cengel, 2005).

Se requiere conseguir un coeficiente de convección forzado de 30W/(m² * K), el mismo que se encuentra representado por la ecuación 3.1 (Scribd, Determinación del coeficiente convectivo de transferencia de calor, 2013).

$$h_i = \frac{Nu * K_{aire}}{D_{hidraulico}} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Dónde:

- *K_{aire}*: coeficiente de conductividad térmica del aire [W/(m*K)].
- *Nu*: número de Nusselt [adimensional].
- *D_{hidráulico}*: diámetro hidráulico [m].

El coeficiente de convección para tubos no circulares están basadas en el diámetro hidráulico el cual está presente en la siguiente relación.

$$D_{hidraulico} = \frac{4 * A}{p} \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Dónde:

- A: área de la sección transversal al flujo del aire.
- p: perímetro

$$D_{hidráulico} = \frac{4 * Largo * ancho}{2 * largo + 2 * ancho}$$

$$D_{hidráulico} = \frac{4 * 2.4 * 1.4}{2 * 2.4 + 2 * 1.4}$$

$$D_{hidraulico} = 1.77m$$

Utilizando la ecuación 3.1 se calcula el número de Nusselt requerido.

$$Nu = \frac{hi * D_{hidráulico}}{K_{aire}} = \frac{30W/(m^2 * K) * 1.77m}{0.032W/(m * K)}$$

$$Nu = 1659.38$$

El número de Nusselt, a su vez se encuentra determinado por la ecuación de Colburn.

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Dónde:

- Pr es el número de Prandt del aire en las condiciones de trabajo [adimensional].
- Re es el número de Reynolds [adimensional].

$$Re = \left(\frac{Nu}{0.023 * Pr^{0.4}} \right)^{1.25}$$

$$Re = \left(\frac{1659.38}{0.023 * 0.7^{0.4}} \right)^{1.25}$$

$$Re = 1.41 \times 10^6$$

Además el número de Reynolds está representado por la siguiente ecuación.

$$Re = \frac{D_{hidráulico} * u}{\vartheta} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Dónde:

- Re: número de Reynolds [adimensional].
- u: velocidad del aire [m/s].
- ϑ : viscosidad cinemática [m²/s].

$$u = \frac{Re * \vartheta}{D_{hidráulico}}$$

$$u = \frac{1.41 \times 10^6 * 2.456 * 10^{-5} m^2/s}{1.77m}$$

$$u = 19.61m/s$$

Para obtener un coeficiente de convección de 30W/(m² * K), en el horno, el aire en el interior del horno debe circular a una velocidad de 19.61m/s, para lo cual se va a utilizar ventiladores axiales por las siguientes características.

- Trabajan con grandes flujos de aire
- Son compactos y livianos.
- La dirección del flujo es la adecuada debido al volumen que presenta el horno.

La velocidad de aire que producen los ventiladores axiales viene dada por la siguiente ecuación (Goodfellow & Tahti, 2001).

$$u = \pi * D * n \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Dónde:

- u: velocidad del aire producida por el ventilador [m/s].
- D: diámetro promedio de las aspas del ventilador [m].
- n: revoluciones a las que gira el ventilador [rpm].

Los ventiladores comerciales giran a 1700 revoluciones por minuto por lo cual se deberá calcular el diámetro promedio de las aspas del ventilador con el fin de seleccionar los ventiladores a utilizar.

$$D = \frac{u}{\pi * n}$$

$$D = \frac{\frac{20m}{s}}{\pi * 1700rpm}$$

$$D = 0.225 m$$

Para la selección se requiere conocer el caudal necesario.

$$Q = A * v = \left(\pi \frac{10 in}{2} \right)^2 * 20 \frac{m}{s}$$

$$Q = 3647 \frac{m^3}{hr}$$

Para seleccionar las aspas de acuerdo al caudal se tiene la figura 3.3 de ventiladores centrífugos y la figura 3.4 de ventiladores axiales. De donde la figura 3.4 cumple con el caudal requerido.

Velocidad (r.p.m.)	Diámetro boca de descarga (mm)	Potencia motor (kW)	Clase	Protección	Temp. máxima (aire trasegado) °C	Intensidad máxima absorbida		Caudal (m³/h)	Nivel de presión sonora** dB(A)	Peso aprox. (kg)
						a 230 V	a 400 V			
MONOFASICOS										
2750	60	0,20*	B	IP44	70	1,2	-	310	69	6,6
2800	60	0,18	F	IP55	120	1,18	-	400	69	10,0
2800	80	0,37	F	IP55	120	2,2	-	730	71	13,5
2800	100	0,75	F	IP55	120	3,9	-	1250	78	18,5

Figura 3.3 Ventiladores centrífugos.
(Palau, 2014)

Velocidad (r.p.m.)	Potencia absorbida máxima (W)	Intensidad máxima (A)		Nivel de presión sonora (dB(A))	Caudal máximo (m³/h)	Peso (kg)
		a 230 V	a 400 V			
1700	60	2,3		52	1215	5
1300	100	1,6		54	2350	7
1700	200	1,9		58	3490	8
1200	340	1,6		60	5070	9
1290	480	2,3		65	6760	13
1290	650	3,0		68	9200	16
1250	980	4,9		71	12480	22
1200	1700	7,6		72	17060	25

Figura 3.4 Ventiladores axiales.
(Palau, 2014)

Por lo cual se selecciona el aspa axial de las siguientes dimensiones, como se indica en la figura 3.5 que posee un diámetro promedio de 9 pulgadas. Ver anexo 1.



Figura 3.5 Aspas ventilador axial.

Las aspas seleccionadas funcionan adecuadamente con un motor de las siguientes características.

Tabla 3.3-17 Requerimientos del motor de los ventiladores.

Potencia	Voltaje	Amperaje	Eje	Rpm
1/4HP	220V	2A	0.5"x 6.5 "	1700

Una vez encontradas las aspas que se van a utilizar se recalculan los parámetros con el fin de conocer el coeficiente de convección real en el interior del horno.

$$u = \pi * \frac{1}{2} (D_{ext} + D_{int}) * 1700rpm$$

$$u = \pi * \frac{1}{2} (14in + 4in) * 1700rpm$$

$$u = 20.35 \frac{m}{s}$$

- Número de Reynolds.

$$Re = \frac{D_{hidráulico} * u}{\vartheta} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

$$Re = \frac{1.77m * \frac{20.35m}{s}}{2.456 * \frac{10^{-5}m^2}{s}}$$

$$Re = 1.47 * 10^6$$

- Numero de Nusselt.

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

$$Nu = 0.023 * (1.47 * 10^6)^{0.8} * 0.7^{0.4}$$

$$Nu = 1712$$

- Coeficiente de convección.

$$h_i = \frac{1712 * \frac{0.032W}{m * K}}{1.77m}$$

$$h_i = 30.95 \frac{W}{m^2K}$$

3.2.1.5 PÉRDIDAS DE CALOR DEL HORNO

El calor generado en el interior del horno, se desplaza en todas las direcciones, atravesando las paredes del horno y el aislante térmico incrementando la temperatura de éstas, otra parte del calor se pierde en el ambiente por radiación y convección desde la superficie exterior de las paredes o por conducción al suelo. Existe además, pérdidas especiales como son la conducción del calor a través de terminales, rodillos transportadores que absorben gran cantidad de calor y reduce el rendimiento térmico.

La economía de combustible de un horno exige que la fracción de calor total que pasa a la carga sea tan grande como sea compatible con un calentamiento correcto. Para ello se requiere:

- Determinación de las pérdidas de calor y los métodos de reducirlas.
- Determinación de energía térmica que se necesita para calentar una cantidad dada de carga a una temperatura determinada (Trinks, 2004).

La ecuación 3.7 relaciona al flujo de calor con la diferencia total de temperaturas dividida entre las resistencia térmica total entre los puntos cuyas temperaturas son conocidas.

$$q = \frac{A * \Delta T}{\sum R_{t\acute{e}rmica}} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

Dónde:

- $\sum R_{t\acute{e}rmica}$: resistencia térmica total [(m²*K)/W].
- ΔT : variación de temperatura total [K].
- q : calor perdido en las paredes [W].
- A : área de la pared plana [m²].

El valor de las resistencias térmicas depende del tipo de transferencia de calor, y está representado en las siguientes ecuaciones.

Resistencia térmica por conducción:

$$R_{Conducci\acute{o}n} = \frac{x}{k} \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Resistencia térmica por convección:

$$R_{Convecci\acute{o}n} = \frac{1}{h} \quad \text{Ec. (3.9)}$$

Resistencia térmica por Radiación:

$$R_{Radiaci\acute{o}n} = \frac{1}{\sigma * \epsilon * (T_i^2 + T_a^2) * (T_i + T_a)} \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Dónde:

- x : espesor de la placa [m].
- k : coeficiente de conductividad térmica de la placa [W/(m*K)].
- h : coeficiente de convección [W/(m²*K)].

- σ : constante de Stefan-Boltzman [$W/(m^2 \cdot K^4)$].
- ε : coeficiente de emisividad [adimensional].
- T_i : temperatura de la placa [K].
- T_a : temperatura del ambiente [K].

Dado que la temperatura del horno es inferior a los 700 °C las pérdidas por radiación son insignificantes, además los coeficientes de conductividad térmica del latón y del aislante no tendrán un cambio considerable por lo que serán constantes.

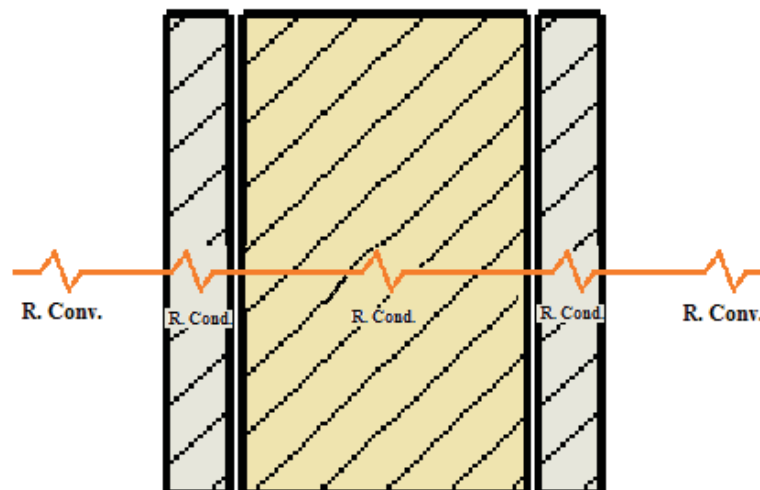


Figura 3.6 Resistencias térmicas.

$$R_{total} = R_{conv\ externo} + R_{cond1} + R_{cond2} + R_{cond3} + R_{conv\ interno} \quad \text{Ec. (3.11)}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h1} + \frac{x1}{k1} + \frac{x2}{k2} + \frac{x3}{k3} + \frac{1}{h2} \quad \text{Ec. (3.12)}$$

Se requiere un espesor de aislante mínimo para disminuir en un 90% las pérdidas de calor en el horno. Se va a seleccionar el aislante térmico dependiendo a su costo, vida útil y disponibilidad.








Denominación		Origen	Conductividad (λ) W/(m.K)	Factor de resistencia a la difusión del vapor de agua (μ)	Inflamable ¹	Peso aproximado €/m ²	Formato	Medidas de protección en su instalación	Coste energético de producción MWh _g ²	Contenido de producto reciclado (0-3) ³	Biodegradable ⁴
	Lanas minerales (MW)	Lana de roca (SW)	0,03 - 0,05	1	NO	<5	Panel, rollo y a grand	Ojos, sistema respiratorio y piel	15 - 25	1	No
		Lana de vidrio (GW)	0,03 - 0,05	1 - 1,3	NO	<10	Panel, rollo y a grand	Ojos, sistema respiratorio y piel	15 - 50	2	No
	Poliestireno expandido (EPS)		0,029 - 0,053	20 - 40	SI	<5	Panel y a grand	No	75 - 125	1	No
	Poliestireno extruido (XPS)		0,025 - 0,04	100 - 220	SI	<15	Panel	Guantes	75 - 125	1	No
	Poliuretano o Polisocianurato (PUR)		0,019 - 0,040	60 - 150	SI	<10	Panel y espuma	Ojos, sistema respiratorio y piel	70 - 125	1	No
	Perlita Expandida (EPB)		0,040 - 0,060	3 - 8	NO	<5	Panel, rollo, espuma y a grand	Protección frente al polvo	5 - 20	0	No
	Vidrio celular (CG)		0,035 - 0,055	Infinita	NO	<60	Panel y espuma	No	10 - 75	3	SI
	Lana de oveja (SHW)		0,035 - 0,050	1 - 2	SI	<25	Rollo y a grand	No	10 - 40	0	SI

Figura 3.7 Características técnicas de los aislantes térmicos. (IVE, 2014)

Se requiere seleccionar un aislante térmico que no sea inflamable, que soporte hasta 400 grados centígrados, los aislantes que cumplen con estas características con la lana de roca y la lana de vidrio como se puede observar en la figura 3.7. Y debido al costo del material se selecciona una

lana de vidrio como aislante térmico del horno cuyo coeficiente de conductividad es de 0.038 W/(m*k).

$$\frac{q_{con\ aislante}}{q_{sin\ aislante}} = 1 - \%Aislamiento = \frac{\sum R_t\ sin\ aislante}{\sum R_t\ con\ aislante} \quad \text{Ec. (3.13)}$$

Cálculo de la resistencia térmica sin aislante:

$$R_t\ sin\ aislante = \frac{1}{15 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{0.7mm}{43 \frac{W}{m * k}} + \frac{0.7mm}{43 \frac{W}{m * k}} + \frac{1}{31 \frac{W}{m^2 * K}}$$

$$R_t\ sin\ aislante = 0.099 \frac{K * s^3}{kg}$$

Cálculo de la resistencia térmica con aislante:

$$R_t\ con\ aislante = \frac{R_t\ sin\ aislante}{0.10}$$

$$R_t\ con\ aislante = 0.99 \frac{K * s^3}{kg}$$

$$R_t\ con\ aislante = R_t\ sin\ aislante + \frac{x3}{0.038 \frac{W}{m * k}} = 0.99 \frac{K * s^3}{kg}$$

$$x3 = \left[0.99 \frac{K * s^3}{kg} - R_t\ sin\ aislante \right] * 0.038 \frac{W}{m * k}$$

$$x3 = 33.86mm$$

Una vez encontrada la resistencia equivalente con aislante se procede a calcular las pérdidas ocurridas en las paredes del horno.

$$q_{paredes} = \frac{A * \Delta T}{R_t\ con\ aislante} \quad \text{Ec. (3.14)}$$

$$q_{paredes} = \frac{11.198m^2 * (285.15K - 393.15K)}{0.99 \frac{K * s^3}{kg}}$$

$$q_{paredes} = 1222W$$

Debido al ingreso y a la extracción de la lana desde el horno se tendrán dos orificios de dimensiones 1400x300 milímetros por los cuales se va a presentar una pérdida de calor ocurrida por convección.

$$q_{orificios} = 2A * h * \Delta T = 2 * 0.42m^2 * 15 \frac{W}{m^2 * K} * 108K$$

$$q_{orificio} = 1416W$$

Debido a que existen pérdidas de calor como los orificios de la puerta y pérdidas de calor especiales como son los elementos que salen del horno como la banda transportadora se debe tomar en cuenta un factor de seguridad para el diseño, el cual se calcula por medio del método de Pugsley.

$$N = N_x * N_y \quad \text{Ec. (3.15)}$$

Dónde:

- N_x : coeficiente de seguridad que involucra a) calidad de los materiales destreza, mantenimiento e inspección. b) control sobre la carga aplicada a la parte. c) exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.
- N_y : coeficiente de seguridad que involucra d) peligro para el personal. e) impacto económico sobre las consecuencias del diseño.

Para seleccionar los coeficientes de seguridad se toman los valores de las tablas 3.3-18, 3.3-19.

Tabla 3.3-18 Material, cargas aplicadas, exactitud en cálculos.

A	C	B			
Características	mb	b	r	p	
mb	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
	b	1.2	1.45	1.7	1.95
	r	1.3	1.6	1.9	2.2
	p	1.4	1.75	2.1	2.45
b	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
	b	1.45	1.75	2.05	2.35
	r	1.6	1.95	2.3	2.65
	p	1.75	2.15	2.55	2.95
r	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
	b	1.7	2.05	2.4	2.75
	r	1.9	2.3	2.7	3.1
	p	2.1	2.55	3	3.45
p	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
	b	1.95	2.35	2.75	3.15
	r	2.2	2.65	3.1	3.55
	p	2.45	2.95	3.45	3.95

(UCML, 2013)

Dónde:

- mb: muy bueno.
- b: bueno.
- r: regular.
- p: pobre.

Tabla 3.3-19 Riesgo para personal, impacto económico.

Características			
E/D	ns	s	ms
ns	1	1.2	1.4
s	1	1.3	1.5
ms	1.2	1.4	1.6

(UCML, 2013)

Dónde:

- ms: muy serio.
- s: serio.
- ns: no serio.

$$N = 1.4 * 1.3$$

$$N = 1.82$$

Por lo que las pérdidas de calor en el horno serán las siguientes.

$$q_{ptotal} = (q_{paredes} + q_{orificio}) * 1.82$$

$$q_{ptotal} = 4.8KW$$

3.2.1.6 PERFIL DE TEMPERATURAS DEL HORNO

Para poder conocer la distribución de temperaturas en las paredes del horno, se utilizará la ecuación de transferencia de energía de una pared compuesta. (Welty, 2000)

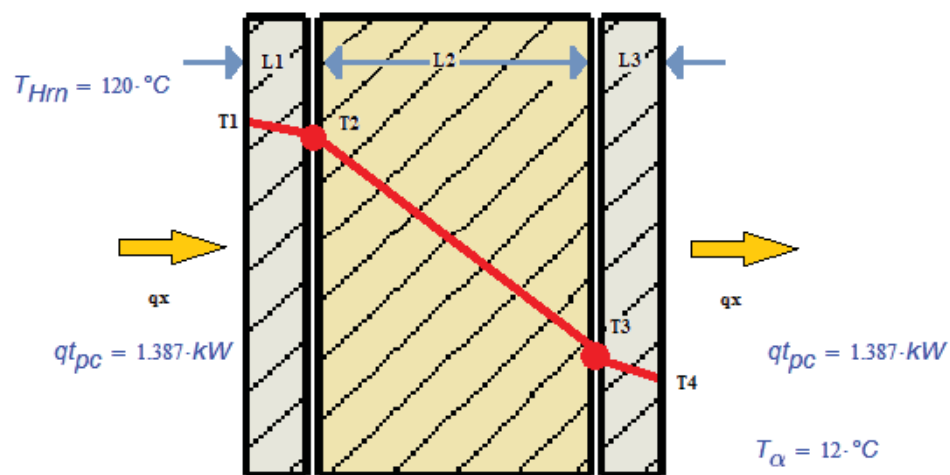


Figura 3.8 Distribución de temperatura correspondiente a la conducción de energía en estado permanente a través de una plana compuesta.

$$q_{paredes} = h1 * A(T_h - T_1) = \frac{K1 * A}{x1} (T_1 - T_2) = \frac{K2 * A}{x2} (T_2 - T_3) = \frac{K3 * A}{x3} (T_3 - T_4) = h2 * A(T_4 - T_{\infty}) \quad \text{Ec. (3.16)}$$

$$T_1 = T_h - q_{paredes} * \left(\frac{1}{h1 * A} \right) = 116.48^{\circ}C$$

$$T_2 = T_1 - q_{paredes} * \left(\frac{x1}{K1 * A} \right) = 116.47^{\circ}C$$

$$T_3 = T_2 - q_{paredes} * \left(\frac{x2}{K2 * A} \right) = 19.28^{\circ}C$$

$$T_4 = T_3 - q_{paredes} * \left(\frac{x3}{K3 * A} \right) = 19.27^{\circ}C$$

$$T_{\infty} = T_4 - q_{paredes} * \left(\frac{1}{h2 * A} \right) = 12^{\circ}C$$

3.2.1.7 CALOR ABSORBIDO POR LA CARGA

Una vez que el horno ha llegado a la temperatura requerida va a necesitar generar calor para incrementar la temperatura de la lana y de la banda transportadora que se encuentra ingresando de manera continua. El latón y los soportes que se encuentran en el interior del horno también absorben calor sin embargo cuando el horno ya se encuentre en estado estable la variación de temperatura de los elementos será menor, por lo cual el calor requerido por ellos será despreciable.

El calor impartido a la carga se representa por la siguiente ecuación:

$$Q = m * Cp * \Delta T \quad \text{Ec. (3.17)}$$

Dónde:

- Q: calor impartido a la carga [W].

- m : masa del elemento a calentar [kg].
- C_p : calor específico del elemento [J/(kg*K)].
- ΔT : variación de temperatura del elemento [K].

3.2.1.7.1 CALOR ABSORBIDO POR LA LANA

$$Q_{Lana} = 1.88Kg * 1410 \frac{J}{Kg * K} * 108K$$

$$Q_{Lana} = 285KJ$$

Para obtener la potencia necesaria se tiene que dividir por el tiempo que requiere la lana estar en el interior del horno (15minutos) como se mencionó en el capítulo anterior.

$$\dot{q}_{lana} = \frac{Q}{tiempo} = \frac{285KJ}{900s}$$

$$\dot{q}_{lana} = 317.25W$$

3.2.1.7.2 CALOR ABSORBIDO POR LA BANDA TRANSPORTADORA

$$Q_{banda} = 29.114Kg * 2140 \frac{J}{Kg * K} * 108K = 6729KJ$$

$$\dot{q}_{banda} = \frac{Q}{tiempo} = \frac{3144KJ}{900s} = 7477W$$

3.2.1.8 POTENCIA TÉRMICA REQUERIDA

Todo proceso de calentamiento pasa por dos etapas la transitoria y la estable, la primera etapa se da cuando el sistema pasa desde la temperatura ambiental hasta la temperatura requerida, una vez ahí el

sistema pasa al estado estable donde solo se requiere mantener la temperatura establecida.

El consumo de energía térmica en la etapa transitoria es mayor que en el estado estable debido a que se necesita calentar todas las partes del horno y no solo a la carga. Es necesario conocer este parámetro ya que si se utiliza una fuente de energía térmica requerida por la etapa estable puede ocasionar que el sistema alcance la temperatura requerida en un tiempo excesivo.

3.2.1.8.1 POTENCIA TÉRMICA EN ESTADO TRANSITORIO

Se requiere calcular el calor absorbido por todos los componentes del sistema, hasta que alcancen su temperatura en el estado estable. Para lo cual se utilizará el perfil de temperaturas de la pared compuesta del horno con el fin de conocer la variación de temperaturas de cada uno de los componentes. Como requerimiento de la empresa el horno no debería tardar más de 20 minutos en llegar a la temperatura requerida.

- Calor absorbido por el acero inoxidable.

$$Q_{inox} = 59.309Kg * 460 \frac{J}{Kg * K} * (T1 - T \infty)$$

$$Q_{inox} = 28490 \frac{J}{K} * 104.48K$$

$$Q_{inox} = 2967 KJ$$

$$\dot{q}_{inox} = \frac{2877KJ}{1200s}$$

$$\dot{q}_{inox} = 2480W$$

- Calor absorbido por el aislante.

$$Q_{ais} = 12.618Kg * 1000 \frac{J}{Kg * K} * \left(\frac{T2 + T3}{2} - T_{\infty} \right)$$

$$Q_{ais} = 12618 \frac{J}{K} * 55.88K$$

$$Q_{ais} = 847KJ$$

$$\dot{q}_{ais} = \frac{795KJ}{1200s}$$

$$\dot{q}_{ais} = 706.22W$$

- Calor absorbido por el galvanizado.

$$Q_{galv} = 62Kg * 460 \frac{J}{Kg * K} * (T3 - T_{\infty})$$

$$Q_{galv} = 28520 \frac{J}{K} * 7.28K$$

$$Q_{galv} = 207KJ$$

$$\dot{q}_{galv} = \frac{108KJ}{1200s}$$

$$\dot{q}_{galv} = 172.73W$$

La potencia térmica requerida para calentar el sistema hasta la temperatura requerida en un lapso de 20 minutos será igual a la sumatoria de la potencia de los componentes en el interior del horno en el arranque más las pérdidas de calor por el factor de seguridad.

$$\dot{q}_{tt} = (\dot{q}_{galv} + \dot{q}_{ais} + \dot{q}_{inox} + \dot{q}_{banda} + \dot{q}_{ptotal})1.82$$

$$\dot{q}_{tt} = 25.055 \text{ kW}$$

3.2.1.8.2 POTENCIA TÉRMICA EN ESTADO ESTABLE

La potencia requerida en estado estable es la sumatoria de la potencia para calentar la carga más las pérdidas del sistema por el factor de seguridad.

$$\dot{q}_{tt} = (\dot{q}_{lana} + \dot{q}_{banda} + q_{ptotal})1.82$$

$$\dot{q}_{tt} = 22.921 \text{ kW}$$

3.2.1.9 CÁLCULO DEL TRANSITORIO DE LA LANA

Cuando se altera la temperatura superficial de la lana, la temperatura en varios puntos de la misma comenzará a cambiar hasta que se alcance una distribución de temperaturas en estado estable, o en otras palabras que todo el espesor de la lana se encuentre entre los rangos de temperatura requeridos. Conocer el tiempo que se demora en llegar al estado estable la lana es de relativa importancia ya que a partir de ello se puede calcular cuánto tiempo necesita la lana permanecer en el horno y si la potencia antes calculada es la adecuada.

- Cálculo del número de Biot.

Para realizar el cálculo del estado transitorio se usará el método de la resistencia interna despreciable ya que este método no requiere de iteraciones, ni de resolución de ecuaciones diferenciales, solo es necesario

utilizar la siguiente ecuación para conocer la temperatura que alcanza la lana en cierto tiempo. (Incropera, 1999)

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = e^{\left[-\left(\frac{h \cdot A}{\rho \cdot V \cdot c_p}\right) \cdot t\right]} \quad \text{Ec. (3.18)}$$

Dónde:

- T: temperatura requerida de la lana [K].
- T_{∞} : temperatura del fluido [K].
- T_i : temperatura inicial de la lana [K].
- h : coeficiente de conveccion del fluido [$W/(m^2 \cdot K)$].
- A: área superficial de la lana [m].
- ρ : densidad de la lana [kg/m^3].
- V: volumen de la lana [m^3].
- c_p : calor específico de la lana [$J/(kg \cdot K)$].
- t: tiempo requerido [s].

Sin embargo el método de la resistencia despreciable solo puede ser aplicado para un número de Biot menor de 0,1. (Incropera, 1999)

- Cálculo del número de Biot.

$$Bi = \frac{h \cdot L}{K} = \frac{\left(\frac{31W}{m^2 \cdot K}\right) \cdot 0.1m}{\frac{0.046W}{m \cdot K}} \quad \text{Ec. (3.19)}$$

$$Bi = 67.39$$

Debido a que el número de Biot no es menor que 0.1 se va a utilizar una solución aproximada el cual utiliza el primer número de la siguiente serie. (Incropera, 1999)

$$\frac{T - T\alpha}{T_i - T\alpha} = \sum_{n=1}^{\alpha} C_n * e^{(-\xi_n^2 * Fo)} * \cos(\xi_n * X) \quad \text{Ec. (3.20)}$$

El coeficiente C_n se calcula por la siguiente ecuación:

$$C_n = \frac{4 \text{sen} \xi_n}{2 \xi_n + \text{sen}(2 * \xi_n)} \quad \text{Ec. (3.21)}$$

Donde los valores característicos (eigenvalores) de ξ_n son las raíces positivas de la ecuación trascendente.

$$Bi = \xi_n \tan \xi_n \quad \text{Ec. (3.22)}$$

La coordenada espacial adimensional X se define como.

$$X = \frac{x}{L} \quad \text{Ec. (3.23)}$$

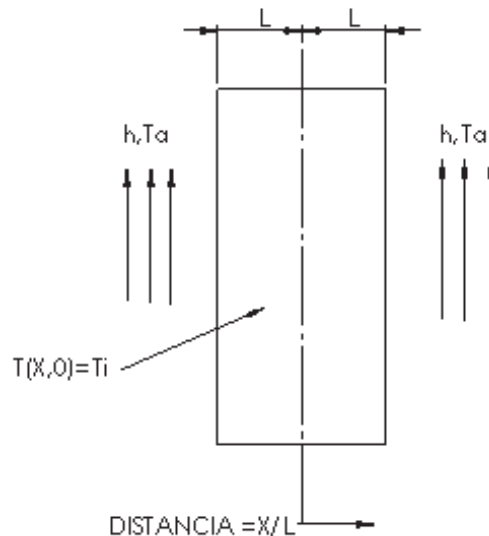


Figura 3.9 Temperatura en una pared uniforme.

La solución aproximada solo se puede aplicar para valores del número de Fourier mayores a 0.2 el cual está representado por la siguiente ecuación. (Incropera, 1999)

$$Fo = \frac{\alpha * t}{L^2} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Dónde:

- α : coeficiente de difusión térmica de la lana [m^2/s].
- t : tiempo [s].
- L : espesor de la lana [m].

Los valores $C_1=1.2731$ y $\xi_1=1.5552$ fueron tomados de la tabla 5.1 de Incropera de una pared plana para el número de Biot de 100. Con lo que se obtuvo la temperatura a través del tiempo en diferentes puntos de la lana. (Incropera, 1999)

Tabla 3.3-20 Temperatura vs tiempo en todo el espesor de la lana.

TEMPERATURA VS TIEMPO A DIFERENTES DISTANCIAS DE LA SUPERFICIE DE LANA[°C]						
Tiempo [min]	5cm	4cm	3cm	2cm	1cm	Superficie
1.33	24.71	28.46	39.93	59.30	85.71	116.59
2.01	38.65	42.32	53.09	70.23	92.32	117.27
3.34	62.14	64.85	72.73	85.04	100.66	118.09
4.00	71.24	73.53	80.18	90.56	103.71	118.40
5.33	85.49	87.11	91.82	99.17	108.48	118.86
6.01	91.01	92.37	96.33	102.50	110.32	119.05
7.34	99.48	100.45	103.25	107.62	113.15	119.33
8.00	102.72	103.53	105.88	109.57	114.23	119.43
9.33	107.77	108.34	110.01	112.62	115.92	119.60
10.01	109.72	110.21	111.61	113.80	116.57	119.66
11.34	112.73	113.07	114.06	115.61	117.57	119.76
12.00	113.87	114.16	115.00	116.30	117.95	119.80
13.33	115.66	115.87	116.46	117.38	118.55	119.86
14.01	116.36	116.53	117.03	117.80	118.78	119.88
15.34	117.42	117.54	117.90	118.44	119.14	119.92
16.00	117.83	117.93	118.23	118.69	119.27	119.93
17.33	118.46	118.54	118.74	119.07	119.49	119.95
18.01	118.71	118.77	118.95	119.22	119.57	119.96
19.34	119.09	119.13	119.25	119.45	119.69	119.97
20.00	119.23	119.27	119.37	119.54	119.74	119.97

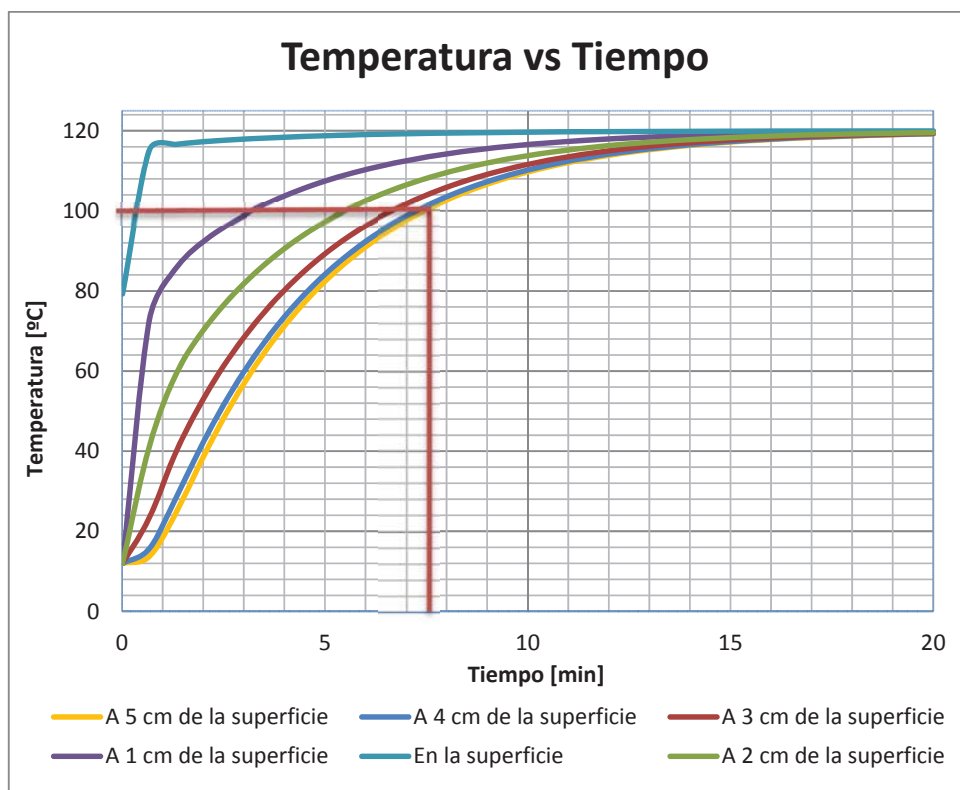


Figura 3.10 Distribución de temperaturas vs tiempo a diferentes espesores.

Toda la lana a partir de los 7.5 minutos se encuentra entre los rangos de temperatura requeridos (100 a 120 grados centígrados), manteniéndose en el interior del horno a esa temperatura 7.5 minutos más aproximadamente. Sin embargo se requiere que la lana se encuentre entre 10 a 15 minutos en el interior del horno entre los rangos de temperatura, por lo que se deberá incrementar la longitud del horno.

Recalculando las dimensiones del horno para un tiempo de horneado de 19 minutos, se deberá aumentar la longitud inicial del horno de 2.4 metros a 2.8 metros. Este incremento de volumen en el horno ocasiona que

la potencia térmica aumente sin embargo este aumento de la potencia es mínimo el cual se encuentra considerado en el factor de seguridad.

3.2.1.10 SELECCIÓN DE LA FUENTE ENERGÉTICA

Se requiere seleccionar una fuente energética capaz de entregar la potencia requerida, el precio de dicha generación será el factor principal para la selección de la misma. Se debe conocer el costo mensual de la producción de potencia térmica de las tres fuentes de energía más utilizadas en los hornos, el gas, el diésel y la electricidad.

Según el cálculo se requiere generar una potencia de 25KW por 20 minutos en el estado transitorio, y 23KW por 8 horas para mantener al sistema con la temperatura requerida, sabiendo esto se calcula la energía mensual requerida por el horno.

$$\dot{q}_{mensual} = (25kW * 20min + 23kW * 8hr)20$$

$$\dot{q}_{mensual} = 3817kWhr$$

- Costo utilizando electricidad como fuente energética.

Ya que la eficiencia de las resistencias eléctricas es del 100% para calcular el costo mensual se requiere multiplicar la potencia eléctrica por el costo del kilovatio hora, el cual a la fecha del proyecto es de 0.11 USD.

$$Costo_{energético} = \dot{q}_{mensual} * \frac{0.11USD}{kWhr}$$

$$Costo_{eléctrico} = 3817 * \frac{0.11USD}{kWhr}$$

$$Costo_{electrico} = 436.57 \text{ USD/mes}$$

- Costo utilizando diésel como fuente energética.

La eficiencia de los sistemas de calentamiento por diésel esta entre el 50% y 60% por lo tanto la potencia real del diésel será. (Fenosa, 2013)

$$\dot{q}_{diésel} = \frac{\dot{q}_{mensual}}{0.55}$$

$$\dot{q}_{diésel} = 6940 \text{ kWhr}$$

Para conocer el consumo de diésel se aplica la siguiente relación:

$$V_{diésel} = \frac{\dot{q}_{diésel}}{\rho_{diésel} * Cp_{diésel}} \quad \text{Ec. (3.25)}$$

Dónde:

- $\rho_{diésel}$: densidad del diésel [kg/L].
- $Cp_{diésel}$: poder calorífico del diésel [kcal/kg].
- $V_{diésel}$: volumen del diésel [m³].
- $\dot{q}_{diésel}$: energía térmica mensual requerida por el diésel [kWhr].

$$V_{diésel} = \frac{6940 \text{ kWhr}}{0.843 * \frac{\text{kg}}{\text{L}} * 10890 * \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}$$

$$V_{diésel} = 171.73 \text{ gal}$$

El precio del diésel a la fecha del proyecto es 1.037 USD en el mercado nacional por lo tanto el costo del diésel mensual es.

$$Costo_{diésel} = V_{diésel} * \frac{1.037 \text{ USD}}{\text{gal}}$$

$$Costo_{diésel} = 178 \text{ USD}$$

- Costo utilizando gas como fuente energética.

La eficiencia de los sistemas de calentamiento por gas es del 70% la potencia real es. (Fenosa, 2013)

$$\dot{q}_{gas} = \frac{\dot{q}_{mensual}}{0.70}$$

$$\dot{q}_{gas} = 5453kWhr$$

Para conocer el consumo de gas se aplica la siguiente relación:

$$m_{gas} = \frac{\dot{q}_{gas}}{Cp_{gas}}$$

Dónde:

- m_{gas} : masa del gas [kg].
- Cp_{gas} : poder calorífico del gas [kcal/kg].
- \dot{q}_{gas} : energía térmica mensual requerida por el gas [kWhr].

$$m_{gas} = \frac{5453kWhr}{11000 * \frac{kcal}{kg}}$$

$$m_{gas} = 426.27 kg$$

A la fecha el precio del gas industrial es 22 USD los 15 kilogramos USD en el mercado nacional por la tanto el costo del gas mensual es.

$$Costo_{gas} = V_{gas} * \frac{22USD}{15kg}$$

$$Costo_{gas} = 625.20USD$$

Tabla 3.3-21 Costo mensual de las fuentes energéticas.

Costo mensual de la producción mensual de potencia térmica	
Fuente Energética	Costo mensual [USD]
Diésel	178
G.L.P.	625.20
Electricidad	436.57

Conociendo el precio mensual de cada una de las fuentes energéticas se ha seleccionado un quemador de diésel con una potencia de salida entre 30 a 60kW, para poder producir la potencia térmica requerida.

En el mercado local existen algunas marcas de quemadores de diésel. Se ha seleccionado la marca Riello ya que dispone de una gran cantidad de repuestos y cuenta con un respaldo en el Ecuador que brinda mantenimiento y garantía. Seleccionando el quemador Riello F5 mostrado en la tabla 3.3-22 que cumple con la potencia requerida. Ver especificaciones técnicas anexo 2.

Tabla 3.3-22 Modelos y potencia de quemadores Riello.

Modelo	Potencia
Riello F5	30 – 60 kW
Riello F10	54 – 107 kW
Riello F20	95 – 202 kW



Figura 3.11 Quemador de diésel.

3.2.1.11 DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

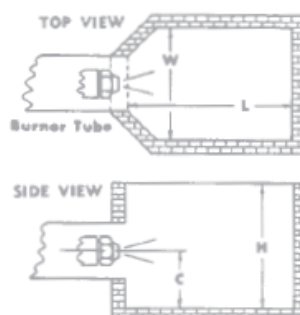
La cámara es el lugar donde se produce la combustión del diésel, la cual debe ser dimensionada dependiendo al consumo de combustible de los quemadores de diésel, un mal dimensionamiento de la misma puede ocasionar que el quemador se ahogue apagándose.

Una vez calculado el consumo de diésel mensual se requiere calcular el tamaño de la boquilla a utilizar en el quemador de diésel, para lo cual se divide el volumen de diésel mensual, por el número de horas que trabaja por la relación de consumo de combustible normalmente es del 0.9. (Delavan, 2013)

$$B_{GPH} = \frac{172 \text{ gal}}{160 \text{ hr}} * 0.9 = 0.97 \text{ gal/hr}$$

Tabla 3.3-23 Dimensiones de la cámara de combustión de acuerdo a las boquillas.

Tamaño de la boquilla o consumo (GPH)	Angulo de roció	Cámaras de combustión cuadradas o rectangulares				Cámaras circulares (Diámetro en in)
		L Longitud (In.)	W Ancho (In.)	H Altura (In.)	C Altura de la boquilla (In.)	
0.50 - 0.65	80	8	8	11	4	9
0.75 - 0.85	60	10	8	12	4	*
	80	9	9	13	5	10
1.00 - 1.10	45	14	7	12	4	*
	60	11	9	13	5	*
	80	10	10	14	6	11
1.25 - 1.35	45	15	8	11	5	*
	60	12	10	14	6	*
	80	11	11	15	7	12
1.50 - 1.65	45	16	10	12	6	*
	60	13	11	14	7	*
	80	12	12	15	7	13
1.75 - 2.00	45	18	11	14	6	*
	60	15	12	15	7	*
	80	14	13	16	8	15
2.25 - 2.50	45	18	12	14	7	*
	60	17	13	15	8	*
	80	15	14	16	8	16
3	45	20	13	15	7	*
	60	19	14	17	8	*
	80	18	16	18	9	17



(Delavan, 2013)

Con el tamaño de la boquilla se seleccionan las dimensiones mínimas que debe presentar la cámara de combustión según la tabla 3.3-23, sin embargo se decidió aumentar el largo y el ancho de la cámara para poder intercambiar las boquillas del quemador pensando en futuras aplicaciones y presentar una mayor área de transferencia con el horno, presentando las siguientes dimensiones.

Tabla 3.3-24 Dimensiones de la cámara de combustión

Dimensiones de la cámara de combustión	
Largo	50cm
Ancho	36cm
Altura	32cm

Para aumentar la eficiencia del diésel se deben aprovechar el calor de los gases de combustión ubicando un intercambiador de calor a continuación del hogar.

3.2.1.12 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para elevar la temperatura en el interior del horno, y para calentar la carga se requiere una potencia térmica de 25 kW en el arranque y 23kW en trabajo, la cual será entregada por la cámara de combustión y por el intercambiador de calor.

- Potencia entregada por la cámara de combustión

La cámara de combustión entrega calor al sistema solo por convección, se requiere calcular la temperatura promedio de la cámara de combustión para determinar la potencia entregada.

Utilizando una versión de prueba del software Solidworks para poder encontrar una temperatura promedio de la cámara de combustión.

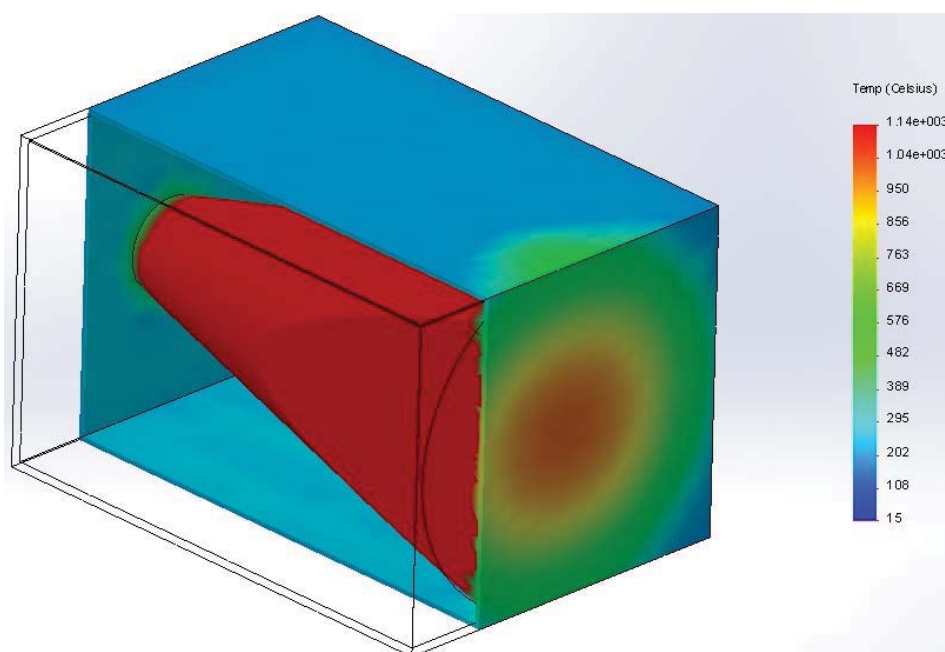


Figura 3.12 Distribución de temperaturas en el hogar.

Analizando los datos entregados por el software Solidworks se estima que la temperatura promedio de la cámara combustión es de 450°C, el área de transferencia es de 0.795 metros cuadrados ya que no se toma en cuenta la superficie trasera que se encuentra en 50°C, por lo tanto la potencia que entrega la cámara de combustión queda representada por la siguiente ecuación.

$$\dot{q}_{camara} = h_i * A * \Delta T \quad \text{Ec. (3.26)}$$

- Potencia térmica en el arranque

$$\dot{q}_{camara} = 31 \frac{W}{m^2 * K} * 0.795 m^2 * (450^\circ C - 12^\circ C)$$

$$\dot{q}_{camara} = 10.8 kW$$

- Potencia térmica en el trabajo

$$\dot{q}_{camara} = 31 \frac{W}{m^2 * K} * 0.795 m^2 * (450^\circ C - 120^\circ C)$$

$$\dot{q}_{camara} = 8.14 kW$$

Por lo que el intercambiador de calor deberá entregar 14.26 kW en el arranque y 14.79 kW, procediendo a calcular las dimensiones del intercambiado de flujo paralelo.

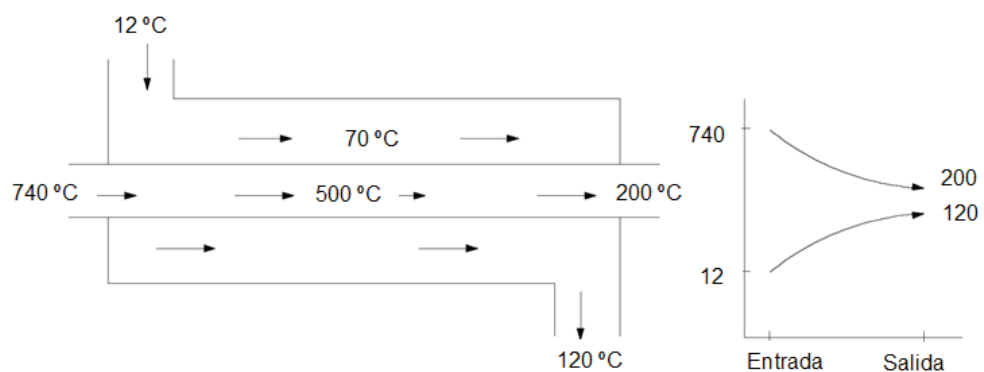


Figura 3.13 Intercambiador de calor de flujo paralelo.

El intercambiador de calor será de flujo paralelo por la dirección del aire causada por la disposición de los ventiladores en el interior del horno.

- Media logarítmica de temperaturas.

$$DMLT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{Ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \quad \text{Ec. (3.27)}$$

Los datos de temperaturas de entrada y salida de los gases han sido tomados del estudio realizado en la tesis Ingeniería Básica y de detalle de una caldera pirotubular para calentamiento de 5 galones de agua por minuto con quemador para combustible a diésel para la empresa servicios industriales integrales de la Ingeniera Rosa Paredes (Paredes, 2013).

$$\Delta T1 = Tin_{gases} - Tin_{aire} \quad \text{Ec. (3.28)}$$

$$\Delta T1 = 745^{\circ}\text{C} - 12^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T1 = 733^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T2 = Tout_{gases} - Tout_{aire} \quad \text{Ec. (3.29)}$$

$$\Delta T2 = 200^{\circ}\text{C} - 120^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T2 = 80^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto la media logarítmica de temperaturas será.

$$DMLT = \frac{733^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}}{Ln\left(\frac{733^{\circ}\text{C}}{80^{\circ}\text{C}}\right)} = 294.79^{\circ}\text{C}$$

- Coeficiente total de transferencia de calor

En ducto cuadrado el coeficiente total de transferencia de calor queda representado por la siguiente ecuación.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{L}{K} + \frac{1}{ho}} \quad \text{Ec. (3.30)}$$

Dónde:

- hi: coeficiente de convección de los gases [W/(m²*K)].

- h_o : coeficiente de convección del aire dentro del horno [$W/(m^2 \cdot K)$].
- K : coeficiente conductivo del ducto de hierro [$W/(m \cdot K)$].
- D_i : diámetro interno de la tubería [m].
- D_o : diámetro externo de la tubería [m].
- L : longitud de la tubería [m].

Considerando el coeficiente de convección de los gases de $115W/(m^2 \cdot K)$.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{31W/(m^2 \cdot K)} + \frac{0.002m}{51.9W/(m \cdot K)} + \frac{1}{140W/(m^2 \cdot K)}} \quad \text{Ec.(3.31)}$$

$$U = 24.39W/(m^2 \cdot K)$$

El área total del intercambiador de calor para aportar con la potencia requerida será:

$$A_{ducto} = \frac{\dot{q}_{camara}}{U * DMLT} \quad \text{Ec. (3.32)}$$

$$A_{ducto} = \frac{14.79kW}{\frac{24.39W}{m^2 \cdot K} * 294.79K}$$

$$A_{ducto} = 2.056m^2$$

El ducto debe presentar un largo de 1775mm y además debe de ser de 360 mm de ancho debido a las dimensiones del horno y del hogar respectivamente razón por la cual se debe conocer el alto que debe presentar el intercambiador de flujo paralelo.

$$A_{ducto} = P_{ducto} * L_{ducto} = 2.056m^2$$

$$P_{ducto} = 2 * H_{ducto} + 2 * a_{ducto}$$

Dónde:

- P_{ducto} : perímetro del intercambiador de calor [m].
- L_{ducto} : largo del intercambiador de calor [m].
- H_{ducto} : alto del intercambiador de calor [m].
- a_{ducto} : área del intercambiador de calor [m²].

$$P_{ducto} = \frac{A_{ducto}}{L_{ducto}} = \frac{2.056m^2}{1.775m}$$

$$P_{ducto} = 1.158m$$

$$H_{ducto} = \frac{P_{ducto} - 2 * a_{ducto}}{2} = \frac{1.158m - 2 * 0.36m}{2}$$

$$H_{ducto} = 0.219m$$

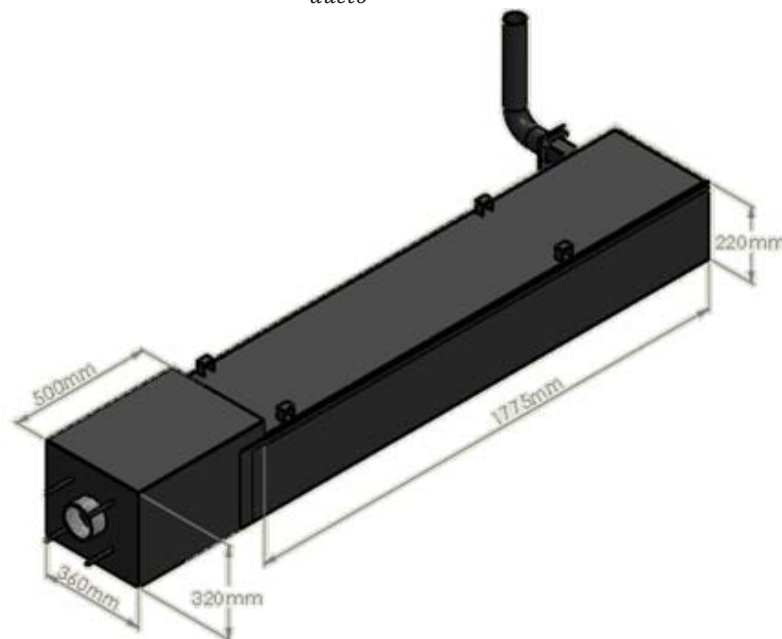


Figura 3.14 Diseño del hogar y el intercambiador de calor aprovechando los gases de combustión.

3.2.1.13 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL HORNO.

Una vez conocidas las dimensiones que deben presentar el horno, el material del recubrimiento del horno, el tamaño del intercambiador de calor y los diferentes elementos que van a estar sobre el horno, se realiza el diseño de los elementos que soportarán estas cargas, garantizando que la estructura del horno sea lo suficientemente resistente. Se analiza la estructura en su punto más crítico aplicando la teoría de fallas estáticas, en el punto más crítico el que se muestra en la figura 3.15 debido a la carga del intercambiador que debe soportar.

Debido a que la estructura es un elemento que puede afectar al resto de elementos de la maquina se propondrá un factor de seguridad mediante el método de Pugsley para asegurar que tanto el personal como el horno no sufran ninguna afectación por alguna falla mecánica.

$$N = 1.55 * 1.5 = 2.33$$

Teniendo como resultado un factor de seguridad para la estructura de 2.33.

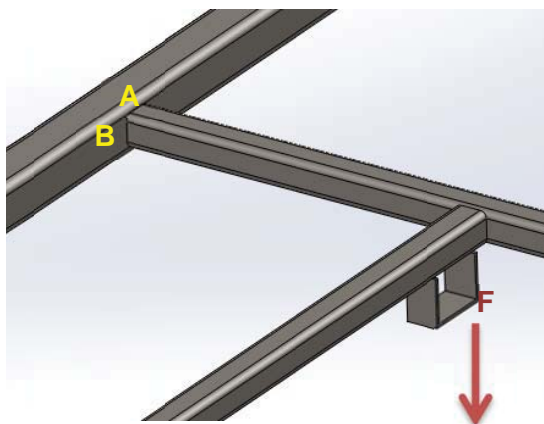


Figura 3.15 Distribución de fuerzas.

Trasladando las fuerzas se obtiene el siguiente diagrama como se observa en la figura 3.16.

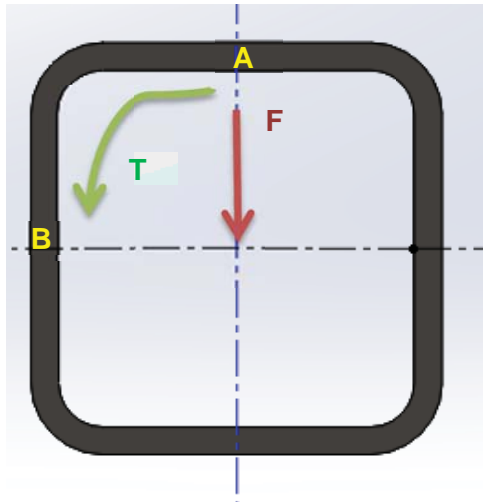


Figura 3.16 Fuerzas de la sección.

Los materiales existentes en el mercado son el acero ASTM A36 y ASTM A500, para los cuales tenemos las siguientes características.

Tabla 3.3-25 Propiedades mecánicas acero según ASTM.

Material	Límite de fluencia
ASTM A36	250 MPa
ASTM A500	320 MPa

Como se tiene el factor de seguridad y el límite de fluencia de los materiales se debe encontrar el esfuerzo con la siguiente relación:

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{F.S.}$$

Ec. (3.33)

Despejando de la relación

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \tau_{max}$$

Y

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} \quad \text{Ec. (3.34)}$$

Dónde:

- M: Momento cortante [J].
- c: Distancia del eje neutro [mm].
- I: Inercia [mm⁴].

Para calcular inicialmente se utiliza un perfil de 2 mm de espesor de sección cuadrada, además como la estructura está sometida a temperaturas por debajo de los 120 °C el factor de corrección por temperatura es de 1.

$$\frac{c}{I} = \frac{\left(\frac{S_y}{F.S.} - \tau_{max}\right) * 2}{M}$$

$$\frac{\frac{w}{2}}{w * \frac{w^4}{12} - \frac{(w - 2t) - (w - 2t)^3}{12}} = \frac{\left(\frac{S_y}{F.S.} - \frac{0.5 * S_y}{F.S.}\right) * 2}{F * l}$$

Dónde:

- w: dimensión del perfil [mm].
- t: espesor del perfil [t].
- F: fuerza [N].
- l: distancia a la fuerza [mm].
- S_y: Resistencia a la fluencia [MPa].

$$\frac{w * \frac{w^3}{12} - \frac{(w - 2t) - (w - 2t)^3}{12}}{\frac{w}{2}} = \frac{\left(\frac{320 \text{ MPa}}{2.33} - \frac{0.5 * 320 \text{ MPa}}{2.33}\right) * 2}{882.594 \text{ N} * 215 \text{ mm}}$$

$$w = 26 \text{ mm}$$

Tabla 3.3-26 Dimensiones de perfiles

Material	Espesor [mm]	Dimensión calculada [mm]	Dimensión comercial [mm]
ASTM A36	1.2	38	40
	1.5	32	40
	2	27	30
ASTM A500	1.2	34	40
	1.5	29	30
	2	26	30

La selección del perfil es un acero según la norma ASTM 500 grado C, el cual cumple con el factor de seguridad. La disponibilidad del material en el mercado local, siendo un perfil cuadrado de 30 mm y 1.5 mm de espesor.

Recalculando el factor de seguridad para las dimensiones comerciales del perfil seleccionado, se obtiene.

$$\sigma_x = \frac{(F * l) * c}{I} = \frac{(90 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 * 215 \text{ mm}) * 15 \text{ mm}}{2.321 \times 10^4 \text{ mm}^4} = 122.619 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xz} = \frac{(F * a) * c}{J} = \frac{(90 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 * 50 \text{ mm}) * 15 \text{ mm}}{4.05 \times 10^4 \text{ mm}^4} = 16.344 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + (\tau_{xz})^2} = \sqrt{\left(\frac{122.619 - 0}{2}\right)^2 + (16.344)^2} = 63.451 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 124.76 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -2.141 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_1} = 2.56$$

Para comprobar los cálculos se ha realizado un estudio estático en el programa Solidworks con el fin de visualizar donde puede fallar la estructura del horno.

Se ingresaron todas las fuerzas que van a encontrarse en la estructura de horno y se obtuvo el siguiente estudio donde el color rojo indica el máximo esfuerzo presente en el horno.

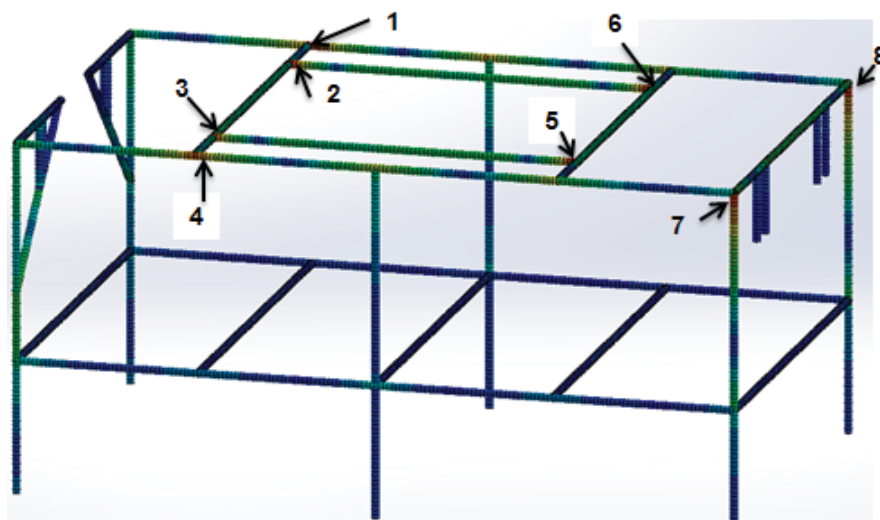


Figura 3.17 Zonas de mayor esfuerzo.

Los valores de los esfuerzos máximos encontrados se indican en la tabla 3.3-27.

Tabla 3.3-27 Esfuerzos máximos en el horno
Máximos esfuerzos encontrados en la Estructura del Horno.

Elemento	Valor en [MPa]
1	133.2
2	136.8
3	136.8
4	133.2
5	127.4
6	127.4
7	125.3
8	125.3

La estructura del horno presenta un factor de seguridad del límite elástico a la tensión.

$$FS = \frac{S_{ys}}{\sigma_{max}} = \frac{320MPa}{137MPa} \quad \text{Ec. (3.35)}$$

$$FS = 2.34$$

El factor de seguridad de 2.34 garantiza que la estructura del horno no va a fallar en la ruptura ni tampoco va a deformarse.

3.2.1.14 SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Se selecciona la banda transportadora evaluando los parámetros de costo, vida útil y disponibilidad en el mercado.

Tabla 3.3-28 Ponderación de parámetros para la selección de la banda transportadora.

Costo>Disponibilidad>Vida útil					
Criterio	Costo	Vida Útil	Disponibilidad	$\Sigma + 1$	Ponderación
Costo		0.75	0.5	2.25	0.38
Vida Útil	0.25		0.5	1.75	0.29
Disponibilidad	0.5	0.5		2	0.33
Suma:				6	1.00

Teniendo en cuenta estas ponderaciones se analizarán tres opciones de bandas.

- Banda de acero inoxidable.
- Banda de teflón.
- Banda de neopreno.

Tabla 3.3-29 Alternativa 1.

Banda Neopreno > Banda Teflón > Banda Inox					
Costo	Banda Inox	Banda Teflón	Banda Neopreno	$\Sigma + 1$	Ponderación
Banda Inox		0	0	1	0.17
Banda Teflón	1		0	2	0.33
Banda Neopreno	1	1		3	0.50
Suma:				6	1

Tabla 3.3-30 Alternativa 2.

Banda Neopreno > Banda Teflón = Banda Inox					
Disponibilidad	Banda Inox	Banda Teflón	Banda Neopreno	$\Sigma + 1$	Ponderación
Banda Inox		0.5	0	1.5	0.25
Banda Teflón	0.5		0	1.5	0.25
Banda Neopreno	1	1		3	0.50
Suma:				6	1

Tabla 3.3-31 Alternativa 3.

Banda Inox > Banda Teflón > Banda Neopreno					
Vida Útil	Banda Inox	Banda Teflón	Banda Neopreno	$\Sigma + 1$	Ponderación
Banda Inox		1	1	3	0.50
Banda Teflón	0		0	2	0.17
Banda Neopreno	0	1		1	0.33
Suma:				7	1

Tabla 3.3-32 Selección de la alternativa para la banda transportadora

Criterio	Costo	Disponibilidad	Vida Útil	Σ	Prioridad
Banda Teflón	0.13	0.08	0.05	0.26	3
Banda inox	0.06	0.08	0.15	0.29	2
Banda Neopreno	0.19	0.17	0.10	0.45	1
Suma:				1.00	

La opción más adecuada es la banda de neopreno ahora analizaremos las características de esta banda.

- Auto-extinguible. No propaga la llama.
- Rango de temperaturas entre -30°C y 135°C .
- Resistencia de 200 psi con lona.
- Espesor de la banda $3/16$ pulgadas.
- 2 lonas.
- Resistencia nominal a la ruptura 7N/mm .
- Resistencia a productos químicos inorgánicos.
- Elongación de servicio máxima 0.8% .

La banda cumple con los requerimientos para el funcionamiento adecuado.

3.2.1.15 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE TRANSPORTE

La longitud del rodillo depende del ancho de la banda transportadora y el diámetro depende del espesor, el material y la fuerza necesaria para mover la banda transportadora. Por lo que se calcula el diámetro necesario de los rodillos para evitar que la banda transportadora llegue a fallar antes del tiempo de vida.



Figura 3.18 Diseño preliminar del rodillo para la banda transportadora proporcionado por ESPATEX.

3.2.1.15.1 Diámetro mínimo en función de la fuerza tangencial.

La fuerza tangencial depende de la forma de instalación de la banda transportadora, en el manual cálculos de bandas transportadoras de Forbo Movement Systems, indica que para bandas de dimensiones medianas cuyos espacios entre rodillos estén dentro del rango de dos metros y cuatro metros se debe presentar la siguiente instalación.

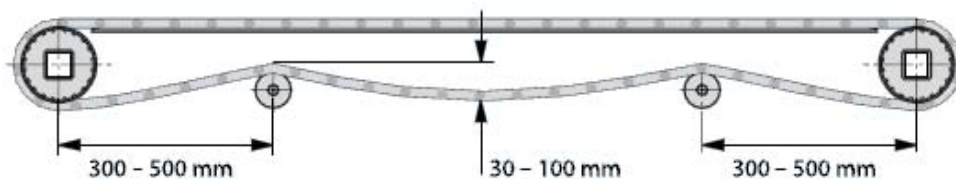


Figura 3.19 Instalación recomendada para bandas de dimensiones medianas de Forbo Movement Systems.

(Transilon, 2013)

La fuerza tangencial que presenta las bandas con dicha instalación queda representada en la siguiente ecuación obtenida en el manual cálculo de la banda transportadora de Forbo Movement Systems (FMS).

$$F_U = u_t * g * \left(m + \frac{mb}{2} \right) + u_r * g \left(\frac{mb}{2} + mr \right) \quad \text{Ec. (3.36)}$$

Dónde:

- FU: fuerza tangencial de la banda transportadora [N].
- μ_t : coeficiente de fricción para marcha sobre mesa [adimensional].
- μ_r : coeficiente de fricción para marcha sobre rodillo [adimensional].
- g: gravedad [m/s^2].
- m: masa de mercancía transportada en toda la longitud de transporte [kg].
- m_b : masa de la banda transportadora [kg].
- m_r : masa de todos los tambores excepto el motriz [kg].

Partiendo de un diseño preliminar y utilizando el software Solidworks se han encontrado las masas de los diferentes componentes.

Tabla 3.3-33 Masa de los diferentes componentes del sistema de transporte.

Componente	Masa [kg]
Banda transportadora	50
Tambores	41.75
Masa de la lana	2.8

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, E0, A0, V5H, V10H
μ_T (mesa)	0,33	0,33	0,5	0,5
μ_R (rodillo)	0,033	0,033	0,033	0,033
μ_{ST} (acumulación)	0,33	0,33	0,5	0,5

Figura 3.20 Coeficientes de fricción de mesa y rodillo.
(Transilon, 2013)

$$FU = 0.5 * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \left(2.8 + \frac{50}{2}\right) \text{kg} + 0.033 * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \left(\frac{50}{2} + 41.75\right) \text{kg}$$

$$FU = 157.914 \text{ N}$$

El diámetro mínimo del rodillo en función a la fuerza tangencial de trabajo queda representado mediante la siguiente formula del manual cálculos de bandas transportadoras de FMS.

$$d_a = \frac{F_U * C_3 * 180}{b_o * \beta} \quad \text{Ec. (3.37)}$$

Dónde:

- d_a : diámetro mínimo del rodillo [mm].
- F_U : fuerza tangencial [N].
- C_3 : factor de cálculo del manual FMS [adimensional].
- b_o : ancho de la banda transportadora [mm].
- β : ángulo de contacto de la banda transportadora con el rodillo [°].

Recubrimiento de la cara inferior Siegling Transilon	V3, V5, U2, A5, E3	V1, U1, UH	o, Uo, NOVO, T, P
Tambor de acero liso			
Seco	25	30	40
Mojado	50	No recomendable	No recomendable
Tambor con forro de fricción			
Seco	25	25	30
Mojado	30	40	40

Figura 3.21 Factor C3 para cálculo del diámetro mínimo.
(Transilon, 2013)

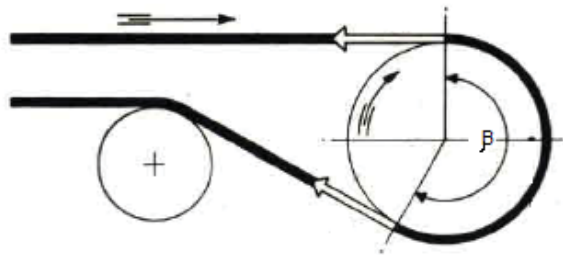


Figura 3.22 Ángulo de contacto banda transportadora rodillo.
(Transilon, 2013)

El ángulo de contacto entre la banda transportadora cuando presenta la disposición indicada en la figura 3.21 es de 210 grados.

$$da = \frac{160 * 25 * 180}{1200 * 210}$$

$$da = 2.86\text{mm}$$

3.2.1.15.2 DIÁMETRO MÍNIMO EN FUNCIÓN A LAS CARACTERÍSTICAS DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Las bandas transportadoras constan de una carcasa compuesta de fibras sintéticas o de acero embebida en un recubrimiento de goma llamado cobertura. Cuando la banda transportadores se enrolla sobre los rodillos, las fibras internas se comportan como una lámina metálica curva, por lo que las fibras más alejadas del centro están sometidas a mayor tensión que las fibras más próximas, razón por la cual con radios de curvatura muy pequeños las fibras externas empiezan a partirse ocasionando la ruptura de la banda transportadora.

Existen tablas de fabricantes de bandas transportadoras donde indican el radio mínimo de los rodillos, tomando en cuenta el porcentaje de uso de

la tensión de trabajo de la banda transportadora, el número de telas de refuerzo de la banda transportadora, y el tipo de rodillo

$$Tu_{\%} = \frac{Tu}{Tu \text{ banda}} * 100\% \quad \text{Ec. (3.38)}$$

Dónde:

- $Tu_{\%}$: porcentaje de uso de la tensión de trabajo por unidad de anchura
- Tu : tensión realizada en el trabajo
- $Tu \text{ banda}$: resistencia nominal a la ruptura.

$$Tu_{\%} = \frac{\frac{160N}{1200mm}}{\frac{7N}{mm}} x 100\%$$

$$Tu_{\%} = 1.9\%$$

La banda transportadora presenta 2 telas de refuerzo para trabajo pesado tipo P, y el rodillo a dimensionar es el motriz y el descargador.

Número de telas	Tejido tipo L				Tejido tipo M				Tejido tipo P			
	Doble motriz	Motriz y carro descargador	Reenvío y tensor	Desviadora	Doble motriz	Motriz y carro descargador	Reenvío y tensor	Desviadora	Doble motriz	Motriz y carro descargador	Reenvío y tensor	Desviadora
2	180	155	155	155	245	205	155	155	300	255	205	155
3	295	255	205	155	350	305	205	205	425	360	310	255
4	350	305	255	205	425	360	305	255	545	460	410	360
5	470	410	355	255	545	460	360	305	720	610	460	410
6	590	510	410	360	600	510	460	360	815	690	510	510
7	700	610	460	410	720	610	510	410	900	765	690	610
8	810	685	510	460	900	765	610	510	1 070	915	765	690
9	900	765	610	510	1 070	915	690	610	1 260	1 070	915	765
10	1 070	915	690	510	1 070	915	765	610	1 435	1 220	915	915
11	1 160	990	730	600	1 165	995	840	650	1 530	1 300	995	915
12	1 250	1 070	765	685	1 260	1 070	915	690	1 620	1 375	1 070	915

Figura 3.23 Diámetro mínimo en función al tipo y al número de telas, para tensiones menores al 50% de la presentación. (Pirelli, 2013)

Por lo tanto el diámetro mínimo que deben de presentar los rodillos motriz y descargador dependiendo las características de la banda transportadora y el porcentaje de trabajo es de 255 milímetros o 10 pulgadas sin revestimiento. Se utiliza un recubrimiento de caucho de ½ pulgada de espesor.



Figura 3.24 Longitud y diámetros del rodillo motriz y descargador.

3.2.1.15.3 POTENCIA ENTREGADA AL RODILLO MOTRIZ

La potencia de trabajo mecánico requerida en el tambor motriz viene representada por la siguiente ecuación.

$$Pm = FU * VL \quad \text{Ec. (3.39)}$$

Dónde:

- Pm: potencia de trabajo mecánica requerida [W].
- FU: fuerza tangencial [N].
- VL: velocidad lineal de la banda transportadora [m/min].

$$Pm = 160N * 0.158 \frac{m}{min}$$

$$Pm = 0.421W$$

La potencia calculada es a la velocidad más baja de movimiento del rodillo motriz, obteniendo una potencia baja, razón por la cual se debe calcular la potencia del rodillo a una velocidad lineal de 0.07m/s la cual es la máxima velocidad de movimiento del rodillo.

$$Pmot = 160N * 0.07 \frac{m}{s}$$

$$Pmot = 11 W$$

3.2.1.15.4 CARGA SOBRE LOS EJES DE LOS RODILLOS

Cuando se tensa la banda transportadora, aparece una carga sobre los ejes del rodillo motriz y del rodillo de descargue, esta carga se la debe de calcular en el estado de parada de la instalación y el estado de funcionamiento.

- Carga sobre los ejes en estado de parada de servicio.

La carga sobre los ejes en parada de emergencia ocasionada por la fuerza de tensión F que se ve representada por la siguiente formula.

$$F_{w1} = 2 * F \quad \text{Ec. (3.40)}$$

$$F \approx \varepsilon\% * K1\% * b_0 \quad \text{Ec. (3.41)}$$

Dónde:

- F_{w1} : carga sobre los ejes en parada de emergencia [N].
- F : fuerza de tensión [N].
- $\varepsilon\%$: porcentaje de elongación en el montaje [%].
- $K1\%$: fuerza de tracción relajada de la banda con una elongación del 1% por unidad de anchura.
- b_0 : ancho de la banda transportadora.



Figura 3.25 Fuerzas presentes en la parada de servicio.
(Transilon, 2013)

La elongación de montaje mínima requerida para el funcionamiento depende del tipo de accionamiento de la banda, que puede ser accionamiento de cabeza o accionamiento de cola. Debido a la disposición de los componentes de la máquina, se requiere un accionamiento de cola, la cual se indica a continuación.

Accionamiento de cola en estado de funcionamiento

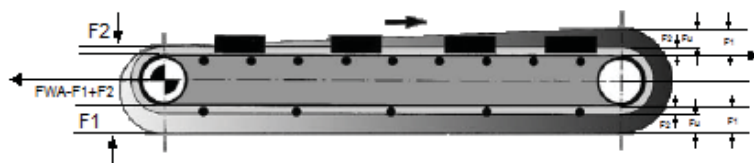


Figura 3.26 Accionamiento de cola en estado de funcionamiento y las fuerzas actuantes.

(Transilon, 2013)

La elongación de montaje mínima requerida para el funcionamiento en caso de accionamiento de cola es:

$$\varepsilon = \frac{\frac{FU}{2} + 2 * F2 + FU}{2 * K1\% * bo} \quad \text{Ec. (3.42)}$$

$$F2 = F1 - FU \quad \text{Ec. (3.43)}$$

$$F1 = FU * C1 \quad \text{Ec. (3.44)}$$

Dónde:

- F1: fuerza de tracción máxima de la banda (Tambor motriz) [N].
- F2: fuerza de tracción mínima de la banda (Tambor motriz) [N].
- C1: factor de cálculo [adimensional].

Recubrimiento de la cara inferior Siegling Transilon	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H V2H, V5H			0, U0, NOVO, E0, A0, T, P		
	180°	210°	240°	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Tambor de acero liso									
Seco	1,5	1,4	1,3	1,8	1,6	1,5	2,1	1,9	1,7
Mojado	3,7	3,2	2,9	5,0	4,0	3,0	No recomendable		
Tambor con forro de fricción									
Seco	1,4	1,3	1,2	1,6	1,5	1,4	1,5	1,4	1,3
Mojado	1,8	1,6	1,5	3,7	3,2	2,9	2,1	1,9	1,7

Figura 3.27 Factor de cálculo C1.

(Transilon, 2013)

La fuerza de tracción de la banda relajada con una elongación del 1% por unidad de ancho de la banda seleccionada es igual a 7N/mm, y el factor c_1 escogido en la figura 3.27, es igual a 1.5 por lo tanto.

$$F_1 = 160N * 1.5 = 240N$$

$$F_2 = 240N - 160N = 80N$$

$$\varepsilon = \frac{80N + 2 * 80N + 160N}{2 * \frac{7N}{mm} * 1200mm}$$

$$\varepsilon = 0.024\%$$

$$F \approx \varepsilon\% * K_{1\%} * b_0$$

$$F \approx 0.024 * \frac{7N}{mm} * 1200mm$$

$$F \approx 201.6N$$

$$F_{w1} \approx 2 * 202N$$

$$F_{w1} = 404N$$

Para comprobar si la banda transportadora está bien seleccionada debe cumplir con la siguiente condición.

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2 \quad \text{Ec. (3.45)}$$

$$C_2 = \varepsilon_{max} * K_{1\%} \quad \text{Ec. (3.46)}$$

Dónde:

- C_2 : factor que indica la elongación de servicio máxima permitida [N/mm].

$$C_2 = 0.8 * \frac{7N}{mm} = 5.6N/mm$$

$$\frac{F_1}{b_0} = \frac{240N}{1200mm} = 0.2N/mm$$

Por lo tanto se puede concluir que la banda transportadora seleccionada va a trabajar dentro de los rangos aceptables.

- Carga sobre ejes en estado de funcionamiento.

Cuando el ángulo de contacto entre el rodillo y la banda transportadora es diferente a 180° y 60° la fuerza sobre los ejes en estado de funcionamiento queda representada por la siguiente ecuación.

$$FWA = \sqrt{F1^2 + F2^2 - 2 * F1 * F2 * \cos\beta} \quad \text{Ec. (3.47)}$$

$$FWA = \sqrt{240^2 + 80^2 - 2 * 240 * 80 * \cos(210)}$$

$$FWA = 311.83N \approx 312N$$

La banda transportadora de neopreno seleccionada presenta un marcado comportamiento de relajación, esto significa que al tensar la banda pueden aparecer temporalmente tensiones elevadas (F_w instantáneo) las cuales deben considerarse en el dimensionamiento estático de cada uno de los componentes. Como valor referencial el manual de cálculo de la banda transportadora de FMS sugiere calcular las tensiones temporales con la siguiente formula.

$$\begin{aligned} F_{w\text{instantaneo}} &= 1.5 * F_w \\ F_{w\text{instantaneo}\text{parada}} &= 1.5 * F_w = 1.5 * 404N \end{aligned} \quad \text{Ec. (3.48)}$$

$$\begin{aligned} F_{w\text{instantaneo}\text{parada}} &= 606N \\ F_{w\text{instantaneo}\text{funcionamiento}} &= 1.5 * FWA = 1.5 * 312N \end{aligned}$$

$$F_{w\text{instantaneo}\text{funcionamiento}} = 468N$$

3.2.1.15.5 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO MOTRIZ DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Para diseñar el eje del rodillo motriz se requiere analizar todas las fuerzas que interactúan en el eje y la ubicación de las fuerzas con respecto al eje.

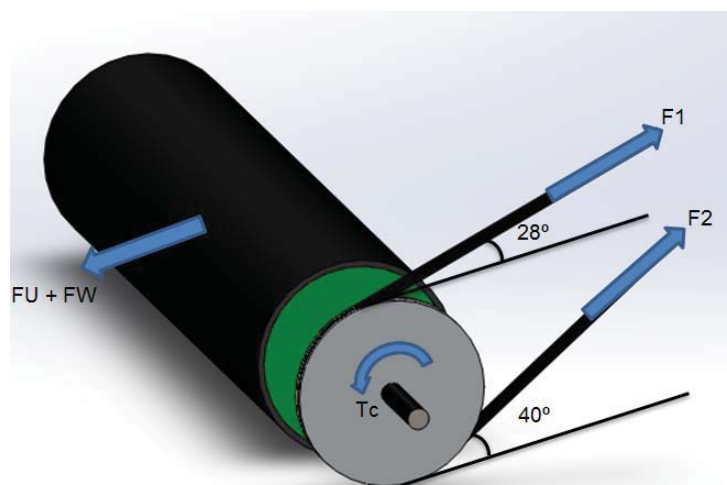


Figura 3.28 Fuerzas presentes en el rodillo motriz de la banda transportadora.

- Cargas equivalentes de la polea en el eje.

Para transmitir la potencia que requiere el rodillo motriz, se instaló una polea de 12 pulgadas de diámetro, calculada en la sección 3.2.2.5, la banda en v que mueve dicha polea presenta tensión en ambos lados, y la razón entre las fuerzas de accionamiento de la banda, F_1 , del lado tirante F_2 en el lado flojo por lo general se supone de 5. La fuerza neta asociada con el par de torsión impulsor es $F_n = F_1 - F_2$, pero la fuerza que flexiona el eje es $F_s = F_1 + F_2$ (Robert, 1999).

El rodillo motriz requiere una potencia de 0.421 watts a una velocidad lineal de 0.158 metros por minuto por lo tanto la polea debe de girar a 0.181 rpm.

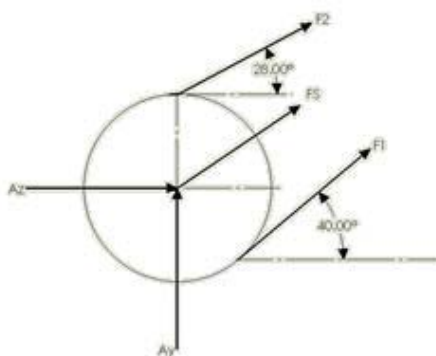


Figura 3.29 Diagrama de cuerpo libre de la polea rodillo motriz.

$$T_c = \frac{Pm}{n}$$

Ec. (3.49)

Dónde:

- T_c : torque requerido por el rodillo motriz [Nm].
- Pm : potencia requerida por el rodillo motriz [W].
- n : revoluciones por minuto del rodillo motriz [rpm].

$$T_c = \frac{0.421W}{0.181rpm} = 22 Nm$$

Además se conoce que la fuerza F_2 de la polea es cuatro veces mayor que la fuerza F_1 .

$$\sum Torque = 0$$

$$T_c - F_2 * r - F_1 * r = 0 \quad \wedge \quad F_2 = 5 * F_1$$

$$F_2 = 109.33N \quad F_1 = 21.87N$$

$$A_z = \cos(28^\circ) * F_2 + \cos(40^\circ) * F_1$$

$$A_z = 113.29N$$

$$A_y = \sin(28^\circ) * F_2 + \sin(40^\circ) * F_1$$

$$A_y = 84.34 N$$

Se realiza el cálculo de las reacciones de los apoyos del rodillo motriz.

- Sumatoria de momentos en el eje z en el punto B.

$$-Ay * D1 - wr * D2 + Dy * D3 + wp * D1 = 0$$

$$Dy = 151.33N$$

- Sumatoria de momentos en el eje y en el punto B.

$$-Az * D1 - (FU + FW) * D2 + Dz * D3 = 0$$

$$Dz = 369.05N$$

- Sumatorias de fuerzas en el eje y.

$$Ay - wp + By - wr + Dy = 0$$

$$By = 114.43N$$

- Sumatorias de fuerzas en el eje z.

$$Az + Bz - FU - FW + Dz = 0$$

$$Bz = 283.65N$$

Magnitud máxima de las reacciones sobre el eje y sobre la chumacera.

$$RB = \sqrt{Bz^2 + By^2}$$

$$RB = 305.87N$$

$$RD = \sqrt{Dz^2 + Dy^2}$$

$$RD = 398.88N$$

Se han encontrado los momentos flectores del plano yx y zx.

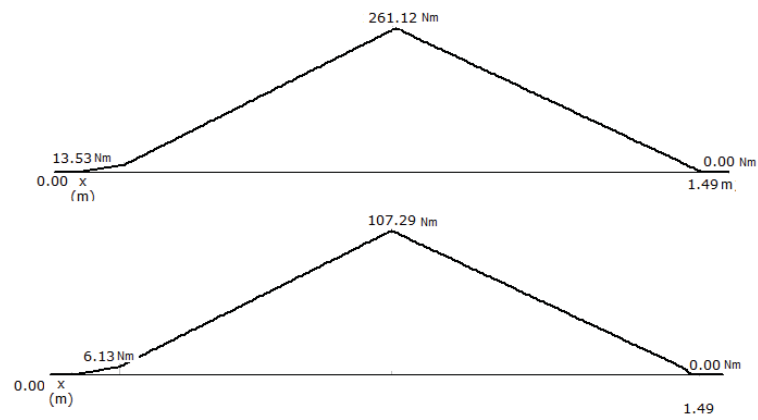


Figura 3.30 Diagrama de momento flector en el plano yx y del plano zx respectivamente.

Para determinar la magnitud máxima en función del momento, se debe de combinar la magnitud del momento en los planos yx y zx según el teorema de Pitágoras.

$$Ma = \sqrt{107.29^2 + 261.12^2}$$

$$Ma = 282.30 \text{ Nm}$$

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión	
		kpsi	MPa	kpsi	MPa
1010	laminado en caliente	26	179	47	324
	laminado en frío	44	303	53	365
1020	laminado en caliente	30	207	55	379
	laminado en frío	57	393	68	469
1030	laminado en caliente	38	259	68	469
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517
	laminado en caliente	64	441	76	524
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848
1035	laminado en caliente	40	276	72	496
	laminado en frío	67	462	80	552
1040	laminado en caliente	42	290	76	524
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593
	laminado en frío	71	490	85	586
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779
1045	laminado en caliente	45	310	82	565
	laminado en frío	77	531	91	627
1050	laminado en caliente	50	345	90	621
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745
	laminado en frío	84	579	100	689
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124

Figura 3.31 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono.
(Robert, 1999)

Para los cálculos se debe seleccionar una material de prueba, por lo que se selecciona el AISI 1020 el cual es un acero poco costoso, rolado en frío al bajo carbono con una resistencia máxima a la ruptura $S_{ut}=469$ MPa y una resistencia a la fluencia de $S_{yt}=393$ MPa.

Se necesita calcular la resistencia a la fatiga y la resistencia a las condiciones de trabajo del eje. Para una vida de 5 años.

- Resistencia a la fatiga.

$$\text{Numero de ciclos} = 0.181 \text{rpm} * 60 \text{min} * 8 * 365 * 5 = 1.6 \times 10^5$$

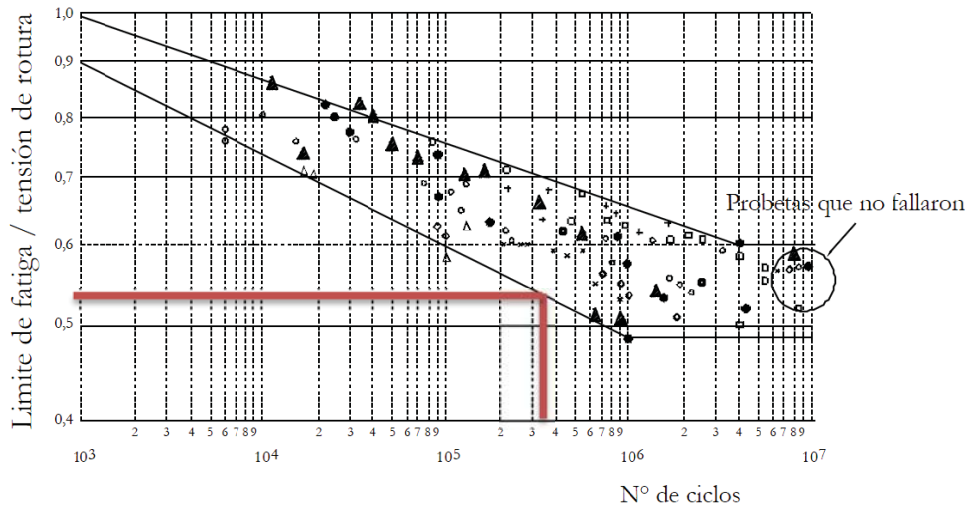


Figura 3.32 Gráfica logarítmica del coeficiente de resistencia a la fatiga vs el número de ciclos.

(Robert, 1999)

$$\frac{Sf}{Sut} = 0.55$$

$$Sf = 0.55 * Sut$$

$$Sf = 257.86 \text{MPa}$$

- Resistencia corregida a condiciones de trabajo.

$$Se = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * Sf \text{ Ec. (3.50)}$$

La carga es a flexión y torsión pura, por lo que el factor de carga es igual a 1, El factor de tamaño es 1, momentáneamente ya que es desconocido su diámetro, va a estar sometido a bajas temperaturas por lo que su factor es igual a 1, a una confiabilidad del 50% cuyo factor es igual a

1, y el factor de superficie es 0.8 encontrado en la siguiente figura. (Robert, 1999)

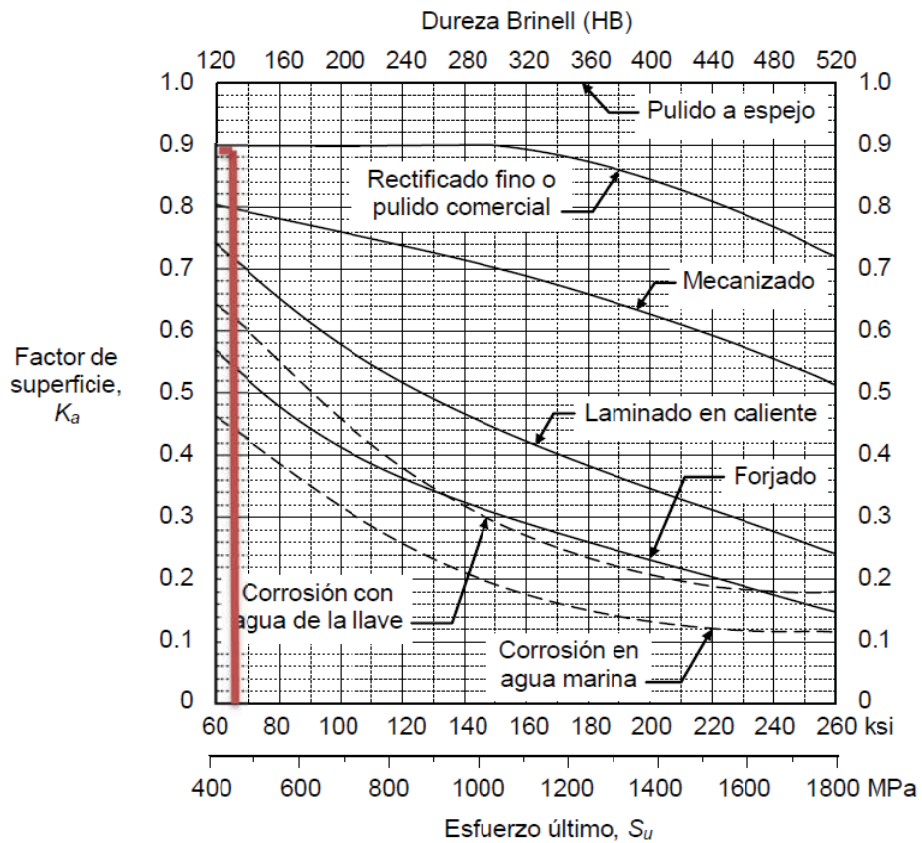


Figura 3.33 Factores superficiales para diferentes acabados en acero.
(Robert, 1999)

$$S_e = 1 * 1 * 0.8 * 1 * 1 * 257.86 MPa$$

$$S_e = 206.29 MPa$$

EL diámetro mínimo que debe presentar el eje, con las cargas aplicadas queda representado por la ecuación 9.6a del libro “Diseño de máquinas” de Norton.

$$d = \left\{ \frac{32 * F_S}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fs} \frac{T m}{S_{yt}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ec. (3.51)

Dónde:

- d: diámetro del eje [m].

- F_s : factor de seguridad [adimensional].
- K_f : concentrador de esfuerzos por cambio de geometría [adimensional].
- K_{fsm} : concentrador de esfuerzos por el esfuerzo medio [adimensional].
- M_a : momento flector máximo [MPa].
- T_m : par de torsión [MPa].

Dado que el eje no va a presentar cambios de geometría el K_f es igual a uno, y ya que el par de torsión es constante y el momento flector totalmente alternante el factor K_{fsm} , es igual a uno por lo tanto la ecuación será.

$$d = \left\{ \frac{32 * F_s}{\pi} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{yt}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{32 * 1.82}{\pi} \left[\left(\frac{282.30Nm}{206.29MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{20Nm}{393MPa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.029m$$

$$d = 1.16in$$

Por lo que el diámetro requerido es mayor a 0.3in u 8 milímetros se requiere corregir el factor de tamaño aplicando la siguiente ecuación.

$$C_{tamaño} = 0.869(1.18)^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 0.856$$

Se encuentra nuevamente la resistencia corregida la cual es de 176.75 MPa, y recalculando el diámetro del eje es 1.22 pulgadas, el diámetro comercial inmediatamente superior al diámetro mínimo calculado, en ejes de transmisión es de 1.25 pulgadas. Una vez encontrado el diámetro mínimo con el acero AISI 1020 se encuentran los diámetros con distintos tipos de acero con el fin de seleccionar el material adecuado.

Tabla 3.3-34 Masa de los diferentes componentes del sistema de transporte.

NÚMERO SAE/AISI	ESTADO	DIÁMETRO REQUERIDO [in]	DIÁMETRO COMERCIAL [in]
1020	Laminado en frío	1.220	1.25
1030	Laminado en frío	1.172	1.25
1035	Laminado en frío	1.152	1.25
1040	Laminado en frío	1.128	1.25
1045	Laminado en frío	1.102	1.25
1050	Laminado en frío	1.067	1.25

Se puede observar en la tabla 3.3-34 que se requiere comprar un eje de 1.25 pulgadas para la banda transportadora, debido al costo y la disponibilidad en el mercado se selecciona un eje AISI 1020.

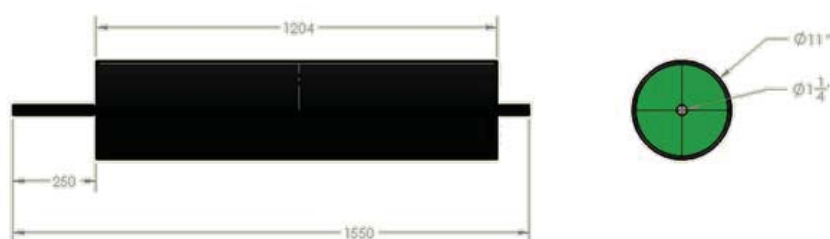


Figura 3.34 Dimensiones del rodillo motriz para la banda transportadora.

3.2.1.15.6 Selección de los soportes del eje de la banda transportadora.

A partir de las reacciones que tienen que resistir los soportes de los rodillos y el número de ciclos del rodillo motriz se seleccionan las chumaceras.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{Ec. (3.52)}$$

Dónde:

- L: número de ciclos que resiste la chumacera [adimensional].
- C: carga dinámica [N].
- P: fuerza radial [N].

De la ecuación anterior se encuentra la carga dinámica y con ella se selecciona la chumacera de un catálogo.

$$C = P * \sqrt[3]{L}$$

$$C = 400N * \sqrt[3]{200000}$$

$$C = 23390N$$

Tipo Type	d	Bull. fiss. Bolt Size mm/inch	Coefficienti di carico (N) Load ratings (N)		Cuscinetto Bearing	Supporto Housing	Peso Weight (kg)
			Dinamico C Dynamic C	Statico C ₀ Static C ₀			
UCP207	35	M14	24 500	14 600	UC207	P207	1,58
UCP207-20	1 1/4				UC207-20		1,64
UCP207-21	1 5/16	1/2			UC207-21		1,61
UCP207-22	1 3/8				UC207-22		1,58
UCP207-23	1 7/16				UC207-23		1,55

Figura 3.35 Datos técnicos de las chumaceras.

(DIAGO, 2013)

La chumacera que resiste la fuerza de reacción en el número de ciclos del rodillo motriz es la chumacera KDF UCP207-20.

3.2.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN Y ALMACENAMIENTO

La empresa ESPATEX requiere una producción de 60kg/día de lana, por lo que la tolva debe almacenar la mayor cantidad de lana posible, teniendo en cuenta que las dimensiones de la misma no alteren el conjunto de la máquina.

3.2.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA

La tolva debe presentar cambios de geometría en su interior con ángulos de inclinación mayores a 60 grados, para evitar que la lana se quede enredada o abultada en el interior. Para almacenar 60 kg de lana en el interior de la tolva, se requerirá una tolva extremadamente grande, por lo que se han impuesto las siguientes dimensiones.

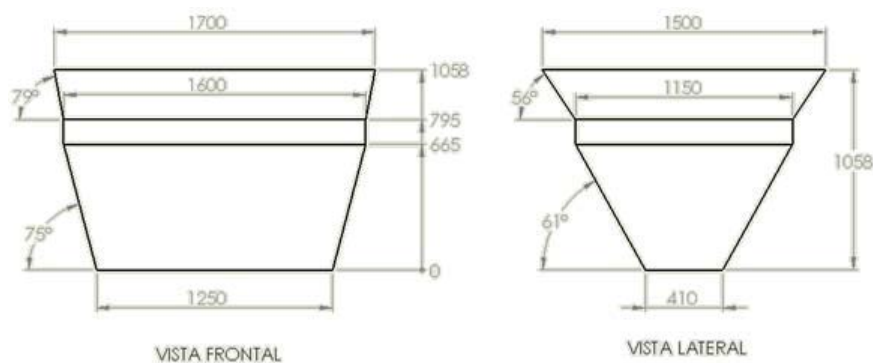


Figura 3.36 Geometría para la tolva.

Utilizando el software Solidworks se ha encontrado que la tolva puede almacenar 11.2 Kg de lana con las dimensiones impuestas y la densidad antes calculada. Para satisfacer toda la producción diaria de lana se debe realizar 6 cargadas por día.

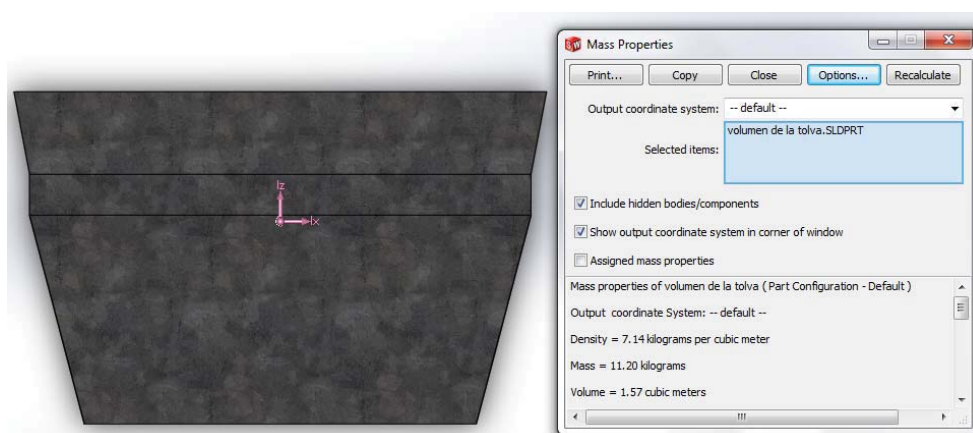


Figura 3.37 Propiedades de masa software Solidworks.

3.2.2.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

Para el ingreso automático de la lana desde la tolva a la banda transportadora, existen dos alternativas, la primera utilizando 2 rodillos con aletas, y la segunda utilizando 3 rodillos con guarniciones de lana.

Por razones de costo se utilizaron los rodillos con aletas para el sistema de alimentación. Como se indica en la siguiente figura.

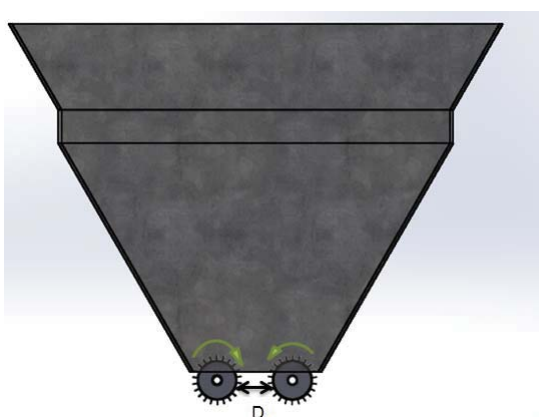


Figura 3.38 Extracción de lana por medio de rodillos con aletas.

Se realizaron pruebas de campo para verificar si la alimentación usando rodillos con aletas es la adecuada, como se indica en la figura 3.38 los rodillos giran en sentido contrario y presentan una separación D entre ellos.

Los rodillos alimentan la lana de manera homogénea desde la tolva hacia la banda transportadora, sin embargo la lana que ingresa presenta un espesor de 20 cm y no cumple con el requerimiento de diseño térmico de 10cm de espesor como máximo. Se redujo la separación de los rodillos de alimentación desde 5cm hasta 0.5cm entre ellos y no se observaron cambios significativos en el espesor, sin embargo el torque que necesitaban los rodillos para alimentar la lana aumento considerablemente. Además se realizaron pruebas con lana previamente pasada por la abridora de fardos, y con lana con ensimaje el mismo que se utiliza para evitar que la lana se enrede con los rodillos, sin obtener mejoras.

Ya que los rodillos con aletas no brindan las condiciones adecuadas, se realizó la implementación similar a los 3 rodillos con guarniciones. Para obtener resultados adecuados en la alimentación con este sistema se debe tener en cuenta 4 puntos.

- Sentido de giro entre los rodillos.
- Sentido de las guarniciones. (Simétrico en el mismo sentido. Asimétrico en sentido contrario).

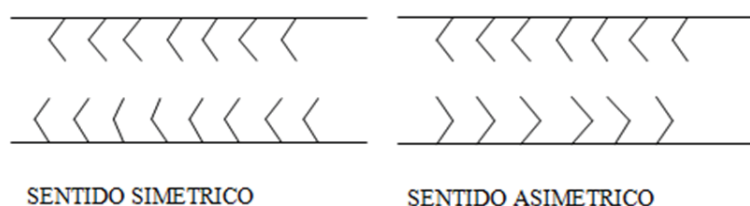


Figura 3.39 Extracción de lana por medio de rodillos con aletas.

- Relación de velocidades entre rodillos.
- Distancia de separación entre rodillos.

Las guarniciones son púas, ubicadas en una cinta, o banda las mismas que son utilizadas en el proceso de cardado o transporte de lana.

Guarniciones Flexibles.- Son alambres de púas colocados sobre una base en forma de cinta, estas tienen un ángulo en su parte central y terminan en una punta que puede ser redonda o triangular. Las guarniciones flexibles se utilizan para hacer un trabajo más suave, delicado, sin romper mucho a las fibras.

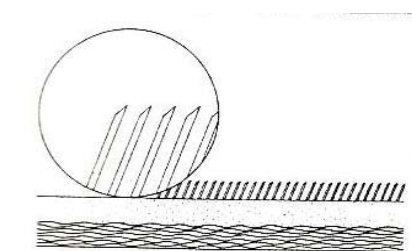


Figura 3.40 Guarniciones flexibles.
(Esparza, 2009)

Guarniciones Semirrígidas.- Son púas de alambre más gruesas que las flexibles, no poseen ángulo, es decir son rectas pero inclinadas en relación a su base. La estructura de la base en la que se sostienen las púas

es similar a las guarniciones flexibles. Las guarniciones semirrígidas se utilizan principalmente para trabajos en cilindros limpiadores y en cilindros de transporte.

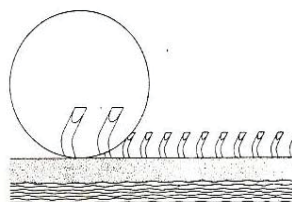


Figura 3.41 Guarniciones semirrígidas.
(Esparza, 2009)

Guarniciones Rígidas.- Son Púas en forma de dientes de sierra que se ubican una misma estructura con una base. Estas guarniciones se utilizan para hacer el trabajo más duro y que es generalmente cuando las fibras recién están siendo trabajadas, es decir en las partes iniciales de la carda, como en los cilindros alimentadores.



Figura 3.42 Guarniciones rígidas.
(Esparza, 2009)

Las fibras de lana encontradas en el interior de la tolva no han sido trabajadas ni abiertas, razón por la cual se seleccionan guarniciones rígidas para los 3 rodillos de alimentación de la tolva.

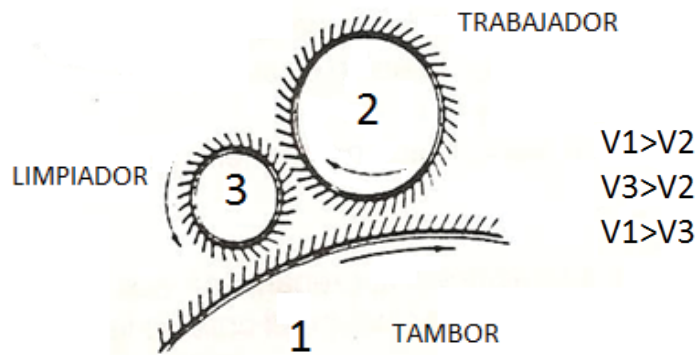


Figura 3.43 Funcionamiento de rodillos en una cardadora.
(Esparza, 2009)

La figura 3.41 indica el funcionamiento, del transporte y extracción de exceso de lana, dentro de una cardadora. El rodillo trabajador debido a que presenta guarniciones asimétricas con el tambor, quita el exceso de lana, en ese momento el rodillo limpiador con guarniciones simétricas y por diferencia de velocidades extrae la lana del rodillo trabajador, y el tambor extrae la lana del rodillo limpiador debido a que este gira a mayor velocidad.

Tabla 3.3-35 Características de los rodillos para transportar lana.

	SENTIDO GIRO GUARNICIONES	RELACION VELOCIDADES	FENOMENO OBSERVADO
Guarniciones asimétricas			
	A DIRECTO	CUALQUIERA	CARDAJE
	B DIRECTO		
	A INVERSO	CUALQUIERA	INUTILIZABLE
	B INVERSO		
	A DIRECTO	VEL A > VEL B	CARDAJE
	B INVERSO	VEL A = VEL B	INUTILIZABLE
	B INVERSO	VEL A < VEL B	INUTILIZABLE

CONTINÚA ⇨

	A INVERSO	VEL A > VEL B	INUTILIZABLE
		VEL A = VEL B	INUTILIZABLE
	B DIRECTO	VEL A < VEL B	CARDAJE
Guarniciones simétricas			
	A DIRECTO		
	B INVERSO	CUALQUIER	A LLEVA FIBRAS DE B
	A INVERSO		
	B DIRECTO	CUALQUIER	B LLEVA FIBRAS DE A
	A DIRECTO	VEL A > VEL B	A LLEVA FIBRAS DE B
		VEL A = VEL B	INUTILIZABLE
	B DIRECTO	VEL A < VEL B	B LLEVA FIBRAS DE A
	A INVERSO	VEL A > VEL B	INUTILIZABLE
		VEL A = VEL B	INUTILIZABLE
	B INVERSO	VEL A < VEL B	INUTILIZABLE

(Esparza, 2009)

Para alimentar y transportar un espesor menor de 10cm de lana, al interior del horno, se ha seleccionado un rodillo de alimentación y otro encargado de retirar el exceso de lana (Rodillo Dosificador). Además va a existir la presencia de una telera encargada de retirar la lana del rodillo de alimentación y transportarla hacia la banda transportadora principal.

Entre el rodillo de alimentación y el rodillo de dosificación, se debe tener guarniciones asimétricas con sentidos de giro directo, a cualquier velocidad con el fin de extraer el exceso de lana del rodillo de alimentación. La distancia de separación entre el rodillo de alimentación y el rodillo de

dosificación se tendrá que modificar hasta conseguir un espesor de lana menor a 10cm. La telera debe de presentar guarniciones simétricas entre los rodillos de alimentación y de dosificación y tener una velocidad lineal mayor que los dos rodillos, con el fin de extraer la lana de los rodillos y llevarla hacia la banda transportadora.

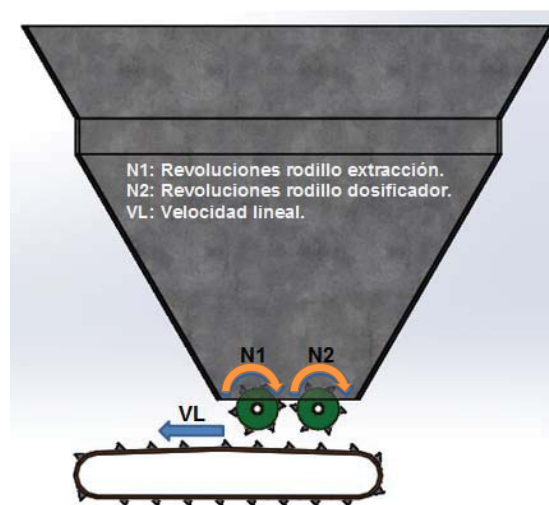


Figura 3.44 Esquema del sistema de alimentación.

La banda transportadora gira a una velocidad lineal de 0.158 m/min, para tener una alimentación continua, la telera encargada de la alimentación, tiene que girar a la misma velocidad, y para que ocurra una entrega de lana, de los rodillos, a la telera, la telera debe de tener una velocidad línea de 3 o más veces mayor que los rodillos de alimentación.

3.2.2.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS RODILLOS DE ALIMENTACIÓN.

La empresa ESPATEX a través de sus años de experiencia ha visto que el diámetro mínimo de los rodillos es de 4.5 pulgadas, para una absorción

adecuada de lana, además deberán presentar una velocidad lineal de 5.3 centímetros por minuto, y girar a 0.132 rpm. Los rodillos deben de vencer la fuerza de compresión y de tensión de la lana, para poder absorber la lana desde el interior de la tolva.

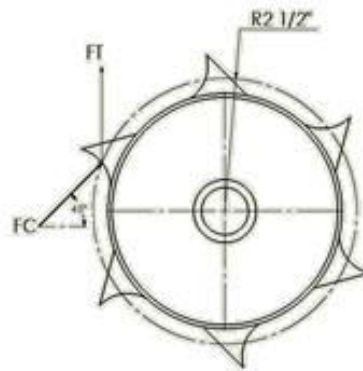


Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre de los rodillos de alimentación y dosificación.

$$FT = MT * A_{cont} \wedge FC = MC * A_{cont} \quad \text{Ec. (3.53)}$$

$$A_{cont} = B_o * \frac{\pi}{2} * R_{rodillo} \quad \text{Ec. (3.54)}$$

Dónde:

- FT: fuerza de tensión de la lana [N].
- MT: módulo de tensión de la lana [MPa].
- FC: fuerza de compresión de la lana [N].
- MC: módulo de compresión [MPa].
- Acont: área de contacto entre la lana y el rodillo [m²].
- Bo: ancho de la banda [mm].
- Rodillo: radio del rodillo [plg].

$$A_{cont} = 1200mm * \frac{\pi}{2} * 2.5plg$$

$$A_{cont} = 0.12m^2$$

$$FT = 50KPa * 0.12m^2$$

$$FT = 5985 N$$

$$FC = 11.2KPa * 0.12m^2$$

$$FC = 1341 N$$

$$FC_x = \cos(45^\circ) * FC$$

$$FC_x = 947.93 N$$

$$FC_y = \sin(45^\circ) * FC$$

$$FC_y = 947.93 N$$

La fuerza de tensión de la lana en los ejes x,y.

$$FY = \frac{FC_y}{2} + \frac{FT}{2}$$

$$FY = 3466 N$$

$$FX = \frac{FC_x}{2}$$

$$FX = 474 N$$

La potencia y el torque requerido por los rodillos de alimentación son:

$$Tr = FY * Rrodillo$$

$$Tr = 220.11 N * m$$

$$Prod = Tr * 0.132rpm$$

$$Prod = 3.04 W$$

Potencia a la máxima velocidad de movimiento de los rodillos.

$$Prod = Tr * 3.25rpm$$

$$Prod = 75 W$$

Utilizando las fuerzas y el torque que requiere el rodillo de alimentación y dosificación se obtiene los momentos flectores que actúan en el eje y las reacciones en los soportes del eje.

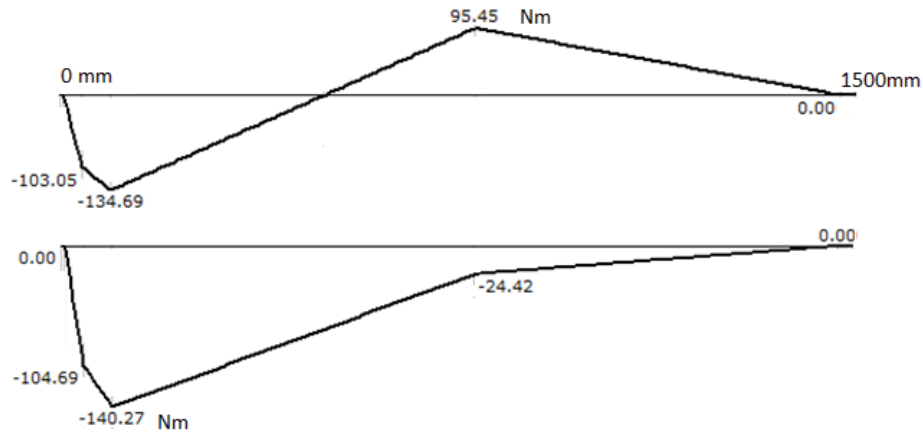


Figura 3.46 Diagrama de momento flector en el plano zx y del plano yx respectivamente.

$$R_{Ay} = 838 \text{ N arriba}$$

$$R_{By} = 36 \text{ N abajo}$$

$$R_{Az} = 932.5 \text{ N arriba}$$

$$R_{Bz} = 138.53 \text{ N arriba}$$

Magnitud máxima de las reacciones.

$$R_A = \sqrt{B_z^2 + B_y^2} = 1254 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{D_z^2 + D_y^2} = 143.13 \text{ N}$$

Utilizando el mismo criterio que en el diseño del eje para la banda transportadora para una vida útil de 5 años, sin ser maquinado, y con una confiabilidad del 50% se obtiene que el diámetro mínimo debe ser de 1.24 pulgadas por lo que se utiliza un eje de transmisión AISI 1020 de 1.25 pulgadas de diámetro.

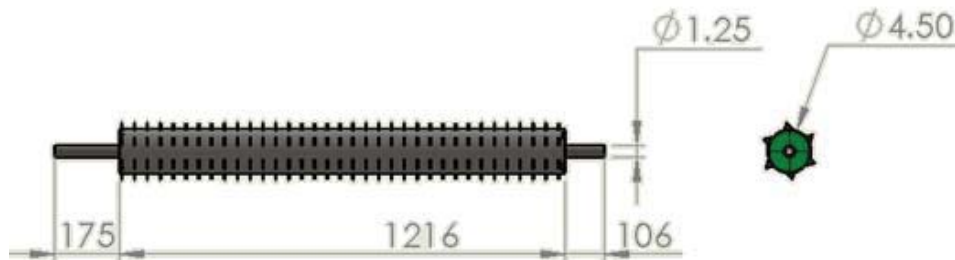


Figura 3.47 Longitud y diámetros del rodillo motriz y descargador.

3.2.2.2.2 SELECCIÓN DE LOS SOPORTES DEL EJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Se encuentra la carga dinámica que debe de tener la chumacera utilizando las reacciones de los rodillos y el número de ciclos del mismo.

$$C = P * \sqrt[3]{L}$$

$$C = 1254N * \sqrt[3]{115600}$$

$$C = 61090N$$

Tipo Type	d	Bull. fiss. Bolt Size mm/inch	Coefficients di carico (N) Load ratings (N)		Cuscinetto Bearing	Supporto Housing	Peso Weight (kg)
			Dinamico C Dynamic C	Statico C ₀ Static C ₀			
UCP307	35	M14			UC307		
UCP307-20	1¼				UC307-20		
UCP307-21	1⅝	½	31 900	18 200	UC307-21	P307	2,8
UCP307-22	1¾				UC307-22		
UCP307-23	1⅞				UC307-23		

Figura 3.48 Datos técnicos de las chumaceras.

(DIAGO, 2013)

Ninguna chumacera presenta la carga dinámica por lo que se escoge la chumacera con mayor capacidad y se calcula la vida útil de la chumacera.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L = \left(\frac{31900N}{1254 N}\right)^3$$

$$L = 1.6 \times 10^4 \text{ ciclos}$$

Por lo que la chumacera seleccionada, se deberá cambiar cada 8 meses.

3.2.2.2.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA TELERA.

En la industria textil existen bandas transportadoras a las que se las conoce como teleras, las teleras con púas son utilizadas, en sistemas de transporte, cardadoras, y abridoras de fardos, las teleras con púas que se dispone en el mercado, son la monoblock, la de madera de haya compactada y la de polipropileno, la empresa Esbelt fabricantes de bandas transportadoras para la industria textil recomienda la utilización de las teleras monoblock ya que presentan una mayor durabilidad y facilidad de limpieza, además se evitan paradas de maquinaria y posibles accidentes ocasionados por la rotura de perfiles cuando son de madera, sin embargo por razones de costo la empresa ESPATEX decidió la utilización de una telera de púas a 45 grados de inclinación. La disposición de los rodillos de la telera se indica en la siguiente figura.

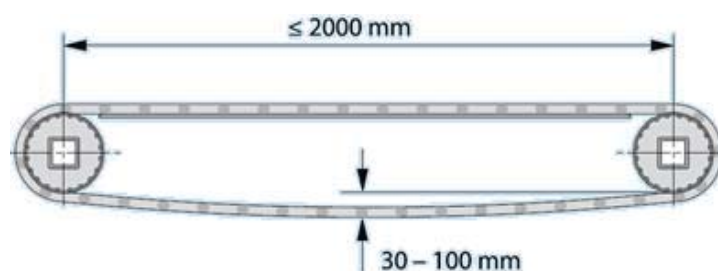


Figura 3.49 Disposición de rodillos para bandas transportadoras menores a 2 metros.

(Transilon, 2013)

La fuerza tangencial requerida para mover la banda transportadora con carga se calcula con la siguiente ecuación.

$$FU = ur * g * (ml + mr + mb)$$

Ec. (3.55)

Dónde:

- FU: fuerza tangencial de la banda transportadora [N].
- ur: coeficiente de fricción para marcha sobre rodillo [adimensional].
- g: gravedad [m/s²].
- m: masa de mercancía transportada en toda la longitud de transporte [kg].
- mb: masa de la banda transportadora [kg].
- mr: masa de todos los tambores excepto el motriz [kg].

$$FU = 0.033 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (2.8kg + 41.04kg + 40kg)$$

$$FU = 27.13 N$$

Además los rodillos necesitan entregar a la telera una fuerza FA, la misma que es la fuerza de tensión requerida por las púas para desprender la lana de los rodillos de alimentación.

$$FA = MT * A$$

Dónde:

- MT: módulo de tensión de la lana [kPa].
- A: área de lana dosificada [m²].

$$FA = 50KPa * (0.06m * 1.2m)$$

$$FA = 3600N$$

Potencia del rodillo motriz de la telera.

$$PMT = (FA + FU) * VL$$

Ec. (3.56)

Dónde:

- PMT: potencia del rodillo motriz telera [W].

- FA: fuerza de tensión de lana [N].
- VL: velocidad lineal del rodillo de la telera [m/min].

$$PMT = (3600N + 27.13N) * 0.158 \frac{m}{min}$$

$$PMT = 9.55 W$$

Potencia del rodillo motriz a su mayor velocidad.

$$PMT = (3600N + 27.13N) * 0.067 \frac{m}{s}$$

$$PMT = 242W$$

El diámetro mínimo del rodillo.

$$da = \frac{FU * C3 * 180}{bo * \beta}$$

Ec. (3.57)

Dónde:

- da: diámetro mínimo del rodillo [mm].
- FU: fuerza tangencial [N].
- C3: factor de cálculo del manual FMS [adimensional].
- bo: ancho de la banda transportadora [mm].
- β : ángulo de contacto de la banda transportadora con el rodillo [°].

$$da = \frac{3627 * 30 * 180}{1200 * 180}$$

$$da = 91mm$$

Sin embargo debido al radio de curvatura de la telera se utiliza el diámetro de rodillo de 4.5 pulgadas.

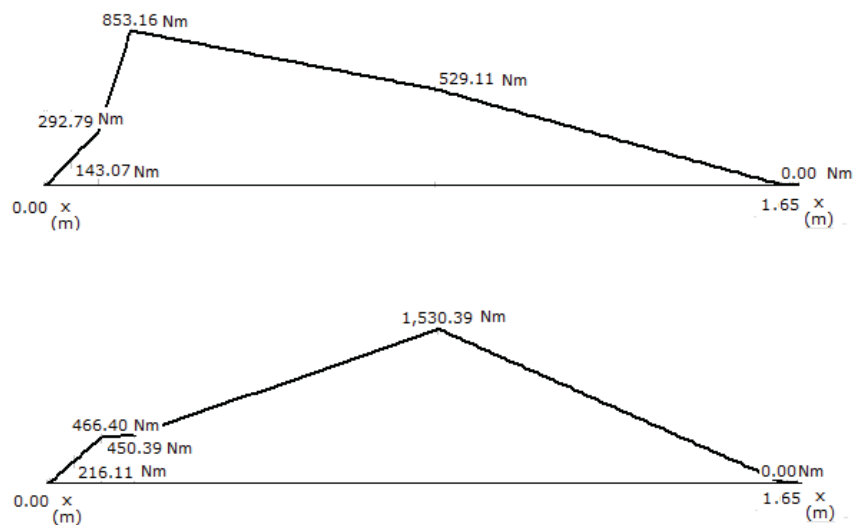


Figura 3.50 Diagrama de momento flector en el plano zx y del plano yx respectivamente.

$$R_{Ay} = 2123 \text{ N abajo}$$

$$R_{By} = 175 \text{ N arriba}$$

$$R_{Az} = 342.8 \text{ N arriba}$$

$$R_{Bz} = 506.8 \text{ N arriba}$$

Magnitud máxima de las reacciones.

$$R_A = \sqrt{B_z^2 + B_y^2} = 2150 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{D_z^2 + D_y^2} = 536 \text{ N}$$

Utilizando el mismo criterio que en el diseño del eje para la banda transportadora para una vida útil de 5 años, sin ser maquinado, y con una confiabilidad del 50% se obtiene que el diámetro mínimo debe ser de 2.24 pulgadas por lo que se utiliza un eje de transmisión AISI 1020 de 2.25 pulgadas de diámetro.

3.2.2.2.4 SELECCIÓN DE LOS SOPORTES DEL EJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Se encuentra la carga dinámica que debe de tener la chumacera utilizando las reacciones del rodillo motriz de la telera y el número de ciclos del mismo.

$$C = P * \sqrt[3]{L}$$

$$C = 2150N * \sqrt[3]{385400}$$

$$C = 156500N$$

Tipo Type	d	Bull. fiss. Bolt Size mm/inch	Coefficients di carico (N) Load ratings (N)		Cuscinetto Bearing	Supporto Housing	Peso Weight (kg)
			Dinamico C Dynamic C	Statico C ₀ Static C ₀			
UCFS312 UCFS312-36 UCFS312-37 UCFS312-38 UCFS312-39	60 2 1/4 2 5/16 2 3/8 2 7/16	M20 3/4	78 000	49 500	UC312 UC312-36 UC312-37 UC312-38 UC312-39	FS312	7,2

Figura 3.51 Datos técnicos de las chumaceras.
(DIAGO, 2013)

Ninguna chumacera presenta la carga dinámica por lo que se escoge la chumacera con mayor capacidad y se calcula la vida útil de la chumacera.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L = \left(\frac{78000N}{2150 N}\right)^3$$

$$L = 47750 \text{ ciclos}$$

Por lo que la chumacera seleccionada, se deberá cambiar cada 8 meses.

3.2.2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación tiene que soportar el peso de rodillos, tolva, lana, el panel de control, el motor y la caja reductora, por lo que se requiere analizar todas las fuerzas que actúan sobre la tolva en conjunto para analizar si el diseño va a resistir.

De la misma manera se realiza un estudio estático en el programa Solidworks para observar donde puede fallar la estructura de la tolva, obteniendo los siguientes resultados.

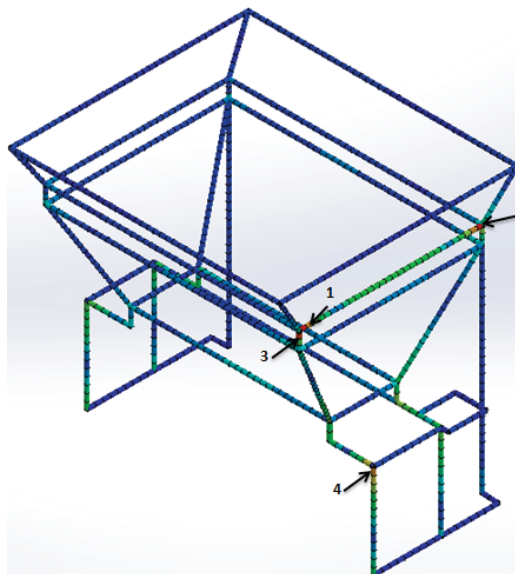


Figura 3.52 Zona de mayor esfuerzo en la tolva.

Tabla 3.3-36 Esfuerzos máximos en la estructura de la tolva

Máximos esfuerzos encontrados en la Estructura de la Tolva.	
Elemento	Valor en [MPa]
1	65.1
2	65.0
3	58.1
4	52.4

Se escogió el acero AISI 1010 debido a la disponibilidad en el mercado, presentando el siguiente factor de seguridad.

$$F.S. = \frac{S_{ys}}{\sigma_{max}} = \frac{180MPa}{65.1MPa}$$

$$F.S. = 2.76$$

El factor de seguridad de 2.76 garantiza que la estructura de la tolva no va a fallar en la ruptura, y va a trabajar en la zona elástica del material.

3.2.2.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN

El sistema de reducción deberá ser dimensionado de tal manera que los diferentes componentes de la máquina giren a la velocidad angular antes calculada y que tengan la fuerza necesaria para transmitir este movimiento.

Tabla 3.3-37 Velocidades angulares de los componentes de la máquina.

Componente	Velocidad angular [RPM]
Rodillo banda transportadora	0.18
Rodillo telera	0.44
Rodillos de alimentación	0.13

El motor que se va a instalar es de 4 polos, el mismo que será conectado a un variador de frecuencia, la mínima frecuencia que recomienda el fabricante para utilizar en el motor es de 6Hz, debido que a frecuencias bajas el motor tiende a calentarse.

$$N = \frac{120 * F}{P}$$

Ec. (3.58)

Dónde:

- N: velocidad en rpm del motor [rpm].

- F: frecuencia de trabajo del motor [Hz].
- P: número de polos del motor [adimensional].

El variador de frecuencia podrá trabajar desde 6Hz hasta los 60Hz por lo que las velocidades del motor serán.

$$N_{Baja} = \frac{120 * 6}{4}$$

$$N_{Baja} = 180rpm$$

$$N_{alta} = \frac{120 * 60}{4}$$

$$N_{alta} = 1800 rpm$$

La empresa ESPATEX presentaba en sus instalaciones una caja reductora con una relación de transmisión de 85.5 la cual se utilizó a la salida del motor de 4 polos.

$$N_{caja} = \frac{N_{baja}}{85.5}$$

$$N_{caja} = 2.1rpm$$

Utilizando la frecuencia mínima de trabajo del variador de frecuencia se obtuvo una velocidad a la salida de la caja reductora de 2.1 revoluciones por minuto, para alcanzar la velocidad con la que debe de girar el rodillo de la telera se debe encontrar la relación de transmisión.

$$i_{caja - telera} = \frac{N_{caja}}{0.44rpm} = 4.79$$

Debido al espacio físico se va a diseñar una relación de transmisión de 2 pasos, en el primer paso se realizara una relación de transmisión de 3,

utilizando un piñón de 13 y una catalina de 39 dientes respectivamente, en el segundo paso se va a utilizar dos poleas de 5 y 8 pulgadas respectivamente presentado una relación de transmisión de 1.6. Los dos pasos darán como resultado una relación de transmisión de 4.8, la requerida por el sistema. La velocidad del rodillo de la telera con sistema de transmisión seleccionado es:

$$N_{telera_{final}} = \frac{N_{caja}}{4.8}$$

$$N_{telera_{final}} = 0.439rpm$$

Desde el rodillo de la telera se va a transmitir el movimiento hacia el rodillo de la banda transportadora y hacia el rodillo de alimentación. La relación de transmisión para obtener la velocidad de la banda transportadora será.

$$i_{telera-banda} = \frac{N_{telera_{final}}}{N_{banda}} = 2.437$$

Para obtener la relación de transmisión se van a escoger dos poleas de 12 y 5 pulgadas respectivamente. Las cuales dan una relación de transmisión de 2.4 por lo que la velocidad del rodillo de la banda transportadora final es de 0.183 rpm. De la misma forma se calcula la relación de transmisión requerida para los rodillos de alimentación.

$$i_{telera-alimentacion} = \frac{N_{telera_{final}}}{N_{alimentacion}} = 3.37$$

Debido al espacio físico se seleccionó ruedas dentadas para lograr esta reducción de transmisión, se utilizó un piñón de 14 dientes y una catalina de 48 dientes obteniendo una relación de transmisión de 3.43 y una

velocidad de los rodillos de alimentación de 0.128 rpm. Además se va a utilizar una reducción de 2.5 para mover el rodillo dosificador, de igual forma ya que el espacio dispuesto es pequeño se va a utilizar la reducción de transmisión con un piñón de 14 dientes y una catalina con 35 dientes.

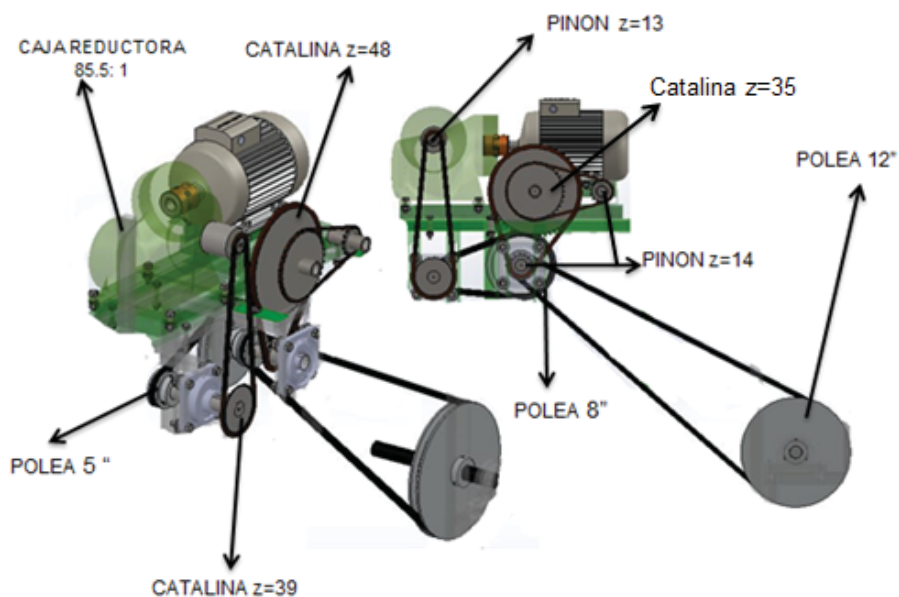


Figura 3.53 Distribución del sistema de reducción.

3.2.2.5 SELECCIÓN DE CADENAS Y BANDAS DE TRANSMISIÓN

3.2.2.5.1 SELECCIÓN DE CADENAS

Utilizando la figura 3.54 para la selección de cadenas del catálogo de cadenas de rodillos de JORESA, para el cual se requiere conocer la velocidad en revoluciones por minuto del piñón, y la potencia en [kW] que se debe de transmitir.

El piñón de 13 dientes a su máxima carga gira a 50 rpm y transmite una potencia de 0.4 kW.

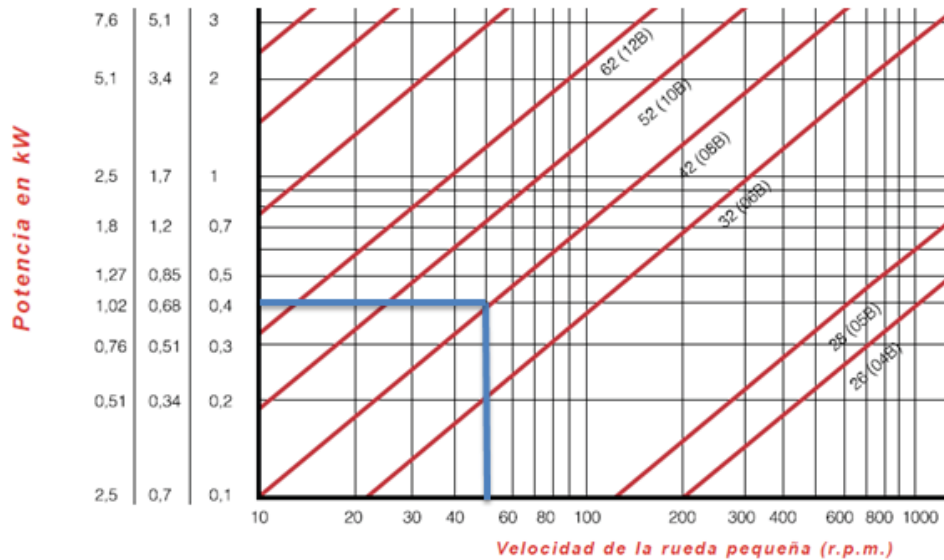


Figura 3.54 Curvas para la selección de cadenas con respecto a la potencia y la velocidad de giro. (JORESA, 2013)

De la figura 3.55 se selecciona la cadena 10B1 del catálogo de JORDESA, la cadena seleccionada presenta las siguientes características.

Referencia	Norma	Paso P	Paso P	Ancho interior mínimo	Diámetro del rodillo	Diámetro del eje	Ancho máximo sobre ejes	Ancho sobre ejes de unión	Superficie de articulación	Carga aprox. de rotura	Eslabones por metro aprox.	Peso por metro
JORESA	ISO	Pulgada	mm	A mm	D mm	d mm	H mm	C mm	cm ²	Kg		Kg
26	04 B-1	-	6	2,80	4	1,85	7,40	10,10	0,07	300	167	0,120
28	05 B-1	0,315	8	3	5	2,31	8,50	11,50	0,10	550	125	0,180
32*	06 B-1	3/8	9,525	5,72	6,35	3,28	12,40	16,10	0,285	1.000	105	0,400
42	08 B-1	1/2	12,70	7,75	8,51	4,45	17,00	19,50	0,50	2.000	79	0,720
43	81	1/2	12,70	3,30	7,75	3,66	9,70	12,50	0,21	1.000	79	0,280
44	82	1/2	12,70	2,38	7,75	3,66	8,20	-	0,17	1.000	79	0,250
46	83	1/2	12,70	4,88	7,75	4,09	12,30	13,85	0,34	1.400	79	0,430
52	10 B-1	5/8	15,875	9,65	10,16	5,08	19,00	23,10	0,68	2.500	63	0,960
62	12 B-1	3/4	19,05	11,68	12,07	5,72	22,00	26,50	0,90	3.200	63	1,230
82	16 B-1	1	25,40	17,02	15,88	8,28	34,60	39,50	2,12	6.500	39	2,670
102	20 B-1	1 1/4	31,75	19,56	19,05	10,19	40,10	48,00	2,94	10.000	31	3,320
122	24 B-1	1 1/2	38,10	25,40	25,40	14,63	53,20	60,50	5,54	19.000	27	7,680
142	28 B-1	1 3/4	44,45	30,99	27,94	15,90	64,50	71,00	7,40	21.000	23	9,450
162	32 B-1	2	50,80	30,99	29,21	17,81	64,40	71,80	8,00	26.000	19	8,950
202	40 B-1	2 1/2	63,50	38,10	39,37	22,89	78,40	87,40	12,75	43.000	15	16,040
242	48 B-1	3	76,20	45,72	48,26	29,24	98,20	108,00	20,58	65.000	13	25,310

Figura 3.55 Características técnicas de cadenas simples. (JORESA, 2013)

EL factor de seguridad de la cadena está representado por la siguiente ecuación.

$$K = \frac{\text{Carga rotura}}{\text{Tension aplicada}}$$

Ec. (3.59)

$$T = \frac{6120 * PM}{v}$$

$$v = \frac{P * z * n}{1000}$$

Dónde:

- v: velocidad [m/min].
- p: paso [mm].
- z: número de dientes [adimensional].
- n: revoluciones por minuto [rpm].
- T: tensión aplicada [kg].
- PM: potencia a transmitir en [kW].

$$v = \frac{15.88 * 13 * 50}{1000}$$

$$v = 10.3 \frac{m}{min}$$

$$T = \frac{6120 * 0.4}{10.3 \frac{m}{min}}$$

$$T = 238 \text{ kg}$$

La carga de rotura de la cadena seleccionada es de 2500 kg por lo que el coeficiente de seguridad es de.

$$K = \frac{2500 \text{ kg}}{238 \text{ kg}}$$

$$K = 10.5$$

Como el factor de seguridad es mayor que 1 se garantiza que la cadena va a resistir el trabajo.

Debido a que la cadena antes seleccionada debe resistir mayor carga que el resto de cadenas se va a seleccionar la misma cadena para los tres juegos de reducción para reducir costos.

3.2.2.5.2 SELECCIÓN DE LAS BANDAS.

De la figura 3.56 del catálogo correas de transmisión industrial de Dunlop, se selecciona una banda, la polea menor de 5 pulgadas gira a 17.5 rpm y la potencia a transmitir es de 400 W.

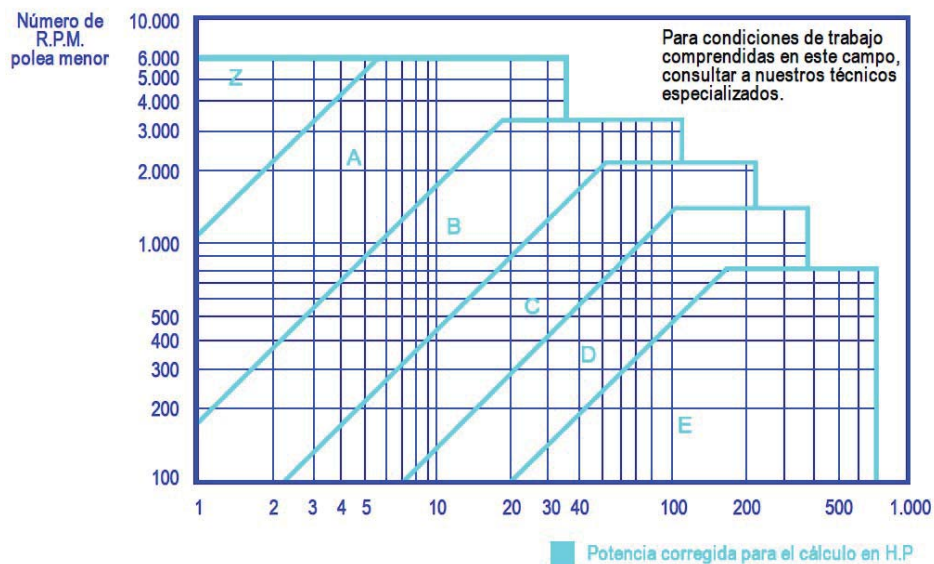


Figura 3.56 Curvas para la selección de cadenas con respecto a la potencia y la velocidad de giro.

(Dunlop, 2013)

La potencia corregida debido al tiempo de funcionamiento y el tipo de trabajo es:

$$PC = 400W * 1.1$$

$$PC = 0.59 \text{ hp}$$

- Relación de transmisión.

$$K = \frac{D}{d}$$

$$K = \frac{8''}{5''} = 1.6$$

La distancia entre ejes es de 300 mm y debe ser mayor que la distancia encontrada en la siguiente ecuación donde d es el diámetro primitivo de la polea pequeña.

$$I \geq \frac{(K + 1) * d}{2} + d$$

$$I \geq \frac{(1.6 + 1) * 5plg}{2} + 5plg = 292mm$$

La distancia escogida entre ejes es la adecuada ahora se busca la longitud que debe de tener la banda utilizando la siguiente ecuación.

$$L = 2 * I + 1.57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * I}$$

$$L = 2 * 300 + 1.57 * (203 + 127) + \frac{(203 - 127)^2}{4 * 300}$$

$$L = 1123mm$$

Según el catalogo la banda corresponde a una de sección B número 43 y tiene un factor de corrección por la longitud FCL = 0.85.

Determinación del arco de contacto.

$$AC = 180 - \frac{57 (D - d)}{I}$$

$$AC = 180 - \frac{57 (203 - 127)}{300}$$

$$AC = 117.3$$

El factor de corrección por el ángulo de contacto FCA=0.81

La potencia que recomienda el catalogo debido a número de revoluciones al tipo de banda y a la relación de transmisión de 0.9 hp. Sin embargo se debe de corregir este valor utilizando los factores anteriores.

$$P_b = 0.9Hp * FCA * FCL = 0.62Hp$$

- El número de bandas que se debe utilizar.

$$N = \frac{PC}{P_b} = \frac{0.59Hp}{0.62Hp} = 0.95$$

$$N = 1$$

Para la transmisión hacia la banda transportadora se requiere una potencia de 11W presenta una distancia entre centros de 847mm con un relación de transmisión de 2.4 girando la polea de 127mm de diámetro a 11 rpm.

- Corrección de potencia.

$$PC = 11W * 1.1 = 0.02 Hp$$

- Distancia mínima entre centros.

$$I \geq \frac{(2.4 + 1) * 5plg}{2} + 5plg = 343mm$$

- Longitud de la banda.

$$L = 2 * 847 + 1.57 * (305 + 127) + \frac{(305 - 127)^2}{4 * 847}$$

$$L = 2381mm$$

Según el catalogo la banda corresponde a una de sección B número 93 y tiene un factor de corrección por la longitud FCL = 1

- Determinación del arco de contacto.

$$AC = 180 - \frac{57(305 - 127)}{847} = 168$$

$$AC = 168$$

El factor de corrección por el ángulo de contacto $FCA=0.97$.

La potencia que recomienda el catalogo debido a número de revoluciones al tipo de banda y a la relación de transmisión de 0.76 hp. Sin embargo se debe de corregir este valor utilizando los factores anteriores.

$$Pb = 0.9Hp * FCA * FCL$$

$$Pb = 0.737Hp$$

- El número de bandas que se debe utilizar.

$$N = \frac{PC}{Pb} = \frac{0.02Hp}{0.74Hp} = 0.022$$

$$N = 1$$

Obteniendo como resultado que el número de bandas a utilizar es 1.

3.2.2.6 DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR

El motor es el encargado de entregar la potencia necesaria para el movimiento de los componentes del sistema de transporte y de alimentación, como se había mencionado el motor va a ser accionado por un variador de frecuencia, por lo que se debe analizar el sistema como un todo y no solamente el motor. Para que el motor pueda trabajar en un rango de velocidades, no basta variar la frecuencia de alimentación, se debe variar también la amplitud de la tensión de alimentación de manera

proporcional la variación de frecuencia, de esta forma, el flujo, y por consiguiente el par electromagnético del motor, permanecen constantes. La variación de la relación V/f es lineal hasta la frecuencia nominal de operación del motor. Por encima de la misma, la tensión, que es igual a la nominal del motor, permanece constante y existe, solamente, variación de la frecuencia estática.

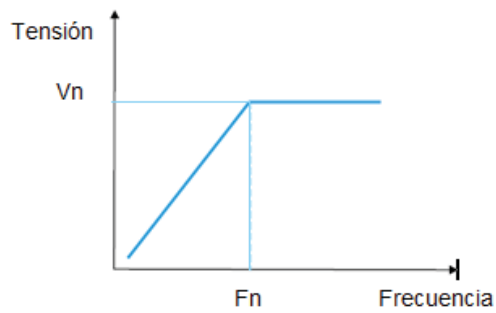


Figura 3.57 Gráfica frecuencia vs tensión en un motor.
(WEG, 2013)

El par suministrado por el motor es constante hasta la frecuencia nominal de operación, por encima esta frecuencia el par disminuye gradualmente, por el debilitamiento del campo.

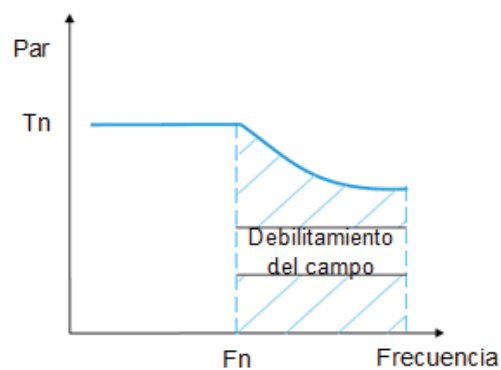


Figura 3.58 Gráfica frecuencia vs torque en un motor.
(WEG, 2013)

Como la potencia es el resultado del producto del par por la rotación, la potencia útil del motor crece linealmente hasta la frecuencia base y permanece constante por encima de esta.

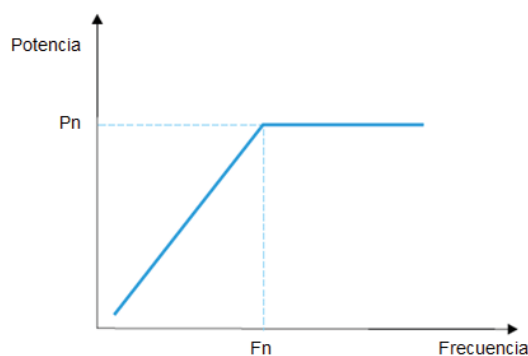


Figura 3.59 Gráfica frecuencia vs potencia en un motor.
(WEG, 2013)

Para mejorar el desempeño del motor a bajas velocidades, algunos convertidores poseen funciones especiales como la compensación de deslizamiento (que atenúa la variación de la velocidad en función de la carga) y el boost de tensión (aumento de la relación V/f para compensar el efecto de la caída de tensión en la resistencia estática y mantener la capacidad de par del motor) en bajas rotaciones.

Al utilizar un variador de frecuencia el motor de inducción presenta un aumento de temperatura debido a las pérdidas del motor en función de las componentes armónicas de la señal del PWM, aliada a la disminución de ventilación en cuanto a la operación del motor auto ventilado a bajas frecuencias para lo cual se recomienda, una reducción del par nominal o sobredimensionar el motor, o utilizar un sistema de ventilación independiente, para evitar el sobrecalentamiento del motor. (WEG, 2013)

Como ya se analizó en el dimensionamiento del sistema de reducción el motor va a trabajar a 6 Hz. Por lo que estará trabajando al 10 por ciento de su frecuencia nominal, entrando con este dato en la figura 3.60 se observa que se requiere reducir el par nominal en un 60 por ciento. (WEG, 2013)

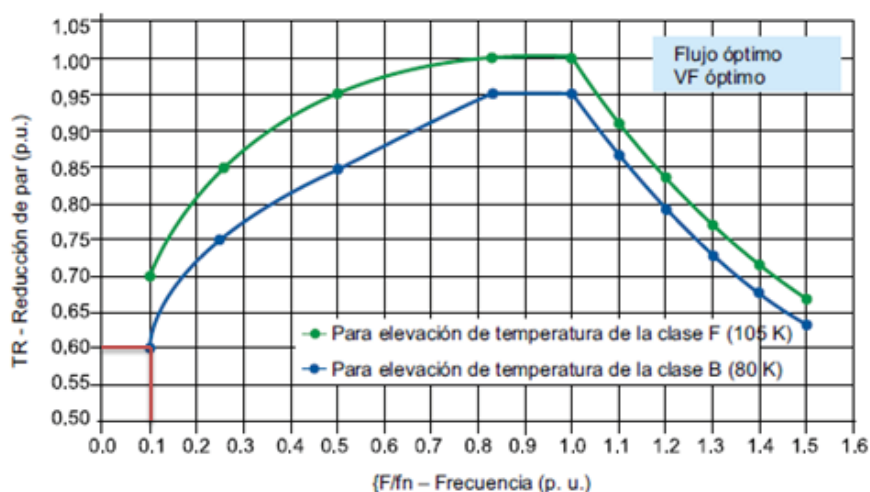


Figura 3.60 Gráfica relación de frecuencia vs reducción de par.
(WEG, 2013)

Cuando los motores funcionan en altitudes por encima de los 1.000 metros, presentan problemas de calentamiento causado por la rarefacción del aire y, consecuentemente, disminución de su poder de refrigeración (enfriamiento). El intercambio insuficiente de calor entre el motor y el aire circundante, lleva a la exigencia de reducción de pérdidas, lo que significa también la reducción de la potencia.

T/H	1.000	1.500	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000
10	1,16	1,13	1,11	1,08	1,04	1,01	0,97
15	1,13	1,11	1,08	1,05	1,02	0,98	0,94
20	1,11	1,08	1,06	1,03	1,00	0,95	0,91
25	1,08	1,06	1,03	1,00	0,95	0,93	0,89
30	1,06	1,03	1,00	0,96	0,92	0,90	0,86
35	1,03	1,00	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84
40	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,80
45	0,95	0,92	0,90	0,88	0,85	0,82	0,78
50	0,92	0,90	0,87	0,85	0,82	0,80	0,77
55	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73
60	0,83	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,70

Figura 3.61 Factor de multiplicación de la potencia útil en función de la temperatura ambiente en grados centígrados y de la altitud en metros. (WEG, 2013)

El motor va a trabajar a una altura de 2225 metros sobre el nivel del mar a una temperatura de 35 grados centígrados, por lo que el factor de seguridad por temperatura y altura es de 0.94.

Por lo que la potencia del motor queda representada por la siguiente ecuación.

$$PM = \frac{FS * \sum P_{Rodillos}}{FRP * FTA} \quad \text{Ec. (3.60)}$$

Dónde:

- PM: potencia del motor [hp].
- FS: factor de seguridad [adimensional].
- $\sum P_{Rodillos}$: sumatoria potencia de los rodillos [W].
- FRP: factor de reducción del par nominal [adimensional].
- FTA: factor de seguridad por temperatura y altura [adimensional].

$$PM = \frac{1.82 * 403W}{0.6 * 0.94} = 1300W$$

$$PM = 1.744Hp$$

Ya que no existe un motor con una potencia de 1.7 caballos de fuerza se escoge el inmediato superior de venta comercial el cual presenta las siguientes características.

Tabla 3.3-38 Datos técnicos del motor del sistema de transporte y alimentación.

Potencia	Voltaje	Amperaje	Eje	Velocidad
2HP	220VAC	7A	0.5 pulgadas	1800 RPM

3.2.3 DIMENSIONAMIENTO ELÉCTRICO

Una vez conocidos los componentes eléctricos que van a funcionar en el horno se analizan las características eléctricas de cada uno, con el fin de poder seleccionar los elementos de control y las protecciones para el funcionamiento adecuado y autónomo de la máquina.

Tabla 3.3-39 Características eléctricas de los componentes del horno.

CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LOS COMPONENTES DEL HORNO		
Elemento	Voltaje [VAC]	Corriente nomina [A]
Quemador de Diésel	220	3
Ventiladores	220	1.8
Motor trifásico 2Hp	330	7.3

Es necesario utilizar una variador de frecuencia para poder regular la velocidad del motor y con él, los distintos elementos de la máquina, con el fin de controlar el tiempo que se debe encontrar la lana dentro del horno.

La máquina va a funcionar a 2200 metros de altura por lo que la potencia real del variador de frecuencia será menor a la que se indica en las características, que se debe compensar el funcionamiento sobre los 1000 m.s.n.m. como se observa en la figura 3.60 (JNG, 2013). Una vez conocida la corriente que entregan los diferentes variadores a los 2200 metros de altura se debe seleccionar la potencia del variador de frecuencia.

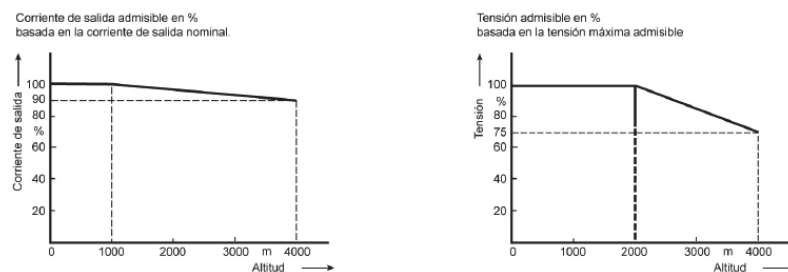


Figura 3.62 Curvas de reducción para corriente y tensión en función de la altitud.

(Siemens, Instrucciones de uso SINAMICS G110, 2013)

Se debe calcular el factor de corrección de la altitud para la corriente de salida del variador según la norma IEEE C37.40.

$$ACF = 1 - 0.02 \frac{H-1000}{1000} \quad \text{Ec. (3.61)}$$

Dónde:

H: altitud en metros

$$ACF = 0.976$$

Altitude above sea level		Altitude correction factor to be applied to		
		Dielectric strength	Rated continuous current	Ambient temperature
Meters	Feet	1	2	3
1000	3300	1.00	1.00	1.00
1200	4000	0.98	0.99	0.992
1500	5000	0.95	0.99	0.980
1800	6000	0.92	0.98	0.968
2100	7000	0.89	0.98	0.956
2400	8000	0.86	0.97	0.944
2700	9000	0.83	0.96	0.932
3000	10 000	0.80	0.96	0.920
3600	12 000	0.75	0.95	0.896
4300	14 000	0.70	0.93	0.872
4900	16 000	0.65	0.92	0.848
5500	18 000	0.61	0.91	0.824
6100	20 000	0.56	0.90	0.800

NOTE—Use one correction factor from columns 2 or 3, but not both, for any one application. If the derating, as determined from the table, is significant, equipment of suitable higher rating should be chosen to meet requirements after the correction factor has been applied.

Figura 3.63 Factores de corrección por altitud.
(Scribd, IEEE Std. C37.40-2003, 2013)

Del manual del variador SINAMICS G110, obtenemos la corriente nominal de salida.

Tabla 3.3-40 Corriente variadores Siemens SIMANICS G110.

	2 hp	3 hp
I nominal	7.8 A	11A

Con los factores de corrección de corriente para ambos variadores obtenemos:

$$I_{2200\text{ m.s.n.m}} = I_{\text{variador}} * ACF * TCF * DSF \quad \text{Ec. (3.62)}$$

Dónde:

- I_{variador} : corriente nominal del variador [A].
- ACF: factor de corrección por altitud [adimensional].
- TCF: factor de corrección por temperatura [adimensional].

- DSF: factor de corrección del dieléctrico.

Interpolando el factor de correlación por temperatura de la figura 3.61 a una altura de 2200 metros se obtiene el TCF igual a 0.952.

$$I_{2200 \text{ m.s.n.m}} = 7.8A * 0.976 * 0.952 * 0.87$$

$$I_{2200 \text{ m.s.n.m}} = 6.30A$$

Tabla 3.3-41 Corriente variadores Siemens SINAMICS G110 a diferentes alturas.

	1000 m.s.n.m	2200 m.s.n.m
I nominal 2 hp	7.8 A	6.30 A
I nominal 3 hp	11 A	8.89 A

El motor presenta una corriente nominal de 7.3 A, por lo que se debe seleccionar un variador de frecuencia de 3 hp.



Figura 3.64 Variador SINAMICS G110 de 3HP.
(Siemens, Instrucciones de uso SINAMICS G110, 2013)

3.2.3.1 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL

Conociendo los principales elementos eléctricos del diseño, se analiza los elementos de control que harán posible el funcionamiento autónomo de

la máquina, para lo cual es necesario determinar las señales de entrada y de salida de los elementos de control como se muestra en la tabla 3.3-42.

Tabla 3.3-42 Señales de entrada y salida para los controladores

SEÑALES DE ENTRADA Y DE SALIDA		
	Descripción	Tipo
Entradas	Arranque del sistema	Digital
	Paro del sistema	Digital
	Paro de emergencia	Digital
	Funcionamiento 1er proceso	Digital
	Funcionamiento 2do proceso	Digital
	Sensor temperatura 1	Analógico
	Sensor de temperatura 2	Analógico
	Protección de encendido de llama	Digital
Salidas	Encendido y apagado del motor	Digital
	Cambio de giro del motor	Digital
	Control velocidad motor	Analógico
	Encendido y apagado del quemador	Digital
	Encendido de los ventiladores	Digital
	Encendido del Extractor	Digital
	Indicador de funcionamiento	Digital
Indicador de Emergencia	Digital	

Se requiere un controlador que presente como mínimo 6 entradas y 7 salidas digitales además 2 entradas y 1 salida analógicas, por lo cual se ha seleccionado un PLC Siemens Logo, con un módulo de expansión de entradas y salidas digitales y un módulo de salidas analógicas, se seleccionó un controlador de temperatura que es la mejor solución por costo y utilidad. Estos controladores tienen un fácil seteo de las temperaturas a controlar y presentan un indicador de temperatura y entrega una señal digital al PLC, de esta manera se redujo costos en el acondicionamiento de la señal y en el visualizador de temperaturas.

El hogar puede alcanzar temperaturas muy altas ocasionando que la lana o la banda transportadora lleguen a maltratarse, para lo cual se requiere un control de temperatura que apague el quemador de diésel cuando el hogar se encuentre a 150 grados centígrados, y además se requiere un control de temperatura para garantizar la temperatura requerida en el interior horno.



Figura 3.65 Controladores del horno. a) PLC Siemens LOGO!. b) Controlador Full Gauge MT-622.

(Siemens, Siemens Image Database, 2013) , (Gauge, 2013)

3.2.3.2 SELECCIÓN DE LAS PROTECCIONES ELÉCTRICAS

Se debe garantizar que todos los elementos eléctricos que se encuentran dentro de la máquina, estén protegidos contra cortocircuitos, sobrecargas y fallas por aislamiento.

3.2.3.2.1 PROTECCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA

Se debe calcular la corriente máxima de todos los componentes que se encuentran en la maquina con el fin de seleccionar un disyuntor el cual se disparara cuando exista un aumento de corriente nominal causada por algún cortocircuito evitando daños en los equipos eléctricos.

La corriente del disyuntor es igual a la sumatoria de las corrientes nominales de los componentes eléctricos de la máquina.

$$I_{max} = \sum I_{elementos} \quad \text{Ec.(3.63)}$$

$$I_{max} = I_{variador} + I_{ventiladores} + I_{quemador} + I_{extractor} + I_{elementos\ de\ control}$$

$$I_{max} = 35A + 4 * 1.8A + 3A + 1A + 3A$$

$$I_{max} = 49.2A$$

La corriente nominal de un disyuntor está calculada a una temperatura de trabajo de 40 grados centígrados y periodos de trabajo corto. Se debe tomar en cuenta que el disyuntor va a realizar un trabajo continuo a una temperatura menor a 40 grados centígrados por lo que se debe multiplicar la corriente nominal del disyuntor por un factor de desclasificación de 1.07 por la temperatura y de 0.9 por trabajo continuo, y el resultado debe ser mayor a la corriente de la carga que se requiere proteger. (SMA, 2013)

$$I_{disyuntor} > \frac{I_{max}}{0.9 * 1.07} \quad \text{Ec. (3.64)}$$

$$I_{disyuntor} > \frac{49.2A}{0.9 * 1.07} = 51.09A$$

El disyuntor comercial que cumple con los requerimientos de corriente es el de 63A, sin embargo la corriente máxima que va a proteger este disyuntor es de:

$$I_{disy_{max}} = 63A * 0.9 * 1.07 = 60.67A$$



Figura 3.66 Disyuntor de 2 polos.
(Siemens, Siemens Image Database, 2013)

Se requiere seleccionar un cable eléctrico que resista mayor corriente que la corriente máxima de protección del disyuntor. El cable que soportaría la corriente de protección del disyuntor es el 4 AWG, el cual debe ser usado para alimentar a la máquina. (Fabricables, 2006)

3.2.3.2.2 PROTECCIÓN ELÉCTRICA PARA EL MOTOR PRINCIPAL

El variador de frecuencia brinda al motor protecciones como son las de arranque suave, progresivo y sin saltos, limitando la corriente máxima del motor, sin embargo se recomienda utilizar luego del variador, un guarda motor con la corriente nominal del motor, con ello se evitaría fallas por sobrecargas en el motor. El motor presenta una corriente nominal de 7.3 amperios por lo que la conexión desde la salida del variador de frecuencia hacia el motor deberá realizarse con el cable 14 AWG.



Figura 3.67 Guardamotor Sirius de Siemens.
(Siemens, Siemens Image Database, 2013)

El fabricante recomienda utilizar un fusible de 35 amperios en la entrada del variador para protegerlo de forma rápida, ante cualquier sobrecarga o cortocircuito ocurrido en el variador. Por lo que se deberá utilizar un cable 10 AWG para realizar la conexión desde el disyuntor principal hacia la entrada del variador de frecuencia.

3.2.3.2.3 PROTECCIÓN ELÉCTRICA PARA LOS MOTORES SECUNDARIOS.

El disyuntor principal protegerá a la máquina y a los elementos eléctricos de la misma ante algún cortocircuito, sin embargo los motores secundarios como son los ventiladores, el extractor de aire y el del quemador de diésel no presentan ninguna protección ante alguna sobrecarga, como la tiene el motor principal.

$$I_{\text{secundarios}} = I_{\text{quemador}} + I_{\text{ventiladores}} + I_{\text{extractor}} \quad \text{Ec. (3.65)}$$

$$I_{\text{secundarios}} = 3A + 4 * 1.8A + 1A = 11.2A$$

$$I_{\text{Disyuntor sec}} > \frac{11.2A}{0.9 * 1.07} = 11.63A$$

$$I_{\text{Disyuntor sec}} = 15A$$

Cualquier aumento de corriente sobre los 15 amperios causado por alguna sobrecarga en los ventiladores, o el quemador de diésel, ocasionará que el disyuntor secundario se dispare protegiendo a los demás equipos.

Por lo que las conexiones desde el disyuntor principal hacia el secundario, y de este hacia los demás motores se podrán realizar con un cable 14 AWG.

3.2.3.2.4 PROTECCIÓN ELÉCTRICA PARA EL PLC.

EL fabricante del controlador recomienda un fusible de 1 amperio para PLC de alimentación DC como se indica en la figura 3.68.

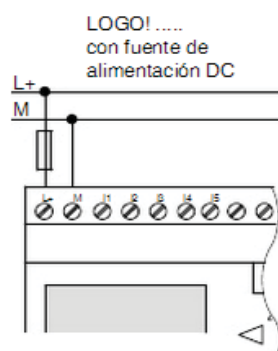


Figura 3.68 Protección eléctrica para la entrada del PLC LOGO! de Siemens.

(Siemens, Manual LOGO!, 2013)

El PLC presenta salidas a relé, que soportan hasta 10A corriente suficiente para activar los ventiladores y el quemador de diésel, sin embargo para proteger las salidas del PLC por alguna corriente de retorno

se han utilizado relés de potencia para activar los componentes de la máquina.

3.2.3.3 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Una vez ingresada la lana al interior de la tolva, el operario debe encender la máquina presionando el botón de arranque (ON). En este momento se debe calentar al horno hasta una temperatura de 120 grados, por lo cual es necesario encender los ventiladores y el quemador de diésel, además se encenderá una luz piloto verde indicando que la máquina se encuentra encendida.

Alcanzada la temperatura se arranca el motor principal el cual pone en movimiento al sistema de alimentación de la lana y a la banda transportadora. La lana ingresara al horno constantemente, permaneciendo en el mismo, entre 105 y 120 grados centígrados alrededor de 19 minutos y saldrá almacenándose en un recipiente.

Al finalizar el proceso de carbonizado, el operario deberá apagar la maquina presionando el botón de paro (OFF), en este momento se apagara el quemador y el motor principal dejando encendido los ventiladores durante 5 minutos para que el horno se enfrié lo más pronto posible.

Cuando la llama del quemador de diésel no llegue a prenderse, o se apague por cualquier motivo, se pondrá en alarma el sistema, apagando el

quemador de diésel, el motor principal, encendiendo el indicador rojo, y luego de 5 minutos se apagaran los ventiladores. Se podrá poner en marcha la maquina reiniciando el quemador de diésel y realizando el encendido normal.

El sistema consta con un paro de emergencia el cual realizará un apagado total de la máquina, para volver a reiniciar a la maquina se deberá desactivar el paro de emergencia y volver a encender de forma normal la máquina.

Todo este funcionamiento se puede expresar mediante un graficet que es un diagrama funcional que permite describir los comportamientos del automatismo de la maquina en relación a las informaciones que recibe, tanto del operador como de los sensores, imponiendo un funcionamiento riguroso, evitando de esta forma incoherencias, bloqueos o conflictos en el funcionamiento total de la máquina al momento de realizar la programación del controlador.

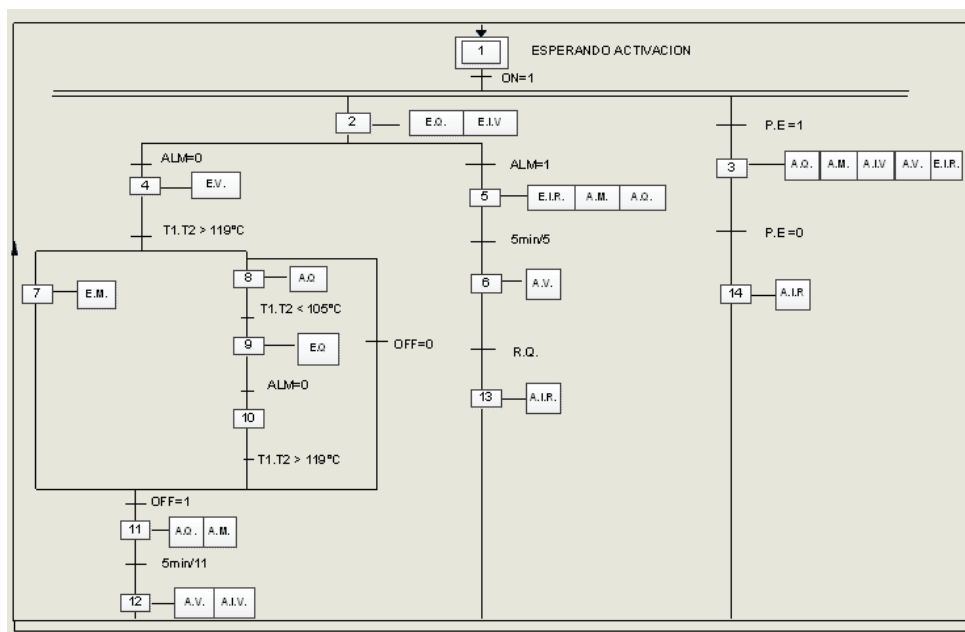


Figura 3.69 Grafcet del funcionamiento de la máquina.

3.2.3.4 PROGRAMACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL

Para la programación del PLC, Siemens proporciona el paquete llamado LOGO!Soft Comfort el cual nos permite programar el controlador a través de lenguaje de escalera.

Para los controladores de Full Gauge, la programación viene dada en un menú de funciones donde se puede ajustar algunos parámetros. El rango de temperaturas de operación del horno será entre 90 y 115 grados centígrados. El uso de estos controladores le da al operador una gran facilidad de setear el rango de temperatura sin necesidad de editar el programa del PLC. Ver anexo 8.

CAPÍTULO IV

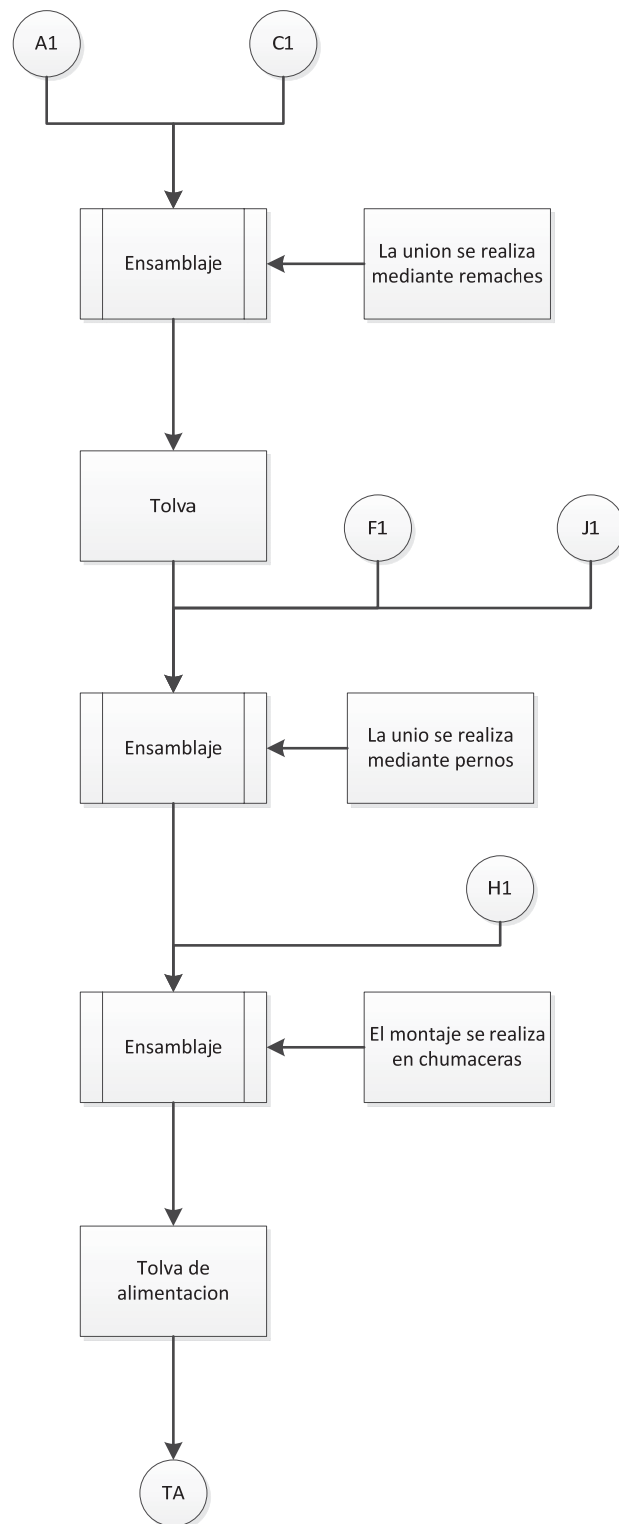
4 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

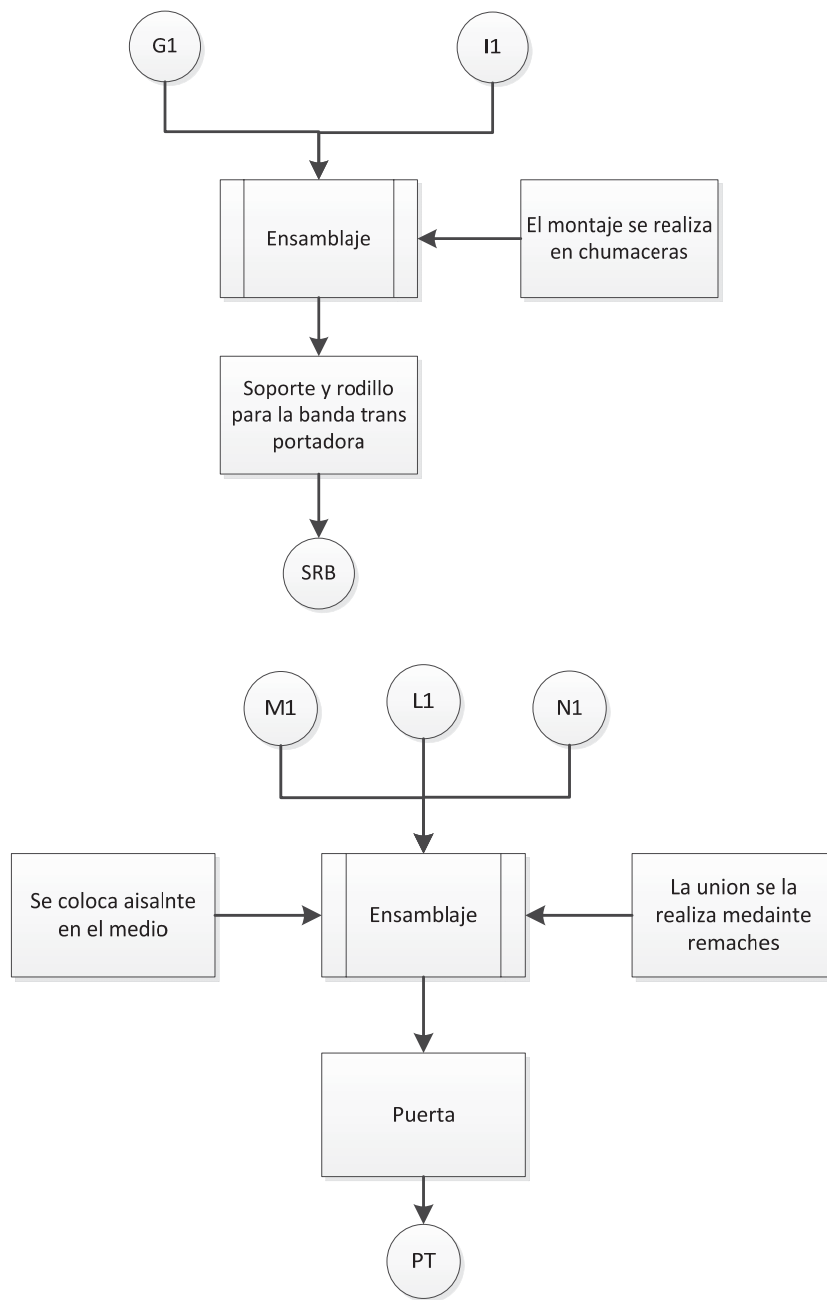
4.1 MONTAJE

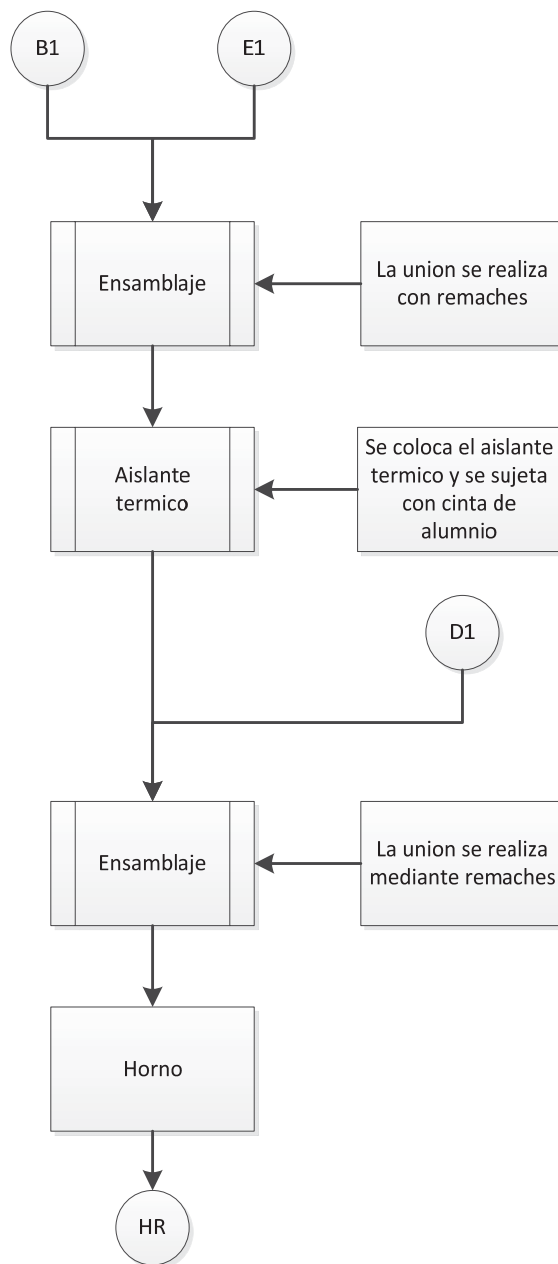
Para el montaje del proyecto se debe tener en cuenta la siguiente secuencia en los diagramas de flujo. En la tabla 4.4-1 se detallan los componentes de cada sistema y el sistema total para el ensamblaje del proyecto. Ver imágenes de la construcción y del montaje en anexos.

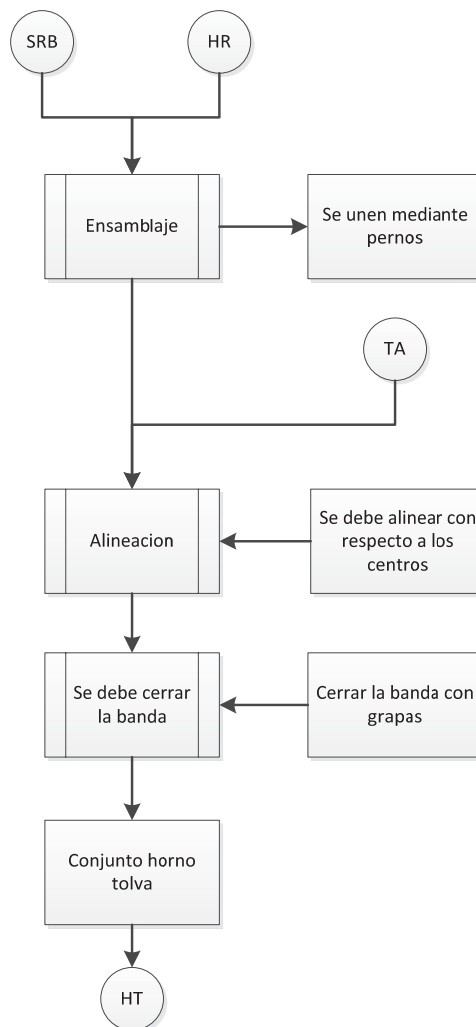
Tabla 4.4-1 Código de componentes

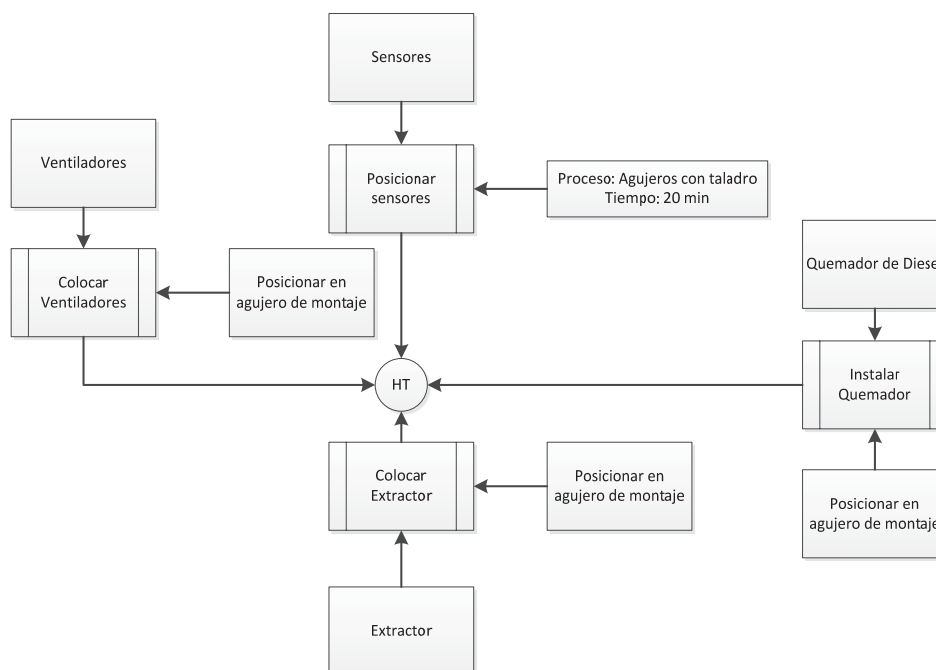
Sistema	Componente	Código
Transporte		
	Soporte de los rodillos de la banda transportadora	G1
	Rodillos de la banda transportadora	I1
	Ángulo separador	N1
Almacenamiento		
	Tolva	A1
	Recubrimientos de la tolva	C1
	Rodillos de alimentación	H1
	Soporte de los rodillos de alimentación	F1
	Rodillos de telera	O1
	Base del motor y la caja reductora	J1
Calentamiento		
	Estructura del horno	B1
	Recubrimiento interior del horno	E1
	Recubrimiento exterior del horno	D1
	Estructura de las puertas	L1
	Recubrimiento de las puertas	M1
	Estructura de las cubiertas	P1
	Recubrimiento de las cubiertas	Q1
	Intercambiador y hogar	K1
	Caja interna	R1
	Caja externa	S1











4.1.1 CONSIDERACIONES PARA EL MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL

Todos los elementos eléctricos y electrónicos disipan calor por lo que deben tener una separación adecuada entre sí (EPN, 2013). Para la separación que debe tener el PLC entre otros elementos nos hemos referido al manual del mismo donde nos indica que la distancia mínima es de 25 mm (Siemens, Manual de sistema, S7 controlador programable S7-1200, 2013). Para el variador de frecuencia la distancia mínima que debe guardar a la izquierda es de 30 mm y a la derecha es de 15 mm (Siemens, Instrucciones de uso SINAMICS G110, 2013).

Al tener en cuenta las recomendaciones de los fabricantes, las dimensiones del panel de control se puede observar en la figura 4.1.

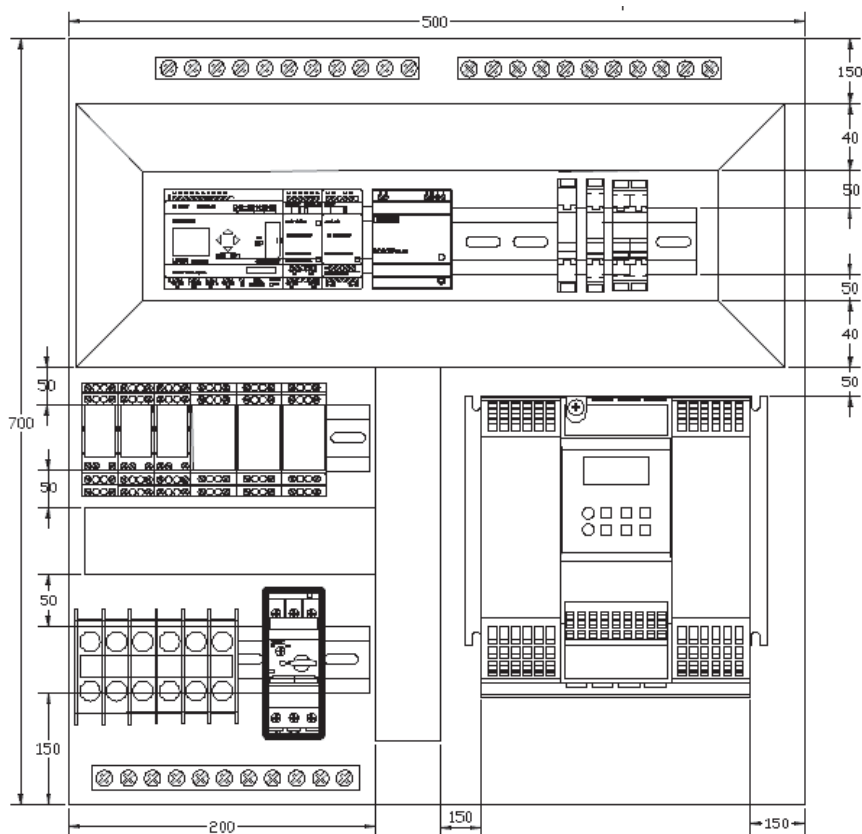


Figura 4.1 Esquema del interior del panel de control con los elementos.

4.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Se realizan pruebas del sistema mecánico, del sistema de control y del sistema eléctrico. En estas pruebas se evaluarán parámetros de funcionamiento de cada uno, así como del conjunto utilizando la calidad de la lana final del proceso de carbonizado comparado con el actual.

4.2.1 CALIBRACIÓN DE SENSORES

Para la ubicación de los sensores se ha considerado dos temperaturas de control importantes para el proceso. La primera temperatura del hogar ya que una temperatura excesiva de este podría ocasionar que la lana cerca del mismo se quemara. La segunda es la temperatura requerida en el proceso de carbonizado. Como se puede observar en la figura 4.2 la distribución de calor en el horno va desde la parte más caliente que es donde se ubica el hogar hasta el extremo de ingreso de la lana. Para que el horno llegue a una estabilidad térmica los ventiladores homogenizan las temperaturas dentro del horno.

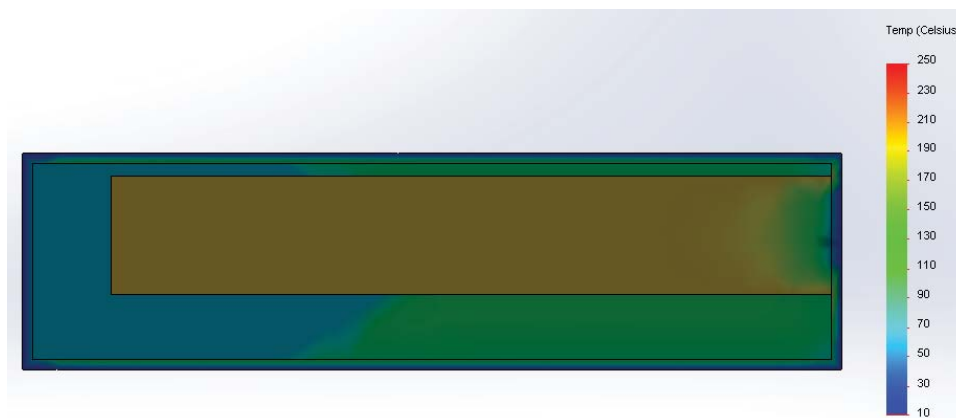


Figura 4.2 Distribución de temperaturas en el arranque del horno.

Debido a la temperatura de estos dos puntos se deberá determinar el tipo de sensor que mejor se ajuste a las características de temperatura y ambiente.

Como el hogar va a estar a 150 grados centígrados un sensor que soporta esta temperatura es la termocupla en el mercado local el sensor más común para esta aplicación es la termocupla tipo J su rango de

temperatura esta entre 0 y 750 grados centígrados, con un error de $\pm 2.2^{\circ}$ C. (WEISZ, 2013)

El control de temperatura full gauge viene con un sensor Pt100 el cual cubre una temperatura máxima de 120. El sensor Pt100 brinda una gran precisión en la medición, con esto aseguramos resguardar la integridad de elementos como la banda transportadora.

Para la calibración de la temperatura en los controladores se utilizara un sensor infrarrojo marca Fluke el cual tiene un error en la lectura de $\pm 1.5\%$ (Fluke, 2013). Lo cual será el error del controlador en la medición de la temperatura.

4.2.2 VERIFICACIÓN Y CORRECCIONES DEL SISTEMA MECÁNICO

Para la verificación de los sistemas mecánicos se ha realizado una tabla del funcionamiento del horno.

Tabla 4.4-2 Parámetros de evaluación para el sistema mecánico.

Parámetros	Valor	Limites	Observaciones
Temperatura del hogar		140 - 160 °C	
Temperatura del horno		100 - 120 °C	
Temperatura de la pared exterior del horno		13 - 37 °C	
Apertura de los rodillos de alimentación		1 - 3 cm	

4.2.2.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SISTEMA MECÁNICO

Tabla 4.4-3 Resultados de la evaluación del sistema mecánico.

Parámetros	Valor	Limites	Observaciones
Temperatura del hogar	160°C	140 - 160 °C	
Temperatura del horno	115°C	100 - 120 °C	
Temperatura de la pared exterior del horno	26°C	13 - 37 °C	
Apertura de los rodillos de alimentación	2 cm	1 - 3 cm	

4.2.3 VERIFICACIÓN Y CORRECCIONES DEL SISTEMA ELÉCTRICO

Tabla 4.4-4 Parámetros para evaluar el sistema de control y conexiones eléctricas

Parámetros	Valor	Limites	Observaciones
Voltaje de alimentación general		210 - 240 VAC	
Voltaje de alimentación PLC		22 - 25 VDC	
Voltaje de alimentación ventiladores		210 - 240 VAC	
Voltaje de alimentación extractor		105 - 115 VDC	
Voltaje de quemador		210 - 240 VAC	
Corriente del motor		0 - 7.2 A	

4.2.3.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL SISTEMA DE CONTROL Y CONEXIONES ELÉCTRICAS

Tabla 4.4-5 Resultados de sistema de control y conexiones eléctricas

Parámetros	Valor	Limites	Observaciones
Voltaje de alimentación general	231 VAC	210 - 240 VAC	
Voltaje de alimentación PLC	24 VDC	22 - 25 VDC	
Voltaje de alimentación ventiladores	231 VAC	210 - 240 VAC	
Voltaje de alimentación extractor	112 VAC	105 - 115 VAC	
Voltaje de quemador	231 VAC	210 - 240 VAC	
Corriente del motor	6 A	0 - 7.2 A	

El sistema de control y las conexiones eléctricas del horno se encuentran funcionando correctamente. La fábrica presenta un desbalance de fase de 12 V y 20 V en el neutro. Se recomienda llamar a la empresa eléctrica y colocar un transformador.

4.2.4 VERIFICACIÓN DEL PROCESO DE CARBONIZADO

Para comparar la calidad de la lana luego del proceso de carbonizado se utilizará la siguiente tabla.

Tabla 4.4-6 Parámetros para el control de calidad de la lana.

Parámetros	Calidad de lana		Observaciones
	Anterior	Actual	
Porcentaje de lana quemada en la superficie			
Porcentaje de impurezas luego del abridor de fardos			
Porcentaje de impurezas luego del cardado			
Espesor de alimentación de la lana			

Elaborado por: Ruiz, Miguel y Sánchez, Jorge.

4.2.4.1 ANÁLISIS DEL PROCESO DE CARBONIZADO

Para completar la tabla 4.4-8 es necesario realizar antes una prueba de tiempo y temperatura, para que la lana sea carbonizada correctamente. Bajo estos parámetros se podrá llevar un control de calidad del proceso de carbonizado.

Tabla 4.4-7 Tiempo y temperatura para el carbonizado.

Tiempo [min]	Temperatura [°C]	Observaciones
8	120	Lana quemada en su mayoría en la superficie
9	120	Lana bastante quemada
10	115	Lana quemada en la superficie
11	115	Lana ligeramente quemada en la superficie
12	110	Lana presenta pocas quemaduras y restos vegetales internos sin carbonizar
13	110	Lana poco quemada y algunos restos vegetales grandes poco carbonizados
14	105	Lana ligeramente quemada y restos vegetales grandes poco carbonizados
15	105	Lana ligeramente quemada en la superficie
16	100	Restos vegetales no carbonizados
17	100	Restos vegetales carbonizados solo en la superficie
18	105	Lana ligeramente quemada y restos vegetales grandes internos no carbonizados

19	105	Lana ligeramente quemada en la superficie restos carbonizados.
20	110	Lana quemada en la superficie

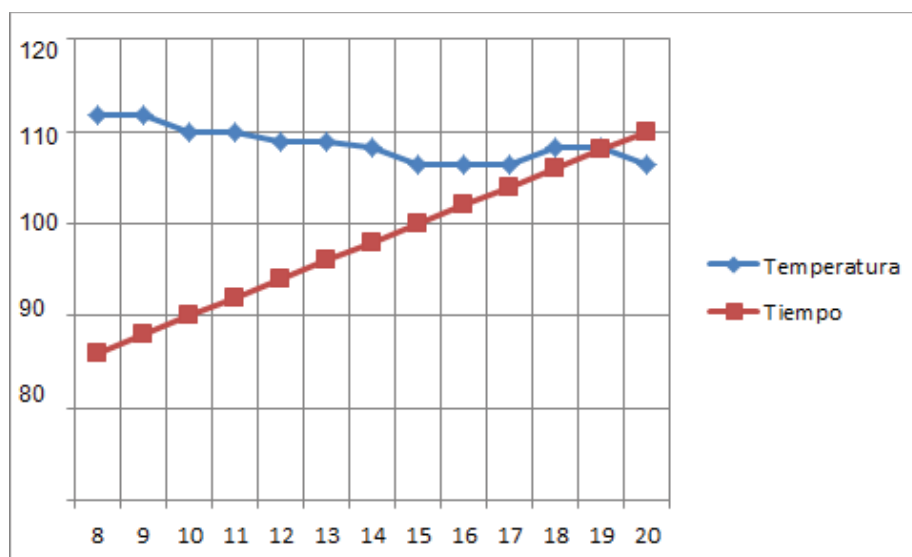


Figura 4.3 Punto de equilibrio.

Con las observaciones de la tabla 4.4-7 se procederá a realizar un control de calidad de la lana en el carbonizado del horno.

Tabla 4.4-8 Resultados control de calidad de la lana.

Parámetros	Calidad de lana		Observaciones
	Anterior	Actual	
Porcentaje de lana quemada en la superficie	13%	3%	
Porcentaje de impurezas luego del abridor de fardos	25%	10%	
Porcentaje de impurezas luego del cardado	10%	4%	

En horno anterior del proceso anterior del carbonizado se puede observar que la lana se ha quemado en un 13% mientras que actualmente el porcentaje de lana quemada es del 3%. Se realizaron pruebas y se determinó que el tiempo y la temperatura de horneado son de 19 minutos y

105°C respectivamente. En el gráfico 4.3 podemos observar el punto de equilibrio entre el tiempo y la temperatura.



Figura 4.4 Lana carbonizada.

Para evaluar la calidad de la lana se toma la calidad de limpieza de la lana que se ha mejorado en un 15%. De esta manera se cumple con uno de los objetivos más importantes del proyecto.

4.3 EVALUACIÓN DEL PROYECTO

Es necesario detallar los costos que intervinieron en la producción del horno. Estos se dividen en costos directos e indirectos. Los costos directos son los costos de los materiales integrados al producto, los costos de mano de obra relativos al trabajo. Los costos indirectos son los costos de los materiales que intervienen de forma indirecta como costos de servicios básicos, de ingeniería. (Promonegocios, 2013), (Soto, 2013)

Tabla 4.4-9 Costos directos de materiales

Descripción Ítem	Cantidad	Precio unitario	Precio unitario total
T.Est.Neg.Cu.30mmx2mm (1 1/4")	6	13.15	78.90
Plancha Galv. 1/32"	6	19.29	115.74
Cañería galv ISO 2 X 4 "	1	117.12	117.12
Ángulo Imp. 20X2mm	12	4.35	52.20
Tubería sin costura ced 80 1"	6	5.37	32.22
T. Est. Neg. Cu. 20mmX2mm	4	9.41	37.64
Ángulo Imp. 40X4mm	2	15.66	31.32
Platina 1 1/2 X 1/4	1	12.9	12.90
Antic. Gris mate 4LT. WESCO	1	13.43	13.43
Thinner laca env 3.75 LT DISTHER	1	5.47	5.47
Remache pop 3/16 X 1/2"	36	0.11	4.04
Par bisagra torneada 5/8 X 3 "	2	1.218	2.436
estructura soporte de los ejes			41.46
T.Est.Neg.Cu.50mmx3mm - Platina 1x3/16			35.94
recubrimientos hogar ejes soporte aislante mitad			656.06
Plancha inox 4x8 201 0.7- plancha galv 0.70 mm			205.38
T.Est.Neg.Cu.30mmx1.2mm (1 1/4")	1	7.77	7.77
Varilla lisa 12 mm	1	5.72	5.72
Verde Martillado Pinturas Unidas	2	4.82	9.64
Banda de neopreno de 1.22 mts de ancho	8	47.5	380.00
Grapas para la unión de la banda	5	1.07	5.36
Chumaceras de 3/4" KDF	4	10.19	40.75
Chumaceras de 1 1/4" KDF	4	14.29	57.14
Caja reductora	1	303.57	303.57
Poleas			51.52
Bandas de transmisión			16.96
Guardamotor	1	77.17	77.17
Extractor helicoidal pared	1	86	86
Cinta aislante de aluminio	1	8.93	8.93
Lana de vidrio aluminio	1	106	106
Lana de vidrio	1	97	97
Tablero, rieles			158.59
Marquillas			22.58
Amarra			0.62
Controladores Full Gauge			127
Elementos de control			1381.90
Cables			128.79
Terminales uniones mangueras conduit			60.12
Elementos panel control			58
Quemador Riello F5	1	491.07	491.07

CONTINÚA ⇨

Retiro del quemador	1	17.86	17.86
Filtro para diesel	1	0.89	0.89
Manguera para diesel	1	10.71	10.71
Boquillas diesel y cable termocupla			30.53
Pernos 3/8 x 7 "	4	0.36	1.43
Pernos 3/8x3"	4	0.54	2.14
Pernos de 1 1/2" x 2"	8	0.46	3.71
Pernos 1 1/2" x 2 1/2"	4	0.63	2.50
Pernos soporte ejes			6.25
Pernos sujeción ventiladores			7.77
Pernos soporte panel de control			13.04
Aspas ventilador centrifugo			53.57
Ventiladores	4	218.75	875
Platina bisagras			1.12
Remaches 3/16" X 3/4"	200	0.016	3.20
Ventilador pequeño y accesorios para controladores			472
Cajetín y accesorio de galvanizado			10.54
Rodela para centros			1.34
Pulsador tipo hongo de paro de emergencia			8.93
		Subtotal	6626.18
		IVA 12%	795.14
		Total	\$ 7421.33

Tabla 4.4-10 Costos indirectos de materiales

Descripción Ítem	Cantidad	Precio unitario	Precio unitario total
Martillo Piqueta Soldador	1	4.31	4.31
Disco de corte Metal 9" CD SIEA	2	4.73	9.46
RD Disco Desbaste 9x1/4"	2	3.85	7.7
Conarco 6011 1/8"	15	2.54	38.1
Disco de corte 14"	1	7.7	7.7
Piedra esmeril Truper N 36 6"X1"X1"	1	5.88	5.88
Envase plast nuevo 3.78 LT	1	0.42	0.42
Wypes bco. 5 un funda	1	0.66	0.66
Brochas bca 1 1/2"	2	1.49	2.98
Llave hexagonal 1/4 - 28 UNF	1	1.16	1.16
Terraaja 3/8	1	3.57	3.57
Ponchadora universal punteras	1	41.65	41.65
Cemento de contacto	1	2.97	2.97
Brocas 3/16"	4	0.89	3.57
		Subtotal	130.14
		IVA 12%	15.62
		Total	\$ 145.75

Tabla 4.4-11 Costos directos de mano de obra.

Descripción Ítem	Cantidad	Precio unitario	Precio unitario total	
Oxicortes 8mm	1.25	1.6	2.00	
Corte tronzadora	6	0.44	2.64	
Corte tronzadora	10	0.44	4.40	
Oxicorte de 9mm 3 rodelas alimentación 6 rodelas para rodillos banda trans		39.21	1.8	70.58
Corte tronzadora		2	0.44	0.88
Oxicorte		1	4.2	4.20
Dobleces		45	0.1	4.46
Oxicorte		1	3.57	3.57
Cortes plasma		1	47.32	47.32
Cortes y dobleces		63	0.1	5.63
Cortes		45	0.1	4.46
Servicio de torno y fresa		1	53.57	53.57
			Subtotal	203.72
			IVA 12%	24.45
			Total	\$ 228.16

Tabla 4.4-12 Costos indirectos de servicios básicos

Descripción Ítem	Cantidad	Precio unitario	Precio unitario total
Transportes	571.43	0.35	200
Arriendo máquinas	1	170	170
Electricidad	1272.73	0.11	140
		Subtotal	\$ 510

Al realizar la suma de todos los costos que intervienen en el proyecto, el total de la inversión se detalla en la tabla 4.4-13. Siendo el costo total la inversión inicial de \$ 8305.24.

Tabla 4.4-13 Costo total de la inversión

Costos directos del material	\$ 7421.33
Costos indirectos de materiales	\$ 145.75
Costos directos de mano de obra	\$ 228.16
Costos Indirectos de servicios	\$ 510
Costo total de la inversión	\$ 8305.24

4.4 ANÁLISIS FINANCIERO

4.4.1 BENEFICIO NETO

El beneficio neto se verá reflejado en la comparación operativa del horno actual con el de este proyecto. Los puntos a ser analizados son mano de obra requerida y la fuente energética.

Tabla 4.4-14 Costos de operación actual.

Mano de Obra	\$ 636
Tanques GLP	\$ 28
Total actual	\$ 7968

Tabla 4.4-15 Costos de operación del proyecto.

Mano de Obra	\$ 159
Energía Eléctrica	\$ 59.68
Diésel	\$ 190
Total horno	\$ 4904.16

$$Bnt = Total\ actual - Total\ horno = \$3063.64$$

4.5 ANÁLISIS ECONÓMICO

El VAN y el TIR son dos de los criterios económicos más utilizados para la evaluación de proyectos. Con éstos se puede conocer si un proyecto es rentable y si es conveniente invertir en él o no. El análisis se lo realizará con una tasa de interés del 16.2% anual (BCE, 2013) y calculando se puede obtener el beneficio neto a cinco años. (Nieto, 2013), (Lledo, 2013)

Tabla 4.4-16 Flujo neto.

Año de operación	Ingresos totales	Inversiones para el proyecto			Flujo Neto de Efectivo
		Egresos totales	Fija	Diferida	
0			8,305.24		-8,305.24
1	12,354.00	7,360.00	1,608.45		3,385.55
2	12,971.70	8,096.00	1,608.45		3,267.25
3	13,620.29	8,905.60	1,608.45		3,106.24
4	14,301.30	9,796.16	1,608.45		2,896.69
5	15,016.36	10,775.78	1,608.45		2,632.14

Tabla 4.4-17 Cálculo TIR, VAN y B/C.

Año de operación	Costo total	Beneficio total	Factor de actualización 16.2%	Costo actualizado	Beneficio actualizado	Flujo neto de efectivo act.
0	8,305	0	1.000	8,305.24	0.00	-8,305.24
1	8,353	12,354	0.861	7,188.17	10,631.67	3,443.50
2	9,027	12,972	0.741	6,685.51	9,606.93	2,921.42
3	9,769	13,620	0.637	6,226.28	8,680.96	2,454.68
4	10,585	14,301	0.548	5,805.85	7,844.24	2,038.39
5	11,483	15,016	0.472	5,420.15	7,088.17	1,668.02
Total	46,039	68,264		39,631.21	43,851.97	4,220.77

Tabla 4.4-18 Resultados del análisis financiero.

VAN	4,220.77
TIR	37.01%
B/C	1.11
TIEMPO DE RECUPERACION	1 AÑO

Debido a que el VAN es positivo y la TIR es mayor a la tasa de interés con la que se elaboró el proyecto, se puede afirmar que el proyecto es rentable y la inversión generará ganancias. Teniendo como resultado una relación costo beneficio de 1.11 y un tiempo de recuperación de la inversión de 1 años.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

Se implementó exitosamente el horno automático con alimentación continua para el proceso de carbonizado en la empresa ESPATEX el cual se encuentra trabajando actualmente.

Se pudo determinar que debido a las propiedades de la lana, esta se enreda en los diferentes componentes del sistema de alimentación, y no llega al horno homogéneamente. Esto provoca que el horno procese 45 kg/día sin embargo con mejor materia prima produciría 60 kg/día.

Debido a que la lana es un aislante térmico, el espesor juega un papel importante en el proceso de carbonizado, el cual no debe superar los 10 cm para que alcance una temperatura requerida en todo su volumen. Para lo cual, el sistema alimentación está constituido por rodillos que giran a diferentes velocidades y presentan guarniciones con inclinaciones determinadas, los cuales peinan a la lana y dosifican su espesor.

Las velocidades de alimentación y transporte deben mantener la relación de velocidades 2:4. De esta manera se evita el abultamiento en la transición del sistema de alimentación hacia la banda transportadora.

En la calibración del sistema total se logró encontrar los parámetros adecuados para el proceso de carbonizado de la lana con las características propias que recibe ESPATEX. La temperatura del horno es de 105°C y la el tiempo de permanencia de la lana de 19 minutos.

Con la implantación de la máquina se reduce la utilización de mano de obra en un 60% durante el proceso de carbonizado, se aumenta en un 9% el carbonizado de los restos vegetales y se evita la quemadura de la lana por temperaturas superiores a los 110 grados centígrados. Adicionalmente, se logra un aumento en la producción de un 32%.

Para la construcción del horno se necesitó de una mayor experiencia en la parte práctica, y debido a la falta de información en la dosificación del espesor de la lana en el sistema de alimentación, se investigó por medio del método ensayo y error hasta lograr reducir el espesor de la lana, lo cual hizo a esta etapa una de las de mayor duración.

5.2 RECOMENDACIONES

Para lograr un mejor control sobre el espesor de la lana se debe aumentar un movimiento pausado que alimente la lana a la telera para evitar su acumulación en la extracción de la lana.

Extender las dimensiones del horno en un 30% con el fin de incrementar la velocidad de alimentación y transporte para obtener una producción de 60 kg/día de lana.

Se recomienda que el sistema de alimentación sea ascendente con lo cual se logra una mejor dosificación de la lana, evitando abultamiento en los rodillos.

Se podría utilizar el horno para trabajar en otros procesos como el secado de gorros, secado de madejas de hilatura, entre otras.

La empresa ESPATEX presenta un desbalance de 12 voltios entre las fases y 20 voltios en el neutro, por lo cual se recomienda instalar un transformador propio para sus instalaciones y distribuir sus cargas correctamente.

BIBLIOGRAFÍA

- ASQ. (2013). *QFD Explicado*. Recuperado el 28 de 06 de 2013, de <http://asq.org/quality-progress/2003/03/problem-solving/qfd-explicado.html>
- AWI. (2013). *Carbonizing process*. Recuperado el 10 de 07 de 2013, de http://www.wool.com/Topmaking_Carbonising.html
- BCE. (2013). *Tasas de interés*. Obtenido de BCE: <http://www.bce.fin.ec/docs.php?path=documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indice.htm>
- Brown, N. (1988). *Silos fundamentals of theory, behavior and design*. Spon press.
- Cengel, Y. (2005). *Transferencia de calor*. McGraw Hill.
- Choquehuayta, M. (2013). *Clases de hornos para cerámicos*. Recuperado el 15 de 07 de 2013, de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/36142876/Clases-de-hornos-para-ceramicos-imprimir>
- Codina, D. (1973). *Materias extranas y contaminadas en la lana*. Obtenido de UPC: <http://upcommons.upc.edu/revistes/bitstream/2099/6007/1/Article05.pdf>
- Delavan. (2013). *A total look at oil burner nozzles*. Recuperado el 02 de 08 de 2013, de Delavan Inc.: www.delavaninc.com/pdf/catalog.pdf
- Di Capriccio, T. (2005). Recuperado el 20 de 11 de 2012, de Características de las Fibras Textiles: <http://www.ctv.es/USERS/telart/WebTelasDeCasa/TextilTeka/CaracteristicasFibrasCuerpo.html>
- DIAGO. (2013). *Catalogo KDF*. Obtenido de DIAGO: <http://www.diago.sk/diagowebseite/lang1/kdf.html>
- Dunlop. (2013). *Catalogo de bandas de transmision industrial*. Obtenido de Dunlop Argentina: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf

- EPN. (2013). *Instalacion de un sistema PLC*. Obtenido de Biblioteca EPN: http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&ved=0CDAQFjAA&url=http%3A%2F%2Fbibdigital.epn.edu.ec%2Fbitstream%2F15000%2F9276%2F7%2FINSTALACION%2520DE%2520UN%2520SISTEMA%2520PLC.doc&ei=44BDUo_EJ5Ho8QTr5IH4Bw&usg=AFQjCNE64cY_h5UGE
- Esparza, D. (2009). *Hilatura Lanera*. Ibarra.
- Fabricables. (2006). *Conductores aislados tipo TF y TW 60°C*. Recuperado el 09 de 08 de 2013, de Fabricables S.A.: <http://www.fabricables.com/tf.html>
- Fenosa, G. N. (2013). *Hornos de gas*. Obtenido de Gas Natural Fenosa: <http://www.empresaeiciente.com/es/catalogo-de-tecnologias/hornos-de-gas#ancla>.
- Fluke. (2013). *Instrumentos de medicion de temperatura*. Obtenido de Fluke: <http://www.fluke.com/fluke/eses/instrumentos-de-medida-el%C3%A9ctricos/term%C3%B3metros-digitales/fluke-62.htm?PID=56096>
- Gauge, F. (2013). *Manual de usuario*. Recuperado el 09 de 08 de 2013, de <http://www.fullgauge.com/es/PDF/MT-622Ri.pdf>
- Goodfellow, H., & Tahti, E. (2001). *Industrial ventilation*. Academy Press.
- Grote, K., & Antonsson, E. (2009). *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. California: Springer.
- Hayashibara, M. (2012). *Carbonizacion de la lana*. Recuperado el 21 de 11 de 2012, de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/50680759/Carbonizacion-de-lana>
- Holman, J. (1999). *Transferencia de calor*. Mexico: Compañía Editorial Continental S.A.
- ICEX. (s.f.). *Comercio Exterior de Ecuador de NCE Lana y pelo fino u ordinario; hilados y tejidos de crin*. Recuperado el 13 de 05 de 2013, de España Exportacion e Inversiones: <http://www.icex.es/icex/cma/contentTypes/common/records/mostrarDocumento/?doc=4398019>
- Incropera, F. (1999). *Fundamentos de Transferencia de calor*. Mexico: Prentice Hall.

- IVE. (07 de 05 de 2014). *FIVE*. Obtenido de FIVE: http://www.five.es/descargas/archivos/P1_portada.pdf
- JNG. (2013). *Guía práctica de selección y puesta en marcha de variadores de velocidad Sinamics G110/ Micromaster 420*. Obtenido de JNG Ecuador: <http://www.jngdeecuador.com/SITEC%20FEBRERO%2009.pdf>
- JORESA. (2013). *Catalogo de cadenas*. Obtenido de Collvilaro: www.collvilaro.com/JORESA2.pdf
- Lledo, P. (2013). *Comparacion entre distintos criterios de decision*. Obtenido de Mas Consulting: <http://www.masconsulting.com.ar/anterior/Documentos/a%20articulos%20pdf/03-03-07%20Criterios%20decision%20-%20Lledo.PDF>
- MAGAP. (22 de 8 de 2013). *Censos y encuestas*. Obtenido de Ministerio de agricultura, ganaderia, acuacultura y pesca: <http://sinagap.agricultura.gob.ec/index.php/resultados-provinciales/file/64-censo-provincial>
- Mason, I. (1981). *Recursos genéticos animales en américa latina*. Roma: FAO. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/009/ah223s/AH223S11.htm>
- Mermet, A. (2005). *Ventilacion natural de edificios*. Editorial Nobuko.
- Mussing, J. (2010). *Industrial Applications of Natural Fibres*. US: Wiley.
- Nieto, A. (2013). *Que son el VAN y el TIR*. Obtenido de El Blog Salmon: <http://www.elblogsalmon.com/conceptos-de-economia/que-son-el-van-y-el-tir>
- NOSIS. (2012). *NOSIS*. Recuperado el 13 de 05 de 2013, de TRADE.NOSIS: <http://trade.nosis.com/es/Comex/Importacion-Exportacion/Ecuador/Lana-pelo-fino-ordinario-hilados-tejidos-crin/EC/51>
- Oviedo, U. d. (2006). *Hornos de resistencias*. Recuperado el 01 de 08 de 2013, de www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion2.Hornos.RESISTENCIAS.2006.pdf
- Palau, S. &. (8 de 04 de 2014). *Catalgo ventilacion*. Obtenido de construnario: <http://www.construnario.com/catalogo/soler-palau-sa/catalogos>

- Paredes, R. (2013). *Ingeniería básica y de detalle de una caldera piro-tubular para el calentamiento de 5 galones de agua por minuto con quemador combustible a diésel, para la empresa: Servicios Industriales Integrales*. . Obtenido de Repositorio digital ESPE: <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/5659/1/T-ESPE-033685.pdf>
- Parra, D. C. (2012). *Estudio grafico de las artesanias textiles eleaboradas en lana que se comercializa en la plaza la concepcion de la ciudad de Riobamba y su aplicacion en alternativas*. Riobamba: Universidad Nacional de Riobamba.
- Perulactea. (2013). *Expertos Brasileños del Embrapa Recomiendan Mejorar Ovinos Criollos*. Recuperado el 08 de 09 de 2013, de Perulactea: <http://www.perulactea.com/2009/11/26/expertos-brasileros-del-embrapa-recomiendan-mejorar-ovinos-criollos/>
- Pirelli. (2013). *Manual para el calculo de cintas transportadoras*. Recuperado el 13 de Junio de 2013, de http://www.martinezgambino.com.ar/catalogo_cintas_transportadoras.pdf
- Promonegocios. (2013). *Tipos de costo*. Obtenido de Promonegocios: <http://www.promonegocios.net/costos/tipos-costos.html>
- Robert, N. (1999). *Diseños de máquinas*. New York: Pearson.
- Roberts, A. (2013). *Develepments in silo design for the safe and efficient storage and handling of grain*. Recuperado el 29 de 07 de 2013, de <http://spiru.cgahr.ksu.edu/proj/iwcspp/pdf2/6/259.pdf>
- Rodríguez, J. L. (s.f.). *Elementos de máquinas: teoría y problemas*.
- Route, H. (2002). *Encyclopedia of textil finishing*. US: Springer.
- S.A., F. (2006). *Conductores tipo TF y TW 60°C*. Obtenido de Fabricables S.A.: <http://www.fabricables.com/tf.html>
- Schoenian, S. (2011). *A beginner's guide to raising sheep*. Recuperado el 01 de 08 de 2013, de Lana: <http://www.sheep101.info/201/woolmarketing.html>
- Scribd. (2013). *Carbonizado de lana*. Obtenido de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/50680759/Carbonizacion-de-lana>

- Scribd. (2013). *Clases de hornos para cerámicos*. Obtenido de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/36142876/Clases-de-hornos-para-ceramicos-imprimir>
- Scribd. (2013). *Determinacion del coeficiente convectivo de transferencia de calor*. Obtenido de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/39533780/-DETERMINAION>
- Scribd. (2013). *Determinación del coeficiente convectivo de transferencia de calor*. Obtenido de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/39533780/-DETERMINAION>
- Scribd. (2013). *IEEE Std. C37.40-2003*. Obtenido de Scribd: <http://www.scribd.com/doc/139144097/IEEE-std-C37-40-2003>
- Siemens. (2013). *Instrucciones de uso SINAMICS G110*. Obtenido de Siemens: http://cache.automation.siemens.com/dnl/Tg2MzI4NzcA_22102965_HB/G110_OPI_22102965_SP.pdf
- Siemens. (2013). *Manual de sistema, S7 controlador programable S7-1200*. Obtenido de Siemens: https://www.swe.siemens.com/spain/web/es/industry/automatizacion/aut_simatic/Documents/Manual%20de%20sistema%20SIMATIC%20S7-1200%20Ed.2009-11.pdf
- Siemens. (2013). *Manual LOGO!* Obtenido de PLC LOGO!: http://cache.automation.siemens.com/dnl/zQ/zQ1ODg5AAAA_16527461_HB/Logo_s.pdf
- Siemens. (2013). *Siemens Image Database*. Recuperado el 09 de 08 de 2013, de <http://www.automation.siemens.com/bilddb/index.aspx>
- Simpson, W. (2002). *Wool: Science and technology*. New Jersey: CRC Press.
- SMA. (2013). *Informacion tecnica SMA*. Obtenido de SMA: www.technosun.com/es/descargas/SMA-disyuntor-dimensionado-ES.pdf
- Solidworks. (2013). *Beams*. Recuperado el 09 de 08 de 2013, de Solidworks help: http://help.solidworks.com/2013/English/solidworks/cworks/c_beams.htm

- Soto, J. (2013). *Distintos tipos de costos en la empresa*. Obtenido de Facultad de Ciencias Economicas de la Universidad Nacional del Noreste:
http://eco.unne.edu.ar/contabilidad/costos/profesores/costos_tipos.pdf
- Transilon, S. (2013). *Bandas de transporte y procesamiento*. Obtenido de FMS:
http://www.forbo-siegling.com/es/pages/brochures/technical/download/fms200904_calculo_de_la_banda_transportadora_304_sp.pdf. pag5.
- Trinks, W. (2004). *Industrial Furnaces*. California: Wiley.
- UCML. (2013). *Introduccion a elementos de maquinas*. Obtenido de http://www.uclm.es/area/aim/AsignaturasWEB/ElementosdeMaquinas/Materialdidactico/Transparencias/Tema1_2c.pdf
- VIGNOLA. (2013). *Sensores de termocupla*. Obtenido de VIGNOLA:
http://www.vignola.cl/pdf_secciones/04/4-15-47.pdf
- WEG. (2013). *Guía de especificación de motores eléctricos*. Obtenido de WEG Motores Electricos: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-de-especificacion-50039910-manual-espanol.pdf>
- WEISZ. (2013). *Características técnicas de termocuplas*. Obtenido de WEISZ:
http://www.weisz.com/informacion/tablas%20tecnicas_pdf/Caracteristicas%20tecnicas%20de%20termocuplas.pdf
- Welty, J. (2000). *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*. LIMUSA.
- Wikipedia. (2013). *Aislante Térmico*. Recuperado el 20 de 07 de 2013, de http://es.wikipedia.org/wiki/Aislante_t%C3%A9rmico#Lana_natural_de_oveja
- Wikipedia. (2013). *Lana*. Recuperado el 09 de 08 de 2013, de <http://es.wikipedia.org/wiki/Lana>