

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la
Producción.**

*“Diseño de una Planta Deshidratadora de Banano Usando Secador
de Gabinetes para Producción de Harina”*

INFORME DE PROYECTO DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

Presentado por:

NELSON JACINTO PLÚAS CEDEÑO
ALEX PAÚL SUCUNUTA LOZADA

GUAYAQUIL-ECUADOR

Año: 2011

AGRADECIMIENTO

A Dios y a todas
las personas que
contribuyeron en
la realización de
este trabajo.

DEDICATORIA

A NUESTROS
PADRES,
FAMILIARES Y
AMIGOS POR EL
APOYO
INCONDICIONAL.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



Ing. Gustavo Guerrero M.
DÉCANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Marcelo Espinosa L.
DIRECTOR DE PROYECTO



Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este Proyecto de Graduación, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Nelson Jacinto Plúas Cedeño



Alex Paúl Sucunuta Lozada

RESUMEN

La tesis se basó en el diseño de una planta de banano con secador de gabinetes para la producción de harina; es decir una planta de producción continua, sin descuidar las propiedades organolépticas del banano (sabor, aroma, color) y las medidas asépticas.

La producción de harina de banano comienza después que se lo haya seleccionado, lavado, descortezado, troceado, tratado químicamente y secado.

El troceado del banano se lo realizó en forma de dados, para disponer de una mayor superficie de deshidratación, logrando de esta manera que el proceso del secado del banano se realice de una forma más eficiente.

El tratamiento químico que se realiza después del proceso de troceado (en forma de dados), es para evitar que el banano se oxide (coloración oscura) y obtener una harina de color blanca en el proceso de molido.

Con el diseño de esta planta se alcanzan metas empresariales ideales en bajos costos de mantenimientos y operación, optimización de la materia prima y la obtención de un producto final de alta calidad, todo

esto con un cumplimiento estricto de los procedimientos operacionales estandarizados de sanidad y las buenas prácticas de manufactura.

La metodología para el desarrollo de esta tesis está dirigida a solucionar los problemas que afectan las características organolépticas y las propiedades nutritivas de la harina de banano.

Se procedió al diseño de una planta deshidratadora de banano que cumpla con la demanda del producto y las normas alimenticias vigentes; para lograr un producto final de alta calidad y garantizar la salud de los consumidores.

Entre los equipos que intervienen en el proceso de producción de harina de banano se tiene:

- Sistemas de transporte, estas transportan el banano descortezado hasta la cortadora.

- Cortadora, en este equipo el banano se corta en forma de dados, para después ser transportado hasta unas tinas donde este será tratado químicamente.

- Tratamiento químico, en este proceso el banano en forma de dados es ingresado en una tina, la cual contiene una solución química que es para evitar que el banano se oxide y tome una coloración oscura. Después de este proceso el banano es enviado al secador.

-Secador, en esta etapa el banano es engavetado para luego ser llevado al secador y proceder con la deshidratación del mismo. Una vez extraída la humedad requerida este banano es enviado a los molinos.

-Molinos, aquí el banano ingresa en forma de dados donde es triturado de tal manera que salga en forma de harina. Cabe indicar que en el lado de descarga del molino está colocado un equipo de separación.

-Equipo de separación, este equipo va a retener las partículas que no cumplan con las especificaciones requeridas y los va enviar nuevamente al molino a través de un elevador de cangilones.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVIII
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1.- GENERALIDADES.....	3
1.1 Cultivos de Banano en el País.....	3
1.2 Cosecha y Tratamiento post-cosecha.....	7
1.3 Productos Elaborados del Banano.....	14
1.4 Definición del problema.....	21

CAPÍTULO 2

2.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN PARA OBTENER HARINA DE BANANO.....	23
2.1 Proceso de Producción.....	23

2.1.1 Selección.....	28
2.1.2 Lavado.....	29
2.1.3 Descortezado.....	30
2.1.4 Troceado.....	31
2.1.2 Tratamiento Químico.....	31
2.1.3 Secado.....	33
2.1.4 Molido.....	34
2.2 Equipos del Proceso.....	35
2.2.1 Tipos de transportadores.....	35
2.2.2 Tipos de cortadores.....	51
2.2.3 Tipos de secadoras.....	63
2.3 Matriz de decisión.....	77

CAPÍTULO 3

3.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS A CONSIDERARSE.....	79
3.1 Parámetros de diseño.....	79
3.1.1 Galpón.....	81
3.1.2 Tinajas de Lavado y Tratamiento químico.....	82
3.1.3 Sistema de Transporte.....	83
3.1.4 Cortadora.....	83
3.1.5 Secador.....	83
3.1.6 Molino.....	84

3.1.7 Equipos de Separación.....	84
3.2 Diseño de forma de la planta.....	84
3.3 Cálculos básicos y Selección de Equipos.....	85

CAPÍTULO 4

4.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	328
--	------------

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

Cal	Calorías
cm	Centímetros
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association
BD	Banano deshidratado
ec.	Ecuación
dp	diámetro de la partícula
EQA	Equipos quemadores automáticos
Fig.	Figura
g	Gramos
h	Hora
K	Grados Kelvin
kg	Kilogramos
mg	Miligramos
min	Minutos
mm	Milímetros
PB	Pulpa de banano
qq	Quintal
GLP	Gas licuado de petróleo
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
IU	Unidades Internacionales
LP	Limitador de presión
PCS	Poder calorífico superior
PF	Producto final
ppm	partes por millón
Qr	Caudal real de transportación
RPM	Revoluciones por minuto

SIMBOLOGÍA

A	Autonomía
c	Calor latente del agua
C_{diario}	Consumo diario de combustible, kg/día
C_p	Calor específico
e	Espesor
E	Velocidad de evaporación
F	Flujo másico por unidad superficial
G	Velocidad másica del gas
H	Cantidad de humedad.
\bar{h}	Coefficiente de convección
k	Conductividad térmica
\dot{m}	Flujo másico
N	Revoluciones por minuto
n	Factor de seguridad
N_{uL}	Número de Rayleigh para pared plana vertical
Q	calor
q	Flujo de calor
R	razón geométrica L/D
r	radio
R_{uL}	Número de Nusselt para pared plana vertical
S	Flujo másico de producto seco
S_y	Resistencia de fluencia
T	Temperatura de bulbo seco
T'	Temperatura de bulbo húmedo
V	Volumen
W	Potencia
w	Velocidad angular
Z	Número de dientes de un engranaje
α	Coefficiente de expansión lineal
ρ	Densidad del producto húmedo
ρ_s	Densidad volumétrica de producto seco
θ	Tiempo de residencia
σ	Esfuerzo normal
λ	Factor de forma
τ	Esfuerzo cortante

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Banano de rechazo.....	6
Figura 1.2 Banano listo para cosecha.....	7
Figura 1.3a Cosecha con podón.....	8
Figura 1.3b Desflore en patio de racimos.....	8
Figura 1.4 Convoy de racimos.....	11
Figura 1.5 Tinajas de lavado.....	12
Figura 1.6 Selección de clústeres.....	13
Figura 1.7 Banano deshidratado.....	15
Figura 1.8 Bananos confitados.....	16
Figura 1.9 Conserva de banano.....	17
Figura 1.10 Harina de banano.....	18
Figura 2.1 Cinta transportadora.....	35
Figura 2.2 Flujo continuo de producción mediante bandas.....	37
Figura 2.3 Bandas transportadoras.....	38
Figura 2.4 Rodillos transportadores.....	39
Figura 2.5 Cintas móviles.....	40
Figura 2.6 Componentes de un rodillo transportador.....	47
Figura 2.7 Tipos de recubrimientos para los rodillos.....	49
Figura 2.8 Principio funcionamiento rebanador.....	52
Figura 2.9 Vegetal rebanado.....	53
Figura 2.10 Esquema funcionamiento máquina combinada.....	60
Figura 2.11 Cubos de vegetal.....	62
Figura 2.12 Esquema secador de bandejas	64
Figura 2.13 Esquema secador de Túnel.....	66
Figura 2.14 Vista de un secador vertical.....	68
Figura 2.15 Esquema secador rotatorio.....	70
Figura 2.16 Esquema secador corriente paralela.....	72

Figura 2.17	Esquema secadores.....	74
Figura 2.18	Secador de Banda.....	76
Figura 3.1	Componentes básicos de una cinta transportadora.....	89
Figura 3.2	Tensión efectiva en banda.....	106
Figura 3.3	Estación tensora de contrapeso.....	112
Figura 3.4	Diagrama de tensiones en la cinta transportadora.....	112
Figura 3.5	Flecha o pandeo permisible de la banda	114
Figura 3.6	Estructura de la carcasa de una banda transportadora.....	120
Figura 3.7	Diagrama de cuerpo libre de las chumaceras en el tambor motriz.....	151
Figura 3.8	Diseño del bastidor de banda.....	156
Figura 3.9	Diseño de forma de galpón.....	161
Figura 3.10	Espectro sísmico.....	172
Figura 3.11	Irregularidades en elevación.....	173
Figura 3.12	Espectro sísmico elástico.....	177
Figura 3.13	Grafico de espectro sismico elastico en excel.....	178
Figura 3.14	Analisis estructural del galpon mediante SAP.....	186
Figura 3.15	Elemento estructural de la columna con refuerzo C200x50x4.....	187
Figura 3.16	Elemento estructural de la columna con refuerzo C200x50x3.....	187
Figura 3.17	Elemento estructural de la nave; celosía de carga L50x4.....	188
Figura 3.18	Elemento estructural de la nave; celosía de amarre L50x4 ..	188
Figura 3.19	Elemento estructural de la nave C200x50x3.....	189
Figura 3.20	Elemento estructural de la nave 2L50x4.....	189
Figura 3.21	Diseño de forma maquina productora de cubos de banano.	190
Figura 3.22	Diseño mecanismo de corte.....	191
Figura 3.23	Diagrama sistema de potencia	193

Figura 3.24	Gráfica de selección para bandas en V de sección estrecha.....	199
Figura 3.25	Parámetros para el cálculo de poleas.....	202
Figura 3.26	Factor de corrección de ángulo de la envolvente.....	204
Figura 3.27	Factor de corrección para longitud de la banda.....	205
Figura 3.28	Especificación de potencia: bandas 3V.....	206
Figura 3.29	Resistencia por durabilidad vs resistencia a la tracción en acero para varias condiciones superficiales.....	211
Figura 3.30	Factor de tamaño C_s	212
Figura 3.31	Esquema del eje principal.....	213
Figura 3.32	Distribución de torque eje principal.....	214
Figura 3.33	Distribución de carga en eje principal (plano horizontal).....	215
Figura 3.34	Diagrama de fuerzas de corte (plano horizontal).....	215
Figura 3.35	Diagrama de momentos de flexión (plano horizontal).....	215
Figura 3.36	Distribución de carga en eje principal (plano vertical).....	216
Figura 3.37	Diagrama de fuerza de corte (plano vertical).....	216
Figura 3.38	Diagrama momento de flexión (plano vertical).....	216
Figura 3.39	Bosquejo eje secundario.....	219
Figura 3.40	Diagrama de estructura principal.....	222
Figura 3.41	Diagrama de cuerpo libre.....	223
Figura 3.42	Grafico de momento $M_{max}=0,0658$ KNm.....	223
Figura 3.43	Grafico de carga axial $C_{max}=2,79$ KN.....	224
Figura 3.44	Esquema del tambor.....	224
Figura 3.45	Anillos reforzadores.....	225
Figura 3.46	Curvas de tensiones en las paredes de tolva.....	227
Figura 3.47	Tipos de fujo en descarga.....	228
Figura 3.48	Curva de Diseño Método de Janssen.....	232
Figura 3.49	Diseño de Forma (Tolva de 20 Toneladas Representación de los Elementos Estructurales).....	233
Figura 3.50	Representación de la Presión de Diseño según el Método	

de Janssen.....	234
Figura 3.51 Análisis Cocientes De Seguridad.....	234
Figura 3.52 Representación de los esfuerzos de Von Misses en la tolva y en la Cartela.....	234
Figura 3.53 Columna IPE 120.....	236
Figura 3.54 Viga U100x50x3.....	236
Figura 3.55 Viga L50x6.....	236
Figura 3.56 Viga de escalera C200x50x3.....	237
Figura 3.57 Perdida de velocidad en tubería.....	239
Figura 3.58 Curvas características de bombas.....	242
Figura 3.59 Curva de bomba requerida.....	244
Figura 3.60 Curvas de funcionamiento a $n= 3450$ 1/min	245
Figura 3.61 Balance de energía del intercambiador.....	259
Figura 3.62 Factor de corrección para un intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con fluidos no mezclados.....	260
Figura 3.63 Intercambiador de calor de tubos y coraza con un paso por la coraza y uno por los tubos (contraflujo cruzado).....	262
Figura 3.64 Diferencia de temperaturas.....	263
Figura 3.65 Arreglo de tubos.....	270
Figura 3.66 Distancia entre centro de tubos.....	271
Figura 3.67 Secciones del ducto de ventilación.....	279
Figura 3.68 Resistencia al flujo de aire de granos y semillas.....	285
Figura 3.69 Secciones de ducto de extracción.....	289
Figura 3.70 Diagrama termodinámico de cámara de secado.....	298
Figura 3.71 Carta psicométrica para un amplio rango de temperaturas.	303
Figura 3.72 Balance de energía en pared.....	306
Figura 3.73 Esquema de la cámara de secado con aislamiento.....	307
Figura 3.74 Depósito para GLP.....	319
Figura 3.75 Diseño del quemador.....	321

Figura 3.76	Ventilador centrífugo.....	322
Figura 3.77	Esquema de molino de martillos.....	324
Figura 3.78	Características técnicas molino de martillos.....	326
Figura 3.79	Vista isométrica molino de martillos A.....	327
Figura 3.80	Vista isométrica molino de martillos B.....	327

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Destino nacional del banano año 1987 – 2007.....06
Tabla 2	Producción nacional de banano.....07
Tabla 3	Tipos de coberturas de las bandas transportadoras.....43
Tabla 4	Tipos de rodillos transportadores.....48
Tabla 5	Matriz de decisión secador.....78
Tabla 6	Velocidades de banda máximo recomendadas.....91
Tabla 7	Capacidad aproximada de bananos por m ²92
Tabla 8	Velocidad de banda máximo recomendada (m/s).....94
Tabla 9	Valores recomendados de espaciamiento entre rodillos superiores e inferiores.....96
Tabla 10	Valores promedio del peso de los rodillos superiores y de retorno.....97
Tabla 11	Valores promedio del peso de la cinta transportadora.....98
Tabla 12	Coefficiente de fricción (f) de las partes giratorias.....100
Tabla 13	Eficiencia mecánica de dispositivos reductores de velocidad.....105
Tabla 14	Coefficiente de fricción tambor–banda y ángulo de contacto.....109
Tabla 15	Parámetros calculados.....116
Tabla 16	Datos técnicos de sistema de transmisión de potencia.....120
Tabla 17	Campos de aplicación de las bandas roulunds según el tipo de material.....122
Tabla 18	Velocidades de banda de acuerdo a la clase de servicio.....123
Tabla 19	Clasificación de rodillos según CEMA.....124
Tabla 20	Pesos y espesores de las bandas roulunds.....126
Tabla 21	Factor k1 de ajuste por tamaño de terrón del material.....127

Tabla 22	Rangos de carga para rodillos CEMA B.....	129
Tabla 23	Rangos de carga para rodillos CEMA C.....	129
Tabla 24	Rangos de carga para rodillos CEMA D.....	130
Tabla 25	Rangos de carga para rodillos CEMA E.....	130
Tabla 26	Efecto de la carga en la vida l10 de los rodillos.....	134
Tabla 27	Efecto de la velocidad en la vida l10 de los rodillos.....	134
Tabla 28	Efecto del diámetro en la vida l10 de los rodillos.....	135
Tabla 29	Efecto del mantenimiento en la vida l10 de los rodillos.....	136
Tabla 30	Efecto del medio ambiente en la vida l10 de los rodillos.....	136
Tabla 31	Efecto de la temperatura de operación en la vida l10 de los rodillos.....	137
Tabla 32	Diámetros mínimos recomendados para banda roudnds, 2 capas y múltiples capas (mm)	140
Tabla 33	Diámetros recomendados por Dodge para tambores en función de la tensión de trabajo unitaria T_u (n/mm).....	142
Tabla 34	Poleas con aletas (wing pulleys).....	143
Tabla 35	Distancia entre apoyos de los tambores.....	147
Tabla 36	Diámetros recomendados por Dodge para ejes de tambores en función de la fuerza resultante r_t (kN).....	150
Tabla 37	Parámetros calculados.....	155
Tabla 38	Detalle cargas muertas de bastidor.....	157
Tabla 39	Detalle cargas dinámicas de bastidor	157
Tabla 40	Resultados de factores.....	158
Tabla 41	Resultados de momentos.....	159
Tabla 42	Factor de carga de viento.....	164
Tabla 43	Niveles de intensidad sismica.....	171
Tabla 44	Coeficiente de configuración de planta.....	174
Tabla 45	Coeficiente de configuración de elevación.....	175
Tabla 46	Coeficiente de reducción de respuesta estructural R.....	176

Tabla 47	Factor de reducción de respuesta R para estructuras diferentes a la edificación.....	176
Tabla 48	Parametros sismicos obtenidos.....	178
Tabla 49	Factores de servicio para bandas en V.....	198
Tabla 50	Valores de diámetros primitivos mínimos para poleas.....	200
Tabla 51	Selección de poleas primarias.....	201
Tabla 52	Longitudes (in) estándar para bandas 3V, 5V y 8V.....	203
Tabla 53	Propiedades de aceros al carbón.....	210
Tabla 54	Factor de confiabilidad C_R	212
Tabla 55	Propiedades mecánicas nominales de aceros inoxidables...	220
Tabla 56	Datos técnicos para construcción de tolva.....	232
Tabla 57	Cargas que intervienen en el análisis.....	233
Tabla 58	Especificaciones del acoplamiento de alambre de acero inoxidable para malla.....	252
Tabla 59	Características promedio de un cubito de banano.....	253
Tabla 60	Extracción de Humedad Del 76% Hasta El 8%.....	254
Tabla 61	Cantidad de agua a evaporar en cada pasada.....	255
Tabla 62	Compilación de datos de cámara de secado.....	258
Tabla 63	Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor.....	262
Tabla 64	Propiedades termofísicas del aire y del gas.....	266
Tabla 65	Constantes de las ecuaciones 7.61 y 7.63 para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas.....	274
Tabla 66	Iteración de los coeficientes de transferencia global.....	276
Tabla 67	Velocidad aconsejable en conductos de aire por nivel de ruido.....	278
Tabla 68	Valores característicos de cada sección del ducto.....	280
Tabla 69	Compilación de pérdidas totales de presión entre los acoples y los ductos.....	282
Tabla 70	Valores característicos de secciones ductos extracción.....	290

Tabla 71	Compilación pérdidas totales de presión ductos extracción...	290
Tabla 72	Conductividad térmica de frutas.....	301
Tabla 73	Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica....	308
Tabla 74	Características técnicas de los ladrillos refractarios.....	311
Tabla 75	Poder calorífico de combustibles gaseosos.....	318
Tabla 76	Datos de quemadores.....	320
Tabla 77	Perforaciones circulares plancha inox, AISI 304.....	325

ÍNDICE DE PLANOS

	(Ver Anexos)
Plano 1	Layout general del proceso
Plano 2	Plano constructivo BT1
Plano 3	Planos de detalle cámara de secado
Plano 4	Planos de detalle cámara de secado 2
Plano 5	Molino de martillos
Plano 6	Planos constructivos de estructura de tolva

INTRODUCCIÓN

El banano es la fruta tropical que más se cultiva en el país y tiene múltiples usos. Se puede consumir en forma de productos deshidratados como: harina, polvos, hojuelas, chips y snacks; como también en forma de papillas, concentrados, jugos, vinos, brandies y licores. En el país la principal aplicación de esta fruta es la exportación para su consumo fresco al natural.

La producción de harinas se considera un proceso sencillo y de bajo costo que permite obtener productos con mejores características de almacenamiento ya que al eliminar la mayor parte del agua de la fruta, se disminuye también la actividad acuosa, lo que permite su conservación a temperatura ambiente en un empaque adecuado.

La característica más importante del proceso para la producción de harinas de banano es que requiere equipo sencillo, no requiere la cadena de frío, puede aplicarse con el excedente de producción, permite el aprovechamiento de la fruta de rechazo y puede apoyar el control de la oferta y precio de la materia prima.

La gran mayoría de las empresas del país que se dedican a la producción de harina de plátano o banano utilizan procesos poco eficientes y que implican

un alto costo de producción. Las empresas locales utilizan secadores y molineras artesanales las cuales dependen de muchos factores para su funcionamiento entre estos están la dependencia de muchas personas y los bajos grados de salubridad.

El principal objetivo de diseñar una planta deshidratadora de banano para la producción harinera es disminuir significativamente los costos de producción mediante una optimización de los recursos, aumentar tanto en cantidad como en calidad la producción de harina y satisfacer la creciente demanda de alimentos en el mercado.

Para el diseño se realizaron diversas visitas a las empresas locales de las cuales se ha aprovechado lo mejor de cada una y evitado cometer errores que afecten los objetivos de este proyecto. Se pudo constatar las deficiencias de cada una y se presentan soluciones tanto en equipos y maquinarias como en estructura del proceso. En base a esto se decide realizar el secado de banano por medio del secado por gabinetes para lo cual usaran los conocimientos adquiridos en la ESPOL.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. Cultivos de banano en el país.

Las excelentes condiciones de orden climático y ecológico que tiene el país, bendecido por Dios y la naturaleza, han permitido que pequeños, medianos y grandes productores desarrollen la explotación de bananos, de una manera que se pueda calificarla de democrática en diez provincias del país, que aseguran la posibilidad de abastecer de la demanda mundial los 365 días del año.

La mayor producción bananera del Ecuador, se ubica en diez provincias El Oro, Guayas, Los Ríos, Cotopaxi, Esmeraldas, Cañar, Pichincha, Azuay, Bolívar y Manabí, con una superficie de 127 mil 185,2 hectáreas al año 1997, según el desaparecido Programa Nacional del Banano, y que al 15 de septiembre del

año 2001, era de 148 mil 725,4 hectáreas, de acuerdo con un reporte de la Unidad del Banano de la Subsecretaría Regional del Litoral Sur y Galápagos del MAG.

Esto constituye una fuente de trabajo y de ingresos para miles de familias tanto del campo como de la ciudad, que laboran en las diferentes actividades, que van desde la siembra, como el manejo y control fitosanitario de las plantaciones, llegando al corte y traslado de la fruta a las empacadoras, donde recibe el tratamiento previo al embalaje y traslado a los puertos de embarque.

Es muy importante, resaltar la solidez de la actividad bananera, en el contexto de la economía del país, pues la exportación de la fruta, revisando el comportamiento histórico del comercio exterior, antes y después del boom petrolero, mantiene una posición gravitante, como un gran generador de divisas y de fuentes de empleo para el pueblo ecuatoriano, tanto del campo como de la ciudad y que es muy superior al de otros rubros productivos.

A la fecha, se ha incrementado el área de siembras de bananos en el país, unas con la respectiva “autorización” del desaparecido Programa Nacional del Banano. En el Ecuador se

cultivan alrededor de 240.000 hectáreas de banano y gran parte de esta producción de banano es exportado a otros países. Las exportaciones bananeras representan cerca del 25% de las exportaciones de productos primarios y cerca del 20% de las exportaciones totales, siendo éste gran parte exportado como una fruta fresca. Debido al estricto control de calidad por parte de los principales países que adquieren el producto, se originan desperdicios en las plantas empacadoras hasta de 20.000 toneladas semanales.

En la actualidad un gran porcentaje de la fruta rechazada por las empresas exportadoras (ya que la fruta no cumple con las normas y requisitos internacionales), son acumuladas en los bordes de las carreteras y en los lechos de ríos en los que causan contaminación por la carga orgánica que representan, afectando de esta manera a las especies piscícolas que ahí se encuentran. En el aire estos desechos provocan una substancial contaminación por la generación de gas metano y sulfato de hidrógeno. En ocasiones estos desperdicios son recolectados como alimento para el ganado porcino, vacuno entre otros (ver figura 1.1).



Figura 1.1 BANANO DE RECHAZO

En la actualidad se está generando un sentimiento de conciencia sobre los daños en el medio ambiente por medio de la agricultura no responsable. A continuación se muestra la tabla 1 con el destino nacional del banano entre los años 1987 -2007.

Tabla 1

DESTINO NACIONAL DEL BANANO AÑO 1987 - 2007

DESTINO	PROMEDIO ANUAL	PROMEDIO TONELADAS
EXPORTACIONES	79,11%	4'966.732
CONSUMO HUMANO INTERNO	3,51%	220.366,95
CONSUMO ANIMAL	3,05%	191.486,95
INDUSTRIA	3,88%	243.596,51
DESPERDICIOS	10,45%	656.078,24
PRODUCCION TOTAL	100%	6'278.260,65

La producción bananera del país, se realiza en 20 provincias del territorio continental. A continuación se muestra la tabla 2 con la producción nacional de banano por regiones del Ecuador expresadas en porcentaje.

Tabla 2
PRODUCCIÓN NACIONAL DE BANANO

REGION	(%)
COSTA	89
SIERRA	10
ORIENTE	1
TOTAL	100

1.2. Cosecha y Tratamiento post-Cosecha del Banano.

En el país la cosecha de cabezas de banano normalmente se efectúa a lo largo de todo el año. Se produce un descenso en la producción sólo en lugares que sufren una considerable caída de temperatura durante los meses de verano (junio-octubre), o que son atacadas por una gran sequía.

En estado verde los bananos tienen sus bordes bien marcados que con el tiempo y a medida que los frutos van madurando se van reduciendo hasta lograr finalmente una configuración casi redonda, tal como se lo muestra en la figura 1.2.



Figura 1.2 Banano listo para cosecha

El proceso mismo de maduración en racima no es parejo para todos los bananos. Si los primeros bananos empiezan a adquirir coloración amarilla durante su fijación en la planta madre, implica que ya es demasiado tarde para que puedan soportar un transporte largo. Como los frutos maduros rápidamente se ablandan y revientan, los bananos se deberán cosechar en estado verde, tal como se lo puede notar en la figura 1.3a y figura 1.3b.



Figura 1.3a COSECHA CON PODÓN



Figura 1.3b DESFLORE EN PATIO DE RACIMOS

El grado óptimo de recorte de la cabeza se determinará controlando el diámetro de cada fruto. Para facilitar la cosecha,

cuando aparezca inflorescencia se marcarán los racimos con cintas de diferentes colores, así que los trabajadores cosecharán sólo las cabezas que tengan determinada marca de color y hayan logrado el grado de maduración que se requiere. A más de las cintas distintivas se usa un calibrador, el cual se lo introduce en un dedo de una mano específica en el racimo, la lectura de este verificará el grado de maduración y determinará su cosecha inmediata o la permanencia de este en el campo para adquirir mayor diámetro de los frutos.

El estado ideal del producto para la exportación se determinará en función de la duración del transporte hasta los mercados de destino. Acorde a la Unión de Bananeros Ecuatorianos S.A. (UBESA), la permanencia en el campo de una racima debe ser de 12 semanas máxima para garantizar la entrega de una fruta fresca en los mercados internacionales.

Para lograr maduración pareja de los bananos durante el transporte, el grado de maduración de las cabezas al momento de su cosecha deberá ser más o menos el mismo. Por ello se cosechará guardando intervalos de una a dos semanas.

Los racimos se cosecharán cortando el tallo de fructificación que une con el tronco. En las variedades de alto crecimiento,

además, se cortará con machete parte del pseudo tronco para que éste pueda ceder hacia abajo junto con el racimo de bananos. Inmediatamente después se cogerá la cabeza. Aquí se evitará que la cabeza caiga al suelo o que sufra daños durante el transporte, de lo contrario los lugares que hayan sufrido algún hundimiento por presión posteriormente se tornaran negros y se descompondrán.

Es recomendable dejar un tocón del pseudo tronco que mida más o menos 2 m de altura (esta dimensión dependerá de la variedad) porque a través del mismo se puede mantener todavía el conducto de nutrientes y de agua hacia el brote que queda. Esta medida sirve para fomentar el desarrollo del brote. La parte ya cortada del tronco será partida en dos en sentido longitudinal, y será colocada con la cara central dirigida hacia el suelo, preferentemente muy cerca de las bananeras vecinas. Este tipo de rastrojo de cobertura además de impedir que en el lado interior del tronco partido se produzca la dañina oxidación anaeróbica de bacterias que contienen ácido butírico, reactiva intensamente la flora del suelo. Al ejecutar la próxima ronda de cuidado de la plantación se procederá a retirar definitivamente lo que queda del tronco madre haciendo el corte en su base. Para evitar que la naciente vegetación de cobertura sea cubierta por

las grandes hojas de la bananera, se retirarán los peciolo de las mismas; debidamente despedazadas las partes foliares se esparcirán en el suelo.

En las grandes plantaciones las cabezas de bananos se transportan a las salas de empaque mediante garfios enganchados en roldanas que se deslizan sobre cuerdas, o los garfios de enganche se sujetan en los carriles de los furgones de transporte tal como se muestra en la figura 1.4.



Figura 1.4 CONVOY DE RACIMOS

Se cuidará que no se produzcan golpes durante esta operación, pues pueden causar hendiduras en los frutos. En las salas de empaque las cabezas se dividirán en trozas, se cortarán las manos mal desarrolladas en la punta y en la base. Si el jugo lácteo que emana de la planta se derrama sobre las frutas, las partes manchadas rápidamente se pondrán negras cuando el

banano maduro, así la fruta ya no servirá para su comercialización. Esto se puede evitar colocando las manos cortadas rápidamente en un baño de agua fría, donde podrán ser lavadas y “desangrarse” (ver figura 1.5)



Figura1.5 TINAS DE LAVADO

En el comercio convencional las frutas son tratadas con desinfectantes (bisulfito de sodio, hipoclorito de sodio) y/o lavadas con fungicidas.

En el cultivo ecológico el uso de fungicidas está prohibido. En este sistema se puede usar sal aluminosa o extractos de pepas de limón o naranja para desinfectar los bananos. Como medida preventiva contra la pudrición de las cabezas, la parte cortada se puede humedecer con vinagre.

La fruta se someterá a lavado. Como las “aguas residuales del lavado” contienen muchas composiciones orgánicas, se depurarán antes de echarlas a las reservas de agua. Las

sustancias orgánicas que quedan como residuo de la preparación de la fruta (p.ej.: fruta no aprovechable para la venta “Banano de Rechazo” como se lo puede ver en la figura 1.6) se someterán a compostación, material que posteriormente será reciclado a las superficies de cultivo.



Figura 1.6 SELECCIÓN DE CLÚSTERES

La tasa de beneficiación resultante de la relación fruta cosechada vs. Fruta exportada está entre 1:1 y 1:1,7, siendo este último factor el más frecuente.

El embalaje de las manos se efectúa en cajas estándar de cartón de 12 kg o también de 20 kg., siendo las frutas cubiertas con un folio de polietileno. Para el transporte que sigue se dispondrán de instalaciones frigoríficas para controlar el proceso de maduración. Las temperaturas de refrigeración se adaptarán a la variedad, oscilarán entre 12° y 15°C. Las temperaturas demasiado bajas producen daños como ser desarrollo deficiente de la madurez, composición de taninos, coloración de la

cáscara, obstrucción de la fécula, así como fuerte reducción del ácido ascórbico. El proceso de maduración se puede frenar adicionalmente elevando el CO₂ y reduciendo el oxígeno (O₂) del aire en el depósito, bodega o almacén.

En los puertos de destino se dispondrá de depósitos especiales (cámaras de maduración) para someter a la fruta a un proceso de maduración controlada que se efectuará a una temperatura aproximada de 20°C y una concentración de etileno de 0,1%. El uso de etileno para acelerar la maduración así como el empleo de calinita para retrasar la maduración de los bananos están permitidos, según la norma UE 2092/91 sobre cultivos ecológicos.

1.3. Productos elaborados del banano.

Existen gran variedad de productos que se pueden realizar con el banano, entre los principales productos de la industrialización se tiene:

- Banano deshidratado.
- Confituras de banano.
- Conservas de banano.
- Harina de banano.

A continuación se menciona de manera breve en qué consiste cada producto y se detalla la elaboración de harina de banano.

Banano deshidratado.

También conocido como Banano pasa, baby banana, guineo seco o lady Finger. Deshidratar es uno de los procedimientos más antiguos para hacer conservables los alimentos. La deshidratación aprovecha el hecho de que el crecimiento de microorganismos por lo general se frena cuando el contenido de agua está por debajo de cierto nivel. En este proceso es importante extraer el agua de la fruta con el mayor cuidado posible. Las condiciones más importantes para una buena deshidratación: temperaturas moderadas y buena ventilación.

Es sumamente nutritivo, fuente de carbohidratos, rico en vitamina A, Hierro y Potasio. Como la mayoría de las frutas, el banano deshidratado es una excelente fuente de vitamina B6, vitamina C y fibra y viene en presentación tanto enteros como en trocitos o rodajas, tal como lo muestra la figura 1.7.



Figura 1.7 BANANO DESHIDRATADO

Confituras de Banano.

Las confituras son preparaciones de frutas y diversos tipos de azúcar que se hacen conservables por efecto de su cocción. La consistencia del producto, es decir semisólido pero untable, se logra liberando mediante cocción la pectina que contienen los tejidos de la fruta. A ésta se le agrega más pectina para lograr la sustancia gelatinosa.

En la figura 1.8 se muestran unos pedazos de bananos confitados.



Figura 1.8 BANANOS CONFITADOS

Conservas de Banano.

Las conservas son productos de larga durabilidad envasados en recipientes (de metal o de cristal) cerrados al vacío. Su conservabilidad se logra sometiendo la pulpa o sustancia a tratamiento mediante calor, cuyo efecto es eliminar, o reducir fuertemente, o detener el desarrollo de los microorganismos que se encuentran en la pulpa. Dicho tratamiento evita que la

sustancia conservada se dañe. A continuación se presenta en la figura 1.9 una conserva de banano.



Figura 1.9 CONSERVA DE BANANO

Harina de Banano.

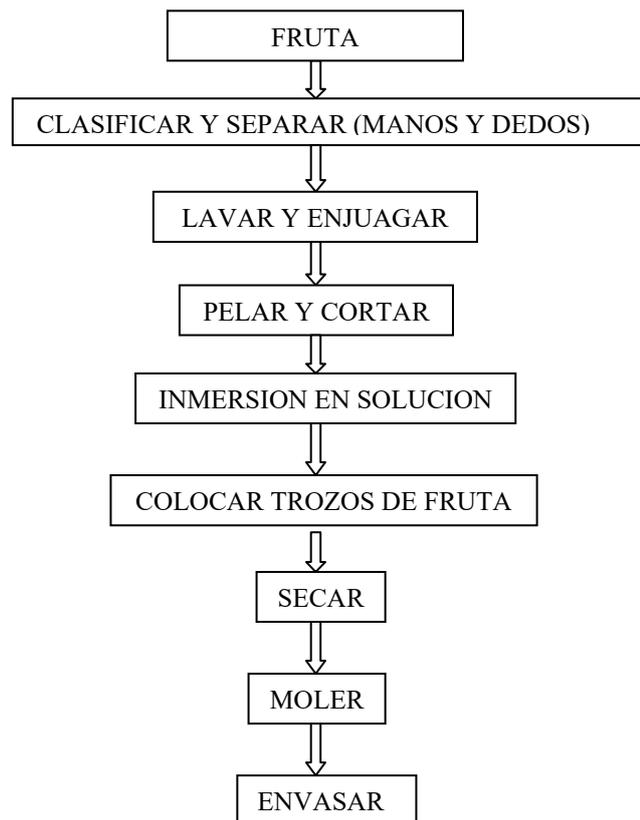
Las harinas son productos de larga durabilidad envasados en sacos o en fundas de polipropileno. La harina se logra sometiendo la pulpa a deshidratación en un horno de tiro forzado hasta tenerla con una humedad por debajo del 10%, después se procede a molerla en un molino de martillo y se la almacena en doble bolsa de polipropileno.

En la figura 1.10 se muestra una funda de harina de banano y a continuación un cuadro esquemático de la transformación de fruta fresca en harina de banano, luego sigue una descripción.



Figura 1.10 HARINA DE BANANO

Esquema de la elaboración de la harina de banano.



Clasificar.

Después de adquirir la fruta se seleccionará, pues para la producción de harina se emplearán frutas verdes (bananos de rechazo). Después de seleccionada la fruta se la separa en formas de manos para en lo posterior proceder a separarla en forma de dedos.

Lavar.

Dado que la fruta de rechazo es contaminada con desperdicios de otras frutas, se la debe sumergir en una piscina con 10 ppm. de cloro para sacar toda esta contaminación. Una vez que se elimina la contaminación de la fruta, se la enjuaga con agua potable para proceder con el escurrido de la fruta.

Pelar y cortar.

Primero se retirarán las partes no comestibles como es la cáscara. El pelado se efectuará a mano o con cuchillo; también se suele aplicar vapor de agua a todo el tejido de la cáscara para que se suavice y luego pueda ser raspado mecánicamente. A continuación la fruta es sometida a un proceso de corte, ya sea en forma de dados o rodajas.

Inmersión en solución.

En este proceso la fruta en trozos es sumergida en una solución de relación 1:4 (ácido ascórbico 1%: ácido cítrico 4% o en un baño de sulfito). Con esto se evita que la fruta se oxide rápidamente y tenga mayor tiempo de durabilidad.

Colocar trozos de fruta.

A continuación la fruta se la colocará en bandejas de acero inoxidable con una altura máxima de 4 cm.

Secar.

En este proceso las bandejas son ingresadas al secador donde la temperatura alcanzada será de 60-75°C, para de esta manera disminuir la humedad de la fruta al 10% o menos.

Moler.

Una vez alcanzada la humedad requerida, se procederá a moler los trozos de fruta hasta alcanzar la granulometría requerida, obteniendo de esta forma la harina.

Envasar.

Después de la obtención de la harina, se la envasa en las diferentes presentaciones que demande el mercado.

1.4. Definición del problema.

En el Ecuador existen empresas artesanales que se dedican a la elaboración de productos derivados del banano de rechazo, entre ellos está la harina de banano; para dicho propósito las empresas utilizan equipos artesanales deficientes los cuales afectan las propiedades organolépticas (sabor, aroma, color) y las cantidades a producir. Con este tipo de proceso, la producción de harina de banano se ve limitada y cabe recalcar que para dicha producción se utilizan muchos trabajadores.

En este proyecto se plantea como objetivo principal el aprovechar los bananos de rechazo considerados como desperdicios para la producción de harina de banano.

La producción de harinas se considera un proceso sencillo y de bajo costo que permite obtener productos con mejores características de almacenamiento, ya que al eliminar la mayor parte del agua de la fruta, se disminuye también la actividad acuosa, lo que permiten su conservación a temperatura ambiente en empaque adecuado.

Ante la creciente demanda de harina de banano en el mercado ecuatoriano, las empresas se han visto en la necesidad de

adquirir nuevos equipos para la producción de harina de banano de una manera segura sin emplear varios trabajadores en el proceso, cumpliendo las normas sanitarias establecidas, minimizando los costos de producción y sobre todo que responda a las necesidades requeridas por la empresa. Los requerimientos de dicha empresa son:

- Los equipos deberán producir 20 toneladas de harina de banano.
- El equipo deberá tener bajo costo, fácil mantenimiento.
- El diseño debe considerar el lugar donde se va a ubicar la fábrica.

CAPÍTULO 2

2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN PARA OBTENER HARINA DE BANANO.

2.1 Proceso de producción.

La planta constará con las siguientes áreas de trabajo:

Área 1: Recepción de materia prima

Área 2: Manejo de materia prima

Área 3: Proceso

Área 4: Almacenamiento del producto

Área 1: Recepción de materia prima.

En esta área se realizará la descarga de los camiones, esto lo realizará personal contratado para tal efecto. Al mismo tiempo se hace una inspección de calidad del banano y se lo lleva a su forma más manejable en forma de dedos, esto se hará con navajas curvas para separar tallos y coronas. En esta área

además se separarán plásticos u otro contaminante no deseado.

Área 2: Manejo de materia prima.

Posteriormente se hace una selección del banano, desechando aquel que presente daño (frutas reventadas, hongos o/y pudriciones), se clasifica de acuerdo a su estado. Si su estado es el requerido se lo procesa, en caso contrario se lo desecha.

Área 3: Proceso.

Al área de proceso entran aproximadamente cuarenta toneladas de banano verde por turno (cada turno de 8 horas), los obreros se encargarán de quitar los vástagos, desmanillar (los residuos se colocarán en carritos para facilitar su desalojo) y colocarlos en la piscinas para el lavado del mismo. Otros obreros procederán con el descortezado del banano después del lavado (los residuos se colocarán en carritos para facilitar su desalojo), en este momento las pérdidas de peso por separación de vástagos, residuos de manos y cáscaras ascienden alrededor del 14.22%.

Estos mismos obreros colocarán el banano descortezado en una banda transportadora que los llevará hasta el proceso de troceado, donde se lo cortará en forma de dados (para disponer

de una mayor área de deshidratación). Este banano será trasladado en una banda transportadora hasta una piscina, en la cual se le dará el tratamiento químico (baño de sulfito) para evitar que los trozos de bananos se oxiden (se tornen oscuros). Después de que los trozos de banano se han tratado químicamente, serán colocados en unas bandejas de acero inoxidable para poder colocarlas en el secador y proceder con la deshidratación del banano (humedad por debajo del 10%).

Una vez secos los trozos de bananos serán transportados por una banda hasta un elevador de canguilones, el cual los conduce a la tolva de recepción del molino. El molino procederá a triturar los trozos de banano hasta hacerlos polvo, en la parte de descarga del molino va a estar colocado un equipo de separación; este equipo se encargará de separar las partículas grandes (granulometría incorrecta) y las partículas pequeñas (granulometría correcta). Las partículas grandes serán enviadas nuevamente al elevador de canguilones y este las lleve al molino para que sean trituradas hasta que tengan la granulometría correcta.

Una vez que las partículas obtengan la granulometría correcta (harina), estas serán enviadas a una tolva de recepción de

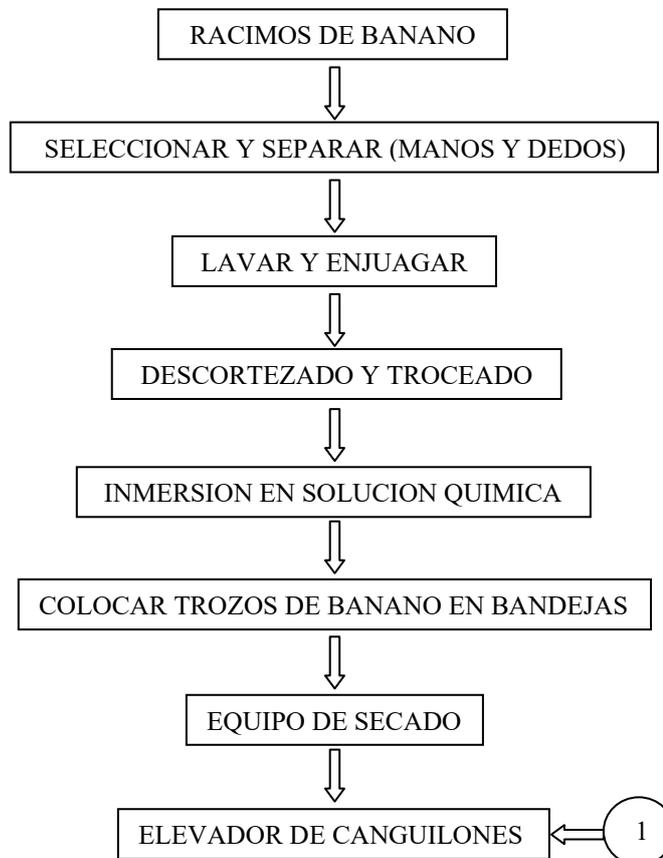
producto, para después proceder al empaque en fundas o sacos.

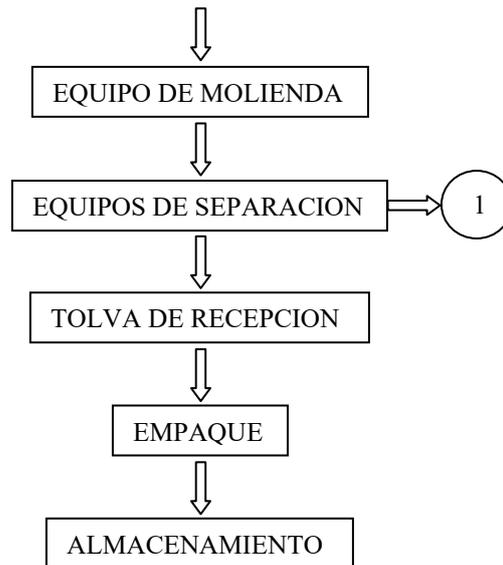
Área 4: Almacenamiento del producto.

Finalmente el producto se almacena a temperatura ambiente, en un lugar seco y con ventilación adecuada, hasta el momento de su venta.

A continuación se muestra un diagrama de flujo para la producción de harina de banano usando un secador de gabinete:

DIAGRAMA DE FLUJO DE LA PLANTA PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE BANANO





Las expectativas que genera la producción de harina de banano, en el medio, es positivo debido a que el Ecuador es un país productor de banano en el mundo, con un 10,45% de banano de rechazo (desperdicios), el cual será la materia prima para el proyecto.

El proceso de producción de harina es muy sencillo y básicamente consiste en secar los bananos (en rodajas o en forma de dados) por secado artificial (deshidratación), hasta un nivel de humedad del 10% o menos, para terminar con el proceso de molido del banano deshidratado.

A continuación se detalla cada uno de los pasos:

2.1.1 Selección del banano.

En este paso se procede a la selección, es decir, a separar los bananos que no cumplan con las especificaciones requeridas y se selecciona el material que realmente se utilizará en el proceso, el que presenta algún defecto que lo transforma en material de segunda por lo que será destinado a un uso diferente o simplemente eliminarlo.

Esta selección se realiza de forma manual. Se trata, entonces, de separar toda la fruta que no presente uniformidad con el lote, en cuanto a color, forma, tamaño, o presencia de daño mecánico o microbiológico. En esta etapa además se separa los elementos no deseados tales como residuos plásticos u otros contaminantes. Cabe recalcar que el área dispuesta para esta actividad consiste en un tendal de concreto con su respectiva cubierta para evitar que las inclemencias del tiempo afecten el desempeño de los obreros.

Algunas veces para apreciar la uniformidad o la calidad de un material es necesario cortarlo en dos para verificar su interior. La uniformidad es un factor de calidad

relevante, ya que se le da la mayor importancia a que el material sea homogéneo y uniforme. La selección cumple la función de producir tal homogeneidad.

Debido a la no uniformidad de la fruta de rechazo, es conveniente en esta área transformar cada racimo o cada gajo en su forma más simple (dedos), evitando de esta forma retrasos u otras molestias en el área de descortezado.

2.1.2 Lavado.

Esta operación se realiza una vez que los bananos son seleccionados y enviados a la piscina o tina con agua recirculante. Estas tinas poseen un sistema recirculador de agua el cual a más de ahorrar agua, libera constantemente a esta de agentes no deseados (gérmenes y microbios) y sólidos en suspensión (polvo y látex de banano).

La operación consiste en eliminar la suciedad que el material trae consigo antes que entre a la línea de proceso, evitando así complicaciones derivadas de la

contaminación que la materia prima puede contener. Este lavado debe realizarse con agua limpia, lo más pura posible y de ser necesario potabilizada. También al agua de lavado se la trata agregando cloro en una proporción de 10 ppm (10 mg de cloro por litro de agua). Es aconsejable ayudarse con implementos como: cepillos, raspas, esponjas que permitan una limpieza adecuada del material, para evitar que la suciedad pase a las etapas siguientes del proceso.

2.1.3 Descortezado.

Esta operación se la puede realizar de forma manual o a través de un choque térmico (escaldado).

En el descortezado de forma manual se utilizan cuchillos o navajas curvas, sobre mesas en acero inoxidable. Cortando las puntas y descascarando en forma manual dejando únicamente la parte comestible.

En el descortezado a través del choque térmico se utilizan bandas transportadoras, aquí una banda transporta el banano y lo deposita en un escaldador de

vapor a la misma velocidad de la banda, el tiempo de retención dentro del escaldador es de 4 minutos aproximadamente, alcanzando una temperatura de 94 grados centígrados. Posteriormente el banano pasa a una segunda banda transportadora, la cual lo conduce a un sistema de aspersion de agua a temperatura ambiente para enfriarlo. Después sobre la misma banda obreros separan las cascaras y las colocan en carritos para facilitar su desalojo.

2.1.4 Troceado del banano.

Este proceso de troceado se lo puede realizar de diferentes formas: en rodajas, en mitades, en dados, entre otros. Pero el objetivo de este proceso es aumentar la superficie expuesta del banano, para tener una mayor área de deshidratación y por este motivo se empleará la forma de dados de $5 \times 5 \times 5 \text{ mm}^3$. En este proceso se empleará una máquina de cuchillas la cual realizará los dados de la pulpa del banano, esto se logra por medio de la fuerza centrífuga y un juego de cuchillas las cuales estarán dispuesta en el equipo de tal manera que se

formen los cubitos de banano de las dimensiones requeridas.

Cabe recalcar que por tratarse de una máquina muy simple y funcional, los costos de mantenimiento y limpieza serán mínimos.

2.1.5 Tratamiento químico.

Este es un tratamiento antioxidante, para prevenir el oscurecimiento del banano (lo cual provocaría un decremento en la calidad del producto final). Para evitar este fenómeno se emplea una solución de bisulfito de sodio, con la cual se le da un baño al banano.

El bisulfito se utiliza para preservar el color y sabor del producto durante el procesamiento y el almacenamiento.

Este previene los cambios de la oxidación enzimática, aunque también es usado para inhibir las reacciones de oscurecimiento no enzimático, que ocurre durante el almacenamiento durante temperatura ambiente y menores. También previene el deterioro microbiano y facilita el secado por la plasmólisis de las células.

Se especifica este antioxidante, ya que es uno de los que más comúnmente se utilizan, aunque este compuesto no es absolutamente indispensable, ya que puede ser sustituido por dióxido de azufre o sales de sodio o potasio y de los bisulfitos y metabisulfitos, lo importante es utilizar un antioxidante eficaz que sea permitido por la reglamentación sanitaria, con respecto a alimentos.

Cabe aclarar que los compuestos antes mencionados son derivados azufrados y son metabolizados por el hombre y eliminados en la orina en forma de sulfatos sin ningún efecto dañino.

2.1.6 Secado o deshidratado del banano.

Por secado o deshidratado de alimentos se entiende la eliminación casi completa del agua que contienen estos, a ciertas condiciones se producirán solo un mínimo de cambios o ningún cambio, en las propiedades del alimento.

La humedad final de estos alimentos deshidratados son menores del 10%, según el producto. Los resultados óptimos se logran muchas veces solo aumentando el costo del proceso de deshidratación.

La conservación es el motivo principal, aunque no el único, por el que se deshidrata, aparte de estos fines se deshidrata para disminuir el peso y volumen de los alimentos. Otro motivo es la producción de productos convenientes donde el consumidor simplemente agregue agua y mezcle el producto.

Algunos procesos de secado se escogen a fin de conservar el tamaño y la forma de la materia prima original. La transmisión de calor y transferencia de masa consta de dos etapas:

- Introducción de calor al producto.
- Extracción de humedad del producto.

2.1.7 Molido del banano.

Este proceso de molido se lo puede realizar de forma manual o de forma mecánica.

En el proceso de molienda de forma mecánica, se debe seleccionar el proceso dependiendo del material a moler. Este equipo necesita la ayuda de un motor para efectuar el proceso de molido. Una ventaja de esta forma de

molienda consiste en que permite modificar la regulación del molino en caso de ser necesario. Además producir grandes cantidades de producto final en corto tiempo.

2.2 Equipos del proceso.

Para seleccionar los equipos más adecuados para este proceso es necesario conocer el tipo de material con el que se va a trabajar y su estado. Además para cumplir con las exigencias del proyecto se han investigado sobre los diferentes tipos de equipos que intervienen en cada proceso, tales como transportadores, cortadoras y secadoras; para después seleccionar el tipo de equipo más adecuado para cada proceso.

2.2.1. Tipos de transportadores

Los equipos transportadores son elementos auxiliares de las instalaciones, cuya misión es la de recibir un producto de forma más o menos continua y regular para conducirlo a otro punto (ver figura 2.1).

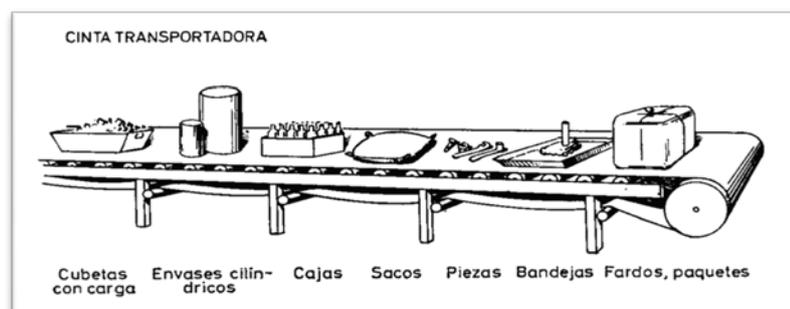
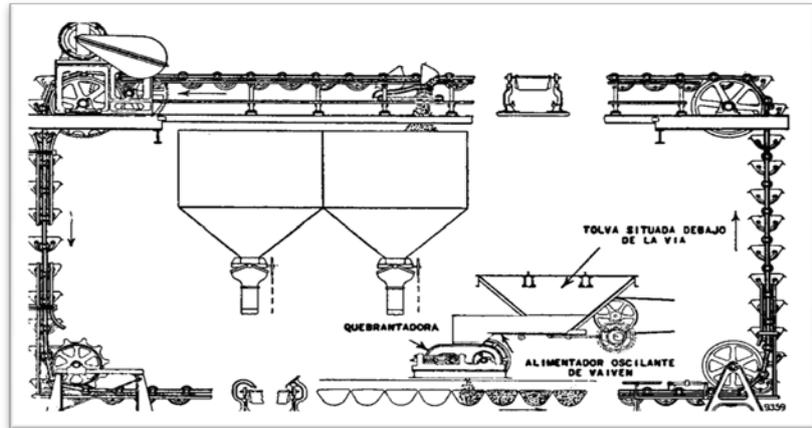


Figura 2.1 CINTA TRANSPORTADORA

Existen varios tipos de transportadores, pero entre los principales que se puede nombrar son:

- Cinta transportadora.
- Elevador de canguilones.
- Tornillo helicoidal.

Los transportadores tienen varias características que afectan sus aplicaciones en la industria. Estos transportadores son independientes de los trabajadores, es decir, se pueden colocar entre máquinas o entre edificios y el material colocado en un extremo llegará al otro sin intervención humana. Los transportadores proporcionan un método para el manejo de materiales mediante el cual estos no se extravían con facilidad. Se pueden usar los transportadores para fijar el ritmo de trabajo (siguen rutas fijas). Esto limita su flexibilidad y los hace adecuados para la producción en masa o en procesos de flujo continuo como se lo muestra en la figura 2.2.



**Figura 2.2 FLUJO CONTINUO DE PRODUCCIÓN
MEDIANTE BANDAS**

Los principales usos de los transportadores se dan mayormente en la minería, construcción, industria alimenticia, industria motriz entre otros; a continuación se ve la aplicación en el campo de la industria alimenticia.

Es uno de los lugares donde este sistema es más utilizado, porque:

- Agiliza la producción, ya que este sistema posee una velocidad constante y sin interrupción.
- Es higiénico, lo cual hace que el producto no se contamine con bacterias, suciedades u otros factores que modifiquen el producto.
- Puede ser instalado en interiores para obtener una mayor protección del producto.

- El diseño propio de los sistemas de transportadores, ha requerido reducir el control a botones de accionamiento en los diferentes tramos del transportador, y que además pueden ser controlados desde estaciones permanentes de control.

Pero cabe indicar que los sistemas de transporte más eficientes son por medio de bandas transportadoras (figura 2.3) y rodillos transportadores (figura 2.4), ya que estos elementos son de una gran sencillez de funcionamiento, porque una vez instaladas en condiciones suelen dar pocos problemas mecánicos y de mantenimiento.



Figura 2.3 BANDAS TRANSPORTADORAS



Figura 2.4 RODILLOS TRANSPORTADORES

A continuación se habla de ellos:

Una cinta transportadora es un sistema de transporte continuo formado básicamente por una banda continua que se mueve entre dos tambores.

La banda es arrastrada por fricción por uno de los tambores, que a su vez es accionado por un motor. El otro tambor suele girar libre, sin ningún tipo de accionamiento, y su función es servir de retorno a la banda. La banda es soportada por rodillos entre los dos tambores.

Debido al movimiento de la banda el material depositado sobre la banda es transportado hacia el tambor de accionamiento donde la banda gira y da la vuelta en sentido contrario. En esta zona el material depositado sobre la

banda es vertido fuera de la misma debido a la acción de la gravedad.

Todos los componentes y accesorios del conjunto se disponen sobre un bastidor, casi siempre metálico, que les da soporte y cohesión.

Se denominan cintas fijas a aquéllas cuyo desplazamiento no puede cambiarse. Las cintas móviles están provistas de ruedas u otros sistemas que permiten su fácil cambio de ubicación; generalmente se construyen con altura regulable, mediante un sistema que permite variar la inclinación de transporte a voluntad como se lo muestra en la figura 2.5.

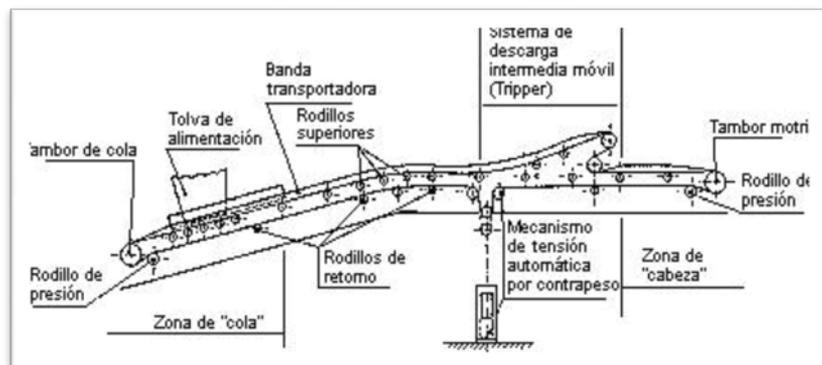


Figura 2.5 CINTAS MÓVILES

En el funcionamiento de las bandas transportadoras se tiene en cuenta los siguientes componentes o cálculos:

- Tensión en una correa: es una fuerza actuando a lo largo de la cinta, tendiendo a elongarla. La tensión de la correa es medida en Newtons. Cuando una tensión es referida a una única sección de la cinta, es conocida como una tensión unitaria y es medida en Kilonewtons por metro (kN/m).
- Torque: es el resultado de una fuerza que produce rotación alrededor de un eje. El torque es el producto de una fuerza (o tensión) y de la extensión del brazo que se esté utilizando y es expresado en Newton por metro (N*m).
- Energía y trabajo: están relacionados muy cercanamente debido a que ambos son expresados en la misma unidad. El trabajo es el producto de una fuerza y la distancia a recorrer. La energía es la capacidad de ejecutar un trabajo. Cada uno es expresado en Joules, en el que un Joule equivale a un Newton-metro. La energía de un cuerpo en movimiento es medida en Joules.

- La potencia: es la relación entre la realización de un trabajo o transmisión de energía. La unidad mecánica de potencia es el watt, que es definido como un Newton-metro por segundo.
- La potencia empleada en un periodo de tiempo produce trabajo, permitiendo su medición en kilowatt-hora.

A continuación se explicará sobre los tipos de bandas transportadoras:

BANDAS TRANSPORTADORAS DE GOMA.

Vulcanizado de perfiles:

Para mejorar la capacidad de transporte, sobre todo con grandes inclinaciones se emplean perfiles transversales y bordes de contención. Se pueden vulcanizar perfiles de distintos tipos, adaptando su disposición a las características del producto y transportador.

Características:

Longitud:

Desarrollo total de la banda en metros. Indicando si va cerrada sin-fin, grapada, empalme preparado o abierta.

Tipo de banda:

Lisa: para transporte horizontal o de poca inclinación.

Nervada: para instalaciones de elevado ángulo de transporte.

Rugosa: alto coeficiente de rozamiento para transporte horizontal y/o inclinado de productos manufacturados generalmente.

Ancho de la banda en mm:

En función del tipo existen unos anchos estandarizados.

Son:

Lisa: 300-400-500-600-650-700-800-1000-1200

Nervada: 400-500-600-650-800

Rugosa: Ancho máximo 1200 mm.

Tabla 3
TIPOS DE COBERTURAS DE LAS BANDAS
TRANSPORTADORAS.

REFERENCIA	UTILIZACIÓN
Y--Estándar	Soportar el material a transportar.
X-Antiabrasivo	Materiales cortantes y de granulometría elevada.
W--Muy antiabrasivo	Materiales con gran poder de desgaste, granulometría fina.
G--Antiaceite	Resistente al ataque de aceites, grasas e hidrocarburos. Al mismo tiempo soporta bien la temperatura, hasta 110°C.
T--Anticalórica	En función de la temperatura del producto se elegirá entre 110, 150 ó 170°C, teniendo bien en cuenta la granulometría
A--Alimentaria	De color blanco para su uso en la industria alimenticia.

S,K--Antillama	Para emplear en minas y ambientes potencialmente explosivos
----------------	---

BANDAS TRANSPORTADORAS DE PVC Y PU.

Se emplean para el transporte interior de productos manufacturados y/o a granel, en la mayoría de los sectores industriales: alimentación, cerámica, madera, papel, embalaje, cereales, etc.

Según el tipo de transportador, se elegirá:

Trama rígida, para transporte plano.

Trama flexible, para transporte en artesa.

Acabado inferior:

Cobertura, para transporte sobre rodillos.

Tejido o grabado (K), para deslizamiento sobre cuna de chapa.

Según el tipo de producto a transportar se determinará la calidad de la cobertura:

Blanca alimentaria (PVC o Poliuretano).

Resistentes a grasas y aceites vegetales y minerales.

Resistente a la abrasión.

Resistente a los cortes.

Antillama.

Antiestáticas permanentes.

BANDAS TRANSPORTADORAS MODULARES.

Se fabrican con materiales FDA (polietileno, polipropileno y poliacetal), permiten un amplio rango de temperatura de utilización (-70 a 105°C) y presentan las ventajas de su fácil manipulación, limpieza y montaje a la vez que una gran longevidad.

Sus principales aplicaciones son:

Congelación

Alimentación

Embotellado

Conservas

BANDAS DE MALLA METÁLICA / TEFLÓN.

Se fabrican en distintos metales y aleaciones, generalmente están constituidas por espiras de alambre unidas entre sí por varillas onduladas o rectas. Permiten su utilización en aplicaciones extremas de temperatura (de -180°C a 1200°C), corrosión química o donde se requiera una superficie libre determinada.

Tanto por los materiales empleados como por los tipos de banda, las posibilidades de fabricación son infinitas y las aplicaciones más usuales son:

Congelación, enfriamiento

Hornos

Sinterizado

Filtrado

Lavado

FUNCIONAMIENTO DEL RODILLO TRANSPORTADOR:

El sistema de rodillos funciona por medio de un motor de rotación; el cual a través de cadenas, cintas u otro elemento transfiere esta energía a los diferentes rodillos, lo cual hace que el sistema opere de una manera eficiente haciendo rodar todos los rodillos a una misma revolución, lo cual hará girar a una misma velocidad todos los rodillos.

A continuación se muestra la figura 2.6 con el despiece de un rodillo transportador y en la tabla 4 los diferentes tipos:

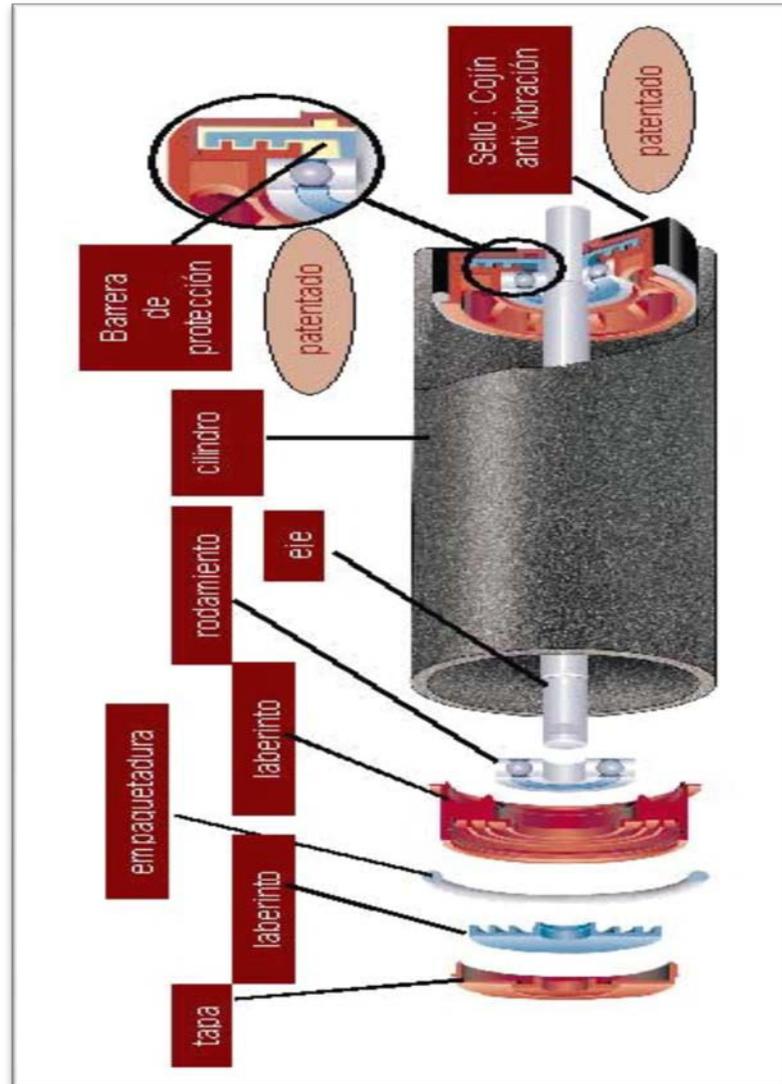
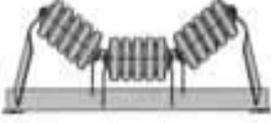
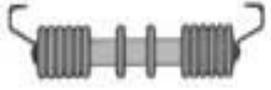
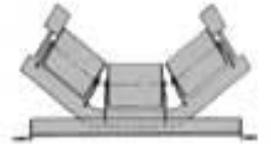
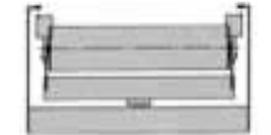
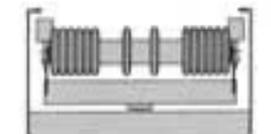


Figura 2.6 COMPONENTES DE UN RODILLO TRANSPORTADOR

Tabla 4
TIPOS DE RODILLOS TRANSPORTADORES

	<ul style="list-style-type: none"> ·Mayor duración de vida del rodamiento por el sellado de fábrica (Sistema de Protección por Encaje - S.P.E.), protección del rodamiento en un 100% ; ·Eliminación de problemas o rupturas del rodamiento;
	<ul style="list-style-type: none"> ·Alta resistencia a la abrasión y totalmente no-corroible; ·Muy bajo coeficiente de fricción; ·Amortiguador de vibraciones ;
	<ul style="list-style-type: none"> ·Alta resistencia a los impactos de carga; ·Sin necesidad de mantenimiento;
	<ul style="list-style-type: none"> ·Reducción de ruido debido al diseño único; ·Reducción de peso, por lo tanto se obtiene una gran reducción de la energía requerida para el arranque del transportador;
	<ul style="list-style-type: none"> ·Reducción de gastos operativos; ·Resistente a radiaciones ultravioletas;
	<ul style="list-style-type: none"> ·Fabricados bajo normas estrictas de Ingeniería y tolerancias; ·Dinámicamente balanceado; ·Opciones de cilindros (recubrimientos) adaptados a sus condiciones específicas de uso;
	<ul style="list-style-type: none"> ·Rodamiento libre en bajas temperaturas; ·Eliminación de problemas de alineamientos; ·Protección de la correa ; ·Capacidad de intercambiarse - versatilidad.

NOTA: Dependiendo del tipo de material se escoge uno de estos sistemas.

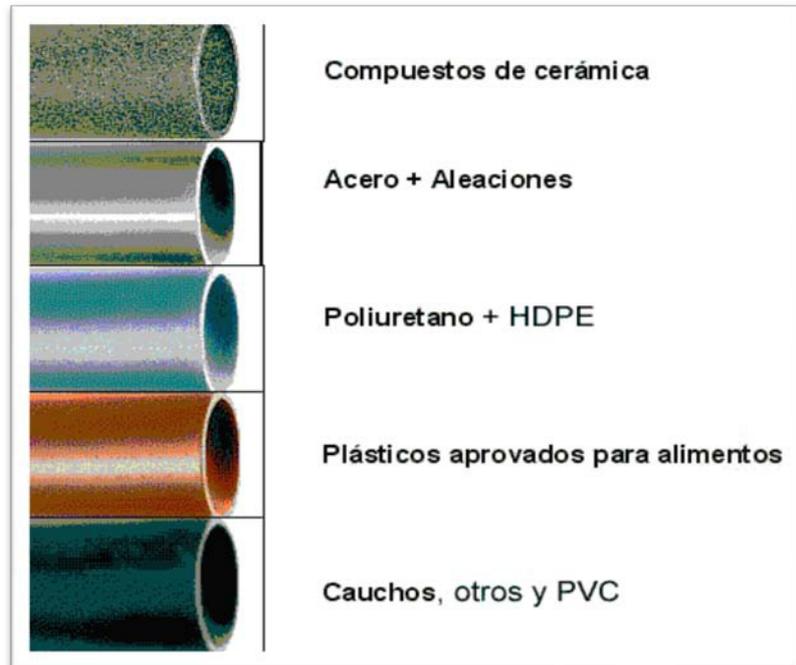


Figura 2.7 TIPOS DE RECUBRIMIENTOS PARA LOS RODILLOS.

EQUIPOS Y HERRAMIENTAS UTILIZADOS EN LOS TRANSPORTADORES

Las bandas y rodillos transportadores poseen las siguientes herramientas para poder funcionar óptimamente y con una buena eficiencia:

- **Estructura soportante:** la estructura soportante de una cinta transportadora está compuesta por perfiles tubulares o angulares, formando en algunos casos verdaderos puentes que se fijan a su vez, en soportes o

torres estructurales apernadas o soldadas en una base sólida.

- **Elementos deslizantes:** son los elementos sobre los cuales se apoya la carga, ya sea en forma directa o indirecta.
- **Correa o banda:** la correa o banda propiamente tal, que le da el nombre a éstos equipos, tendrá una gran variedad de características, y su elección dependerá en gran parte del material a transportar, velocidad, esfuerzo o tensión a la que sea sometida, capacidad de carga a transportar, etc.
- **Elementos motrices:** el elemento motriz de mayor uso en los transportadores es el del tipo eléctrico, variando sus características según la exigencia a la cual sea sometido. Además del motor, las poleas, los engranajes, el motor reductor, son otros de los elementos que componen el sistema motriz.
- **Elementos tensores:** es el elemento que permitirá mantener la tensión en la correa o banda, asegurando el buen funcionamiento del sistema.
- **Tambor motriz y de retorno:** la función de los tambores es funcionar como poleas, las que se ubicarán en el

comienzo y fin de la cinta transportadora, para su selección se tomarán en cuenta factores como: potencia, velocidad, ancho de banda, entre otros.

2.2.2. Tipos de cortadoras

La gran mayoría de los cortes industriales en frutas y verduras son producidos por máquinas de cuchillas giratorias, máquinas con cuchillas tipo troquel o guillotina o una combinación de las anteriores.

Máquinas de cuchillas giratorias:

Este mecanismo rebana uniformemente con precisión a altas capacidades y es especialmente adecuada para productos alargados. Los productos que pueden cortarse eficazmente en este tipo de máquina incluyen papas, plátanos, apio, espárragos, frijoles, pimientos, lechugas, palitos de pan, zanahorias, trozos de pollo, salchichas, cáscara de cítricos, productos extruidos, peperoni y muchas otras aplicaciones.

Se puede intercambiar estilos de ruedas cortadoras para proporcionar mayor versatilidad.

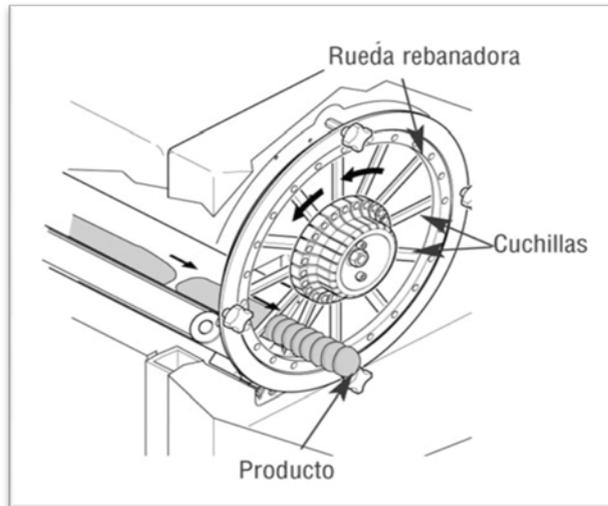


Figura 2.8 PRINCIPIO FUNCIONAMIENTO REBANADOR

En la figura 2.8 se muestra como el producto se entrega a dos correas de alimentación de alta velocidad que se inclinan para formar un conducto de alimentación en forma de "V". Las correas están sincronizadas con la rueda rebanadora giratoria para garantizar el avance adecuado del producto por revolución de la rueda. Las cuchillas bajo tensión sirven como rayos y sostienen el aro de la rueda rebanadora. Las cuchillas están ligeramente torcidas para crear un ángulo uniforme entre el cubo y el aro. El ángulo de la cuchilla sirve para hacer pasar el producto a través de la rueda rebanadora y producir un espesor preciso de la rebanada (ver figura 2.9).



Figura 2.9 VEGETAL REBANADO

Máquinas con cuchillas tipo troquel o guillotina:

El troquel es una herramienta o molde que sirve para cortar y marcar planchas de material. Este material, una vez montado adecuadamente, ya bien de forma manual o automática, se obtiene como resultado una serie de geometrías, formatos o configuraciones.

Todos los troqueles están compuestos de material base, cuchillas y gomas, y caso de los automáticos macho, hembra y en su caso guillotina y contra guillotina.

Existen dos tipos básicos de troqueles: planos y rotativos. En los planos la base o soporte empleado suele ser por lo general una superficie plana, mientras que en los rotativos, el soporte será una superficie curvada en forma de teja

adaptada a la forma cilíndrica del tambor o soporte sobre el que se coloca en máquina.

Es el material sobre el que se colocan las cuchillas, normalmente es de un material rígido para soportar los esfuerzos a aplicarse sobre este.

Esta material variará su calidad en función de su resistencia. El espesor de las superficies es variable dependiendo del material que se vaya a troquelar, normalmente los espesores a utilizar dependerán del grosor del material a troquelar, en la misma manera que sucedería caso de las cuchillas. Por norma general estos serán como siguen:

Máquinas planas.:

- Micro canal: 18 mm
- Cartones sencillos y D/D: 15 mm

Útiles de limpieza.:

- Machos: 15 mm
- Hembras: 10 ó 12 mm
- Guillotinas: 15 mm
- Contra-guillotinas: 18 ó 15 mm

Máquinas rotativas.:

- 13 mm, siendo la curvatura interior de la teja de madera del mismo diámetro que el bombo porta-troquel.

.-Cuchillas.:

Son reglas de acero que sirven bien para cortar si están afiladas o para marcar el material que se pretende troquelar.

Existe una gran variedad de cuchillas dependiendo de la altura, espesor y forma del extremo que tiene el contacto con el material. Las cuchillas más corrientes son como sigue:

- a) Corte
- b) hendido
- c) corte hendido
- d) perforado

La altura de las cuchillas se expresa en milímetros y el espesor en puntos siendo un punto igual a 0.35mm.

*Corte.:

Tiene su extremo afilado para poder cortar con facilidad el material, habiendo una gran variedad de cuchillas de corte en función de su altura, espesor y forma del filete cortante o

bisel que por lo general estará dentro de una tolerancia de entre 52° y 54°.

*Altura.:

“ Troquel plano.:

Ø 23.8 ó 28.58 para corte

Ø 23.3 ó 28 para semicorte

“ Troquel rotativo.:

Ø 25.4 para cartón sencillo

Ø 26.17 para cartón doble

*Espesor

“ 2 puntos (0.71mm) Por lo general para máquinas tipo tímpano y ondas pequeñas.

“ 3 puntos (1.05mm) Máquinas automáticas y ondas medias.

“ 4 puntos (1.50mm) Rotativas y cartones duros.

“ 5 puntos. Trabajos especiales.

*Forma del filete.:

“ Bisel central. Cartones sencillos.

“ Bisel lateral, materiales altos o piezas con muy poca separación.

“ Cuatro biseles o doble cara. Cartones dobles o de gran dureza.

*Hendido.:

Se utiliza para marcar el material y favorecer el doblado del mismo. Tiene una altura menor que el corte y su extremo es romo. Al igual que el caso del corte se tendrá diversas características:

*Altura.:

- Es variable y depende siempre del espesor del cartón, por lo que cuanto mayor sea el espesor de este menor será la altura del hendido

*Espesor.:

- 2, 3, 4 y 5 puntos.

*Cabeza.:

- Redonda
- Láser plana (y proporción 8/3, 6/3, etc.)
- Láser redonda (y proporción)

*Corte-Hendido.:

A las dimensiones que marcan las distancias de corte y de hendido se le denomina paso, por ejemplo si se dice que un corte hendido tiene un paso de 10x5, estará indicando que tiene 10mm de corte y 5mm de hendido secuencialmente.

Suele usarse para sustituir al hendido en dobleces difíciles, tiene que estar situado en contra-canal o buscar una mayor

facilidad de doblado (en cartones muy duros se puede llegar incluso a usar un semicorte).

Para especificarlo se seguirá las mismas reglas que con los anteriores flejes, por ejemplo se puede decir: Corte-hendido 10x10, 23,8 altura 23, 3ptos.

*Perforado.:

Es un fleje que sigue una secuencia de corte y “no corte”.

Se suele utilizar en el caso de pasos grandes (pj. 15x15) para una mejor dobléz a favor de canal y en los pasos pequeños (3x3 pj.) para rasgar el cartón o permitir su desbrozado opcional manteniendo el resto de la caja (para una mayor facilidad de dicho rasgado se puede utilizar un fleje tipo cremallera).

*Gomas.:

Las gomas se colocan a ambos lados de la cuchilla de corte para evitar que el material quede encajado entre ellas haciendo a modo de propulsión; Así, cuando la troqueladora ejerce presión sobre las cuchillas del troquel estas se comprimirán según su dureza y al dejar de ejercer dicha presión estas rechazarán el material expulsándolo por encima de las cuchillas.

La calidad de las gomas y sobre todo su dureza medida en shores dependerá de su situación dentro del troquel, pues generalmente las gomas que se coloquen en la parte interior serán más blandas que las colocadas en la parte exterior, ya que si en la exterior solo interesa la expulsión del material (mejor cuanto más dura sea la goma) en el interior deberá ser lo suficiente blanda como para que al realizar dicho trabajo no marque el cartón a troquelar señalando la caja resultante. Asimismo, su altura variará según la altura de la madera del troquel y el fleje, teniendo en cuenta que por lo general dicha goma tendrá una altura superior en el troquel a la del extremo del fleje de corte a fin de asegurar la correcta expulsión del cartón o material troquelado.

Máquinas combinadas:

Este tipo de mecanismo corta uniformemente en cubos, tiras y rebanadas una amplia variedad de vegetales, frutas y carnes.

La facilidad de cambio de tamaño y de tipo de corte proporciona posibilidades infinitas de producción.

Estas máquinas ofrecen un funcionamiento continuo para producción ininterrumpida, y un diseño simplificado para facilitar la limpieza y el mantenimiento.

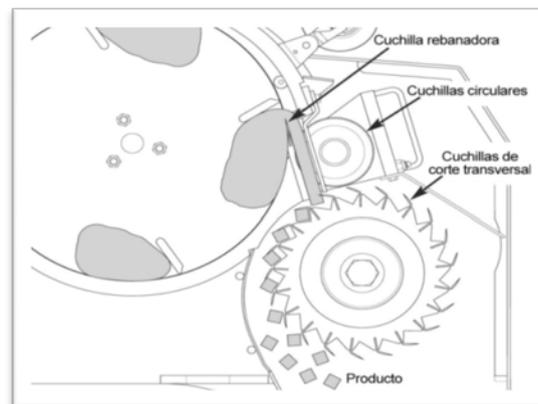


Figura 2.10 ESQUEMA FUNCIONAMIENTO MÁQUINA COMBINADA

En la figura anterior se muestra como el producto es entregado a una tolva alimentadora y de allí entra a un impelente giratorio. La fuerza centrífuga resultante empuja el producto contra el interior de la caja mientras las paletas del impelente transportan el producto más allá de la cuchilla rebanadora. Una compuerta ajustable de la caja para rebanadas permite que el producto avance por todo el filo de la cuchilla rebanadora. La distancia entre el borde de la

compuerta para rebanadas y el filo de la cuchilla rebanadora determina el grosor de la rebanada.

A medida que las rebanadas salen, son guiadas entre la cuchilla rebanadora y la placa limpiadora antes de entrar a las cuchillas circulares, en donde son cortadas en tiras.

Las tiras pasan directamente a las cuchillas de corte transversal donde se les hace el corte final.

Los tipos de cortes son muchos entre los cuales se puede nombrar:

Rebanadas lisas, Rebanadas onduladas, Cortes en tiras lisas, tiras onduladas.

Se pueden utilizar combinaciones de cuchillas circulares o cuchillas de corte transversal para acortar la longitud de las tiras.

Para cortar en cubos se usa una cuchilla rebanadora, el árbol motriz de cuchillas circulares y el árbol motriz de cuchillas de corte transversal. El cambio de tamaño de los cubos se hace usando los árboles motrices de corte

requeridos y ajustando el grosor de la rebanada, tal como se lo muestra en la figura 2.11.



Figura 2.11 CUBOS DE VEGETAL

Dependiendo del proceso, en la industria se requiere una configuración geométrica determinada de los trozos de frutas o vegetales. En la industria de los snacks es muy usada la forma de rodajas o medallas siendo muy útil para estos casos las cuchillas de corte circular o giratorio. En restaurantes de comida rápida son muy utilizados los troceadores tipo troquel o guillotina para obtener una geometría adecuada de las papas fritas.

Los requerimientos de la materia prima dentro del proceso y un buen uso de recursos técnicos y económicos son los que determinan una configuración geométrica óptima para cumplir las exigencias de producción.

2.2.3. TIPOS DE SECADORAS

Secadores de bandejas.

El secador de bandejas, o secador de anaqueles, consiste en un gabinete, de tamaño suficientemente grande para alojar los materiales a secar, en el cual se hace correr suficiente cantidad de aire caliente y seco. En general, el aire es calentado por vapor, pero no saturado, de modo que pueda arrastrar suficiente agua para un secado eficiente.

En este tipo de secadores, el aire caliente circula sobre el material húmedo hasta que este alcance el contenido final de la humedad requerido para poder ser almacenado, por lo general el sólido es soportado en bandejas metálicas, estos recintos son bien aislados con serpentines de caldeo y con mutiladores que darán el movimiento al aire caliente, generalmente las velocidades del aire varían entre 120 y 300 m/min.

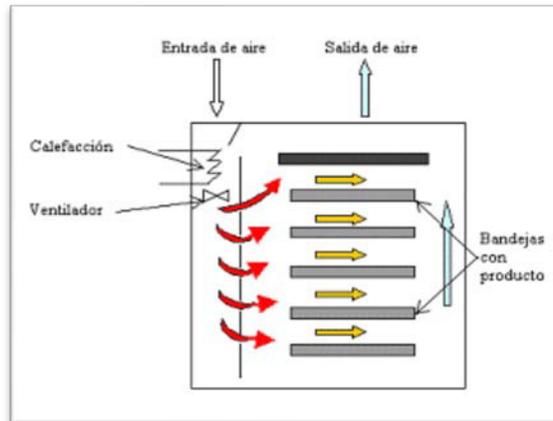


Figura 2.12 ESQUEMA SECADOR DE BANDEJAS

En la figura 2.12 se puede observar que la corriente de aire no uniforme es uno de los problemas más graves que se encuentran en el funcionamiento de los secadores de bandeja.

Las bandejas pueden ser montadas en carretillas o sobre bastidores, dependiendo esto de la intensidad de secado que se requiere.

La duración del ciclo de secamiento, pueden variar entre 6 y 48 horas.

Es necesario hacer notar una situación interesante de optimización de secadores. En este caso, cuando se calienta el aire con vapor, debe tomarse en cuenta varios aspectos,

si se sitúa en la carta psicrométrica, el aire a utilizar, debe poseer una temperatura de bulbo húmedo alta, una entalpía alta, pero una humedad relativa baja. Puesto, que la operación de secado, como cualquier operación de transferencia, depende del tiempo de contacto interfacial (el cual no varía notablemente en este tipo de secador debido a la variación de la velocidad del aire), el área de contacto interfacial (que para el caso se requiere que sean sólidos en terrones, o granos, para aumentar esta relación), el gradiente de temperatura y de humedad y la resistencia.

En general, en este tipo de secadores, las variables que pueden fijarse o variarse son los gradientes, he allí la importancia que el aire no entre frío ni húmedo, puesto que esto minimiza el gradiente y elimina la eficiencia del secador.

Esto último es cierto para todos los tipos de secadores, no obstante, es más marcado en este tipo de secador, puesto que en los siguientes, las otras variables no son tan rigurosamente fijas.

Secadores de túnel.

En la figura 2.12 se nota que este tipo de secador está formado por un túnel, por el cual pasan bandejas o carretillas

con el material a secar, dentro del túnel, se hace fluir, generalmente a contracorriente, aire caliente, el cual sirve para secar los sólidos. Este tipo de secador es típico de la industria alimenticia.

A diferencia de los secadores de bandejas, en este caso, el área superficial, no es tan importante, debido a que la velocidad del aire y el tiempo de estadía dentro del secador pueden variar en un rango muy amplio, por ende, estos secadores son muy utilizados para materiales grandes.

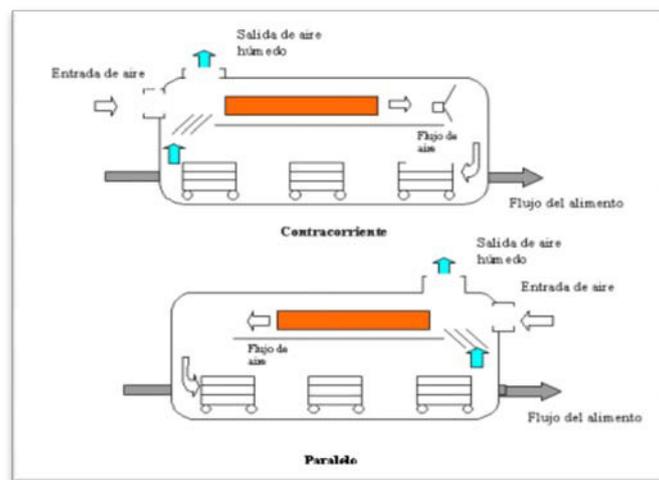


Figura 2.13 ESQUEMA SECADOR DE TÚNEL

Tubo secador vertical.

En la figura 2.14 se observa el tubo vertical secador, el cual se utiliza para secar materiales de grano fino de una forma

rápida y cuidadosa. Por lo general, se recurre a un ciclón para separar el material seco.

En caso necesario, el tubo secador puede combinarse con un molino de martillos, que se encargará de aportar la granulometría deseada del producto. El material es alimentado al tubo vertical secador y transportado desde abajo hacia arriba con los gases calientes de secado (que pueden proceder de una cámara de combustión o ser gases de escape de un proceso termo técnico).

El especial diseño del tubo vertical secador asegura una perfecta dispersión del material en el gas caliente. El producto seco es separado finalmente en un ciclón.

Gracias a su excelente dispersión en el gas caliente y a las buenas condiciones del flujo, el material es secado rápidamente, de forma que un tiempo de permanencia de sólo unos pocos segundos es muchas veces suficiente para secar incluso materiales muy húmedos. Ello es de especial importancia a la hora de tratar materiales muy sensibles a temperaturas. Cualquier aglomerado se desintegra por choque térmico según pasa por la entrada, cuando el

agua superficial se evapora espontánea y violentamente.

A diferencia del tambor secador, el tubo vertical necesita sólo de un reducido espacio para su instalación. El dispositivo contiene pocas partes rotantes, por lo que precisa de poco mantenimiento. Por el corto tiempo de permanencia del material en el tubo, el sistema es muy flexible, ya que puede reaccionar rápida y fácilmente ante variaciones en las propiedades del material alimentado, como p.ej. ante diferentes humedades de alimentación. El tubo vertical secador puede ser utilizado así perfectamente como parte de una instalación mayor, capaz de neutralizar cualquier variación en las propiedades de la materia prima.

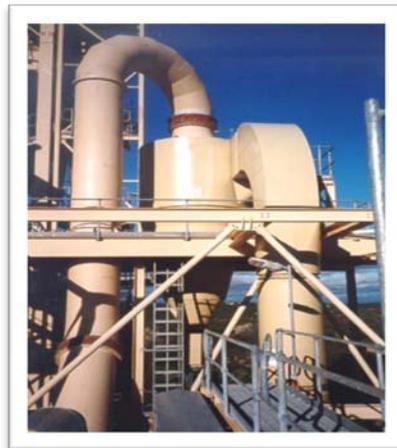


Figura 2.14 VISTA DE UN SECADOR VERTICAL

Secadores rotativos

Forman un grupo muy importante de secadores; son adecuados para manejar materiales granulares de flujo libre que pueden arrojarse sin temor de romperlos. En la figura 2.15 se muestra uno de estos secadores, un secador de aire caliente directo a contracorriente. El sólido por secar se introduce continuamente en uno de los extremos de un cilindro giratorio, como se muestra, mientras que el aire caliente fluye por el otro extremo. El cilindro está instalado en un pequeño ángulo con respecto a la horizontal; en consecuencia, el sólido se mueve lentamente a través del aparato. Dentro del secador, unos elevadores que se extienden desde las paredes del cilindro en la longitud total del secador levantan el sólido y lo riegan en una cortina móvil a través del aire; así lo exponen completamente a la acción secadora del gas. Esta acción elevadora también contribuye al movimiento hacia adelante del sólido. En el extremo de alimentación del sólido, unos cuantos elevadores espirales pequeños ayudan a impartir el movimiento inicial del sólido hacia adelante, antes de que este llegue a los elevadores principales. Es obvio que el sólido no debe ser pegajoso ni pastoso, puesto que podría adherirse a las

paredes del secador o tendería a formar cúmulos. En estos casos, la recirculación de una parte del producto seco puede permitir el uso de un secador rotatorio.

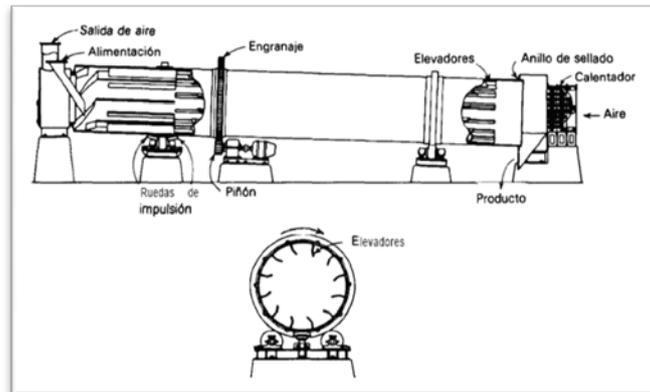


Figura 2.15 ESQUEMA SECADOR ROTATORIO

El secador puede alimentarse con gas de combustible caliente y no con aire; además, si el gas sale del secador a una temperatura lo suficientemente alta, al ser descargado a través de un montón de aire puede proporcionar una corriente de aire natural adecuada que proporcione el gas suficiente para el secado. Sin embargo, de ordinario, se utiliza un ventilador de extracción para jalar el gas a través del secador, porque así se obtiene un control más completo del flujo de gas. Se puede interponer un recolector de polvo, del tipo de ciclón, filtro o de lavado entre el ventilador y el gas saliente.

También puede ponerse un ventilador de empuje en la entrada del gas; de esta forma se mantiene una presión cercana a la atmosférica en el secador; éste previene la fuga de aire frío en los extremos de almacenamiento del secador; si la presión está bien balanceada, la fuga hacia el exterior también puede reducirse al mínimo. Los secadores rotatorios se fabrican para diversas operaciones. La clasificación siguiente incluye los tipos principales.

1. Calor directo, flujo a contracorriente. Para materiales que pueden calentarse a temperaturas elevadas, como minerales, arena, piedra caliza, arcillas, etc., se puede utilizar un gas de combustible como gas de secado. Para sustancias que no pueden calentarse excesivamente, como ciertos productos químicos cristalinos como sulfato de amonio y azúcar de caña, se puede utilizar aire caliente. El arreglo general es el que se muestra en la figura 2.15; si se utiliza gas de combustible, las espirales de calentamiento se reemplazan por una caldera que está quemando gas, aceite o carbón.

2. Calor directo, flujo a corriente paralela. Los sólidos que pueden secarse con un gas de combustible sin miedo de

contaminarlos, pero que no deben calentarse a temperaturas muy elevadas por temor a dañarlos (como yeso, piritas de fierro, y materiales orgánicos como la turba y la alfalfa), deben secarse en un secador con flujo a corriente paralela. La construcción general es muy similar a la de la figura 2.15, excepto en que el gas y el sólido entran por el mismo extremo del secador tal como lo muestra la figura 2.15).

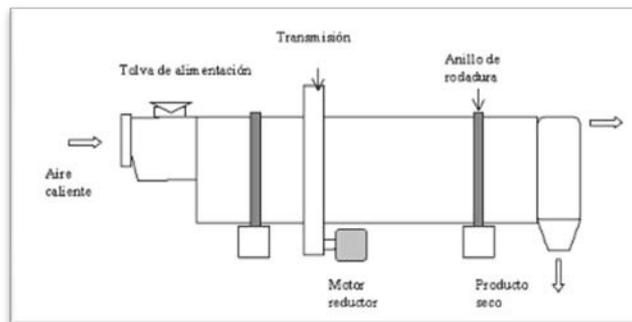


Figura 2.16 ESQUEMA SECADOR CORRIENTE PARALELA

3. Calor indirecto, flujo a contracorriente. Para sólidos como pigmentos blancos y similares, que pueden calentarse a temperaturas elevadas pero que nunca deben entrar en contacto con el gas, puede utilizarse el secador indirecto que se muestra en forma esquemática en la figura 2.16 a. Como una construcción alternativa, el secado puede encerrarse en una estructura de ladrillo y rodearse completamente con los gases calientes de combustible. El flujo de aire en un

secador de este tipo debe ser mínimo, puesto que el calor se proporciona por conducción a través de la estructura o tubería central; además, de esta manera pueden manejarse los sólidos muy finamente divididos que tienden a formar polvo. Para los sólidos que no se deben calentar a temperaturas elevadas y para los cuales es deseable el calor indirecto, como el alimento para ganado, granos para cerveza, plumas y similares, se puede utilizar el secador de tubería con vapor que se muestra en la figura 2.16 b. El secador puede tener o no elevadores y puede construirse con una, dos o más hileras concéntricas de tubos calentados con vapor. Como los tubos giran con el secador, es necesaria una junta giratoria especial en donde se introduce el vapor y se separa el condensado.

Con frecuencia se utiliza este tipo de secador cuando se necesita la recuperación del líquido evaporado.

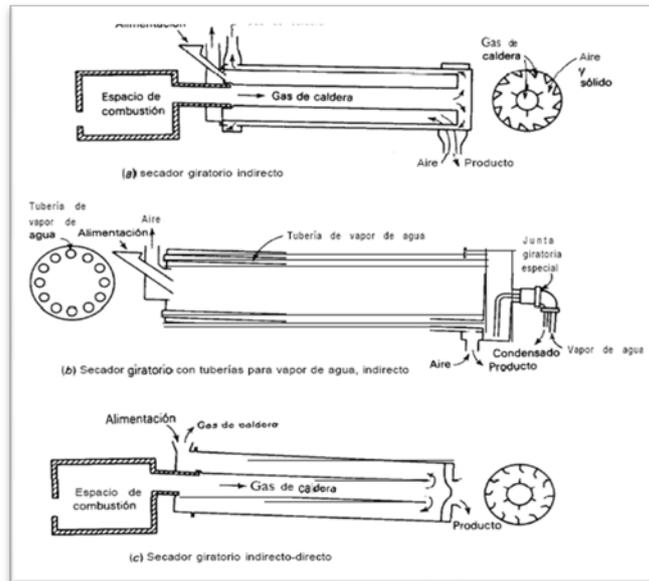


Figura 2.17 ESQUEMA SECADORES

4. Directo-indirecto. Estos secadores, más económicos de manejar que los secadores directos, pueden utilizarse para sólidos que pueden secarse a altas temperaturas mediante un gas de combustible, en especial cuando los costos de combustible son altos y cuando se deben eliminar elevados porcentajes de humedad del sólido. En la figura 2.17~ se muestra un arreglo típico. En un secador de este tipo, el gas caliente puede entrar al tubo central a 650 a 980 C (1 200 a 1 800 F), ser enfriado hasta 200 a 480 C (400 a 900 F), cuando pase por vez primera por el secador y ser regresado a través del espacio de secado anular para que se enfríe más aún hasta 60 a 70 C (140 a 170 F) durante la descarga.

La lignita, carbón y coque pueden secarse en atmósfera inerte en este secador a temperaturas relativamente altas sin peligro de que se quemen o de provocar una explosión de polvos.

El secador **Solidaire** contiene gran número de paletas unidas a un eje axial, que se extienden hasta cerca del interior de la cubierta. Estas paletas giran a una velocidad relativamente alta, 10 a 20 m/s (2 000 a 4 000 ft/min); la fuerza centrífuga impartida de esta manera a los sólidos los mantiene en contacto con la cubierta caliente. El gas caliente que fluye a corriente paralela con respecto a los sólidos les imparte su movimiento hacia adelante.

Se ha demostrado que la insonación de alta frecuencia aumenta sustancialmente la rapidez de secado en los secadores rotatorios. Aunque son distintos los fabricantes que construyen todos estos secadores, éstos se consiguen en tamaños estándar, que van desde 1 m de diámetro por 4 m de longitud hasta 3 m de diámetro por 30 m de longitud.

Secadores de banda o plataforma.

En la figura 2.18 se muestra un secador de banda, en el cual el movimiento del producto se hace mediante una banda transportadora. La configuración más común es la de flujo transversal de aire.

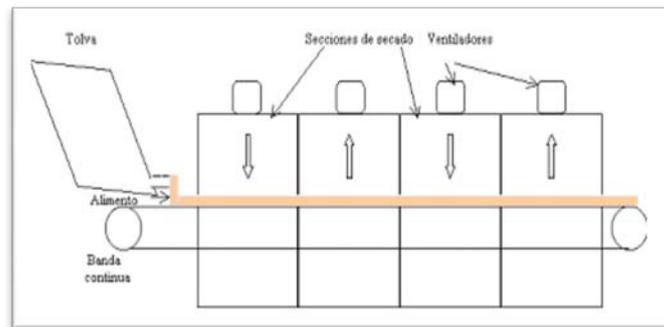


Figura 2.18 SECADOR DE BANDA

Secadores de vacío con anaqueles.

Este tipo de secador, es un secador por lotes, que funciona de manera similar al secador de bandejas. Este secador está formado por un gabinete de hierro con puertas herméticas, de modo que se trabaje al vacío. Los anaqueles están vacíos donde se colocan las bandejas con los materiales húmedos. En términos generales, se trabaja con aire calentado con vapor. Esto no es siempre cierto, pues es posible utilizar agua caliente, para operaciones a temperaturas suficientemente bajas.

Cabe recordar, que este tipo de secadores, puede ser utilizado para el secado de materias termolábiles, como lo son algunos materiales biológicos y en ocasiones los farmacéuticos, aunque el secado de estos no es tan común.

La conducción de calor en este tipo de secadores es por radiación desde las paredes metálicas del secador. La humedad extraída del material es recogida por un condensador dispuesto en el interior.

2.3. MATRIZ DE DECISIÓN

Para seleccionar el equipo adecuado para una planta de producción se deben tomar en cuenta tres criterios principales:

1. Técnico.

Se debe conocer si el equipo cumple con las características técnicas requeridas, esto es, si hace lo que se desea que haga o no.

2. Económico.

Este criterio generalmente tiene mucho peso en la elección del equipo a utilizar, dado que si no hay el dinero suficiente,

aunque sea el mejor equipo disponible, no hay la posibilidad de adquirirlo.

3. Contractual.

Este último criterio se refiere a las condiciones que tiene el contrato de compra-venta del equipo, si estas son las requeridas; caso contrario difícilmente se seleccionará el equipo.

Tabla 5
MATRIZ DE DECISIÓN SECADOR

MATRIZ DE DECISIÓN					
	CALIDAD DEL PRODUCTO	FACILIDAD DE OPERACIÓN	CAPACIDAD DE SECADO Y COSTO	SEGURIDAD	TOTAL
FACTOR DE PONDERACION	0,40	0,15	0,30	0,15	1
SECADORES DE BANDEJAS	0,40	0,13	0,30	0,15	0,98
SECADORES DE TUNEL	0,35	0,15	0,28	0,15	0,93
SECADORES DE TUBO VERTICAL	0,30	0,10	0,30	0,15	0,85
SECADORES ROTATIVOS	0,30	0,12	0,25	0,15	0,82

Se puede notar que el secador de bandeja es el sistema más viable para el proceso, ya que cumple con los tres criterios principales para una planta de producción alimenticia.

CAPÍTULO 3

3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS A CONSIDERARSE

3.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

Potencia:

La potencia de los equipos a diseñar o seleccionar debe tener relación con la materia prima con la que se va a trabajar y también se debe considerar el tamaño del sistema.

Mientras más pesada sea la materia prima, más grande será el sistema y por lo tanto la potencia requerida será mayor.

Cargas mecánicas:

Las cargas mecánicas son la base del diseño, ya que en base a ellas se encontrará las dimensiones y la forma de los diferentes elementos que conforman el equipo.

Materiales:

El diseño de los diferentes elementos que conforman el equipo se lo realiza en base a la resistencia del material. Los materiales influyen en la forma del diseño y su selección debe realizarse considerando todas sus propiedades mecánicas.

Tamaño y peso:

Los equipos deben tener el tamaño adecuado, para que permitan el buen funcionamiento de sus componentes y la realización de sus diferentes procesos.

El tamaño y peso son parámetros que deben establecerse en el diseño de acuerdo a las condiciones del equipo.

Productos existentes:

Los diferentes elementos que conforman los equipos se lo construirá con materiales que se puedan obtener en el mercado nacional y con partes fundidas y mecanizadas de fácil fabricación. Además existen partes prediseñadas bajo estándares que se pueden seleccionar en base a catálogos tales como rodamientos, bandas, cadenas, cilindros neumáticos, etc., y que también puedan ser adquiridas fácilmente en el mercado nacional.

Vida útil de servicio:

En el diseño del sistema se deben tomar en cuenta todos los factores para darle una vida útil económicamente admisible.

Mantenimiento y reparación:

El diseño de los equipos se lo realizará de tal forma que permita un fácil mantenimiento y reparación, principalmente de las partes que están en constantes movimiento para evitar una falla de los mismos en un corto periodo de uso del equipo.

Costo:

El costo de los equipos debe estar relacionado con la vida útil de servicio de los mismos. Por lo que es importante colocar materiales de buena calidad para obtener la vida útil de servicio esperada.

Los parámetros que se van a tener en cuenta al hacer el diseño de la planta para la producción de harina usando secadores de gabinetes son:

3.1.1 Galpón.

Para el diseño del galpón se lo considera como un pórtico rígido a ocho aguas simplemente apoyado. Se construirán cuatro galpones de similares características,

los cuales tendrán un claro o luz de 17.5 m, una longitud de 56m, una altura de 7.6 m y una distancia entre pórticos de 8m. El pórtico tendrá que soportar las cargas muertas, las cargas vivas y las cargas ambientales.

3.1.2. Tinas de lavado y tratamiento químico.

En el diseño de la tina de lavado se considero una longitud de 30 m, un ancho de 9 m y una altura de 1 m, de estas se construirán dos. En esta tina, las paredes interiores se le colocaran 0,5 m de cerámica, desde la parte superior hacia el parte inferior. Estas tinas tendrán un drenaje para realizar las limpiezas de las mismas. Además para ahorrar el consumo de agua, esta se la hará re circular; para lo cual se utilizará una bomba. El agua se la inyectará a la tina a través de una tubería con agujeros (flauta).

Cabe recalcar que para la construcción de la tina de tratamiento químico (que se será de menor tamaño que las tinas de lavado) se considerará otros aspectos especiales.

3.1.3. Sistemas de transporte.

El sistema de transporte se lo realizará a través de cintas transportadoras horizontales, para lo cual se han considerado dos cintas transportadoras, las cuales tienen que soportar 5 Ton/hrs cada una, además estas cintas van a tener una longitud de 30 m, ancho de banda 0,6 m y con una velocidad de 0,25 m/s y las bandas tienen que ser de grado alimenticio (ver gráfico adjunto).

Cabe recalcar que en la planta van a existir mas cintas transportadoras horizontales, pero de menor longitud.

3.1.4. Cortadora.

El diseño de este equipo se lo realizará de tal forma que el banano ingresa entero y sale en forma de cubos de 5 x 5 x 5 mm³. Esta máquina tiene que proveer alrededor de 40 toneladas de cubos de banano en 4 horas, lo que da un promedio de 10 toneladas/hora.

3.1.5. Secador.

En el diseño de este equipo, los cubitos de banano van a ingresar con una humedad del 76% y tienen que salir con

una humedad del 8 al 10%. Cabe indicar que este proceso de secado se lo va a realizar en 24 horas.

3.1.6. Molino.

Se seleccionara el equipo más adecuado para el requerimiento de la planta, ya que se van a procesar grandes cantidades de materia prima.

3.1.7. Equipos de separación.

Se procederá a seleccionar una zaranda vibratoria, la cual tendrá un tamiz por la cual solo pasaran las partículas de materia prima que cumplan con la granulometría requerida, caso contrario esta materia prima será enviada nuevamente al molino.

3.2 DISEÑO DE FORMA DE LA PLANTA.

El gráfico con el diseño de forma de esta planta se encuentra en el plano adjunto al final de este proyecto. Cabe recalcar que se tomaron en consideración las debidas recomendaciones para lograr optimizar espacios y darle funcionabilidad a la planta para lograr un flujo constante de materia prima, eliminar tiempos muertos y lograr una producción continua de harina de banano.

3.3 CÁLCULOS BÁSICOS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.

A: CÁLCULOS PARA DETERMINAR LA CANTIDAD DE PERSONAS REQUERIDAS PARA EL PROCESO DE PELADO MANUAL:

Se procederá a calcular el personal necesario para el proceso de pelado de forma manual, cabe indicar que la cantidad de personal se verá afectado por los siguientes factores:

*La capacidad de pelado de cada persona (bananos pelados/minutos).

*El tiempo disponible para el proceso de pelado.

*La cantidad de producto pelado requerida para el proceso (toneladas/horas).

Entonces se tiene que en la planta se deben tener 40 toneladas de bananos pelados en 4 horas. Cabe indicar que la planta se la está diseñando para producción continua, en la cual se van a tener tres jornadas de 8 horas cada una durante los 365 días del año (excepto los feriados donde se le realizarán mantenimientos preventivos a los equipos).

$$y = \frac{40000 \text{ kg}}{0,128 \text{ kg/banano}}$$

$$y = 312500 \text{ bananos}$$

Entonces para obtener las 40 toneladas de pulpa de banano, se debería tener 312500 bananos; esto sería sin rechazar ningún banano. Cabe indicar que en esta planta se va a trabajar con banano de rechazo y para el caso de este rechazo también se va a obtener más rechazos (bananos en proceso de maduración, bananos partidos con suciedad en la pulpa, etc.). Por investigaciones realizadas en plantas de producción de harina de manera artesanal, se indicó que este desperdicio puede ser del 2%; por lo tanto se necesitaría:

$$y = 312500 \text{ bananos} * (1,02) = 318750 \text{ bananos.}$$

Entonces se necesitaría comprar a las haciendas productoras de bananos:

$$y = 318750 \text{ bananos} * 0,16 \text{ kg/banano} = 51000 \text{ kg}$$

$$y = 51000 \text{ kg} * \frac{1 \text{ tonelada}}{1000 \text{ kg}} = 51 \text{ toneladas}$$

Para transportar todo este banano se necesitaría realizar 6 viajes en un camión de 10 toneladas de carga.

En estas empresas de producción de harina de manera artesanal, se indicó que solo una persona puede pelar entre 20 y 25 bananos/minutos (realizando de dos a tres cortes en sentido longitudinal del banano). En este caso se escogió un valor intermedio de 24 bananos/minuto.

Para obtener las 40 toneladas de banano pelado, se necesitan 312500 bananos; pero esto es en 4 horas, entonces se calculo cuantos bananos por hora se necesita pelar y de aquí se encuentra el número de personas requeridas para el proceso de pelado:

$$y = \frac{312500 \text{ bananos}}{4 \text{ horas}} = 78125 \text{ bananos/hora}$$

$$y = 78125 \text{ bananos/hora} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ minutos}}$$
$$= 1302,08 \text{ bananos/minutos}$$

$$y \cong 1303 \text{ bananos/minutos}$$

Ahora se procede a calcular el número de personas necesarias en el proceso de pelado:

$$\text{numero de personas} = \frac{1303 \text{ bananos/minuto}}{24 \text{ bananos/minuto}} = 54,29 \approx 55$$

Para que una persona trabaje cómoda necesita aproximadamente un espacio 1,1 metros, por lo que se necesitaría un espacio de 60,5 metros para poder trabajar en el proceso de pelado, por lo que se construirán 2 piscinas de 30 metros de longitud cada una.

B: CÁLCULOS BÁSICOS PARA DISEÑAR LA BANDA TRANSPORTADORA HORIZONTAL:

Para el diseño de las bandas transportadoras se trabajará con las normas CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association). En el gráfico adjunto se indican los elementos básicos de una banda transportadora.

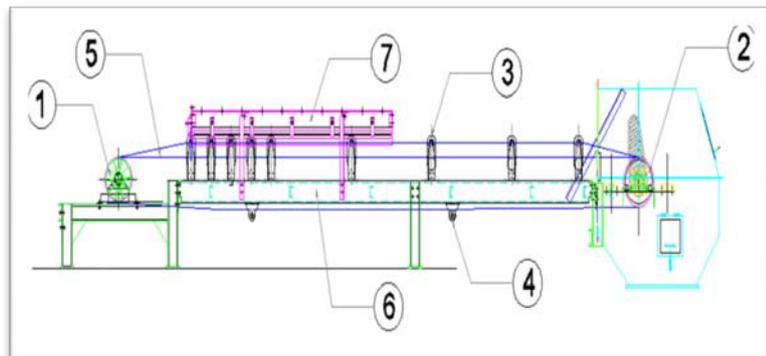


Figura 3.1 COMPONENTES BÁSICOS DE UNA CINTA TRANSPORTADORA.

- 1.-Cabezal motriz.
- 2.-Cabezal de retorno.
- 3.-Rodillo superiores.

- 4.-Rodillo inferior.
- 5.-Cinta transportadora.
- 6.-Bastidor de soporte.
- 7.-Zona de transferencia de material.

Como en la planta se tiene previsto procesar 40 toneladas de banano pelados en 4 horas y se va a tener dos piscinas en las cuales se tendrá que procesar 20 toneladas en 4 horas; por lo tanto cada banda tendrá que transportar 5 toneladas por hora.

En el mercado se encuentran bandas transportadoras con medidas estandarizadas, entre ellas hay bandas transportadoras con ancho de 14 plg., 16 plg., 18 plg., 20 plg., 24 plg., 30 plg., 48 plg., entre otras.

A través de investigaciones realizadas, se observa que el ancho de banda más utilizado para este tipo de trabajo son las bandas de 24 plg., 30 plg. y 48 plg. de ancho. Por lo general las velocidades de operación de estas bandas transportadoras para esta aplicación son pequeñas.

En la tabla adjunta se encuentran las velocidades máximas recomendadas para los diferentes anchos de bandas en

función del material que se transporta según CEMA (ver página 46 del manual BELT CONVEYORS FOR BULK MATERIALS):

Tabla 6

VELOCIDADES DE BANDA MÁXIMO RECOMENDADAS

Material que se transporta	Velocidad de la faja (ppm)	Ancho de la faja (pulgadas)
Granos u otros materiales no abrasivos de buena fluidez	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Hulla, arcilla húmeda, mineral suave, capas de desperdicio, piedra chancada fina. □	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
Mineral pesado, duro, de bordes afilados, piedra chancada de cuarzo.	350	18
	500	24-36
	600	mayor de 36
Arena de Fundición, preparada o húmeda; arena molida con pequeños núcleos, con o sin pequeñas piezas de fundición (no tan calientes como para dañar la faja)	350	Cualquier ancho
Arena de fundición preparada y materiales húmedos similares (o secos, abrasivos) descargados de la faja por desviadores de bordes de caucho.	200	Cualquier ancho
Materiales no abrasivos descargados de la faja por medio de desviadores.	200, salvo pulpa de madera dónde 300 a 400 son preferibles	Cualquier ancho
Fajas Alimentadoras, planas o acanaladas para alimentar materiales finos, no abrasivos o medianamente abrasivos, de tolvas y recipientes.	50 a 100	Cualquier ancho

Por pruebas experimentales realizadas en una hacienda productora de banano ubicada en el sector de Pueblo Viejo

se determina cuantos bananos ingresan por metro en cada una de estas bandas transportadoras, ver tabla adjunta:

Tabla 7
CAPACIDAD APROXIMADA DE BANANOS POR M².

ANCHO DE LA BANDA TRANSPORTADORA EN PULGADAS (mm)	NUMERO DE BANANOS QUE INGRESAN POR METRO
24 (600)	45
30 (750)	60
48 (1200)	90

Para el diseño de una banda transportadora se tiene como regla empírica que el ancho de la banda no debe ser menor de cinco veces de la dimensión más grande del mayor trozo de material a transportar (trozos homogéneos), pero en este caso se trata de trozos no homogéneos, y por investigaciones realizadas se observa que para el tipo de material a transportar el ancho de banda no debe ser menor de tres veces de la dimensión más grande del banano a transportar. Para este caso el mayor tamaño de banano que se va a transportar en estas bandas son de 199 mm, ya que el banano hasta con 200 mm de longitud es utilizado en las empacadoras de banano.

Se procederá a seleccionar una banda de 24 plg. (600 mm) de ancho, en la cual ingresan 45 bananos por metro y que además cumple con las normas para el diseño de bandas transportadoras.

Ahora se determinará cuanto peso soporta la banda transportadora por cada metro:

$$W_{banda\ por\ metro} = 45 \frac{banano}{metro} * 0,128 \frac{kilogramos}{banano}$$
$$W_{banda\ por\ metro} = 5,76 \frac{kilogramos}{metro}$$

A continuación se muestra la tabla donde se indican las máximas velocidades recomendadas para cada ancho de banda en función del peso específico del material a transportar:

Tabla 8

VELOCIDAD DE BANDA MAX. RECOMENDADA (m/s)

Ancho de Banda		Material		
mm	pulg	ligero(<0.8ton/m ³) grano fino	mediano(0,8-1.6 ton/m ³) abrasivo	pesado(>1.6ton/m ³) muy abrasivo
350	14	2	1.5	1.5
400	16	2.5	1.6	1.25
450	18	2.5	2	1.6
500	20	3.15	2.0	1.6
600	24	3.15	2.5	1.8
650	26	3.15	2.5	1.8
750	30	3.5	2.5	1.8
800	32	3.55	2.5	1.8
900	36	4.0	3.15	2.24
1000	40	4.0	3.15	2.24
1050	42	4.0	3.15	2.24
1200	48	4.0	3.15	2.24
1350	54	4.0	3.15	2.24
1400	56	4.0	3.15	2.24
1500	60	4.0	3.15	2.5
1600	64	4.0	3.55	2.5
1650	66	4.0	3.55	2.5
1800	72	4.5	3.55	2.5
2000	80	4.5	3.55	2.5
2200	88	4.5	3.55	2.5

Como la densidad del banano es alrededor de 1428 kg/m³ y el ancho de la banda es de 24 plg., entonces la máxima velocidad de la banda según la tabla adjunta es de 2,5 m/s. Cabe recalcar que esta velocidad concuerda con las normas CEMA.

Como estos sistemas siempre trabajan a bajas velocidades, entonces se trabajará con una velocidad de 0,25 m/s. A continuación se determinará la capacidad de la banda

seleccionada para ver si cumple con lo requerido que es de 5 ton/hrs.

Q= Capacidad de la banda

$$Q_{banda\ seleccionada} = 5,76 \frac{kg}{m} * 0,25 \frac{m}{s} = 1,44 \frac{kg}{s} = 86,4 \frac{kg}{min}$$
$$= 5,184 \frac{ton}{hr}$$

$$Q_{banda\ seleccionada} = 5,184 \frac{ton}{hr}$$

Entonces se sabe que la banda seleccionada satisface este requerimiento.

CÁLCULO DEL PESO DE LAS PARTES MÓVILES DE LA BANDA:

Ahora se procederá a calcular el peso de las partes móviles que componen la banda transportadora, los cuales serán calculados a través de la siguiente ecuación:

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{S_2}$$

Donde:

G = Peso de las partes móviles (kg/m).

G_b = Peso de la banda (kg/m).

G_{ro} = Peso de los rodillos superiores (kg).

S₁ = Espaciamiento entre los rodillos superiores (m).

G_{ru} = Peso de los rodillos inferiores (kg).

S_2 = Espaciamiento entre los rodillos inferiores (m).

Se Procederá a seleccionar el ancho entre los rodillos superiores e inferiores usando la tabla adjunta, donde se ingresa con el ancho de la banda y el peso específico del material:

Tabla 9
VALORES RECOMENDADOS DE ESPACIAMIENTO
ENTRE RODILLOS SUPERIORES E INFERIORES.

Ancho de banda (mm)	Espaciamiento rodillos superiores S1 (m)					Espaciamiento rodillos S2 inferiores (m)	
	Peso específico del material (kg/m ³)						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
450	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
600	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
750	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
900	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
1050	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1200	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1350	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
1500	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	3.0
1650	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
1800	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
2100	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	0.60	2.4
2400	1.0	1.0	0.9	0.75	0.60	0.60	2.4

Como el peso específico de este material es de aproximadamente 1428 kg/m³, entonces se escoge el inmediato superior que es de 1600 kg/m³ y con un ancho de banda de 600 mm., se entra a la tabla de donde se obtiene

un espacio entre los rodillos superiores de 1,2 m y el espacio entre los rodillos inferiores de 3 m.

A continuación se seleccionará el peso promedio de los rodillos superiores e inferiores a través de la tabla:

Tabla 10
VALORES PROMEDIO DEL PESO DE LOS RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO.

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 1.5 ton/m ³		servicio pesado peso específico > 1.5 ton/m ³	
	Gro (kg)	Gru (kg)	Gro (kg)	Gru (kg)
300	2.5	2.5	3.5	3.5
400	3.0	3.0	4.0	4.0
500	3.5	3.5	5.5	5.5
650	5.5	5.5	10	10
800	11	11	14	14
1000	13	13	18	18
1200	15	15	20	20
1400	22	22	31	31
1600	25	25	35	35
1800	39	39	47	47
2000	43	43	52	52
2200	47	47	56	56

En esta tabla se ingresa con el peso específico del material que es de 1,428 ton/m³ y con el ancho de banda de 600 mm., como no existe en la tabla se escoge el inmediato superior que es de 650 mm., de donde se obtiene que el peso de los rodillos superiores es de 5,5 kg y el peso de los rodillos inferiores es de 5,5 kg.

Ahora se seleccionará el peso promedio de la banda transportadora usando la tabla adjunta, donde se ingresa con el ancho de la banda y el peso específico del material:

Tabla 11
VALORES PROMEDIO DEL PESO DE LA CINTA TRANSPORTADORA

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 0.8 ton/m ³	servicio mediano peso específico 0.8 a 1.6 ton/m ³	servicio pesado peso específico > 1.6 ton/m ³
	Peso de la cinta transportadora Gb (kg/m)		
350	1.5	3.0	4.5
400	3.0	4.5	6.0
450	4.5	6.0	7.5
500	6.0	7.5	9.0
600	7.5	9.0	10.5
750	9.0	10.5	12.0
900	10.5	13.5	16.5
1050	13.5	16.5	21.0
1200	18.0	22.5	27.0
1350	21.0	27.0	33.0
1500	25.5	31.5	40.5
1650	30.0	36.0	48.0
1800	33.0	42.0	54.0

Como el peso específico del material es de aproximadamente 1,428 ton/m³, entonces se ingresa en la tercera columna de la tabla y con un ancho de banda de 600 mm., se entra a la tabla de donde se obtiene un peso de la banda transportadora de 9 kg/m.

Una vez encontrado los pesos de cada una de las partes móviles, se procede a calcular el peso total de las partes móviles. A través de la siguiente ecuación:

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{S_2}$$

$$G = 2 * (9 \frac{kg}{m}) + \frac{5,5 kg}{1,2 m} + \frac{5,5 kg}{3 m}$$

$$G = 24,42 \text{ kg}/m$$

CÁLCULO DE LAS FUERZAS QUE SE EJERCEN EN LA BANDA TRANSPORTADORA:

Ahora se procede a calcular las fuerzas que se ejercen en la banda, entre ellas se obtiene:

-La fuerza necesaria para mover la banda en vacío y sus componentes.

-La fuerza necesaria para desplazar el material horizontalmente.

Se procede a calcular la fuerza necesaria para mover la banda en vacío y sus componentes, a través de la siguiente ecuación:

$$F_v = (C * f * L * G) * g$$

Donde:

F_v = Fuerza para mover la banda en vacío (N).

C = Factor de fricción por longitud de banda.

f = Factor de fricción de las partes móviles (adimensional).

L = Longitud total de la banda (proyección horizontal) (m).

G = Peso de las partes móviles (kg/m).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

El factor de fricción de las partes móviles, se lo selecciona de la tabla :

Tabla 12
COEFICIENTES DE FRICCIÓN (f)
DE LAS PARTES GIRATORIAS

Condición	coeficiente f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor standard para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

En esta tabla dan el factor de fricción de las partes móviles para distintas condiciones de trabajo, entre ellas la que más está acorde para nuestra aplicación es la de valor estándar para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo, la cual indica un factor de fricción de 0,020.

El factor de fricción por longitud de banda, se lo determina a través de la siguiente ecuación:

$$C = 15,9 * L^{-0,61} + 0,77$$

Donde:

L = Proyección horizontal de la longitud total de la banda (m).

La longitud total de la banda es de 30 m. por lo que se tiene que:

$$C = 15,9 * (30)^{-0,61} + 0,77$$

$$C = 2,77$$

Entonces se procede a reemplazar los valores en la ecuación y se obtiene que:

$$F_V = (C * f * L * G) * g$$

$$F_V = \left(2,77 * 0,020 * 30 \text{ m} * 24,42 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_V = 398,15 \text{ N}$$

Ahora se procede a calcular la fuerza necesaria para desplazar el material horizontalmente, a través de la siguiente ecuación:

$$F_H = \left(\frac{C * f * L * Q_{\text{banda seleccionada}}}{3,6 * V} \right) * g$$

Donde:

F_H = Fuerza para desplazar el material horizontalmente (N).

C = Factor de fricción por longitud de banda.

f = Factor de fricción de las partes móviles (adimensional).

L = Longitud total de la banda (proyección horizontal) (m).

$Q_{banda\ seleccionada}$ = Capacidad máxima de transporte (ton/hr).

V = Velocidad de la banda (m/s).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

Como ya se conoce todos los datos, se procede a reemplazar valores en la ecuación:

$$F_H = \left(\frac{C * f * L * Q_{banda\ seleccionada}}{3,6 * V} \right) * g$$
$$F_H = \left(\frac{2,77 * 0,020 * 30\ m * 5,184\ ton/hr}{3,6 * 0,25\ m/s} \right) * 9,81\ m/s^2$$
$$F_H = 93,91\ N$$

También se debe considerar la potencia adicional que necesita tener el motor, para vencer la resistencia que se genera a lo largo de las guías de carga y la fricción entre el caucho y la banda. Esta potencia adicional se la puede calcular a través de la ecuación:

$$P_A = 0,08 * V * l$$

Donde:

P_A = Potencia adicional (kw).

V = Velocidad de la banda (m/s).

l = Longitud total de las guías de carga (m).

Como los bananos van a ser colocados a lo largo de toda la banda, entonces la longitud total de las guías de carga es igual a la longitud total de la banda.

Entonces conocidos todos los datos se procede a reemplazar los valores en la ecuación:

$$P_A = 0,08 * V * l$$
$$P_A = 0,08 * 0,25 \text{ m/s} * 30 \text{ m}$$
$$P_A = 0,6 \text{ kw}$$

Esta potencia adicional tendrá que ser sumada a la potencia nominal.

Una vez obtenidas todas las fuerzas que intervienen en la banda, se procede a calcular la potencia teórica del motor, a través de la ecuación:

$$P_T = \frac{(F_V + F_H) * V}{1000} + P_A$$

Donde:

P_T = Potencia teórica (kw).

Reemplazando valores se tiene que:

$$P_T = \frac{(398,15 \text{ N} + 93,91 \text{ N}) * 0,25 \text{ m/s}}{1000} + 0,6 \text{ kw}$$
$$P_T = 0,723 \text{ kw} \approx 0,73 \text{ kw}$$

Entonces para poder generar una fuerza tangencial en el tambor motriz (conocida como tensión efectiva) para que pueda mover la banda y desplazarla desde la alimentación hasta la descarga, se deberá aplicar esta potencia (P_T) en el tambor motriz.

Hasta el momento solo se ha calculado la potencia necesaria para poder mover el tambor motriz. Cabe indicar que en el mercado no se encuentran motores con esa potencia, por lo que se tendrá que utilizar un sistema de reducción de velocidad. Estos sistemas de reducción de velocidad generan pérdidas mecánicas, las cuales deben ser consideradas para determinar la potencia real del motor.

A continuación se muestra la tabla con los diferentes tipos de reductores de velocidad y su respectiva eficiencia.

Tabla 13
EFICIENCIA MECÁNICA DE DISPOSITIVOS
REDUCTORES DE VELOCIDAD.

Eficiencia Mecánicas de Dispositivos Reductores de Velocidad	
Tipo de Mecanismo Reductor de Velocidad	Eficiencia mecánica aproximada
Faja en V	0.94
Cadena de Rodillos con Sprockets tallados, sin cubierta	0.93
Cadena de Rodillos con Sprockets tallados, encerramiento hermético de aceite	0.95
Reductor de Velocidad o Motorreductor de Engranajes Helicoidales con Reducción Simple	0.98
Reductor de Velocidad o Motorreductor de Engranajes Helicoidales con Reducción Doble	0.97
Reductor de Velocidad o Motorreductor de Engranajes Helicoidales con Reducción Triple	0.95
Reducción Bihelicoidal. Reductor de Velocidad montado sobre el Eje	0.97
Reductor de Velocidad Helicoidal Cónico con Reducción Simple, Doble o Triple	* Ver nota abajo
Reductor de Velocidad Helicoidal de Tornillo Rango Bajo (n hasta 20:1)	0.90
Reductor de Velocidad Helicoidal de Tornillo Rango Medio (n de 20:1 a 60:1)	0.85
Reductor de Velocidad Helicoidal de Tornillo Rango Alto (n de 60:1 a 100:1)	0.78
Reductor de Velocidad de Tornillo Sin Fin Rango Bajo (n hasta 20:1)	0.90
Reductor de Velocidad de Tornillo Sin Fin Rango Medio (n de 20:1 a 60:1)	0.70
Reductor de Velocidad de Tornillo Sin Fin Rango Alto (n de 60:1 a 100:1)	0.50
Cut gear spurs	0.90
Cast gear spurs	0.85

* Las eficiencias para los reductores de velocidad Helicoidales Cónicos son un poco menos que las eficiencias mostradas para los reductores de velocidad Helicoidales.

Ahora se procede a calcular la potencia real del motor, a través de la ecuación:

$$P_R = \frac{P_T}{\varepsilon * \eta}$$

Donde:

P_R = Potencia real del motor (kw).

P_T = Potencia teórica (kw).

ε = Eficiencia mecánica de la transmisión.

η = Eficiencia del motor.

A continuación se selecciona la eficiencia del motor, la cual se puede estimar en un rango entre el 85 y 95%, por lo que se selecciona una eficiencia del 90%. Ahora se procede a seleccionar la eficiencia mecánica de la transmisión,

entonces se selecciona un sistema de reducción de velocidad del tipo catalina y cadena de rodillos, ya que estos sistemas son apropiados para bajas velocidades. Este sistema tiene una eficiencia del 93%.

Como ya se tienen todos los datos, entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$P_R = \frac{P_T}{\varepsilon * \eta}$$
$$P_R = \frac{0,73 \text{ kw}}{0,93 * 0,90}$$
$$P_R = \frac{0,73 \text{ kw}}{0,93 * 0,90}$$
$$P_R = 0,872 \text{ kw} * \frac{1 \text{ hp}}{0,7457 \text{ kw}}$$
$$P_R = 1,17 \text{ hp} \cong 1,5 \text{ hp}$$

CÁLCULO DE TENSIONES EN LA BANDA:

Ahora se calculará las tensiones que se generan en la bandas, tanto en el lado apretado como en el lado flojo.

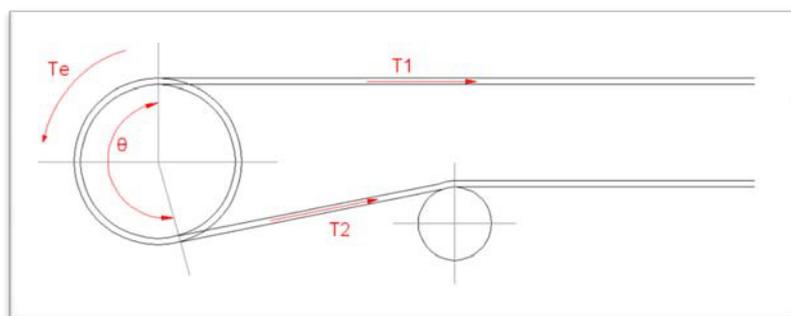


Figura 3.2 TENSIÓN EFECTIVA EN BANDA

En todas las bandas transportadoras siempre debe existir una diferencia de tensiones en ambos lados del tambor motriz para que se genere el movimiento.

La tensión del lado apretado (T_1) es mayor que la tensión en el lado flojo (T_2) y la diferencia entre la tensión del lado apretado y la tensión del lado flojo es conocida como tensión efectiva (T_e). Esta tensión efectiva es la que realiza el trabajo en la banda transportadora.

La tensión efectiva de la banda transportadora se la puede determinar a través de la ecuación:

$$T_e = \frac{1000 * P_T}{V}$$

Donde:

T_e = Tensión efectiva (N).

P_T = Potencia teórica (kw).

V = Velocidad de la banda (m/s).

Como todos los datos son conocidos se procede a reemplazar los valores en la ecuación:

$$T_e = \frac{1000 * P_T}{V}$$

$$T_e = \frac{1000 * 0,73 \text{ kw}}{0,25 \text{ m/s}}$$

$$T_e = 2920 \text{ N}$$

Ahora se procederá a determinar la tensión en el lado apretado (T_1), a través de la ecuación:

$$T_1 = T_e * m$$

Donde:

T_1 = Tensión en el lado apretado (N).

T_e = Tensión efectiva (N).

m = Coeficiente de accionamiento.

El coeficiente de accionamiento (m) depende del arco de contacto entre la banda y el tambor motriz, el tipo de contrapeso y de si el tambor es revestido o desnudo. El valor del coeficiente de accionamiento se lo determina a través de la ecuación:

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{\mu * \theta * \frac{\pi}{180}} - 1} \right]$$

Donde:

m = Coeficiente de accionamiento.

e = Base de logaritmo neperiano.

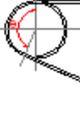
μ = Coeficiente de fricción entre el tambor y la banda.

Θ = Ángulo de contacto entre la banda y el tambor ($^{\circ}$)

Los valores del coeficiente de fricción entre el tambor y la banda (μ), y los valores del ángulo de contacto entre la banda y el tambor Θ (según el arreglo del tambor motriz y de los tambores adicionales) se los encuentra en la tabla:

Tabla 14
COEFICIENTE DE FRICCIÓN TAMBOR-BANDA Y
ÁNGULO DE CONTACTO.

COEFICIENTE μ	TAMBOR MOTRIZ			
	REVESTIDO		DESNUDO	
	SECO	HÚMEDO	SECO	HÚMEDO
	0,40	0,35	0,35	0,2

ARREGLO CABEZAL MOTRIZ	ANGULO DE CONTACTO ($^{\circ}$)
	120 150 180
	210 220 230 240
	360 380 400
	420 440 450

Para este caso el tambor motriz es desnudo y seco, ya que se va a tener bajas velocidades en la banda transportadora, por lo que el coeficiente de fricción entre el tambor y la banda es de 0,35 y el ángulo de contacto entre la banda y el tambor se lo selecciona de 220° ya que es el más utilizado en estos tipos de bandas transportadoras. Como ya se tiene el valor del coeficiente de fricción y el valor del ángulo de contacto entre la banda y el tambor, se procede a reemplazarlo en la ecuación para obtener el valor del coeficiente de accionamiento.

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{\mu * \theta * \frac{\pi}{180}} - 1} \right]$$

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{0,35 * 220 * \frac{\pi}{180}} - 1} \right]$$

$$m = 1,35$$

Como ya se tiene el valor del coeficiente de accionamiento entonces se reemplaza este valor en la ecuación y se obtiene la tensión en el lado apretado.

$$T_1 = T_e * m$$

$$T_1 = 2920 N * 1,35$$

$$T_1 = 3942 N$$

A continuación se calculará la tensión en el lado flojo:

$$T_e = T_1 - T_2$$

$$T_2 = T_1 - T_e$$

$$T_2 = 3942 \text{ N} - 2920 \text{ N}$$

$$T_2 = 1022 \text{ N}$$

Ahora se calculará la tensión en lado de retorno de la banda transportadora (T_3), a través de la ecuación:

$$T_3 = C * f * L * \left[G_b + \frac{G_{ru}}{S_2} \right] * g + T_2$$

Como ya se conoce los valores de cada uno de estos parámetros, entonces se procede a reemplazar los valores.

$$T_3$$

$$= 2,77 * 0,020 * 30 \text{ m} * \left[9 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + \frac{5,5 \text{ kg}}{3 \text{ m}} \right]$$

$$* 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 1022 \text{ N}$$

$$T_3 = 1198,63 \text{ N}$$

Ahora se determinará la tensión que ejerce el contrapeso, el cual puede ubicarse tanto cerca de la cola y también cerca de la parte motriz.

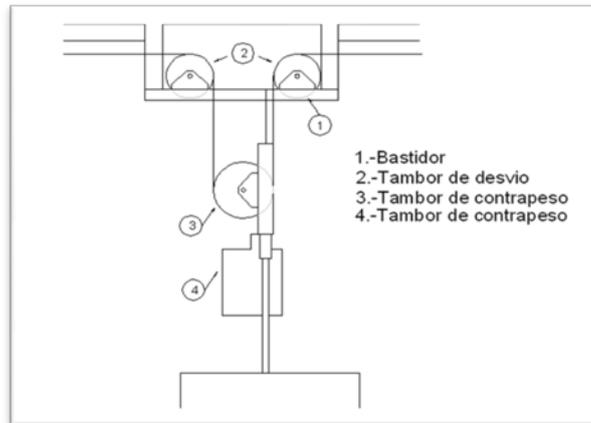


Figura 3.3 ESTACIÓN TENSORA DE CONTRAPESO

Para determinar la tensión del contrapeso, se usará la figura

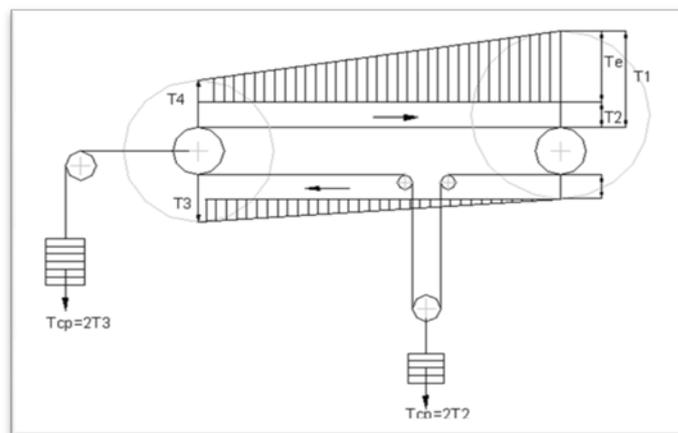


Figura 3.4 DIAGRAMA DE TENSIONES EN LA CINTA TRANSPORTADORA

Entonces se tiene que la tensión del contrapeso puede ser:

$$T_{CP} = 2 * T_2 \text{ (si se coloca cerca de la parte motriz).}$$

$$T_{CP} = 2 * T_3 \text{ (si se coloca cerca de la cola).}$$

Este contrapeso a menudo está situado adyacente al tambor motriz ya que ésta es la posición más conveniente, entonces se tiene que la tensión del contrapeso es determinada a través de la ecuación:

$$T_{CP} = 2 * T_2$$

Donde:

T_{CP} = Tensión del contrapeso (N).

Se reemplazar valores en la ecuación y se tiene que:

$$T_{CP} = 2 * 1022 N$$

$$T_{CP} = 2044 N$$

A continuación se determina la tensión mínima que debe ejercerse en la banda, para evitar un excesivo pandeo en la banda y evitar que el producto se salga de la banda. Esta tensión mínima la se la puede determinar a través de la ecuación:

$$T_{minima} = \frac{s_1 * (G_b + M_{pm})}{8 * (\frac{q}{s})} * g$$

Donde:

T_{minima} = Tensión mínima (N).

M_{pm} = Carga del material por metro de banda (kg/m).

q/s = Pandeo permisible (entre 0,005 y 0,02).

Seleccionamos el máximo pandeo permisible que es de 0,02.

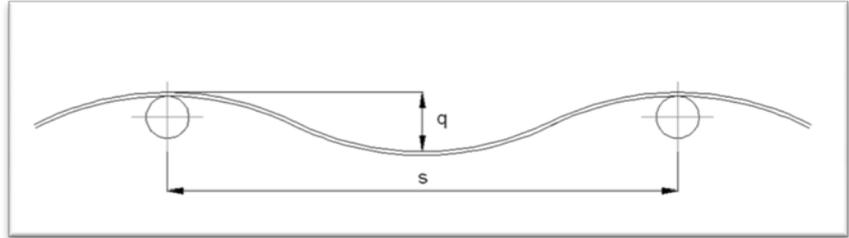


Figura 3.5 FLECHA O PANDEO PERMISIBLE DE LA BANDA.

Ahora se procede a calcular la carga del material por metro de banda, a través de la ecuación:

$$M_{pm} = \frac{Q_{banda\ seleccionada}}{3,6 * V}$$

$$M_{pm} = \frac{5,184\ ton/hr}{3,6 * 0,25\ m/s}$$

$$M_{pm} = 5,76\ kg/m$$

Ahora se procederá a calcular la tensión mínima que debe tener la banda.

$$T_{minima} = \frac{s_1 * (G_b + M_{pm})}{8 * (\frac{q}{s})} * g$$

$$1,2\ m * (9\ kg/m + 5,76\ kg/m)$$

$$T_{minima} = \frac{1,2\ m * (9\ kg/m + 5,76\ kg/m)}{8 * (0,02)} * 9,81\ m/s^2$$

$$1,2\ m * (9\ kg/m + 5,76\ kg/m)$$

$$T_{minima} = \frac{1,2\ m * (9\ kg/m + 5,76\ kg/m)}{8 * (0,02)} * 9,81\ m/s^2$$

$$T_{minima} = 1085,97\ N$$

Entonces se tiene que la $T_1 > T_{\text{minima}}$, por lo tanto el producto no se va a derramar.

También se necesita calcular cuál es la máxima tensión a la que está sometida la banda transportadora por milímetro de ancho de banda, ya que con este valor seleccionamos nuestra banda en función del tipo del material.

Esta máxima tensión también se la conoce como tensión de trabajo unitaria y se la puede determinar a través de la ecuación:

$$T_u = \frac{T_1}{1000 * B}$$

Donde:

T_u = Tensión de trabajo unitaria (N/mm).

B = Ancho de banda (m).

Como todos los datos son conocidos, procedemos a reemplazar valores en la ecuación:

$$T_u = \frac{T_1}{1000 * B}$$
$$T_u = \frac{3942 \text{ N}}{1000 * 0,6 \text{ m}}$$
$$T_u = 6,57 \text{ N/mm}$$

A continuación se muestra una tabla en la cual se detallan todos los parámetros calculados:

Tabla 15
PARÁMETROS CALCULADOS

PARAMETROS	MAGNITUD	UNIDADES
Capacidad de la banda transportadora	5,184	ton/hrs
Peso de las partes móviles de la banda	24,42	kg/m
Fuerza para mover la banda vacía y sus componentes	398,15	N
Fuerza para desplazar el material horizontalmente	93,91	N
Potencia adicional por fricción	0,6	kw
Potencia teórica del motor	0,73	kw
Potencia real del motor	0,872 (1,17)	kw (hp)
Tensión en el lado apretado	3942	N
Tensión en el lado flojo	1022	N
Tensión efectiva	2920	N
Tensión de retorno	1198,63	N
Tensión del contrapeso	2044	N
Tensión mínima	1085,97	N
Tensión de trabajo unitario	6,57	N/mm

Una vez determinadas todas las fuerzas que intervienen en la banda, se procederá a seleccionar los componentes de la banda transportadora.

SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN:

Debido al diseño de forma de las bandas transportadoras se procede a seleccionar un motor reductor cuyo eje de salida

debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al eje del motor. La potencia del motor es 1,5 HP y su velocidad de 1750 rpm, para este sistema se selecciona del catálogo Dodge la serie XL Right Angle Gearmotors sección G6 un reductor con una ratio de 50.

SELECCIÓN DEL MOTOR REDUCTOR			
BANDA	POTENCIA	RATIO	MOTOR REDUTOR
BT1	1,5	50	CG16A

Para el sistema de transmisión de potencia se elige la transmisión por cadena, debido a que se transmite potencia a una velocidad menor a 300 rpm, para el cual se utiliza el catalogo de Martin.

Para seleccionar se ubica en la sección de selección de transmisión no en existencia en la página E-142 del catálogo de Martín 1090.

Primero se selecciona la potencia de diseño en Hp, para el cual se determina la clasificación del servicio comparando su aplicación con uno semejante de la tabla 1 de la página E-142. Utilizando esta clasificación se selecciona el factor de

servicio de la tabla 2 de la pagina E-143, el cual se multiplica con la potencia de operación para determinar la potencia de diseño.

Utilizando la potencia de diseño en Hp se selecciona el paso de cadena que tenga el rango de Hp requerido que tenga para un sprocket piñón que gira a la velocidad angular en rpm especificada.

Para la selección de sprocket motriz, el catálogo de Martín recomienda utilizar 17 dientes como mínimo. Para la selección del sprocket impulsado se emplea la ecuación 1 la cual está relacionada con las velocidades y el sprocket motriz.

El catálogo de Martín recomienda que la relación de velocidades es decir el ratio no debe pasar de 7.

Del libro Diseño en Ingeniería Mecánica Joseph E Shigley, de la página 1096 se escoge una distancia entre centro de 40p (p=paso de la cadena), siendo el rango recomendado entre 30p y 50 p.

Ecuación 1.

de dientes del sprocket impulsado

$$= \# \text{ de dientes motriz} * \frac{\text{rpm motriz}}{\text{rpm conducido}}$$

Utilizando la ecuación 2 se determina la distancia entre centro de la cadena (C).

Ecuación 2.

$$C = \frac{P}{8} \left(2L - N - n + \sqrt{(2L - N - n)^2 - 0.810(N - n)^2} \right)$$

En donde:

N=Número de dientes del sprocket impulsado.

n=Número de dientes del sprocket motriz.

A=Valor de la tabla tabulada para valores N-n.

Para determinar el largo de la cadena a emplear se utiliza la ecuación 3.

Ecuación 3.

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + \frac{0.1013(N - n)^2}{4C}$$

Tabla 16
DATOS TÉCNICOS DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

DESCRIPCION	BT1	UNIDADES
HP de la banda	1,5	Hp
rpm del motor	1.750,00	rpm
Velocidad del eje motriz	35	rpm
Ratio	1,47	A dimensional
# de dientes del sprocket motriz	17	A dimensional
# de dientes del sprocket impulsado	25	A dimensional
Distancia de centro preferente	40	Paso
Largo de cadena	101	Paso
Tipo de sprocket	Paso #80	A dimensional
Paso	1	in

Las bandas transportadoras están compuestas de carcasa y coberturas tal como se lo aprecia en la figura

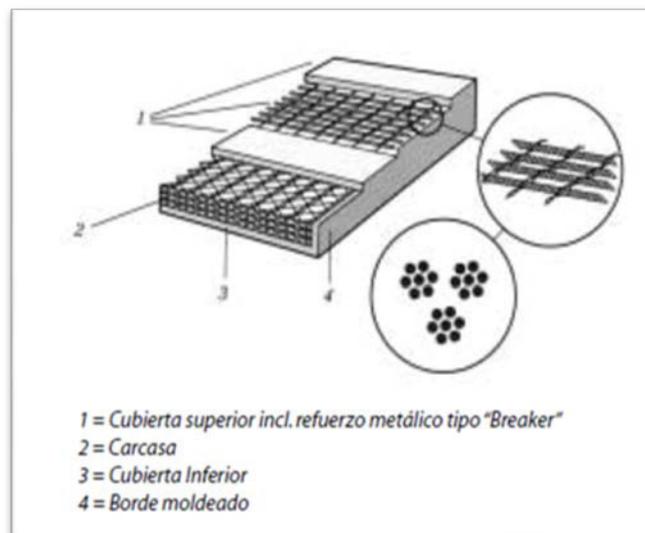


Figura 3.6 ESTRUCTURA DE LA CARCASA DE UNA BANDA TRANSPORTADORA

La carcasa de la banda transportadora es la que resiste las tensiones, principalmente las producidas por el tambor motriz. Cabe indicar que también absorbe el impacto que se produce cuando el material es cargado en la banda y cuando ésta pasa sobre los rodillos superiores.

La cobertura de la banda transportadora es la que protege a la carcasa de la abrasión y de cualquier condición que afecte al buen estado de la banda. Además las coberturas de las bandas son las que ofrecen adherencia con los tambores y resiste las abrasiones externas del material y los rodillos.

Como se está trabajando con el catálogo de bandas Roulunds y el producto que se transporta es de grado alimenticio, entonces se selecciona la banda tipo IWE. A continuación se muestra la tabla con los diferentes campos de aplicación de las bandas Roulunds:

Tabla 17
CAMPOS DE APLICACIÓN DE LAS BANDAS ROULUNDS
SEGÚN EL TIPO DE MATERIAL

CAMPO DE APLICACIÓN	MATERIALES EJEMPLO	TIPOS DE BANDA
Materiales abrasivos	Cemento, carbón coque, tierra, piedra, granos, granito, grava, piedra caliza, madera, escoria, minerales.	RO-PLY banda de 2 capas. Múltiples capas tipos A, B y BW.
Materiales abrasivos calientes	Alto horno, clinker, escoria	Múltiples capas tipos K y N. Múltiples capas tipo TCC.
Materiales calientes con aceites	Abono, forrajes, basura.	RO-PLY GWF banda de 2 capas. Múltiples capas tipos GW y GWF.
Materiales contenido moderado de aceite	Granos, forrajes, basura	RO-PLY GWM banda de 2 capas. Múltiples capas tipos GWM y GWS.
Alimentos	Pan, chocolate, carne, pescado	Tipo IWE

La banda seleccionada es la Tipo IWE sin fin 65 m * 600 mm * 250/2, 2+1. Esta nomenclatura indica que:

Tipo de banda: IWE (grado alimenticio)

Longitud de la banda (sin fin): abierta 65 m.

Ancho de la banda: 600 mm.

Resistencia de la banda: 250 N/mm.

Número de capas de la carcasa: 2.

Cobertura superior: 2 mm.

Cobertura inferior: 1 mm.

A continuación se procede a seleccionar los rodillos superiores y de retorno. Los rodillos superiores son los que soportan la banda formando esta forma una cama para el material a transportar. Los rodillos inferiores son los que soportan la banda sin carga en el proceso de retorno. Cabe indicar que estos rodillos están normalizados (en lo que respecta a medidas exteriores), para que puedan ser reemplazados fácilmente por otros rodillos de diferentes fabricantes.

Estos rodillos son fabricados normalmente en diámetros desde 4 a 7 pulgadas, con ejes, carcasa, rodamientos y sellos.

Por investigaciones realizadas se encuentra, que los rodillos con determinado diámetro pueden trabajar en bandas con ciertas velocidades, tal como se ve en la tabla:

Tabla 18
VELOCIDADES DE BANDA DE ACUERDO A LA CLASE DE SERVICIO.

CLASE DE SERVICIO	DIAMETROS DE RODILLOS EN PULGADAS	DIAMETRO DEL EJE EN PULGADAS	VELOCIDADES DE LA BANDA EN m/s (ft/min)
CARGA LIGERA Y MEDIANA	4	5/8	1,5 (300) - 3 (600)
	5	5/8	1,5 (300) - 3 (600)

CARGA	6	-	4 (800) - 5 (1000)
PESADA	7	1 1/4	4 (800) - 5 (1000)

A continuación se muestra la clasificación de los rodillos según CEMA.

Tabla 19

CLASIFICACIÓN DE RODILLOS SEGÚN CEMA

Clase de servicio	Clase CEMA		Diámetro rodillo (pulg.)	tipo de rodamiento	ancho de banda (pulg.)
	nueva	antigua			
carga ligera	A	I	4-5	bolas	18-36
	B	II	4-5	bolas	18-48
carga mediana	C	III	4-5	rodillos	18-60
		IV	6	rodillos	18-60
	D	-	5-6	-	36-72
carga pesada	E	V	6	rodillos	36-96
		VI	7	rodillos	36-96

Para este caso se selecciona un rodillo para la banda transportadora de 4 plg. de diámetro, con rodillos de bola y con un eje de 5/8 plg de diámetro. Cabe indicar que los rodillos inferiores serán iguales que los rodillos superiores. La separación de los rodillos superiores será de 1,2 m. y la separación de los rodillos inferiores será de 3 m., esto se determina a través de la tabla.

A continuación se calculará la carga en los rodillos superiores, a través de la ecuación:

$$C_{ro} = [(W_{bl} + K_1 * M_{pm}) * s_1] + C_{dr}$$

Donde:

C_{ro} = Carga sobre los rodillos superiores (kg).

C_{dr} = Carga por desalineamiento de los rodillos (kg).

W_{bl} = Peso de la banda por unidad de longitud (kg/m).

K_1 = Factor de ajuste por tamaño del material.

Primero se procede a calcular el peso de la banda por unidad de área, a través de la ecuación:

$$W_b = W_r + W_c$$

Donde:

W_r = Peso de la carcasa (kg/m² por capa) * número de capas.

W_c = Peso de la cubierta (kg/m² por mm) * milímetros de espesor de la cubierta.

W_b = Peso de la banda por unidad de área (kg/m²).

Después de calculado el peso de la banda por unidad de área, se procede a calcular el peso de la banda por unidad de longitud, a través de la ecuación:

$$W_{bl} = W_b * B$$

Donde:

B = ancho de la banda (m).

Para determinar el peso de la carcasa y de la cubierta se utilizará la tabla de pesos y espesores de bandas Roulunds.

Tabla 20
PESOS Y ESPESORES DE LAS BANDAS ROULUNDS

MÚLTIPLES CAPAS													
Tipos de banda		EP100	EP125	EP160	EP200	EP250	EP315	EP400	EP600	EP630			
Peso aprox./ply (kg/m)		1.35	1.50	1.60	1.70	1.90	2.00	2.50	2.80	3.50			
Espesor aprox./ply (mm)		0.9	1.0	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	2.2	2.6			
Tipos de cobertura		A	B	BW	K	N	TCC	GW	GWF	GWM	GW8	GT	IWE
Peso aprox./mm (kg/m)		1.11	1.14	1.14	1.14	1.14	1.11	1.11	1.23	1.16	1.18	1.18	1.38

2-PLY con STIFLEX										
Tipos de banda	RO-PLY						RO-PLY GWF		GWM	RO-PLY
	200/2 2+1	250/2 3+1	316/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1.5	630/2 5+1.5	250/2, 3+1	400/2, 3+1	250/2 3+1	Gr/p 4
Peso aprox. (kg/m) [Wb]	6.8	8.4	8.6	9.1	11.7	13.4	9.3	10.0	8.6	4.5
Espesor aprox. (mm) [tb]	5.2	6.6	6.8	7.3	9.8	10.5	7.0	7.5	6.8	5.5

Entonces se observa que:

$$W_r = 1,38 * 2 = 2,76 \text{ kg/m}^2$$

$$W_c = 1,38 * 3 = 4,14 \text{ kg/m}^2$$

$$W_b = W_r + W_c$$

$$W_b = 2,76 \text{ kg/m}^2 + 4,14 \text{ kg/m}^2$$

$$W_b = 6,9 \text{ kg/m}^2$$

Entonces se observa que:

$$W_{bl} = W_b * B$$

$$W_{bl} = 6,9 \text{ kg/m}^2 * 0,6 \text{ m}$$

$$W_{bl} = 4,14 \text{ kg/m}$$

Ahora se procederá a seleccionar el factor de ajuste por tamaño del material, utilizando la tabla:

Tabla 21
FACTOR K1 DE AJUSTE POR TAMAÑO DE TERRÓN DEL MATERIAL

tamaño de terrón		Peso específico del material							
		kg/m ³	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200
pulg.	mm	lb/pie ³	50	75	100	125	150	175	200
4	100		1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1
6	150		1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1
8	200		1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
10	250		1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
12	300		1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14	350		1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16	400		1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4
18	450		1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

De donde se obtiene un valor para el factor de ajuste por tamaño del material de 1,1.

Ahora se calculará el valor de la carga por desalineamiento en los rodillos superiores, a través de la ecuación:

$$C_{dr} = \frac{m_i * T_1}{9,8 * (6 * s_1)}$$

Donde:

m_i = Desalineamiento de los rodillos (m).

Se asume un valor de desalineamiento de rodillos de 0,001 m., entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$C_{dr} = \frac{m_i * T_1}{9,8 * (6 * s_1)}$$
$$C_{dr} = \frac{0,001 \text{ m} * 3942 \text{ N}}{9,8 * (6 * 1,2 \text{ m})}$$
$$C_{dr} = 0,056 \text{ kg.}$$

Como ya se encontró todos los parámetros, entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$C_{ro} = [(W_{bl} + K_1 * M_{pm}) * s_1] + C_{dr}$$
$$C_{ro} = \left[\left(4,14 \text{ kg/m} + 1,1 * 5,76 \text{ kg/m} \right) * 1,2 \text{ m} \right] + 0,056 \text{ kg}$$
$$C_{ro} = 12,63 \text{ kg}$$

Este valor de carga sobre los rodillos superiores (C_{ro}) calculado tiene que ser menor o igual al seleccionado en la tabla:

Tabla 22
RANGOS DE CARGA PARA RODILLOS CEMA B.

CEMA B										
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno		
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	
450	18	410	186	410	186	410	186	220	100	-
600	24	410	186	410	186	410	186	190	86	-
750	30	410	186	410	186	410	186	165	75	-
900	36	410	186	410	186	396	180	155	70	-
1050	42	390	177	363	165	351	160	140	64	-
1200	48	380	173	353	160	342	155	130	60	-

Basado en una mínima L10 de 30000 horas a 500 rpm

Tabla 23
RANGOS DE CARGA PARA RODILLOS CEMA C.

CEMA C											
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno			
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V	
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
450	18	900	410	900	410	900	410	475	216	500	227
600	24	900	410	900	410	900	410	325	148	500	227
750	30	900	410	900	410	900	410	250	114	500	227
900	36	900	410	837	380	810	368	200	91	500	227
1050	42	850	386	791	360	765	348	150	68	500	227
1200	48	800	363	744	338	720	327	125	57	500	227
1350	54	750	340	698	317	675	307	*	*	500	227
1500	60	700	318	650	295	630	286	*	*	500	227

Basado en una mínima L10 de 30000 horas a 500 rpm

*Use rodillos de retorno CEMA D

Tabla 24
RANGOS DE CARGA PARA RODILLOS CEMA D.

CEMA D											
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno			
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V	
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
600	24	1200	545	1200	545	1200	545	600	273	850	386
750	30	1200	545	1200	545	1200	545	600	273	850	386
900	36	1200	545	1200	545	1200	545	600	273	850	386
1050	42	1200	545	1200	545	1200	545	500	227	850	386
1200	48	1200	545	1200	545	1200	545	425	193	850	386
1350	54	1200	545	1116	507	1080	491	375	170	850	386
1500	60	1150	523	1070	486	1035	470	280	127	850	386
1800	72	1050	477	977	444	945	430	155	70	850	386

Basado en una mínima L10 de 60000 horas a 500 rpm

Tabla 25
RANGOS DE CARGA PARA RODILLOS CEMA E.

CEMA E											
ancho de banda		ángulo rodillos						rodillos de retorno			
		20°		35°		45°		uno solo		2 en V	
mm	pulg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
900	36	1800	818	1800	818	1800	818	1000	454	1300	590
1050	42	1800	818	1800	818	1800	818	1000	454	1300	590
1200	48	1800	818	1800	818	1800	818	1000	454	1300	590
1350	54	1800	818	1800	818	1800	818	925	420	1300	590
1500	60	1800	818	1800	818	1800	818	850	386	1300	590
1800	72	1800	818	1800	818	1800	818	700	318	1300	590
2100	84	1800	818	1674	761	1620	736	550	250	1300	590
2400	96	1750	795	1628	740	1575	716	400	182	1300	590

Basado en una mínima L10 de 60000 horas a 500 rpm

Entonces basado en una vida mínima L10 de 30000 horas a 500rpm, seleccionó la serie CEMA B, en el cual ingresó con el ancho de banda y tengo que estos rodillos pueden soportar

hasta 190 lbs. (86 kg). Por lo tanto este rodillo si cumple con lo requerido.

A continuación se calculará la carga en los rodillos inferiores, a través de la ecuación:

$$C_{ru} = W_{bl} * s_2 + C_{dr}$$

Donde:

C_{ru} = Carga sobre los rodillos inferiores (kg).

Ahora se calcula el valor de la carga por desalineamiento en los rodillos inferiores, a través de la ecuación:

$$C_{dr} = \frac{m_i * T_2}{9,8 * (6 * s_2)}$$

Donde:

m_i = Desalineamiento de los rodillos (m).

También se asume un valor de desalineamiento de rodillos de 0,001 m., entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$C_{dr} = \frac{m_i * T_2}{9,8 * (6 * s_2)}$$
$$C_{dr} = \frac{0,001 \text{ m} * 1022 \text{ N}}{9,8 * (6 * 3 \text{ m})}$$
$$C_{dr} = 0,006 \text{ kg.}$$

Como ya se encontró todos los parámetros, entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$C_{ru} = W_{bl} * s_2 + C_{dr}$$
$$C_{ru} = 4,14 \text{ kg/m} * 3 \text{ m} + 0,006 \text{ kg}$$

$$C_{ru} = 12,43 \text{ kg.}$$

Este valor de carga sobre los rodillos inferiores (C_{ru}) calculado tiene que ser menor o igual al seleccionado en las tablas de **rangos de carga para rodillos cema b, c, d y e.**

A continuación se determina la velocidad angular a las que trabajarán los rodillos superiores e inferiores, ya que estos son iguales.

La velocidad angular se la determina, a través de la ecuación:

$$\omega_{ro} = \omega_{ru} = \frac{60000 * V}{\pi * d}$$

Donde:

$\omega_{ro} = \omega_{ru}$ = Velocidad angular del rodillo (rpm).

d = Diámetro del rodillo (mm).

Los rodillos seleccionados son de 4 plg (101,6 mm) de diámetro.

Como todos los datos son conocidos, entonces se procede a reemplazar en la ecuación:

$$\omega_{ro} = \omega_{ru} = \frac{60000 * V}{\pi * d}$$
$$\omega_{ro} = \omega_{ru} = \frac{60000 * 0,25 \text{ m/s}}{\pi * 101,6 \text{ mm}}$$
$$\omega_{ro} = \omega_{ru} = \frac{60000 * 0,25 \text{ m/s}}{\pi * 101,6 \text{ mm}}$$
$$\omega_{ro} = \omega_{ru} = 47 \text{ rpm.}$$

Ahora, se calcula la vida estimada de los rodillos bajo el efecto de las cargas. Cabe destacar que si las cargas que van a soportar los rodillos son menores que las cargas de la serie CEMA seleccionada, entonces estos rodillos van a tener una vida más prolongada.

Ahora se determina el factor K_2 , el cual viene dada por la relación carga calculada dividida para la capacidad de carga según CEMA. Entonces se tiene que:

$$\frac{12,63 \text{ kg}}{86 \text{ kg}} \cong 0,15$$

Tabla 26
EFFECTO DE LA CARGA EN LA VIDA L10 DE LOS
RODILLOS

RODAMIENTO DE BOLAS	
CARGA SOBRE RODILLO (CALCULADA)	FACTOR K2
0,5	8
0,6	5
0,7	3
0,8	2
0,9	1

Como los rodamientos son de bola entonces se tiene que $K_2 = 8$.

Ahora se determina el factor K_3 , el cual se lo determinará a través de la velocidad angular de los rodillos. Entonces se tiene que:

$$\omega_{ro} = \omega_{ru} = 47 \text{ rpm.}$$

Tabla 27
EFFECTO DE LA VELOCIDAD EN LA VIDA L10 DE LOS
RODILLOS

VELOCIDAD DEL RODILLO (rpm)	FACTOR K3
50	10
60	9
70	8
80	7
90	6
100	5
200	2,5
300	1,75
400	1,25
500	1

Con l velocidad angular, se obtiene un valor de factor $K_3 = 10$.

Ahora se determina el factor K_4 , el cual se lo determinará a través diámetro de los rodillos. Por investigaciones realizadas se seleccionó un diámetro de 4 plg.

Tabla 28
EFEECTO DEL DIÁMETRO EN LA VIDA L10 DE LOS RODILLOS

DIAMETRO DEL RODILLO (PULG)	FACTOR K4
4	1
4,5	1,125
5	1,25
5,5	1,375
6	1,5
6,5	1,625
7	1,75

Al ingresar con este valor en la tabla, se obtiene un valor de factor $K_4 = 1$.

Ahora se determina el factor K_5 , el cual se lo determinará a través del tipo de mantenimiento que se le efectúe a los rodillos.

Tabla 29
EFFECTO DEL MANTENIMIENTO EN LA VIDA L10 DE LOS RODILLOS.

TIPO DE MANTENIMIENTO	FACTOR K5
BUENO	1
ACEPTABLE	0,78
REGULAR	0,54
DEFICIENTE	0,4
POBRE	0,28

El tipo de mantenimiento que se le van a realizar a los rodillos es considerado aceptable, el cual indica un valor de factor $K_5 = 0,78$

Ahora se determina el factor K_6 , el cual se lo determinará por el tipo de ambiente de trabajo de los rodillos. Según la tabla hay diferentes tipos de ambientes de trabajo, por lo que se elegirá el más idóneo para la planta.

Tabla 30
EFFECTO DEL MEDIO AMBIENTE EN LA VIDA L10 DE LOS RODILLOS

CONDICIONES AMBIENTALES	FACTOR K6
LIMPIO Y SECO	1
POLVOSO Y SECO	0,9
SUCIO Y SECO	0,8
LIMPIO Y HUMEDO	0,7
POLVOSO Y HUMEDO	0,6
SUCIO Y HUMEDO	0,5

El tipo de ambiente de trabajo de los rodillos debe ser limpio y húmedo, lo que indica un valor de factor $K_6 = 0,7$.

Ahora se determina el factor K_7 , el cual se lo determinará por el efecto de la temperatura de trabajo de los rodillos.

Según la tabla hay diferentes rangos de temperatura, por lo que se elegirá el más idóneo para la planta.

Tabla 31
EFFECTO DE LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN EN LA VIDA L10 DE LOS RODILLOS.

TEMPERATURA DE OPERACIÓN (°F)	FACTOR K7
0	1
130	1
150	0,8
170	0,6
190	0,5
210	0,4

Como la temperatura de operación de los rodillos no se excederá de los 130 °F, entonces se obtiene un valor de factor $K_7 = 1$.

Una vez que se han calculado todos los factores que intervienen en la vida de los rodillos, se procederá a determinar la vida de los rodillos a través de la ecuación:

$$L_{10} = K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * K_6 * K_7 * L_{10 \text{ nominal}}$$

Como todos estos datos son conocidos, entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$L_{10} = 8 * 10 * 1 * 0,78 * 0,7 * 1 * 30000 \text{ horas}$$

$$L_{10} = 1310400 \text{ horas}$$

Entonces estos rodillos tendrán una duración de 1310400 horas con una velocidad de banda transportadora de 0,25 m/s; si uno de los factores calculados es afectado, la vida de los rodillos se verá afectada.

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS TAMBORES.

A continuación se determinarán las medidas de los tambores.

El ancho de la cara del tambor se la puede determinar a través de la ecuación:

$$F = B + 0,05; \quad B < 1$$

$$F = B + 0,075; \quad B \geq 1$$

Donde:

F = Ancho de cara del tambor (m).

B = Ancho de banda (m).

Como la banda seleccionada es menor de 1 m., entonces se trabaja con la ecuación:

$$F = B + 0,05; \quad B < 1$$

$$F = 0,6 + 0,05 = 0,65 \text{ m.}$$

Ahora se determinará el diámetro del tambor; a través del catálogo de Roulunds, ver tabla:

Tabla 32
DIÁMETROS MÍNIMOS RECOMENDADOS PARA BANDA
ROULUNDS, 2 CAPAS Y MÚLTIPLES CAPAS (MM)

Tu (porcentaje)	RO-PLY, tipos GWF y GWM										tipo IWE
	200/2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1,5	500/2 5+1,5	630/2 5+1,5	800/2 5+1,5	1000/2 5+1,5	1250/2 5+1,5	
70-100%	D ₁	200	250	315	400	400	500	200	200	200	250/2 2+1
	D ₂	160	200	250	315	315	400	160	160	160	
	D ₃	-	160	200	250	250	315	-	-	-	
50-70%	D ₁	160	200	250	315	315	400	160	160	160	200
	D ₂	160	160	200	250	250	315	160	160	160	
	D ₃	-	160	160	200	200	250	-	-	-	
< 50%	D ₁	160	160	200	250	250	315	160	160	160	160
	D ₂	160	160	160	200	200	250	160	160	160	
	D ₃	-	160	160	160	160	200	-	-	-	

Tu (porcentaje)	# capas	EP 100		EP 125		EP 160		EP 200		EP 250 y 315		EP 400 y 500		EP 630		
		D ₁	D ₂													
65-100%	2	160	125	200	160	250	200	315	250	200	630	500	800	630	1250	1000
	3	200	200	315	250	400	315	500	400	315	800	630	1000	800	1600	1250
	4	315	250	400	315	500	400	630	500	400	1000	800	1250	1000	1600	1250
	5	400	315	500	400	630	500	1000	800	630	1250	1000	1600	1250	1000	1600
	6	630	500	800	630	1000	800	1250	1000	800	1600	1250	1000	1600	1250	1000
	6	1000	800	1250	1000	1600	1250	1000	1600	1250	1000	1600	1250	1000	1600	1250
30-65%	2	160	125	200	160	200	160	250	200	160	500	400	315	250	200	160
	3	200	160	250	200	315	250	400	315	250	630	500	400	315	250	200
	4	250	200	315	250	400	315	500	400	315	800	630	500	400	315	250
	5	315	250	400	315	500	400	630	500	400	1000	800	630	500	400	315
	6	400	315	500	400	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	630	500	400
	6	630	500	800	630	1000	800	1250	1000	800	1600	1250	1000	800	630	500
< 30%	2	125	125	160	160	160	160	200	200	160	400	315	250	200	160	160
	3	160	160	200	160	200	160	250	200	160	500	400	315	250	200	160
	4	200	160	250	200	200	160	315	250	200	630	500	400	315	250	200
	5	250	200	315	250	250	200	400	315	250	800	630	500	400	315	250
	6	315	250	400	315	400	315	500	400	315	1000	800	630	500	400	315
	6	400	315	500	400	500	400	630	500	400	1250	1000	800	630	500	400

Para trabajar con esta tabla se debe calcular el porcentaje de utilización de la tensión de trabajo unitaria (T_u (porcentaje)), la cual se la determina a través de la ecuación:

$$T_{u \text{ (porcentaje)}} = \frac{T_u}{T_{u \text{ (banda)}}} * 100$$

Como todos los parámetros son conocidos, entonces se procede a reemplazarlos en la ecuación:

$$T_{u \text{ (porcentaje)}} = \frac{T_u}{T_{u \text{ (banda)}}} * 100$$
$$T_{u \text{ (porcentaje)}} = \frac{6,57 \text{ N/mm}}{250 \text{ N/mm}} * 100$$
$$T_{u \text{ (porcentaje)}} = 2,63 \%$$

Como el porcentaje de utilización de la tensión de trabajo unitaria ($T_{u \text{ (porcentaje)}}$) es 2,63 % y la banda seleccionada es tipo IWE, entonces se observa que el diámetro será:

$$D_1 = 160 \text{ mm.}$$

$$D_2 = 160 \text{ mm.}$$

$$D_3 = 160 \text{ mm.}$$

Cabe indicar que los fabricantes proporcionan tablas para la selección del diámetro apropiado en función de la tensión de trabajo unitaria y del arco de contacto entre la banda y el tambor. En la tabla determina el diámetro mínimo del tambor.

Tabla 33

**DIÁMETROS RECOMENDADOS POR DODGE PARA TAMBORES
EN FUNCIÓN DE LA TENSIÓN DE TRABAJO UNITARIA TU (N/MM)**

arco de contacto (°)	DIÁMETRO DEL TAMBOR (pulg) (mm)														
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60	
	200	250	300	350	400	450	500	600	750	900	1050	1200	1350	1500	
10	11	14	17	21	25	31	36	46	61	75	91	106	121	136	
20	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94	105	
30	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	61	71	81	91	
40	6	8	10	12	15	18	21	26	35	43	52	61	69	78	
50	5	7	8	11	12	15	18	23	30	38	45	53	60	68	
60	5	7	8	11	12	15	18	22	29	36	44	51	58	66	
70	5	7	9	11	13	15	18	23	31	39	46	53	61	69	
80	6	8	9	11	14	17	20	25	33	41	50	58	66	75	
90	6	8	10	12	15	18	21	26	35	45	53	62	71	80	
100	7	9	11	13	16	19	23	28	38	47	57	67	75	85	
110	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	61	71	81	91	
120	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	75	86	96	
130	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94	105	
140	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105	118	
150	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	89	103	118	132	
160	12	15	18	23	28	32	39	49	66	82	98	114	131	147	
170	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	146	163	
180	15	18	22	28	34	40	48	61	81	101	121	141	161	182	
190	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	146	163	
200	12	15	18	23	28	32	39	49	66	82	98	114	131	147	
210	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	89	103	118	132	
220	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105	118	
230	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94	105	
240	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	75	86	96	

Tabla 34

POLEAS CON ALETAS (WING PULLEYS)

PARA POLEAS CON ALETAS (WING PULLEYS)

Diámetro		Tensión unitaria Tu	
mm	pulg	N/mm	PIW
200	8	14	80
250	10	18	100
300	12	21	120
350	14	25	140
400	16	28	160
450	18	32	180
500	20	35	200
600	24	42	240
750	30	49	280
900	36	61	350

Para la banda transportadora aplica las poleas con aletas ya que la tensión de trabajo unitaria no excede los 130 N/mm. Como la tensión de trabajo unitaria de la banda es 6,57 N/mm., entonces el diámetro del tambor será de 200 mm. Entonces de los dos criterios de selección del diámetro del tambor, se escoge el de mayor diámetro. Cabe destacar que este tipo de tambor será utilizado tanto en la parte conducida, como en la parte inducida. Por lo tanto el tambor tendrá un diámetro de 200 mm.

A continuación se determina el diámetro mínimo del eje del tambor, el cual estará sometido a esfuerzos de torsión y de flexión.

Para determinar el diámetro mínimo del eje, primero se debe calcular la fuerza resultante de los tambores a través de la ecuación:

$$R_T = (T_1 + T_2) * \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right); \quad \text{tambores motrices}$$

$$R_T = (2 * T_2) * \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right); \quad \text{tambores no motrices}$$

Donde:

R_T = Fuerza resultante sobre el tambor (N).

Como todos los parámetros son conocidos, entonces se reemplazan los valores en la ecuaciones:

$$R_T = (T_1 + T_2) * \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right); \quad \text{tambores motrices}$$

$$R_T = (3942 \text{ N} + 1022 \text{ N}) * \operatorname{sen}\left(\frac{220}{2}\right)$$

$$R_T = 4664,63 \text{ N.}$$

$$R_T = (2 * T_2) * \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right); \quad \text{tambores no motrices}$$

$$R_T = (2 * 1022 \text{ N}) * \operatorname{sen}\left(\frac{220}{2}\right)$$

$$R_T = 1920,73 \text{ N.}$$

Ahora se calcula el torque que actúa sobre el eje del tambor a través de la ecuación:

$$T = \frac{P_m * 60 * 10^6}{2 * \pi * \omega_T}$$

Donde:

T = Torque en el tambor (N * mm).

P_m = Potencia instalada del motor (kw).

ω_T = Velocidad angular del tambor (rpm).

La velocidad angular se la puede calcular a través de la ecuación:

$$\omega_T = \frac{60000 * V}{\pi * D}$$

Donde:

D = Diámetro del tambor (mm).

Como todos los parámetros son conocidos, entonces se procede a reemplazar valores en la ecuación:

$$\begin{aligned}\omega_T &= \frac{60000 * V}{\pi * D} \\ \omega_T &= \frac{60000 * 0,25 \text{ m/s}}{\pi * 200 \text{ mm}} \\ \omega_T &= 23,87 \text{ rpm.}\end{aligned}$$

Una vez determinada la velocidad angular del tambor y sabiendo que la potencia del motor instalado en la banda es de 1,5 hp (1,12 kw), se procede a reemplazar los valores de los parámetros en la ecuación:

$$T = \frac{P_m * 60 * 10^6}{2 * \pi * \omega_T}$$

$$T = \frac{1,12 \text{ kW} * 60 * 10^6}{2 * \pi * 23,87 \text{ rpm}}$$

$$T = 448060,84 \text{ N} * \text{mm}.$$

Ahora se calcula el momento flector que actúa sobre el eje del tambor a través de la ecuación:

$$M = \frac{R_T * (B_C - F)}{4}$$

Donde:

M = Momento flector en el tambor (N * mm).

B_C = Distancia entre apoyos (mm).

F = Ancho de la cara del tambor (mm).

Los valores de B_C se los determina a través de la tabla:

Tabla 35**DISTANCIA ENTRE APOYOS DE LOS TAMBORES**

ancho de banda		distancia entre apoyos (mm)		
pulg.	mm	tambor motriz y de cabeza	tambor de cola y contrapeso	tambor adicional y desviador
16	400	760	760	630
18	450	810	810	680
24	600	1020	1020	840
30	750	1170	1170	990
36	900	1370	1370	1140
42	1050	1520	1520	1300
48	1200	1680	1680	1450
54	1350	1830	1830	1600
60	1500	1980	1980	1750
66	1650	2130	2130	1900
72	1800	2400	2400	2050
84	2100	2700	2700	2350
96	2400	3000	3000	2650
100	2500	3100	3100	2750

De donde se obtiene que la distancia entre apoyos del tambor motriz y de cabeza es de 1020 mm, y la distancia entre apoyos del tambor de cola y contrapeso es de 1020 mm.

Como ya se determinó todos los parámetros, entonces se calcula el momento flector en el tambor motriz y el no motriz.

$$M_{(motriz)} = \frac{R_{T(motriz)} * (B_C - F)}{4}$$

$$M_{(motriz)} = \frac{4664,63 N * (1020 mm - 650 mm)}{4}$$

$$M_{(motriz)} = 431478,28 \text{ N} * \text{mm}.$$

$$M_{(no\ motriz)} = \frac{R_T (no\ motriz) * (B_C - F)}{4}$$

$$M_{(no\ motriz)} = \frac{1920,73 \text{ N} * (1020 \text{ mm} - 650 \text{ mm})}{4}$$

$$M_{(no\ motriz)} = 177667,53 \text{ N} * \text{mm}.$$

Ahora el diámetro del eje se lo determina a través de la teoría de Von Misses, aplicando la ecuación (ésta es válida solo para la parte motriz):

$$d_s = \sqrt[3]{\left[\left(\frac{16 * \eta}{\pi * s_y} \right) * \sqrt{[(k_b * M)^2 + T^2]} \right]}$$

Donde:

d_s = Diámetro mínimo del eje (mm).

η = Factor de seguridad (5,8 para fatiga).

S_y = Esfuerzo de fluencia del material del eje (Mpa).

k_b = Factor por carga de transmision (2,5).

M = Momento flector (N * mm).

T = Torque (N * mm).

El material seleccionado para el eje es el AISI 4340 con un templado en agua y revenido, donde el $S_y = 965 \text{ Mpa}$ a 650

°C. Como todos los parámetros son conocidos, entonces se los reemplaza en la ecuación:

$$d_s = \sqrt[3]{\left[\left(\frac{16 * \eta}{\pi * s_y}\right) * \sqrt{[(k_b * M)^2 + T^2]}\right]}$$

$$d_s = 32,94 \text{ mm.}$$

Cabe indicar que los fabricantes proporcionan tablas para la selección del diámetro del eje del tambor en función de la fuerza resultante. En la tabla 34 se determinó el diámetro del eje del tambor.

Entonces a través de la tabla se obtiene un diámetro de eje para el tambor motriz de 2 3/16 plg (55,57 mm). Entonces se selecciona el mayor diámetro, en este caso de 2 3/16 plg. (55,57 mm).

Ahora se selecciona en la tabla el diámetro del eje para los tambores no motrices, el cual da un diámetro de eje de 1 11/16 plg (42,86 mm).

Tabla 36

DIÁMETROS RECOMENDADOS POR DODGE PARA EJES DE
TAMBORES EN FUNCIÓN DE LA FUERZA RESULTANTE R_T (KN)

diám. del eje (pulg)	BC - F (mm)	ANCHO DE CARA DEL TAMBOR (pulg) (mm)													
		12 300	14 350	16 400	18 450	20 500	22 550	26 650	32 800	38 950	44 1100	61 1275	57 1425	63 1575	66 1650
1 3/16	50	4.5	4.1	3.5	3.0	2.6	2.4	2.0	1.6	1.3	1.1	0.9	0.8	0.8	0.7
	150	2.5	2.3	2.0	1.7	1.5	1.3	1.1	0.7	0.6	0.6	0.8	0.4	0.4	0.4
	250	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.6	0.5	0.4	0.4	0.3	0.3	0.3
	350	1.3	1.2	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2
1 7/16	75	6.7	6.7	6.2	5.3	4.9	4.2	3.5	2.8	2.3	2.0	1.6	1.5	1.3	1.3
	150	4.5	4.5	4.2	3.7	3.2	2.9	2.4	1.9	1.6	1.3	1.1	1.0	0.9	0.8
	250	3.1	3.1	2.9	2.5	2.2	2.0	1.6	1.3	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.6
	350	2.4	2.4	2.3	2.0	1.7	1.6	1.3	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5	0.4
1 11/16	75	10.7	10.7	10.7	10.2	8.9	8.0	6.7	5.3	4.4	3.7	3.2	2.8	2.5	2.4
	150	7.1	7.1	7.1	7.1	6.2	5.3	4.5	3.6	2.9	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6
	250	4.9	4.9	4.9	4.9	4.3	3.8	3.1	2.5	2.0	1.7	1.5	1.3	1.2	1.2
	400	3.5	3.5	3.5	3.3	2.9	2.6	2.2	1.7	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.8
1 15/16	75	16.5	16.5	16.5	16.5	15.6	13.8	11.6	9.4	7.6	6.2	5.3	4.9	4.4	4.2
	150	11.1	11.1	11.1	11.1	10.7	9.4	8.0	6.2	4.9	4.4	3.7	3.3	3.0	2.9
	250	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	6.7	5.3	4.3	3.6	3.0	2.6	2.3	2.1	1.9
	400	5.3	5.3	5.3	5.3	4.9	4.5	3.7	3.0	2.5	2.1	1.8	1.6	1.4	1.4
2 3/16	75	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	22.7	18.7	14.7	12.5	10.7	8.9	8.0	7.1	6.7
	200	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9	12.5	10.2	8.5	6.7	5.8	4.9	4.4	4.0	3.8
	300	9.8	32.1	9.8	9.8	9.8	9.8	9.4	7.6	6.2	4.9	4.3	3.7	3.3	2.9
	450	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	5.3	4.4	3.6	3.1	2.6	2.4	2.1	2.0
2 7/16	100	28.1	28.1	28.1	28.1	28.1	28.1	24.9	19.6	16.5	13.8	12.0	10.7	9.4	8.9
	200	17.8	17.8	17.8	17.8	17.8	17.8	16.0	12.9	10.7	8.9	7.6	6.7	6.2	5.8
	300	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	12.0	9.4	7.6	6.7	5.8	4.9	4.5	4.1
	450	9.4	9.4	9.4	9.4	9.4	9.4	8.5	6.7	5.8	4.9	4.1	3.6	3.1	3.1
2 11/16	100	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	28.5	23.6	20.0	16.9	15.1	13.8	12.9
	200	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	18.7	15.1	12.9	11.1	9.8	8.9	8.5
	300	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	13.8	11.6	9.8	8.5	7.1	6.7	6.2
	450	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	9.8	8.0	7.1	5.8	5.3	4.9	4.5
2 15/16	100	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	40.5	33.4	28.5	24.5	21.8	19.6	18.3	20.9
	200	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	26.7	21.8	18.7	16.0	14.3	12.9	12.9	34.3
	350	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	17.4	14.3	12.5	10.2	9.4	8.5	8.0	8.0
	500	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	12.9	10.7	8.9	7.6	7.1	6.2	5.8
3 7/16	150	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	45.0	37.9	32.1	28.5	25.4	24.5
	250	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	33.0	28.1	23.6	20.9	18.7	17.8
	350	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	25.8	21.8	18.7	16.5	14.7	14.3
	500	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	19.6	16.9	14.3	12.5	11.1	10.7
3 15/16	150	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	63.3	53.5	47.2	42.3	40.1
	250	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	47.2	39.6	35.2	31.6	29.8
	350	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	37.4	31.6	28.1	24.9	23.6
	500	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	28.5	24.1	21.4	19.2	18.3
4 7/16	200	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	85.1	71.7	63.3	56.6	53.9
	300	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	65.9	55.7	49.4	44.1	41.9
	400	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	53.9	45.9	40.5	36.1	34.3
	550	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	42.3	35.1	31.6	28.5	26.7
4 15/16	200		112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	105.1	92.7	82.4	78.4
	300		88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	82.9	73.1	65.0	61.9
	400		73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	68.6	60.1	53.9	51.2
	550		57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	54.3	47.7	42.8	40.5
5 7/16	250			118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	111.8	99.3	94.0
	350			98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	92.2	82.0	78.0
	450			83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	78.8	69.9	66.4
	600			68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	64.6	57.0	54.3

Ahora se seleccionan las chumaceras de la banda transportadora, para lo cual se seleccionan dos sistemas, el sistema de las chumaceras soportante del tambor motriz y el sistema soportante del tambor de cola. Estos sistemas difieren debido a las chumaceras del tambor motriz que soportan una carga adicional a la tensión de la banda sobre el tambor la cual es generada por el sistema de transmisión de la cadena como se muestra en la figura.

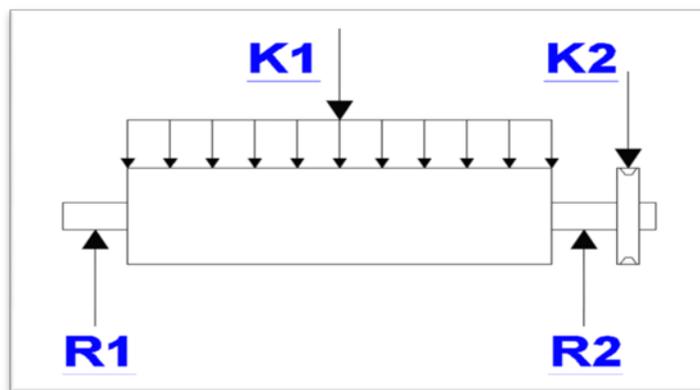


Figura 3.7 DIÁGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LAS CHUMACERAS EN EL TAMBOR MOTRIZ.

Para el sistema de las chumaceras que soportan el tambor motriz se determina la carga generada por el sistema de transmisión de cadena para lo cual se utiliza la siguiente ecuación.

$$K_t = \frac{19,1 * 10^6 * HP}{D_p * n}$$

Siendo:

K_t = Carga tangencial transmitida por la cadena en N.

HP = Potencia en KW.

D_p = Diámetro de paso de la catalina en mm.

Para la catalina de 25 dientes paso N80 se tiene un diámetro de paso de 202,66mm.

Por lo tanto reemplazando los valores en la ecuación se obtiene 4416,27N el cual se lo multiplica por el factor de cadena de la tabla 6.3 del catálogo NTN CAT.No2200-II/S, siendo este 1,3 correspondiente a cadena sencilla. Por lo tanto la carga K_2 correspondiente a la carga generada por la transmisión es de 5741,15N.

La carga K_1 es correspondiente a la carga generada por la tensión de la banda la cual es 3942N. Realizando diagrama de cuerpo libre de la gráfica, se obtienen las siguientes reacciones.

$R_1=3700N$

$R_2=9441,24N$

Para no tener problemas en el mantenimiento se selecciona una sola chumacera para el sistema del tambor motriz por lo tanto se toma en consideración la mayor carga y se aplica la ecuación siguiente obteniendo así la capacidad básica de carga dinámica (C_r), donde P (exponente de la fórmula de la vida).

$P = 3$ para rodamientos de bolas y $P = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

$$C_r = P_r * \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{P}}$$

Donde:

L_{10h} = Vida nominal en horas de servicio.

La vida nominal en horas de servicio se la determina a través de la ecuación:

$$L_{10h} = 500 * f_n^P$$

$$L_{10h} = 500 * (3)^3 = 13500 \text{ horas.}$$

Una vez conocidos todos los datos se procede a reemplazar en la ecuación y se tiene que:

$$C_r = P_r * \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{P}}$$

$$C_r = 21116,74 \text{ N}$$

En el diseño se asume un diámetro del eje motriz en pulgadas para el alojamiento de la chumacera. Del catálogo NTN se selecciona una chumacera cuyo rodamiento presente una capacidad básica de carga mayor a la obtenida teóricamente.

Por lo tanto del catálogo NTN CAT.No.2400/S página 334, se selecciona la chumacera UCPL 211-203D1, siendo la capacidad básica de carga dinámica del rodamiento 28300N.

Para el sistema de las chumaceras soportante del tambor de cola solo se aplica la ecuación de capacidad de carga dinámica con una carga de 1022N correspondiente a la transmitida por la tensión en la banda, Obteniendo una capacidad de carga de 2285,85N, Por lo tanto del catálogo NTN CAT.No.2400/S página 332, se selecciona la chumacera UCPL 209-111D1, siendo la capacidad básica de carga dinámica del rodamiento 2285,86N.

A continuación se muestra una tabla en la cual se detallan todos los parámetros calculados:

Tabla 37
PARÁMETROS CALCULADOS.

PARAMETROS	MAGNITUD	UNIDADES
DIAMETRO DE LOS RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO (INFERIORES)	4	plg
DIAMETRO DEL EJE DE LOS RODILLOS	5/8	plg
ESPACIAMIENTO DE LOS RODILLOS SUPERIORES	1,2	m
ESPACIAMIENTO DE LOS RODILLOS INFERIORES	3	m
RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO SELECCIONADOS CLASE CEMA B	190	lbs
VELOCIDAD ANGULAR DE LOS RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO	47	rpm
VIDA APROXIMADA DE LOS RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO	1310400	hrs
ANCHO DE LA CARA DEL TAMBOR MOTRIZ Y DE RETORNO	0,65	m
DIAMETRO DEL TAMBOR MOTRIZ Y DE RETORNO	0,2	m
VELOCIDAD ANGULAR DEL TAMBOR MOTRIZ Y DE RETORNO	23,87	rpm
DIAMETRO DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ	2 3/16	plg
DIAMETRO DEL EJE DEL TAMBOR NO MOTRIZ	1 11/16	plg
RODAMIENTOS DE BOLA PARA LOS RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO	-	-
RODAMIENTOS DE BOLA PARA EL TAMBOR MOTRIZ Y NO MOTRIZ	-	-

DISEÑO ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR DE LA BANDA.

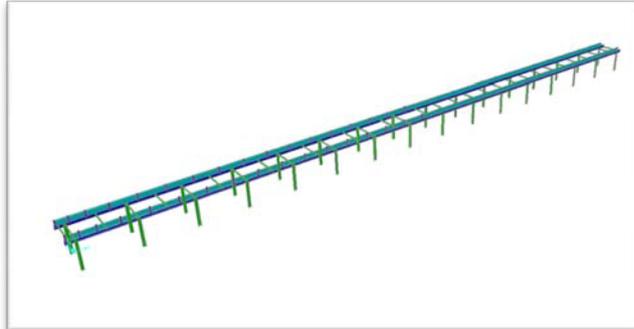


Figura 3.8 DISEÑO DEL BASTIDOR DE BANDA.

Las combinaciones siguientes de la carga básica serán consideradas pero no limitadas:

Carga muerta + carga viva: Ningún aumento en la tensión permisible.

Carga muerta + carga + viento o terremoto vivo: Cierta aumento en tensiones permisibles bajo código estructural de diseño.

CARGAS MUERTAS.

Son todas las cargas estáticas del sistema lo cual se muestra en el siguiente cuadro, también se considera carga estática a los elementos estructurales.

Tabla 38
DETALLE CARGAS MUERTAS DE BASTIDOR.

Descripción de carga	Cantidad	Unidad
Peso del motoreductor	29,3	Kg
Peso del tambor motriz	26,28	Kg
Peso del tambor de cola	20,23	Kg
Peso del rodillo superior	5,5	Kg
Peso del rodillo inferior	5,5	Kg
Carga del encausador	21,61	Kg/m
Peso de la banda	9	Kg/m

CARGAS VIVAS.

Son todas las cargas dinámicas dentro del sistema.

Tabla 39
DETALLE CARGAS DINÁMICAS DE BASTIDOR

DESCRIPCIÓN DE CARGA	CANTIDAD	UNIDAD
Tensión en el tambor motriz	402,24	Kg
Tensión en el tambor de cola	122,3	Kg
Peso del producto	85,68	Kg/m

Existen diversos tipos de bastidores que se pueden emplear, por lo general se utilizan del tipo cercha reticulada con ángulos y de largueros longitudinales tipo C, los cuales están separados de la superficie mediante bastidores con patas.

En este caso se utilizará bastidores de largueros longitudinales tipo C, debido a que se trata de una estructura compuesta por más de un claro para el análisis del bastidor se emplea la ecuación de los tres momentos.

$$M_X L_X + 2 M_{(X+1)} L_{(X+1)} (L_X + L_{(X+1)}) + M_{(X+2)} L_{(X+1)} + \frac{6 \Delta_X a_X}{L_X} + \frac{6 \Delta_{(X+1)} b_{(X+1)}}{L_{(X+1)}} = 0$$

Donde X corresponde el número de tramos en que se divide el bastidor.

Tabla 40
RESULTADOS DE FACTORES

TRAMO	$(6\Delta x a_x / L_x)$ (kg.mt)	$((6\Delta(x+1)b(x+1))/L(x+1))$ (Kg.mt)
1--3	332,52	316,05
2--4	330,92	217,38
3--5	363,39	378,82
4--6	333,15	289,86
5--7	351,73	177,68
6--8	306,88	340,58
7--9	316,28	252,55
8--10	345,35	131,18
9--11	334,93	339,35
10--12	321,77	219,88
11--13	309,84	71,53
12--14	349,12	323,21
13--15	339,60	178,77
14--16	288,48	329,66

Tabla 41
RESULTADOS DE MOMENTOS

NUMERO	MOMENTO(kg.mt)
M1	8.329,00
M2	30.040,00
M3	28.944,00
M4	30.568,00
M5	25.822,00
M6	25.346,00
M7	25.556,00
M8	23.752,00
M9	23.193,00
M10	23.143,00
M11	21.273,00
M12	18.789,00
M13	19.284,00
M14	18.009,00
M15	19.822,00
M16	19.069,00

Para el análisis de viga se escoge la de mayor momento flexionante el cual ocurre en el cuarto tramo, en donde Momento máximo=30568Kg-m=299566,4N-m, el cual recae sobre una viga C150X50X6 cuyo momento de inercia $I=442,623\text{cm}^4$, $c=75\text{ mm}$.

Determinando el esfuerzo máximo σ , en la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Y reemplazando en la ecuación de Von Mises para vigas, se procede a determinar el factor de seguridad n , cuyo valor debe ser mayor a 1 para análisis estáticos.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

Se obtiene=

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y * I}{M * c} = \frac{248\text{Mpa} * 4,426 \times 10^{-4}}{299566,4\text{Nm} * 0,075\text{m}} = 4,88$$

El factor de seguridad es 4,88 mayor a 1, el cual es recomendado para análisis estáticos.

C: DISEÑO EL GALPÓN

A continuación se muestra el diseño de forma del galpón:

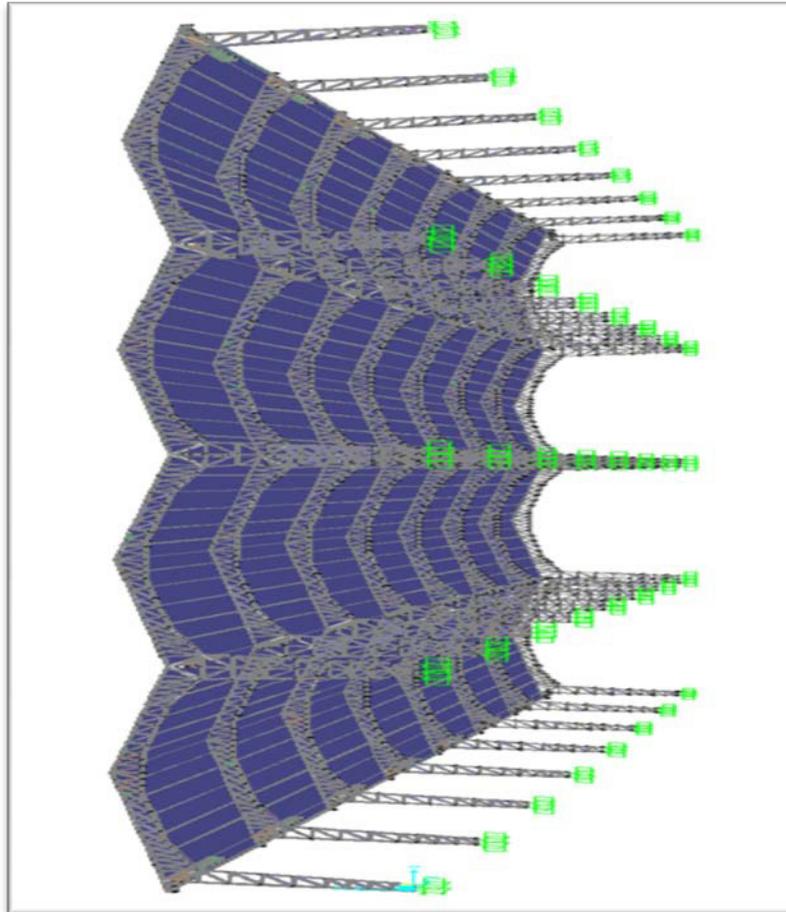


Figura 3.9 DISEÑO DE FORMA DE GALPÓN

Árbol de carga.

Para el diseño del galpón se empleará las siguientes cargas:

Carga muerta.

Son todas las cargas fijas lo cual representa el peso de los elementos estructurales que conforman la estructura de la sub estación.

Carga por viento.

Para determinar la carga generada por el viento se considero la normativa ASCE-7-02.

Las edificaciones y estructuras serán diseñadas y construidas para resistir las fuerzas debido a la presión del viento.

Las fuerzas ejercidas por el viento son el resultado de una combinación de factores tales cómo:

- (i) Velocidad de viento
- (ii) Factor de exposición
- (iii) Forma aerodinámica de la estructura
- (iv) Factor de respuesta dinámica

Todos los sistemas estructurales serán diseñados y construidos para transferir las fuerzas de viento hacia el suelo.

Velocidad básica del viento.

La velocidad básica del viento, V , para la determinación de la carga de viento será determinada de conformidad con las previsiones de este código modelo por viento.

Se establecerá un mapa de zonificación de velocidad básica de viento para cada territorio (donde éste no exista aún o donde el mismo no es consistente con este código). Esto ayudará en la clasificación de acuerdo a la Velocidad Básica del Viento que será usada para desarrollar valores de presiones de velocidad.

Las fuerzas del viento por unidad de área sobre una estructura pueden ser determinadas a partir de una relación de la forma general:

La presión de la velocidad del viento, q_z , evaluada a una altura, z , es dada por la ecuación 4.15 es decir:

$$q_z = 0.613 K_z K_{zt} K_d V^2 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

donde V en m/s y el valor de la velocidad promedio en Guayaquil es de 3,3 m/sg.

K_d = factor de direccionalidad del viento determinado a partir de la Tabla 6-4, siendo para una torre de armadura del tipo Triangular $K_d=0,85$.

K_z = coeficiente de exposición de la presión de la velocidad del viento determinado a partir de la Tabla 6-3, cuyo valor es $K_z=0,85$.

K_{zt} = factor topográfico dado por la Ecuación 4.3; cuyo valor para este caso es $K_{zt}=1,46$.

I = factor de importancia determinado a partir de la Tabla 6-1; para este caso $I=1$.

Por lo tanto $q_z=2,2 \text{ N/m}^2$.

En la siguiente tabla se muestra la presión del viento con respecto a la carga de viento.

Tabla 42
FACTOR DE CARGA DE VIENTO.

PRESIÓN DE LA ESTRUCTURA (N/m²)		
DESCRIPCION	Cp	Presión
Muro barlovento	-0,2	- 0,37
Muro sotavento	0,8	1,50
Muro lateral	-0,7	- 1,31
Techo barlovento	-0,7	- 1,31

Techo barlovento	-0,18	- 0,34
Techo sotavento	-0,3	- 0,56
Techo sotavento	0	-

Carga sísmica.

La carga Sísmica se efectúa bajo norma CEC 2000.

El análisis a efectuar es un análisis dinámico mediante la obtención del modelo espectral el cual se representa en una curva el coeficiente de diseño sísmico y el periodo fundamental de la estructura. Esta depende de la forma de la estructura, tipo de suelo, zona de ubicación, importancia de la estructura.

Zonas sísmicas y factor de zona z.

El mapa de zonas sísmicas para propósitos de diseño incluido en el presente código proviene de un estudio completo que considera fundamentalmente los resultados de los estudios de peligro sísmico del Ecuador, así como también ciertos criterios adicionales que tienen que ver principalmente con la uniformidad del peligro de ciertas zonas del país, criterios de practicidad en el diseño, protección de ciudades importantes, irregularidad en curvas de definición de

zonas sísmicas, suavizado de zonas de límites inter-zonas y compatibilidad con mapas de peligro de los países vecinos.

El mapa reconoce el hecho de que la subducción de la Placa de Nazca dentro de la Placa Sudamericana es la principal fuente de generación de energía sísmica en el Ecuador. A este hecho se añade un complejo sistema de falla miento local superficial que produce sismos importantes en gran parte del territorio ecuatoriano.

El estudio de peligro sísmico fue realizado de manera integral para todo el territorio nacional, de acuerdo con las metodologías actuales usadas a nivel mundial y a la disponibilidad de la información a nivel local, incluyendo:

- Un detenido estudio de las principales fuentes sísmicas conocidas en el país y de sus mecanismos focales, que junto con la sismicidad y neo tectónica, permitió modelar la geometría de las fuentes sismo genéticas (rumbo, buzamiento, profundidad media de actividad sísmica y magnitud máxima).

- La evaluación de los principales eventos históricos y un análisis de la homogeneidad y completitud de los catálogos sísmicos para el Ecuador. Se modelaron 22 000 sismos locales, de los cuales, puliendo las réplicas y los eventos premonitores, se obtuvieron los sismos independientes de magnitud mínima de homogeneidad 3,9 y máxima 8,6 utilizados en el análisis.

- La utilización de la base de datos micro sísmicos del Instituto Geofísico de la Escuela Politécnica Nacional.

- La utilización de las curvas de atenuación de la ley de Young para las fuentes de subducción y la de Katayama /74 para las fuentes de fallamiento continental, ambas con una desviación estándar $\sigma = 0,80$, calibradas con los registros de aceleraciones de la red de acelerógrafos del Instituto Geofísico de la Escuela Politécnica Nacional y de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.

- La definición de 53 fuentes sismogénéticas contenidas en 10 provincias sismotectónicas, determinándose sus parámetros sismológicos (magnitud mínima de

homogeneidad, la tasa media de actividad sísmica y magnitud máxima probable).

Geología local y perfiles de suelo. Coeficiente s y c_m .

El factor de suelo S ha sido definido de tal forma de simplificar, desde el punto de vista práctico, los distintos tipos de suelo existentes en el país, reduciéndolos a sólo 4 tipos, cada uno de los cuales se ha descrito de la forma más concisa posible, a través de diversas propiedades físicas. La experiencia y los conocimientos sobre los tipos de suelo existentes en el Ecuador sirvieron como premisas de esta definición.

Tipo de uso, destino e importancia de la estructura.

Coeficiente i .

La intención del presente código es el de disponer un mayor nivel de requisitos mínimos de cálculo al diseño de estructuras, que por sus características de utilización o de importancia deben permanecer operativas o sufrir menores daños durante y después de la ocurrencia de un sismo severo.

Coeficiente de configuración estructural en planta Φ_P .-

El código incorpora factores paralizantes al diseño de estructuras irregulares, tanto en planta como en elevación, debido a que la presencia de dichas irregularidades usualmente causa problemas en las estructuras ante la ocurrencia de un sismo. Este código describe las tipologías de irregularidades que se pueden presentar con mayor frecuencia en las estructuras de edificación, y junto a la descripción se ha incluido una caracterización de la severidad (acumulativa o no) de tales irregularidades. Sin embargo, la descripción de estas irregularidades no faculta al calculista o diseñador a considerarlas como normales.

La utilización de los factores penalizantes incrementa el valor del cortante de diseño, con la intención de proveer de mayor resistencia a la estructura, pero no evita los problemas que pudieran presentarse en el comportamiento sísmico de la edificación. Por tanto, es recomendable evitar al máximo la presencia de las irregularidades mencionadas.

Coefficiente de configuración estructural en elevación Φ_E .-

Los comentarios vertidos en el numeral 3.7 son también aplicables a este apartado.

Período de vibración T.-

La expresión del método 1 de cálculo del período fundamental de vibración proporciona un valor referencial simplificado, útil para aplicar el método de cálculo sísmico estático. El método 2, en cambio, requiere de utilizar una distribución aproximada de fuerzas laterales y el cálculo de las deflexiones elásticas estáticas resultantes de esa distribución de fuerzas en la estructura (incluye por tanto el efecto de la distribuciones de las rigideces laterales de la estructura). Por lo tanto, los resultados del método 2 constituyen una mejor estimación.

Factor de reducción de resistencia sísmica R.-

Para la definición del factor de reducción de resistencia R, se tomaron como criterios, tanto las recomendaciones de los códigos UBC-94 y UBC-97, como otros propios, que incluyen aspectos de agrupamiento de estructuración, diferencias entre realidades constructivas y de calidad entre los materiales y la construcción en los Estados Unidos y el Ecuador, así como penalizaciones dirigidas hacia cierto tipo de estructuras que no permiten disponer de ductilidad apropiada para soportar las deformaciones inelásticas requeridas por el sismo de diseño. Si bien se conoce

claramente que los factores de reducción de resistencia R dependen realmente de muchas variables, entre otras, del tipo de estructura, del tipo de suelo, del período de vibración considerado y de los factores de ductilidad, sobre resistencia, redundancia y amortiguamiento de una estructura en condiciones límite, se ha simplificado a un parámetro constante dependiente únicamente de la tipología estructural. Sin embargo, conceptualmente es importante su utilización, ya que reemplazando de alguna manera al factor K del CEC-77, permite observar claramente al diseñador una hipótesis fundamental del cálculo sísmo resistente, cual es la de disminuir substancialmente la ordenada elástica espectral, exigiendo un diseño eficiente que permita disponer de un adecuado comportamiento inelástico durante el sismo de diseño, proveyendo así la adecuada ductilidad y disipación de energía suficientes que impidan el colapso de la estructura ante eventos sísmicos severos.

Niveles de Intensidad Sísmica.

Los valores de la aceleración máxima horizontal en suelo de tipo A ag, expresados como una fracción de la aceleración de la gravedad g ($= 9.81 \text{ m/s}^2$), a ser adoptados en las zonas sísmicas serán de manera indicativa los siguientes:

Tabla 43

NIVELES DE INTENSIDAD SISMICA.

Aceleración máxima horizontal del terreno con 10 % de probabilidad de excedencia en 50 años	Valor de a_g
> 0.30 g	0.35 g
0.20-0.30 g	0.25 g
0.10-0.20 g	0.15 g
<0.10 g	0.05 g

Carga sísmica espectro sísmico Guayaquil-Ecuador.

El diseño sísmico se efectúa de acuerdo con las regulaciones del Ecuador. El área de Duran se encuentra en la zona IV con un factor de intensidad sísmica (Z) de 0,3g de acuerdo con el Código de Construcciones del Ecuador CEC 2002.

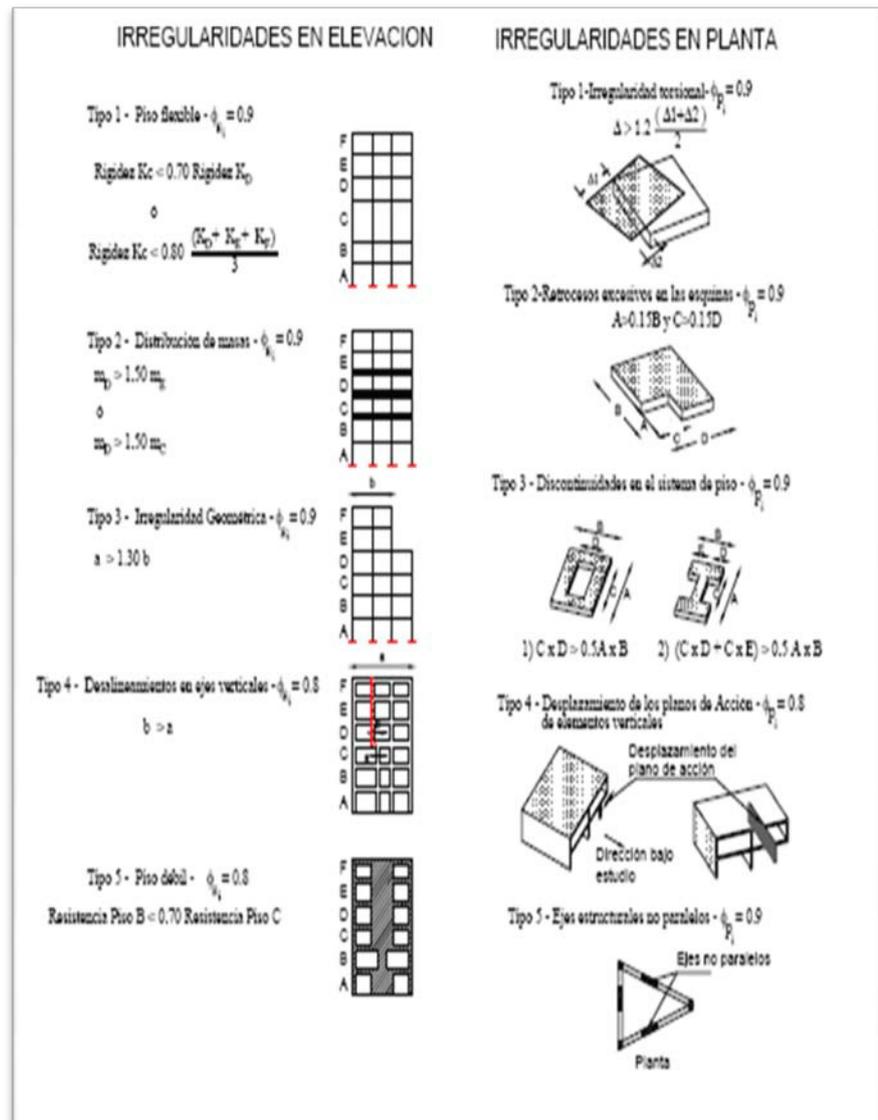


Figura 3.11 IRREGULARIDADES EN ELEVACIÓN

Tabla 44
COEFICIENTE DE CONFIGURACIÓN DE PLANTA

Tipo	Descripción de las irregularidades en planta	Φ_{pi}
1	<p><i>Irregularidad torsional</i> Existe irregularidad por torsión, cuando la máxima deriva de piso de un extremo de la estructura calculada incluyendo la torsión accidental y medida perpendicularmente a un eje determinado, es mayor que 1,2 veces la deriva promedio de los extremos de la estructura con respecto al mismo eje de referencia. La torsión accidental se define en el numeral 6.4.2 del presente código.</p>	0,9
2	<p><i>Entrantes excesivos en las esquinas</i> La configuración de una estructura se considera irregular cuando presenta entrantes excesivos en sus esquinas. Un entrante en una esquina se considera excesivo cuando las proyecciones de la estructura, a ambos lados del entrante, son mayores que el 15% de la dimensión de la planta de la estructura en la dirección del entrante.</p>	0,9
3	<p><i>Discontinuidad en el sistema de piso</i> La configuración de la estructura se considera irregular cuando el sistema de piso tiene discontinuidades apreciables o variaciones significativas en su rigidez, incluyendo las causadas por aberturas, entrantes o huecos, con áreas mayores al 50% del área total del piso o con cambios en la rigidez en el plano del sistema de piso de más del 50% entre niveles consecutivos.</p>	0,9
4	<p><i>Desplazamiento del plano de acción de elementos verticales</i> Una estructura se considera irregular cuando existen discontinuidades en los ejes verticales, tales como desplazamientos del plano de acción de elementos verticales del sistema resistente.</p>	0,8
5	<p><i>Ejes estructurales no paralelos</i> La estructura se considera irregular cuando los ejes estructurales no son paralelos o simétricos con respecto a los ejes ortogonales principales de la estructura.</p>	0,9
6	<p><i>Sistema de piso flexible</i> Cuando la relación de aspecto en planta de la edificación es mayor que 4:1 o cuando el sistema de piso no sea rígido en su propio plano se deberá revisar la condición de piso flexible en el modelo estructural</p>	-

Tipo	Descripción de las irregularidades en elevación	Pórticos espaciales y pórticos con vigas banda ΦE_i	Sistemas duales o con diagonales ΦE_i
1	<i>Piso blando (irregularidad en rigidez)</i> La estructura se considera irregular cuando la rigidez lateral de un piso es menor que el 70% de la rigidez lateral del piso superior o menor que el 80 % del promedio de la rigidez lateral de los tres pisos superiores.	0,9	1,0
2	<i>Irregularidad en la distribución de las masas</i> La estructura se considera irregular cuando la masa de cualquier piso es mayor que 1,5 veces la masa de uno de los pisos adyacentes, con excepción del piso de cubierta que sea más liviano que el piso inferior.	0,9	1,0
3	<i>Irregularidad geométrica</i> La estructura se considera irregular cuando la dimensión en planta del sistema resistente en cualquier piso es mayor que 1,3 veces la misma dimensión en un piso adyacente, exceptuando el caso de los altillos de un solo piso.	0,9	1,0
4	<i>Desalineamiento de ejes verticales</i> La estructura se considera irregular cuando existen desplazamientos en el alineamiento de elementos verticales del sistema resistente, dentro del mismo plano en el que se encuentran, y estos desplazamientos son mayores que la dimensión horizontal del elemento. Se exceptúa la aplicabilidad de este requisito cuando los elementos desplazados solo sostienen la cubierta de la edificación sin otras cargas adicionales de tanques o equipos.	0,8	0,9
5	<i>Piso débil-Discontinuidad en la resistencia</i> La estructura se considera irregular cuando la resistencia del piso es menor que el 70%de la resistencia del piso inmediatamente superior, (entendiéndose por resistencia del piso la suma de las resistencias de todos los elementos que comparten el cortante del piso para la dirección considerada).	0,8	1,0
6	<i>Columnas cortas</i> Se debe evitar la presencia de columnas cortas, tanto en el diseño como en la construcción de las estructuras.	-	-

Tabla 45
COEFICIENTE DE CONFIGURACIÓN DE ELEVACIÓN.

Tabla 46

COEFICIENTE DE REDUCCIÓN DE RESPUESTA ESTRUCTURAL R.

Sistema estructural	R
Sistemas de pórticos espaciales sismo-resistentes, de hormigón armado con vigas descolgadas o de acero laminado en caliente, con muros estructurales de hormigón armado(sistemas duales).	12
Sistemas de pórticos espaciales sismo-resistentes, de hormigón armado con vigas descolgadas o de acero laminado en caliente.	10
Sistemas de pórticos espaciales sismo-resistentes, de hormigón armado con vigas banda y muros estructurales de hormigón armado(sistemas duales).	10
Sistemas de pórticos espaciales sismo-resistentes, de hormigón armado con vigas descolgadas y diagonales rigidizadoras.*	10
Sistemas de pórticos espaciales sismo-resistentes de hormigón armado con vigas banda y diagonales rigidizadoras. *	9
Sistemas de pórticos espaciales sismo-resistentes de hormigón armado con vigas banda.	8
Estructuras de acero con elementos armados de placas o con elementos de acero conformados en frío. Estructuras de aluminio.	7
Estructuras de madera	7
Estructura de mampostería reforzada o confinada	5
Estructuras con muros portantes de tierra reforzada o confinada	3

Tabla 47

FACTOR DE REDUCCIÓN DE RESPUESTA R PARA ESTRUCTURAS DIFERENTES A LA EDIFICACIÓN.

Tipos de estructuras	R
Reservorios y depósitos, incluidos tanques y esferas, soportadas mediante columnas o soportes arriostrados o no arriostrados.	3
Silos de hormigón fundido en sitio y chimeneas que poseen paredes continuas desde la cimentación.	5
Estructuras tipo cantiliver tales como chimeneas, silos y depósitos apoyados en sus bordes.	4
Torres en celosía (autoportantes o atirantadas)	4
Estructuras en forma de péndulo invertido	3
Torres de enfriamiento	5
Depósitos elevados soportados por un pila o por apoyos no arriostrados	4
Letreros y carteleras	5
Estructuras para vallas publicitarias y monumentos	3
Otras estructuras no descritas en este código	3

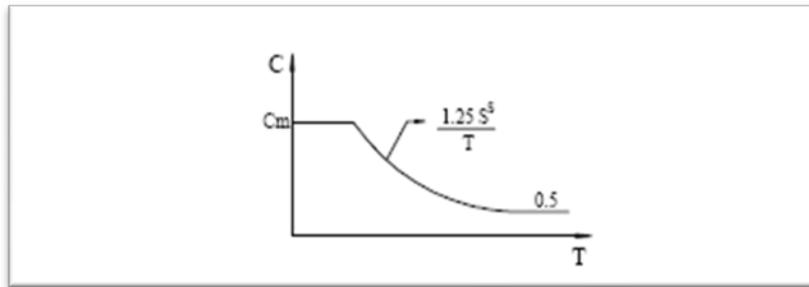


Figura 3.12 ESPECTRO SÍSMICO ELÁSTICO.

Donde C es el coeficiente de diseño sísmico o también llamado cortante basal de diseño aplicada a una estructura en una dirección dada, para nuestro análisis tanto en la dirección X y Y .

$$C = (Z \cdot I \cdot C_1) / (R \cdot \Phi_P \cdot \Phi_E)$$

$$C_1 = (1,25 S_s) / T$$

Por lo tanto se obtiene:

$$C = (Z \cdot I \cdot 1,25 S_s) / (T \cdot R \cdot \Phi_P \cdot \Phi_E)$$

Donde C_1 no debe exceder del valor de C_m establecido en la tabla 3, no debe ser menor a $0,5$ y puede utilizarse para cualquier estructura, por lo tanto:

$$0,5 \leq C_1 = (1,25 S_s) / T \leq C_m$$

Obteniendo:

$$3,11 \leq T = (1,25 S_s) / C_1 \leq T_m$$

Con las siguientes tabla de valores utilizado para este diseño, se arma una hoja electrónica en Excel.

Tabla 48
PARÁMETROS SISMICOS OBTENIDOS.

Definición	Abreviatura	Valor
Coeficiente de suelo	S	1
Importancia de la estructura	I	1.5
Factor de Irregularidad en planta	ΦP	0.9
Factor de Irregularidad en elevación	ΦE	0.9
Factor de reducción de respuesta	R	4

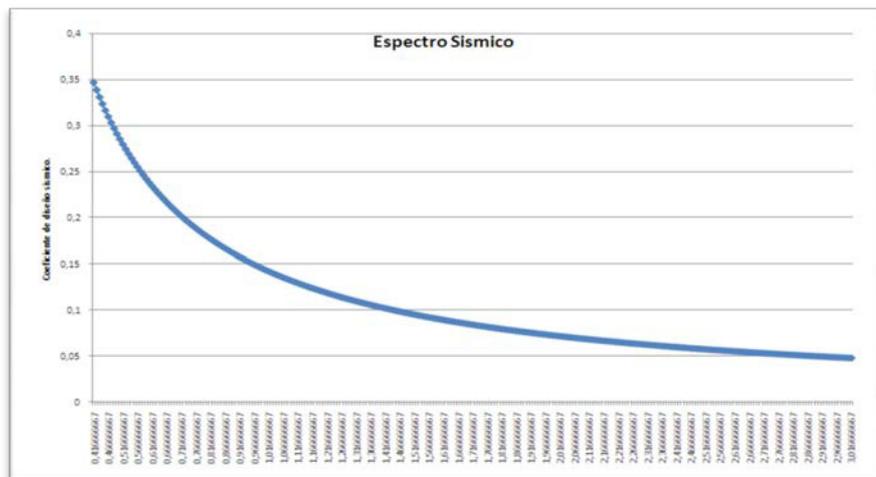


Figura 3.13 GRÁFICO DE ESPECTRO SÍSMICO ELÁSTICO EN EXCEL.

CARGAS VIVAS.

Son todas las cargas dinámicas no fijas que actúan sobre la estructura.

Como carga viva se considerará una carga de 100 Kg en el centro de cada viga cerchada y nave del galpón, la cual representa la carga viva generada por una persona.

Combinación de cargas.

Deberán ser considerados al menos los siguientes estados y combinaciones de carga:

- Definición de estados de carga:

D =Carga muerta.

L = Carga Viva.

W = Viento.

E = Sismo.

T = Tensión de cables debida a peso propio y variación de temperatura (Tw = debida a viento normal a cables).

- Definición de Combinaciones

1) D + L + T

2) D + L + T + TW + W

3) D + L + T + E

Deformaciones admisibles.

Las deformaciones se limitarán a los siguientes valores, expresados en función de la luz (l) o altura (H).

- Vigas en general.....l/300.
- Costaneras, columnas de viento.....l/200.
- Vigas cerchadas.....l/700.

Materiales.

Para los perfiles estructurales se empleará el acero ASTM A36 y en general, las conexiones de taller serán soldadas y las de terreno empernadas.

Los pernos de conexión serán, en general, de 5/8" de diámetro, galvanizados, de alta resistencia, del tipo aplastamiento, con los hilos incluidos en el plano de cizalle, calidad ASTM A-325-N.

El apriete de los pernos se hará de preferencia con el método del "giro de la tuerca" o con el método de la "lectura directa de tensión" (DTI-Direct Tensión Indicador).

Todas las soldaduras deberán cumplir con las Normas AISC y AWS D1.1.

Para torres y vigas del tipo cercha (enrejadas) se aceptará 1 perno por conexión.

Las bases empotradas o articuladas, con tracción sísmica, deberán ser diseñadas de modo que los pernos de anclaje tengan por lo menos 200 mm u 8 diámetros libres entre la placa de base inferior y la placa superior de la silla de anclaje para permitir estiramiento e inspección después de un sismo. Por la misma razón, un mínimo de 80 mm o 4 diámetros de hilo deberá ser dejado debajo de las tuercas para reapretar. Los pernos de anclaje deberán ser de calidad A42-23 y el diámetro mínimo deberá ser 3/4".

Las estructuras diseñadas para resistir las fuerzas sísmicas deberán ser capaces de absorber una gran cantidad de energía más allá del rango elástico antes de la falla última. Se deberá poner especial cuidado en el diseño dúctil de elementos y sus conexiones para evitar la falla frágil.

Los pernos de anclaje deberán ser diseñados exclusivamente a tracción, siempre que la fuerza de corte de cada punto de apoyo sea mayor que 2t. En este caso, se deberá colocar dispositivos que absorban las fuerzas de corte, como por ejemplo llaves de corte ó topes laterales.

El diseño del galpón se lo realizará a través del software SAP 2000. A continuación se realizará una breve introducción para conocer cómo trabaja este programa.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL GALPÓN MEDIANTE EL SOFTWARE SAP 2000 VERSION 9.

API RP2A-LRFD97 Inspección De Carga.

Esta nota técnica describe la metodología usada para chequear los elementos estructurales cuando el código de acero del diseño se fija a API RP2A-Lrfd 97. Observar que el código de acero del diseño se especifica y se selecciona de acuerdo a las preferencias del diseño.

La inspección del diseño se basa en los criterios publicados en las secciones E.3.1 y E.3.2 de la referencia API 1993.

Parámetros De Diseño Geométricos Comunes.

Figura 1 ilustra algunos de los parámetros geométricos usados en inspección de carga, estos son los siguientes:

θ = El ángulo medido entre la viga y la celosía.

g = Distancia de separación.

t = Espesor de la celosía.

T = Espesor de la viga.

d = Diámetro de la celosía.

D = Diámetro de la viga.

Además, tres parámetros más geométricos se derivan de éstos mostrados en el cuadro 1. Están como sigue:

$$\tau = \frac{t}{T}$$

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

$$\gamma = \frac{D}{2T}$$

Esfuerzo de Fluencia.

Se señala al esfuerzo de Fluencia como Fyc. Sin embargo se toma una porción más pequeña del Esfuerzo de Fluencia, Fy, equivalente al material del elemento a analizar, equivalente a dos tercios de esfuerzo Ultimo, Fu, del mismo material.

Descripción de la inspección de carga

El programa realiza la inspección de carga basada en los requisitos para empalmes simples.

Capacidad Última.

La capacidad ultima de carga axial se la denota como Puj, y el momento ultimo como, Muj, lo cuales son calculados usando la ecuaciones 1 y 2 de la API.

$$P_{uj} = Q_u Q_f \frac{F_{yc} T^2}{\sin\theta}$$

$$M_{uj} = Q_u Q_f \frac{F_{yc} T^2}{\sin\theta} \quad (0.8d)$$

Cálculo del factor Qf.

El valor Qf usado en la ecuación 2 se calcula como sigue:

$$Q_f = 1.0 - \lambda \gamma A^2$$

Donde,

$\lambda = 0.030$ para la tensión axial del apoyo.

$\lambda = 0.045$ para la tensión de flexión del en-plano.

$\lambda = 0.021$ para la tensión de flexión del hacia fuera-de-plano.

Y,

$$A = \frac{\sqrt{\bar{f}_{AX}^2 + \bar{f}_{IPB}^2 + \bar{f}_{OPB}^2}}{\phi_q F_{yc}}$$

En La Ecuación 4 los términos AX f , IPB f y OPB f son los factores nominales axiales en tensiones planas de flexión hacia fuera del plano en la viga. El término ϕ_j es el factor de la resistencia de la tensión de producción y se toma como limite 0.95. Qf se fija a 1.0 cuando todas las tensiones extremas de la fibra en el acorde son extensibles.

El programa considera esta condición resuelta cuando la tensión axial en la viga es extensible y $|\bar{f}_{AX}| - |\bar{f}_{IPB}| - |\bar{f}_{OPB}| \geq 0$.

Teoría de Chequeo de los cocientes de diseño.

Se calculan los cocientes comunes de la inspección basándose en las ecuaciones 2, 3 y 4. Se comprueban los cocientes siguientes.

$$\text{Ratio1} = \frac{P_D}{\phi_j P_{uj}} \leq 1.0$$

$$\text{Ratio2} = \left(\frac{M_D}{\phi_j M_{uj}} \right)_{IPB} \leq 1.0$$

$$\text{Ratio3} = \left(\frac{M_D}{\phi_j M_{uj}} \right)_{OPB} \leq 1.0$$

$$\text{Ratio4} = 1 - \cos \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{P_D}{\phi_j P_{uj}} \right) \right] + \sqrt{\left(\frac{M_D}{\phi_j M_{uj}} \right)_{IPB}^2 + \left(\frac{M_D}{\phi_j M_{uj}} \right)_{OPB}^2}$$

Donde,

PD = La carga axial descompuesta en factores en el miembro de la celosía.

MD = El momento de flexión descompuesto en factores en el miembro de la celosía.

ϕ_j = El factor de la resistencia para los empalmes tubulares dados hacia adentro API Tabla 1.

Observar que este valor se puede especificar por el usuario si está deseado.

En Ecuaciones 6, 7 y 8, IPB significa las tensiones en el plano y OPB significa las tensiones fuera del plano.

Análisis de coeficientes de seguridad.-

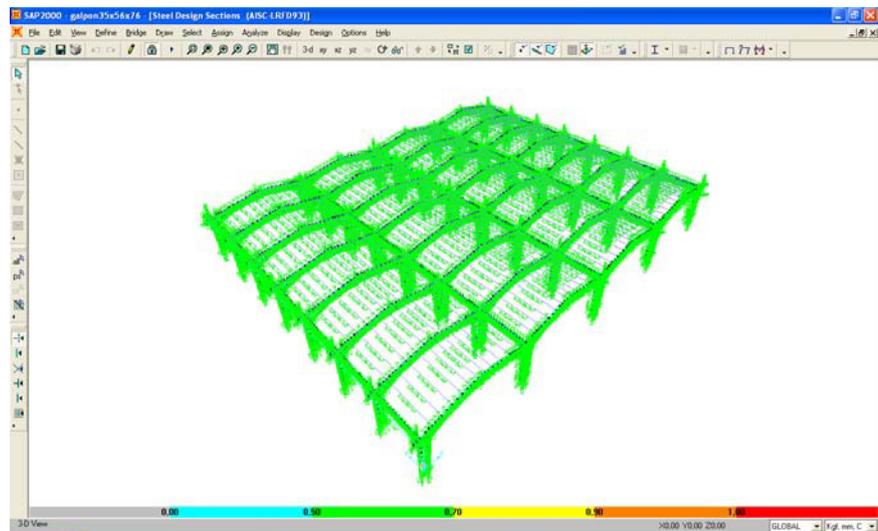


Figura 3.14 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL GALPÓN MEDIANTE SAP.

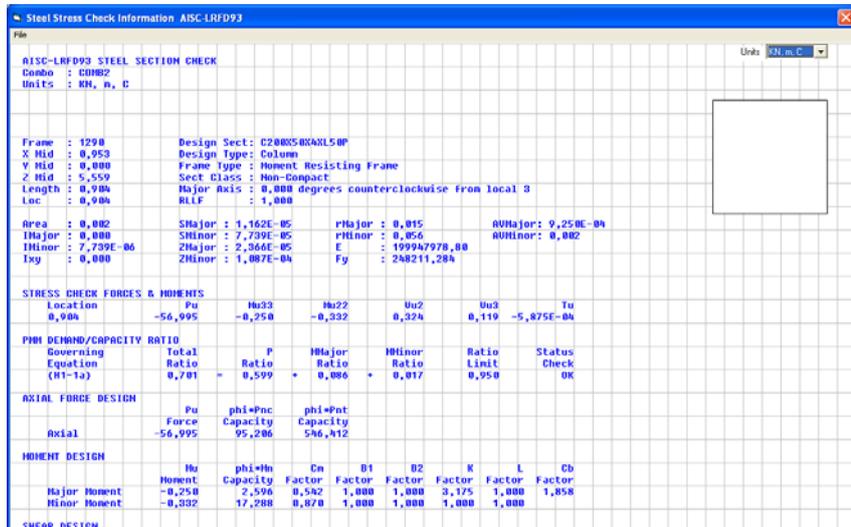


Figura 3.15 ELEMENTO ESTRUCTURAL DE LA COLUMNA CON REFUERZO C200X50X4

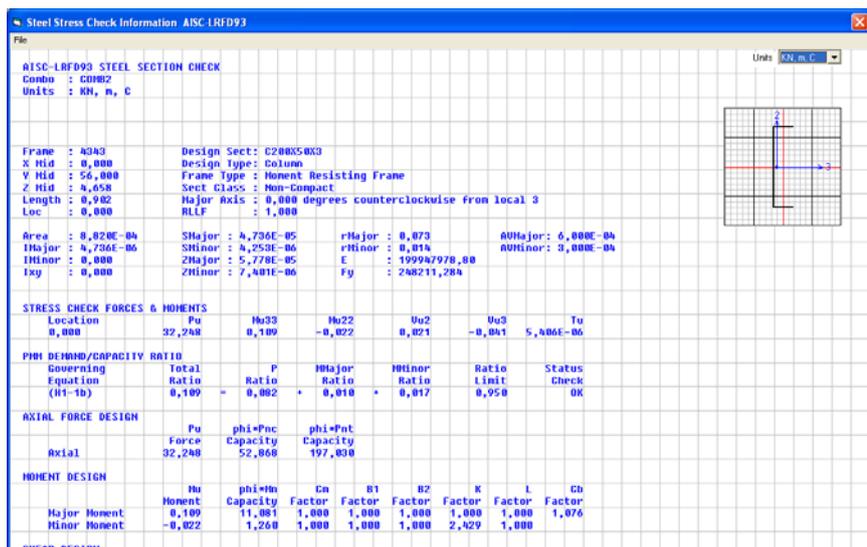
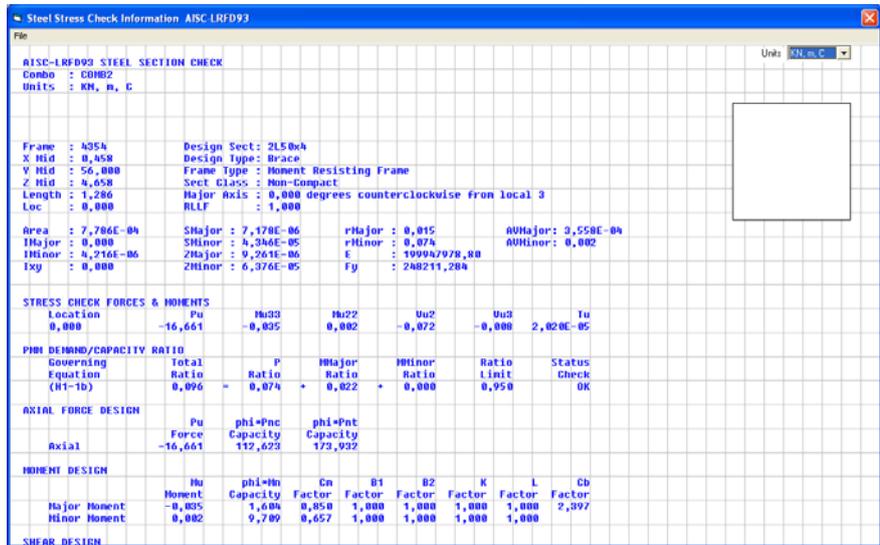
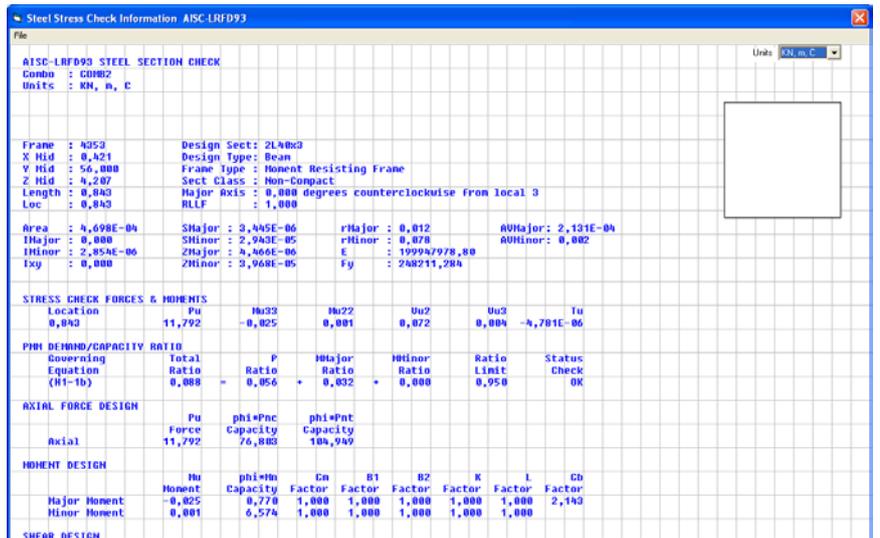


Figura 3.16 ELEMENTO ESTRUCTURAL DE LA COLUMNA CON REFUERZO C200X50X3



**Figura 3.17 ELEMENTO ESTRUCTURAL DE LA NAVE;
CELOSÍA DE CARGA 2L50X4.**



**Figura 3.18 ELEMENTO ESTRUCTURAL DE LA NAVE;
CELOSÍA DE AMARRE 2L50X4.**

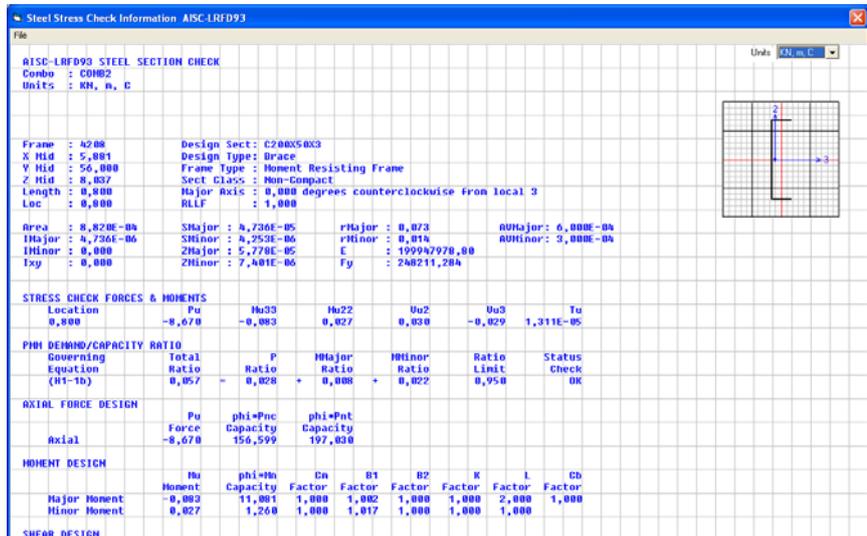


Figura 3.19 ELEMENTO ESTRUCTURAL DE LA NAVE C200X50X3.

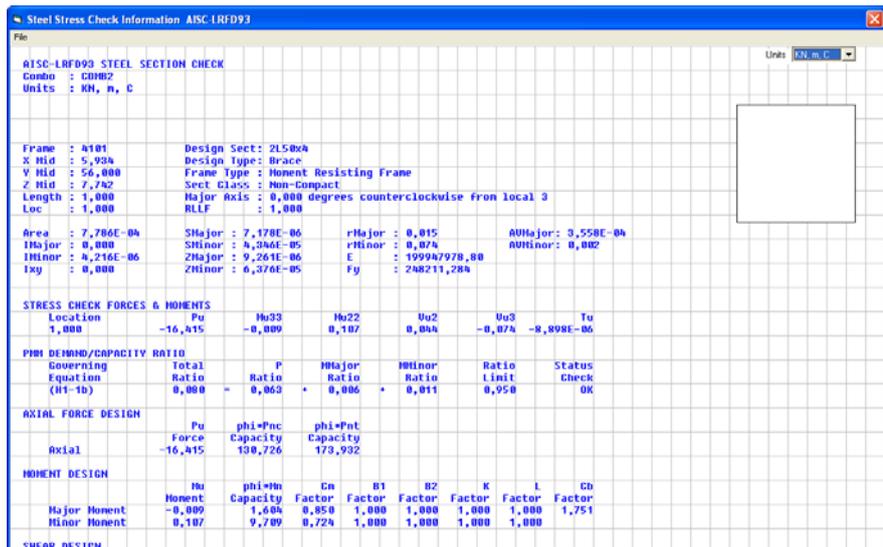


Figura 3.20 ELEMENTO ESTRUCTURAL DE LA NAVE 2L50X4.

D: DISEÑO DE LA MÁQUINA PRODUCTORA DE CUBOS DE BANANO.

A continuación se muestra el diseño de forma de la máquina productora de cubos de banano.

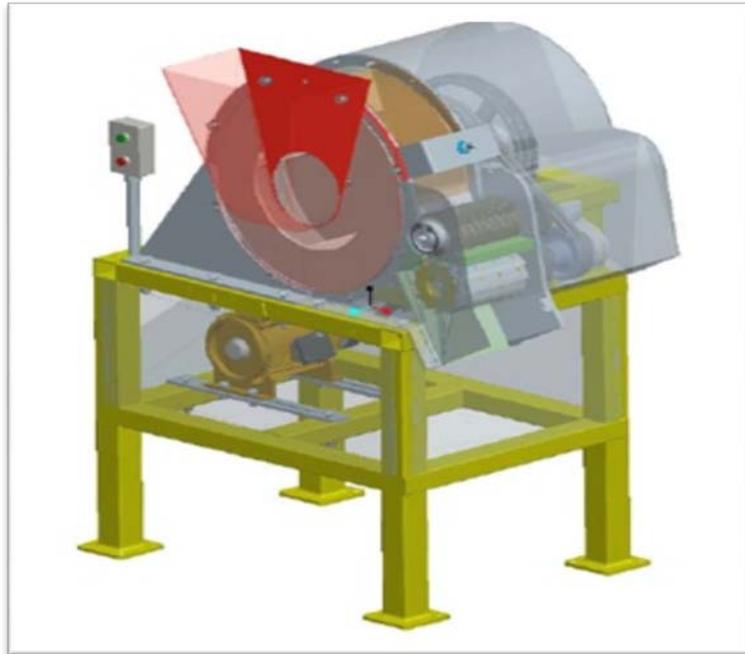


Figura 3.21 DISEÑO DE FORMA MÁQUINA PRODUCTORA DE CUBOS DE BANANO.

La secuencia de diseño de esta máquina está dada por una serie de requisitos del producto final. En este caso se parte del producto, en esta etapa del proceso de elaboración de harina de banano, tiene que tener la forma de dados de 5mm de arista. Esta máquina esta provista de bananos pelados cortados transversalmente por la mitad y tiene que proveer alrededor de 40 toneladas de cubos de banano en 4 horas, lo que da un promedio de 10 toneladas/hora.

El mecanismo de corte es simple y requiere perfecta sincronización entre sus cuchillas a fin de garantizar la uniformidad de los cubos de banano. El primer corte se lo hace a manera de lonjas de 5mm de altura; el segundo corte convierte dichas lonjas en tiras de 5mm de ancho, esto se logra mediante cortes con cuchillas circulares paralelas con separación de 5mm, el corte final se logra con un eje rotatorio en el cual una cuchilla tipo fresa da una profundidad de 5mm a las tiras de banano convirtiéndolas en cubos.

Este sistema consta de siete piezas que tienen contacto directo con el banano, se las diseñó de tal manera que el ensamble, mantenimiento y limpieza sea fácil. A continuación se presenta en la figura 3.1 un esquema del sistema de corte.

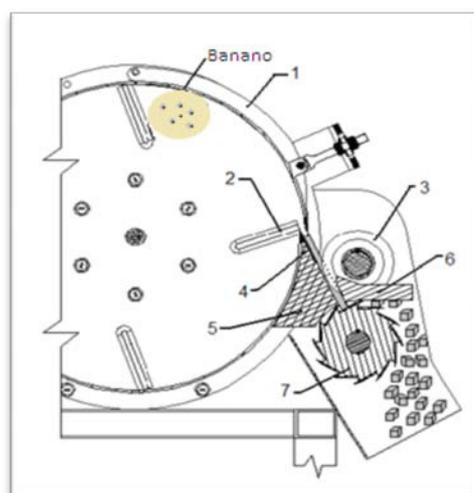


Figura 3.22 DISEÑO MECANISMO DE CORTE.

- 1.- Tapa ajustable.
- 2.- Paletas propulsoras.
- 3.- Eje de cuchillas circulares.
- 4.- Cuchilla fija para lonjas.
- 5.- Base cuchilla fija.
- 6.- Limpiador cuchillas circulares.
- 7.- Eje cuchillas transversales.

Las paletas propulsoras rotan concéntricas a un tambor estático, el cual tiene una abertura regulable tangente a la circunferencia, por esta abertura de 5mm la fuerza centrífuga y las paletas propulsoras hacen que el producto se desplace hacia el exterior y contra el filo de la cuchilla fija produciéndose de esta forma una lonja que es empujada hacia el siguiente corte de cuchillas circulares. En el siguiente corte, estas lonjas pasan por un tren de cuchillas circulares paralelas produciéndose tiras y son empujadas uniformemente por la lonja posterior. Finalmente pasan por corte transversal con cuchillas tipo fresa las cuales le dan la forma de cubos.

El sistema que proporcione energía será un motor eléctrico, el cual se acoplará al eje principal de la turbina centrífuga por

medio de un juego de poleas y bandas. El eje principal a su vez transmitirá potencia al eje secundario por medio de un segundo juego de poleas y bandas y por último el eje secundario transmitirá potencia al eje primario por medio de engranajes.

En la siguiente figura se muestra un diagrama de la transmisión de potencia:

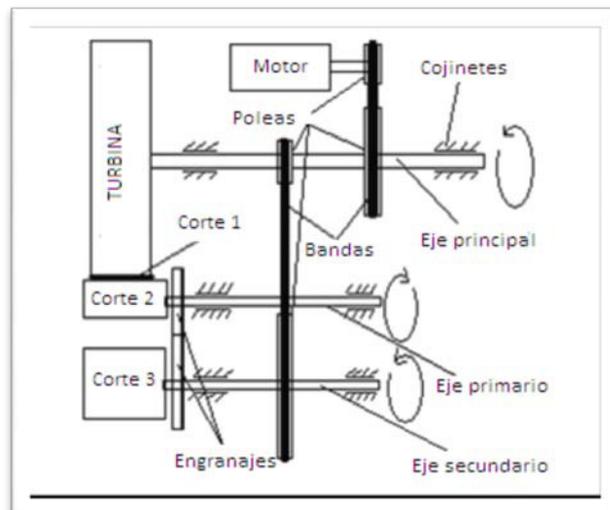


Figura 3.23 DIAGRAMA SISTEMA DE POTENCIA.

La fuerza de corte se la obtuvo de resultados experimentales los cuales arrojaron un valor aproximado de 78 N; en estos experimentos hechos con materiales caseros brindaron una vaga aproximación de la fuerza necesaria para realizar el corte, cabe recalcar que los valores variaban dependiendo de la curvatura de la fruta y su maduración, con los datos

obtenidos y comparando estos valores con otros datos de frutas similares publicados en internet, se llega a una fuerza promedio de 100 N que garantizan el corte en cualquier dirección en el banano.

De la misma manera se investigó y se llega a la conclusión que se necesita una velocidad angular mínima de 1000 RPM para asegurar un corte limpio de la cuchilla fija en cualquier dirección sobre la geometría del banano.

El diámetro de la turbina es de de 16 in (0.4064m), para una explicación más detallada referirse al plano del anexo.

Con los datos hasta aquí presentados se puede calcular el par torsor necesario para producir un corte en el banano en la sección interna del tambor fijo:

$$T = F * r$$

T = Torque (Nm).

F = Fuerza (N).

r = Radio interno del tambor (m).

Sustituyendo los valores se obtiene que el torque necesario en el eje principal es:

$$T = (100 \text{ N}) * (0.2032 \text{ m}) = 20.32 \text{ Nm.}$$

Este resultado sirve para calcular la potencia requerida del motor:

$$P = T * \omega$$

P= Potencia (Watts).

T = Torque (Nm).

ω = Velocidad angular (rad/seg).

Reemplazando:

$$T = 20.32 \text{ Nm.}$$

$$\omega = 1000\text{rev/min} * 2\pi \text{ rad/1 rev} * 1\text{min}/60 \text{ seg} = 104.7 \text{ rad/seg.}$$

$$P = (20.32 \text{ Nm}) * (104.7 \text{ rad/seg}) = 2127.5 \text{ Watts}$$

$$P = 2127.5 \text{ Watts} = 2.85 \text{ Hp} \approx 3\text{Hp}$$

La potencia necesaria para el primer corte es considerable y requiere mayores recursos de energía, los demás cortes (2 y 3) requieren poca energía y para fines prácticos se las considera despreciables, cabe recalcar que la potencia necesaria es de 2.85 Hp, pero se la redondea a 3 Hp debido a razones de disponibilidad de motores, de esta forma se compensa la potencia necesaria para los demás cortes. Se considera despreciable las potencias requeridas para los cortes 2 y 3, sin embargo no se puede considerar de la misma manera sus velocidades angulares.

Se puede afirmar con los resultados obtenidos que se va a necesitar un motor eléctrico de 3 Hp y este debe girar para facilitar las relaciones de transmisión entre 1800-3600 RPM.

El cálculo de las velocidades de sincronización se hace a partir de la velocidad con que rota el eje principal, con esto se puede calcular las velocidades que deben girar los ejes secundario y primario. La perfecta sincronización es un punto crítico en esta etapa ya que sin ella no se podría dar la forma de cubos al banano.

Para evitar el atascamiento se necesita que por cada cuarto de vuelta de la turbina se corte una lonja de banano de aproximadamente 120 mm de largo por 5 mm de espesor, y que al final del segundo cuarto de vuelta esta lonja haya sido convertida en tiras y haya sido cortada en cubos. De no darse el caso anterior se produciría una obstrucción del sistema. La velocidad del último corte, realizado por las cuchillas tipo fresa, es crítica y debe tomarse en cuenta que si esta no corta aproximadamente 120 mm de tiras de banano en cubitos de 5mm, produce en su deficiencia un atascamiento entre los cortes anteriores y en su exceso produce un efecto extractor de jugo al cortar muy próximo los cubos.

De esta manera se necesita que por cada media vuelta de la turbina, el eje secundario y sus 12 cuchillas tipo fresa hayan dado 2 vueltas.

Si la turbina gira a 1000 RPM entonces el eje de cuchillas tipo fresa debe girar a 4000 RPM.

Para facilitar los cálculos y tomando en cuenta que el eje primario no incide en la sincronización del corte por tratarse de un árbol de transmisión en el cual están montadas una serie de cuchillas circulares paralelas, se toma su velocidad angular igual a la del eje secundario, es decir 4000 RPM.

Resumiendo hasta esta parte:

Potencia motor eléctrico	= 3Hp.
Velocidad angular motor	= 3600 RPM.
Velocidad angular eje principal	= 1000 RPM.
Velocidad angular eje secundario	= 4000 RPM.
Velocidad angular eje primario	= 4000 RPM.

A continuación se calculará el primer par de poleas para transmitir la potencia y velocidades necesarias para el funcionamiento del sistema.

Con la ayuda de la siguiente tabla, la cual muestra los factores de servicio para máquinas, se selecciona por las

horas de trabajo diario de la máquina un factor de servicio de 1.2

Tabla 49
Factores de servicio para bandas en V.

Tipo de máquina que es impulsado	Motores de CA: torque normal* Motores de CD: bobinado en derivación Motores: de cilindro múltiple			Motores de CA: torque alto* Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores: de 4 o más cilindros		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, ventiladores, ventiladores con tolva, bombas centrífugas, transportadores, ligeras	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

*Sincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque (par) de arranque o torque (par) al paro menor que 250%

Se calcula entonces la potencia de diseño con la siguiente fórmula:

$$P_d = P_m * f_s$$

Donde:

P_d = Potencia de diseño (H_p).

P_m = Potencia motor (H_p).

f_s = Factor de servicio.

Entonces:

$$P_d = (3 \text{ Hp}) \cdot (1.2) = 3.6 \text{ Hp}$$

Con la potencia de diseño (3.6 Hp) y la velocidad de entrada (3600 RPM), se calcula el perfil idóneo para la transmisión de potencia con la ayuda de la siguiente figura:

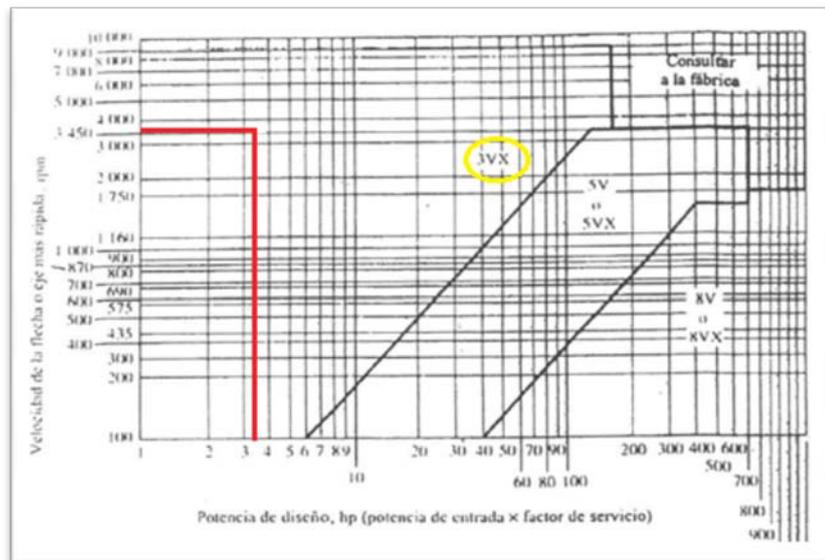


Figura 3.24 GRÁFICA DE SELECCIÓN PARA BANDAS EN V DE SECCIÓN ESTRECHA.

De la gráfica anterior se selecciona la banda 3VX para la transmisión de potencia.

Se calcula luego el diámetro de la polea impulsora (motor) con la siguiente fórmula:

$$D_1 = \frac{12 V_b}{n_1}$$

D_1 = Diámetro polea impulsora (in).

V_b = Velocidad de la banda (pies/min).

n_1 = Velocidad motor.

La velocidad de la banda se obtiene con la ayuda de la siguiente tabla, la cual muestra el diámetro primitivo mínimo recomendado para un perfil determinado de banda:

Tabla 50
VALORES DE DIÁMETROS PRIMITIVOS MÍNIMOS PARA POLEAS.

Perfil	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC	3V	5V	8V
d_{min} (mm)	76	137	229	330	71	100	160	250	71	160	315
Perfil	AX	BX	CX	DX	XPZ	XPA	XPB	XPC	3VX	5VX	
d_{min} (mm)	56	116	178	305	56	80	112	200	56	112	

$$V_b = r * \omega$$

Donde:

r = Radio de diámetro primitivo mínimo recomendado = 28mm.

ω = velocidad angular motor = 3600 RPM.

Sustituyendo se obtiene:

$$V_b = 21.1 \text{ m/seg} = 4160 \text{ pies/min.}$$

Sustituyendo valores en la fórmula anterior se tiene:

$$D_1 = \frac{12 (4160 \text{ pies/min})}{22619.5 \text{ rad/min}} = 2.201 \text{ in}$$

Con este resultado se va a la siguiente tabla y se selecciona:

Tabla 51
Selección de poleas primarias.

Tamaño de la polea acanalada impulsora estándar D1 (in)	Tamaño aproximado de la polea acanalada que es impulsada (3.6xD1) (in)	Polea acanalada estándar más cercana, D2 (in)	Velocidad de salida real (rpm)
4.45	16.02	18.95	845.38
4.07	14.652	13.95	1050.32
3.6	12.96	13.95	929.03
3.3	11.88	10.55	1126.06
3.1	11.16	10.55	1057.81
2.95	10.62	10.55	1006.63
2.75	9.9	10.55	938.38

De esta manera se conoce que para una polea impulsora de 2.95 in de diámetro, se debe agregar al sistema una polea impulsada estándar de 10.55 in de diámetro para tener una velocidad real de salida de 1006.63 RPM. Se recalca que este proceso es iterativo ya que se debe acercar lo máximo posible a la velocidad de salida requerida.

Para conocer la longitud de las bandas, se necesita conocer la distancia entre centros llamada distancia c (ver figura 3.25).

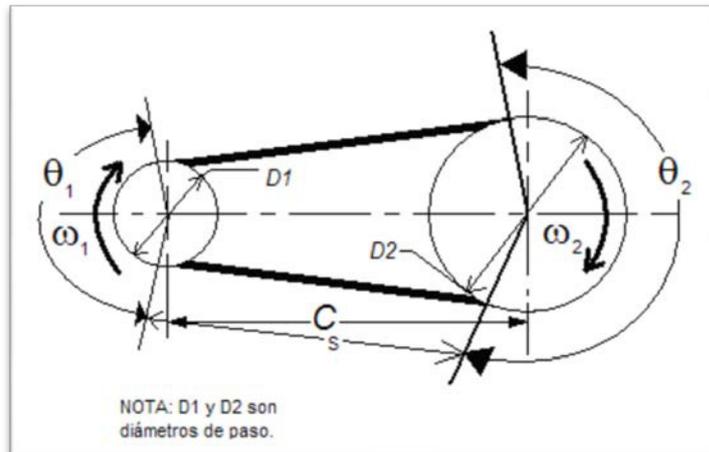


Figura 3.25 PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE POLEAS.

$$D_1 = 2.95 \text{ in.}$$

$$D_2 = 10.55 \text{ in.}$$

Entonces:

$$D_2 < c < 3(D_1 + D_2)$$

$$10.55 \text{ in} < c < 40.5 \text{ in}$$

Se procede a calcular la longitud mínima de banda con la siguiente fórmula:

$$L = 2c + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4c}$$

Se toma un valor de $c = 15 \text{ in}$, entonces:

$$L = 2(15) + 1.57(10.55 + 2.95) + \frac{(10.55 - 2.95)^2}{4(15)}$$

$$L = 52.157 \text{ in.}$$

Con la siguiente tabla se toma la longitud estándar que más se aproxime a este valor:

Tabla 52
LONGITUDES (IN) ESTÁNDAR PARA BANDAS 3V, 5V Y 8V.

<i>Sólo 3V</i>	<i>3V y 5V</i>	<i>3V, 5V y 8V</i>	<i>5V y 8V</i>	<i>Sólo 8V</i>
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	
			355	

Con esta longitud corregida recalculamos la distancia entre centros con la siguiente ecuación:

$$c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16}$$

Donde:

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1)$$

Sustituyendo:

$$B = 4(53) - 6.28(10.55 + 2.95)$$

$$B = 127.22 \text{ in}$$

Luego:

$$c = \frac{127.22 + \sqrt{127.22^2 - 32(7.6)^2}}{16}$$

$$c = 15.43 \text{ in}$$

A continuación se calcula el ángulo de la envolvente de la polea más acanalada pequeña con la siguiente ecuación:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{ Sen}^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2c} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{ Sen}^{-1} \left[\frac{(7.6)}{2(15.43)} \right]$$

$$\theta_1 = 151.5^\circ$$

Con este ángulo se calcula el factor de corrección de potencia con la siguiente figura:

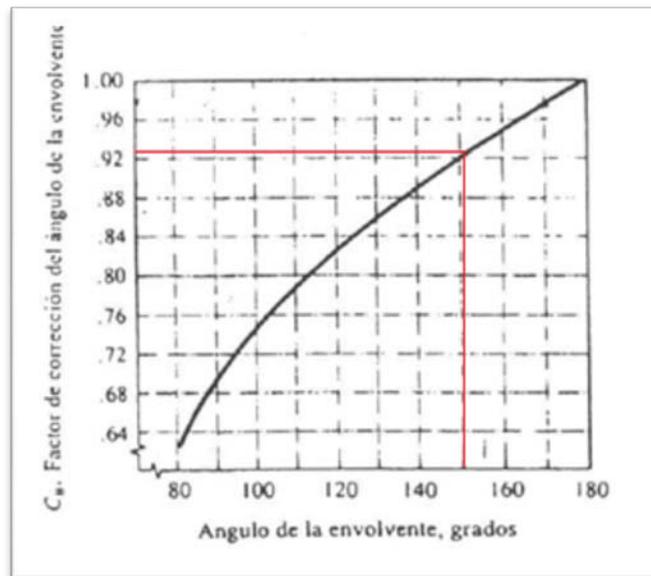


Figura 3.26 FACTOR DE CORRECCIÓN DE ÁNGULO DE LA ENVOLVENTE.

El factor de corrección de ángulo de la envolvente en este caso es de 0.93 ($C_\theta = 0.93$).

Con la longitud de banda calculada se encuentra otro factor de corrección de potencia con la siguiente figura:

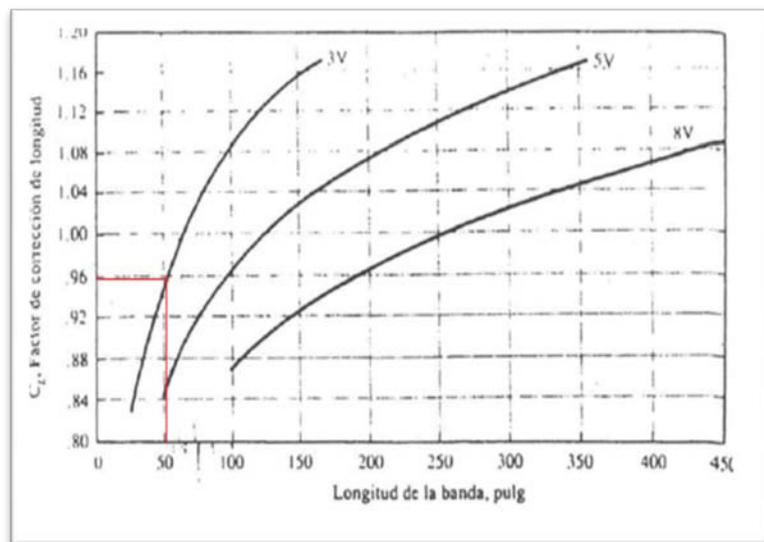


Figura 3.27 FACTOR DE CORRECCIÓN PARA LONGITUD DE LA BANDA.

El factor de corrección para longitud de la banda en este caso es 0.96 ($C_L = 0.96$).

Ahora para calcular la potencia específica por banda, entra con el diámetro de la polea más pequeña y se hace uso de la siguiente figura:

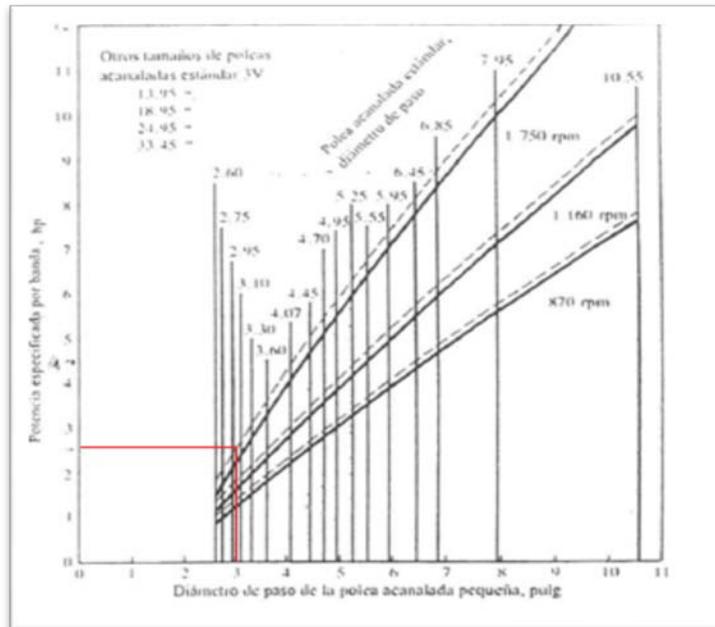


Figura 3.28 ESPECIFICACIÓN DE POTENCIA: BANDAS 3V.

Para este caso la potencia especifica por banda es 2.5Hp ($P_{EB} = 2.5 \text{ Hp}$).

Se calcula luego la potencia especifica por banda corregida con la siguiente fórmula:

$$P_{EBC} = C_{\theta} * C_L * P_{EB}$$

$$P_{EBC} = (0.93) * (0.96) * (2.5)$$

$$P_{EBC} = 2.232 \text{ Hp}$$

Para calcular el número de bandas a usarse en esta transmisión de potencia se usa la fórmula siguiente:

$$\# \text{ de bandas} = \frac{P_d}{P_{EBC}}$$

$$\# \text{ de bandas} = \frac{3.6 \text{ Hp}}{2.232 \text{ Hp}} = 1.62$$

de bandas = 2

Resumen de diseño del primer par de poleas:

Motor eléctrico = 3Hp a 3600 RPM.

Factor de servicio = 1.2

Potencia de diseño = 3.6 Hp

Tipo de banda= sección 3VX (2 bandas)

Longitud de banda = 53 in

Diámetro primitivo polea acanalada impulsora = 2.95 in (2 ranuras 3VX)

Diámetro primitivo polea acanalada impulsada = 10.55 in (2 ranuras 3VX)

Distancia entre ejes = 20.18 in

Velocidad de salida (eje principal) = 1006.6 RPM.

Con las fórmulas, tablas y figuras anteriores se calcula el segundo juego de poleas y bandas; a continuación se detalla los resultados obtenidos:

Potencia de entrada = 3 Hp

Velocidad angular polea impulsora = 1006.6 RPM

Factor de servicio = 1.1

Potencia diseño = 3.3 Hp

Tipo de banda = sección 3VX (1 Banda)

Longitud de banda = 47.5 in

Diámetro primitivo polea acanalada impulsora = 10.55 in (1 ranura 3VX)

Diámetro primitivo polea acanalada impulsada = 2.6 in (1 ranura 3VX)

Distancia entre ejes = 12.81 in

Velocidad de salida (eje principal) = 4084.59 RPM.

El juego de ruedas dentadas a calcularse a continuación son de acero AISI 1060 y van montadas sobre los ejes secundario y primario siendo los parámetros fundamentales de diseño la distancia entre ejes la cual es 4.1 in y la velocidad angular la cual es la misma en ambos ejes y es igual a 4084.6 RPM. Además se tiene en cuenta que el piñón y engrane son iguales en tamaño, paso diametral y número de dientes ya que su único propósito es cambiar en sentido de rotación para producir cortes con las cuchillas circulares paralelas.

La relación nominal de velocidad es el resultado de dividir la velocidad de entrada sobre la velocidad de salida, en este caso al ser iguales la relación nominal de velocidad será igual a 1.

Con lo anterior citado se cita:

D_p = Diámetro primitivo = 4.1 in

V_r = Relación nominal velocidad = 1

La geometría de los engranajes depende del paso diametral, para simplificar cálculos en esta aplicación se toma un paso diametral de 10.

P_c = Paso diametral = 10

Se puede calcular el número de dientes (Z) con la siguiente fórmula:

$$Z = P_c * D_p$$

$$Z = 10 * 4.1 = 41 \text{ dientes}$$

A manera de verificación de la geometría se procede a calcular la distancia entre ejes con la siguiente fórmula:

$$c = \frac{Z_p + Z_g}{2P_c}$$

$$c = \frac{41 + 41}{2 * 10}$$

$$c = 4.1 \text{ in}$$

Debido a la igualdad del piñón y el engrane, el número de dientes será el mismo para ambos, a manera de resumen se detalla:

Acero = AISI 1060

$D_p = D_g = 4.1$ in

$Z_p = Z_g = 41$ dientes

$c = 4.1$ in

Ángulo de presión = 14.5°

El eje principal se construirá del acero AISI 1040 extruido en frío, se utiliza dicho material con el objetivo de reducir costos de manufactura y por su fácil adquisición en el medio, se procede a determinar las características del material con la siguiente tabla:

Tabla 53
PROPIEDADES DE ACEROS AL CARBÓN.

Número de designación del material (número AISI)	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Dureza Brinell (HB)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa		
1020	Rolado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Extruido en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Rolado en caliente	72	496	47	330	18	144
1040	Extruido en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Rolado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Extruido en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Rolado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Extruido en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Rolado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Extruido en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Rolado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Extruido en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277

Se tiene que:

$$S_y = 71 \text{ Ksi} = 490 \text{ MPa}$$

$$S_u = 80 \text{ Ksi} = 552 \text{ MPa}$$

Con estos datos y basándonos en la siguiente figura se obtiene la resistencia por durabilidad, se hace coincidir la resistencia última a la tracción con la curva que más se aproxime a la confección del acero correspondiente.

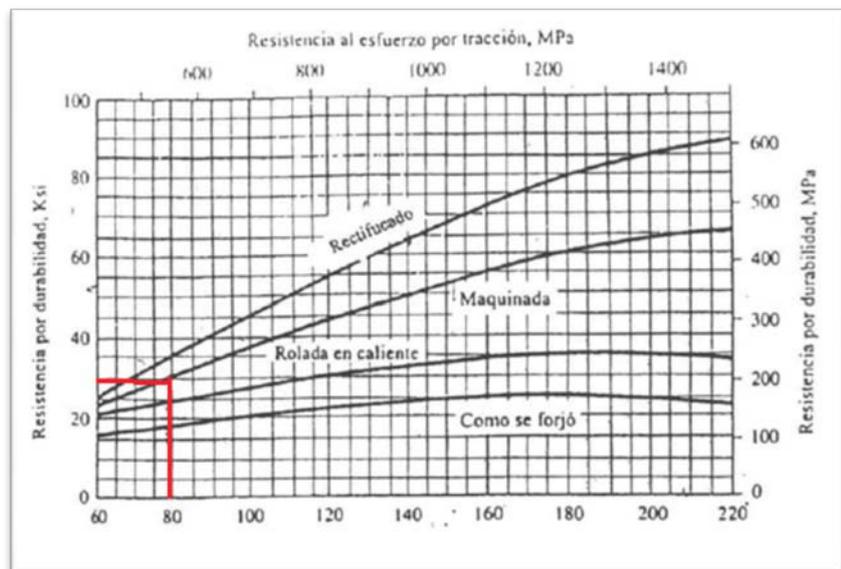


Figura 3.29 RESISTENCIA POR DURABILIDAD VS RESISTENCIA A LA TRACCIÓN EN ACERO PARA VARIAS CONDICIONES SUPERFICIALES.

De la gráfica anterior se obtiene:

$$S'_n = 30 \text{ Ksi} = 210 \text{ MPa}$$

Se diseña para una confiabilidad de 0.99 y se calcula el coeficiente de confiabilidad con la siguiente tabla:

Tabla 54
FACTOR DE CONFIABILIDAD C_R .

Confiabilidad que se desea	Factor de confiabilidad, C_R
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Se Tiene que:

$$C_R = 0.81$$

El siguiente coeficiente se calcula al tener una referencia del diámetro del eje a calcularse, para este caso se estima un eje pequeño de diámetro menor a 2 in. Se utiliza la siguiente figura:

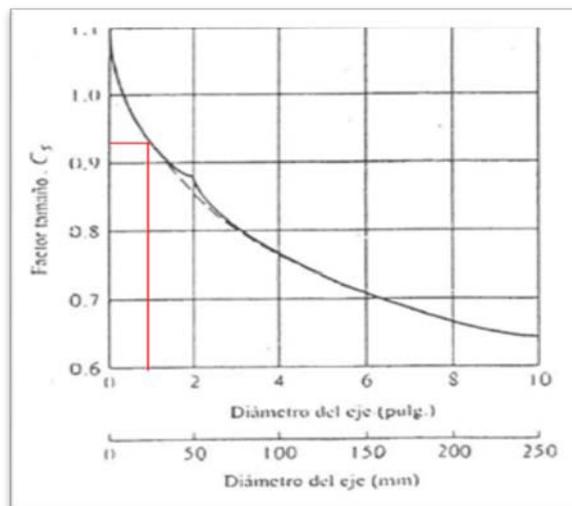


Figura 3.30 FACTOR DE TAMAÑO C_s .

Se Tiene entonces:

$$C_s = 0.95$$

Con los coeficientes anteriores se procede a calcular la resistencia modificada con la siguiente fórmula:

$$S'_n = S_n * C_R * C_s$$

$$S'_n = (30000 \text{ psi}) * (0.81) * (0.95) = 23085 \text{ psi}$$

En la siguiente figura se tiene un bosquejo de la geometría del eje principal:

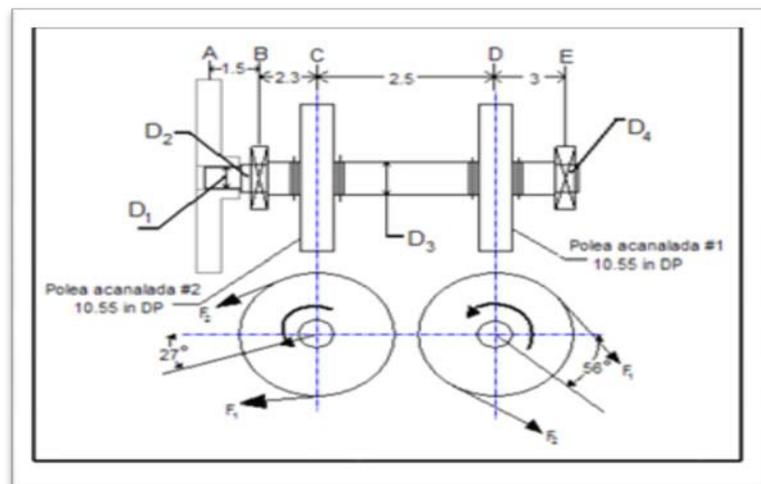


Figura 3.31 ESQUEMA DEL EJE PRINCIPAL.

Donde:

De la figura anterior se observa que la potencia se transmite desde el punto D hasta el punto A, de acuerdo a los requerimientos energía esta se distribuye 0.15 Hp desde D hasta C y 2.85 Hp desde C hasta A, con esto en

consideración se calcula los torques en cada punto con la ecuación:

$$T = \frac{63000 * P}{\omega}$$

T= Torque (lb.in)

ω = Velocidad angular (RPM)

P= Potencia (Hp)

Entonces:

$$T_{\text{polea}} = (63000 * 3) / 1006.63 = 187.75 \text{ lb.in}$$

$$T_{\text{DC}} = (63000 * 0.15) / 1006.63 = 9.38 \text{ lb.in}$$

$$T_{\text{CA}} = (63000 * 2.85) / 1006.63 = 178.36 \text{ lb.in}$$

Los torque calculados se grafican en la siguiente figura:

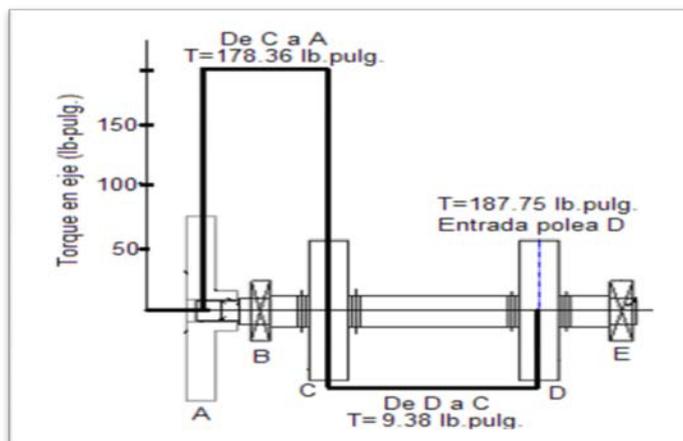


Figura 3.32 DISTRIBUCIÓN DE TORQUE EJE PRINCIPAL.

Con estos datos de torques y distancias, se puede calcular las fuerzas presentes en cada uno de los puntos del eje principal, de esta forma se puede elaborar un diagrama de fuerzas de corte y flexión. Con estos valores picos se procede

a calcular el mínimo diámetro requerido para cada punto del eje principal. A continuación se muestra los diagramas.

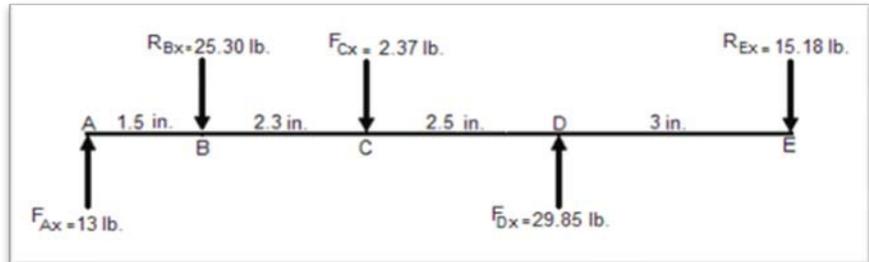


Figura 3.33 DISTRIBUCIÓN DE CARGA EN EJE PRINCIPAL (PLANO HORIZONTAL).

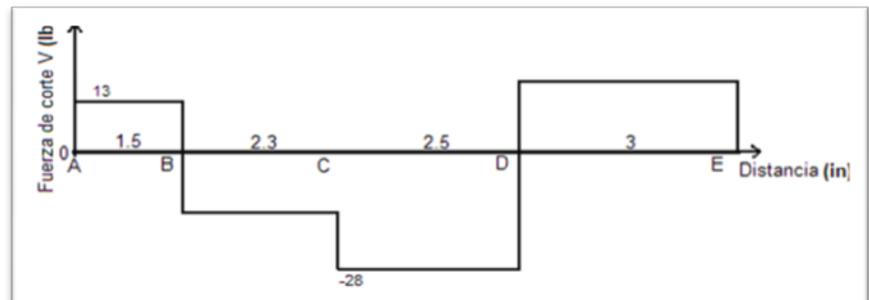


Figura 3.34 DIAGRAMA DE FUERZAS DE CORTE (PLANO HORIZONTAL).

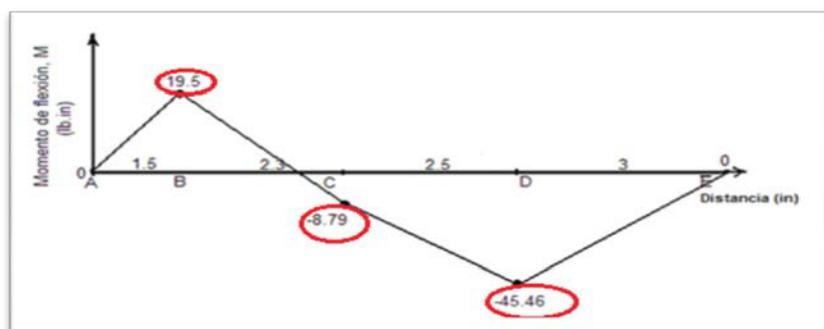


Figura 3.35 DIAGRAMA DE MOMENTOS DE FLEXIÓN (PLANO HORIZONTAL).

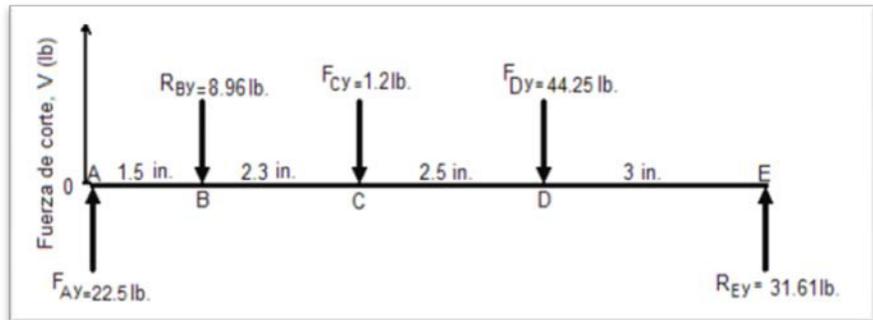


Figura 3.36 DISTRIBUCIÓN DE CARGA EN EJE PRINCIPAL (PLANO VERTICAL).

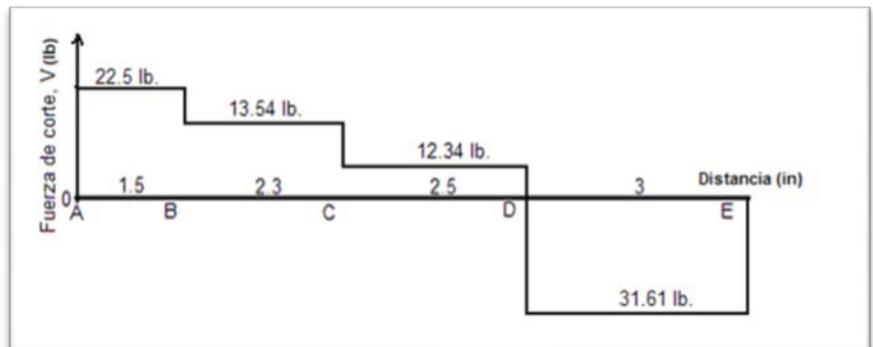


Figura 3.37 DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE (PLANO VERTICAL).

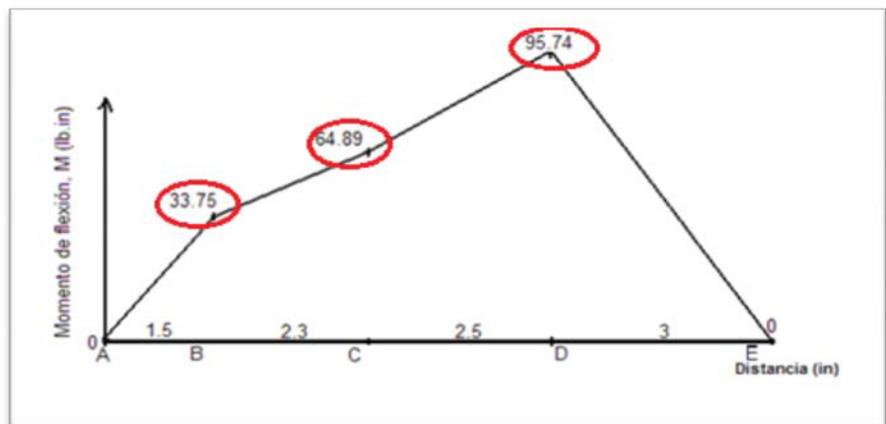


Figura 3.38 DIAGRAMA MOMENTO DE FLEXIÓN (PLANO VERTICAL).

Se obtiene de esta manera los valores de resultante de momento de flexión para cada uno de los puntos del eje principal.

$$M_B = \sqrt{33.75^2 + 19.5^2} = 38.97 \text{ lb.in}$$

$$M_C = \sqrt{64.89^2 + 8.79^2} = 65.50 \text{ lb.in}$$

$$M_D = \sqrt{95.74^2 + 45.46^2} = 106.2 \text{ lb.in}$$

Se procede a calcular los diámetros mínimos en cada punto de acuerdo a las fórmulas planteadas en la teoría de Von Mises y planteando un factor de seguridad $N=3$:

$$D = \sqrt[3]{\frac{27.7N (M^2 + T^2)^{1/2}}{\pi S'_n}}$$

Para el punto B:

$$M_B = 38.97 \text{ lb.in}$$

$$T_B = 178.36 \text{ lb.in}$$

Sustituyendo en la fórmula anterior:

$$D = \sqrt[3]{\frac{27.7N (M^2 + T^2)^{1/2}}{\pi S'_n}}$$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{27.7 * 3 * (38.97^2 + 178.36^2)^{1/2}}{\pi (23085)}}$$

$$D_B = 0.598 \text{ in}$$

Para el punto C:

$$M_C = 65.50 \text{ lb.in}$$

$$T_C = 9.38 \text{ lb.in}$$

Sustituyendo:

$$D_C = \sqrt[3]{\frac{27.7 * 3 * (65.5^2 + 9.38^2)^{1/2}}{\pi (23085)}}$$

$$D_C = 0.423 \text{ in}$$

Para el punto D:

$$M_D = 106.20 \text{ lb. in}$$

$$T_D = 187.75 \text{ lb. in}$$

Sustituyendo:

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{27.7 * 3 * (106.20^2 + 187.75^2)^{1/2}}{\pi (23085)}}$$

$$D_C = 0.629 \text{ in}$$

Los diámetros anteriores son los mínimos aceptables que puede tener el eje principal, por cuestiones de tamaño, geometría, facilidad de manufactura, ensamble y disponibilidad, se estandarizo a un diámetro de 1.25 in.

De esta manera se asegura un óptimo funcionamiento del sistema y un alto factor de seguridad en el desempeño del eje de transmisión de potencia, además se compensa todos los factores relacionados al cambio de diámetro en las ranuras para cuñas de poleas; refiriéndonos a la figura 3.10, los diámetros quedan definidos así:

$$D_1 = 1 \text{ in}$$

$$D2 = D3 = D4 = 1.25 \text{ in}$$

Para el cálculo de eje secundario y primario se tiene en consideración que las cuchillas de corte transversal y circular van montados sobre dichos ejes respectivamente, estos tienen contacto directo con el banano por lo que la mejor opción es construirlos con un material higiénico como el acero inoxidable AISI 304.

Por razones geométricas la longitud del eje secundario debe ser de 14.20 in, tener un cuñero para la cuchilla tipo fresa, un segundo cuñero para el piñón y un tercer cuñero para la polea de 2.6 in de diámetro. La siguiente figura muestra un bosquejo del eje secundario:

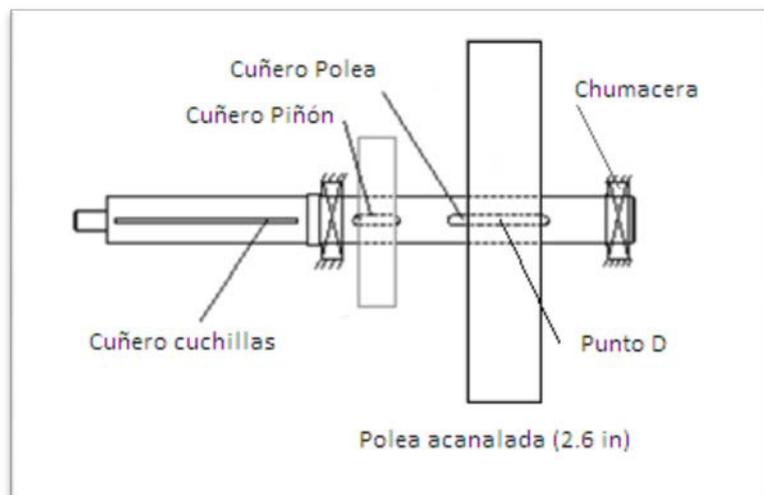


Figura 3.39 BOSQUEJO EJE SECUNDARIO.

A continuación se detalla las características del material seleccionado con la siguiente figura:

Tabla 55
PROPIEDADES MECÁNICAS NOMINALES DE ACEROS INOXIDABLES

No. AISI	Forma probada ¹	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia de fluencia, $\sigma_{0.2}$		Alargamiento en 50 mm (2 pulg.), %
			MPa	1000 lb/pulg ²	MPa	1000 lb/pulg ²	
Aceros austeníticos							
301	L	Recocido	743	115	379	55	55
	L	1/4 duro	862 ^a	125 ^a	517 ^a	75 ^a	20 ^a
	L	1/2 duro	1034 ^a	150 ^a	758 ^a	110 ^a	10 ^a
202	L	1/4 duro	1207 ^a	175 ^a	931 ^a	135 ^a	5 ^a
	L	Duro	1276 ^a	185 ^a	966 ^a	140 ^a	4 ^a
	L	Recocido	724	105	379	55	55
301	L	1/4 duro	862 ^a	125 ^a	517 ^a	75 ^a	12 ^a
	L	Recocido	758	110	276	40	60
	L	1/4 duro	862 ^a	125 ^a	517 ^a	75 ^a	25 ^a
302	L	1/4 duro	1034 ^a	150 ^a	758 ^a	110 ^a	15 ^a
	L	1/2 duro	1207 ^a	175 ^a	931 ^a	135 ^a	12 ^a
	L	Duro	1276 ^a	185 ^a	966 ^a	140 ^a	8 ^a
302	L	Recocido	621	90	276	40	50
	L	1/4 duro	862 ^a	125 ^a	517 ^a	75 ^a	12 ^a
	B, W	Enfriado en frío ² hasta	2413	350			
302B	L	Recocido	655	95	276	40	55
303, 303Se	B	Recocido	671	90	241	35	50
304	B	Recocido	586	85	241	35	60
304L	A	Recocido	513	75	202	30	60
305	L	Recocido	586	85	262	38	50
306	L	Recocido	586	85	241	35	50
309, 309S	L	Recocido	621	90	310	45	45

Se Tiene que:

$$S_y = 85 \text{ Ksi} = 586 \text{ MPa}$$

$$S_u = 35 \text{ Ksi} = 241 \text{ MPa}$$

Con la ayuda de las tablas y figuras anteriores, se establece un valor de resistencia modificado:

$$S'_n = (33000 \text{ psi}) * (0.81) * (0.96) = 25660 \text{ psi}$$

Para simplificar cálculos tomaremos el punto D, el cual esta sometido a mayores esfuerzos aplicaremos las ecuaciones correspondientes a la teoría de Von Mises y validaremos estos resultados para toda la longitud del eje secundario y primario.

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{27.7 * 3 * (106.20^2 + 43.95)^{1/2}}{\pi (25660)}}$$

$$D_D = 0,493 \text{ in.}$$

Por facilidad de manufactura y disponibilidad en el medio, se opta para ambos ejes por el diámetro de 1 in.

La estructura principal de la máquina es muy simple y rígida, debe sostener todo el sistema y deberá ser anclado al piso con el fin de reducir al máximo las vibraciones.

La estructura principal esta hecha de perfiles rectangulares y cuadrados, con el fin de darle mayor rigidez al bastidor se eligió perfiles cuadrados (2 x 2 in) para las patas y perfiles rectangulares (1.5 x 2 in) para las demás secciones. Las bases para los pernos de anclaje son hechas de placas de 3/8 in de espesor. Para el análisis de esta estructura se utilizará el programa de diseño SAP2000, con el fin de verificar la resistencia de los perfiles seleccionados, además

se hace la simulación de la máquina agregando cargas en los respectivos puntos los cuales representarán el peso del motor, el peso promedio de la tolva con banano, el peso de las poleas y ejes y la tensión generada por las bandas.

Cabe recalcar que en este programa se puede variar el tamaño de los perfiles y así seleccionar el más óptimo con el fin de reducir costos de manufactura. Además se analiza la estructura y se encuentra el punto con mayor concentración de esfuerzos. se obtiene así un diagrama de la estructura con un color específico para cada elemento, los colores van desde azul para indicar un rango de esfuerzos menores hasta rojo que indica esfuerzos de mayor magnitud. A continuación se muestra un bosquejo de la estructura con sus respectivas cargas.



Figura 3.40 DIAGRAMA DE ESTRUCTURA PRINCIPAL.

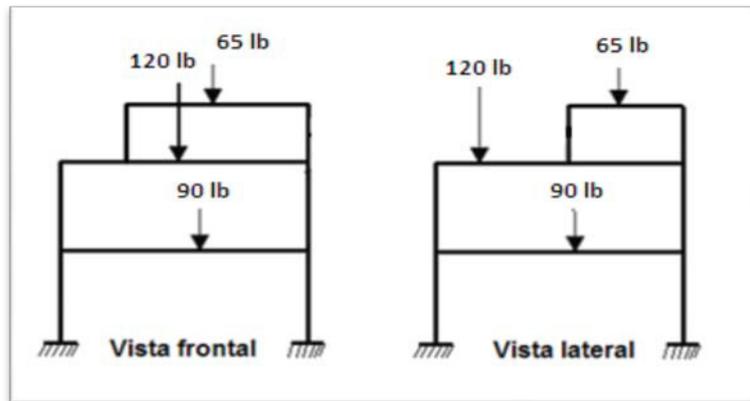


Figura 3.41 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE.

La siguiente figura muestra la estructura analizada por SAP2000, la cual representa con una gama de colores el esfuerzo al que se somete cada elemento. Se puede de esta forma comprobar que los esfuerzos en el elemento crítico de las estructura no sobrepasa el esfuerzo de cedencia del material elegido y por lo tanto la elección de los perfiles es la correcta.

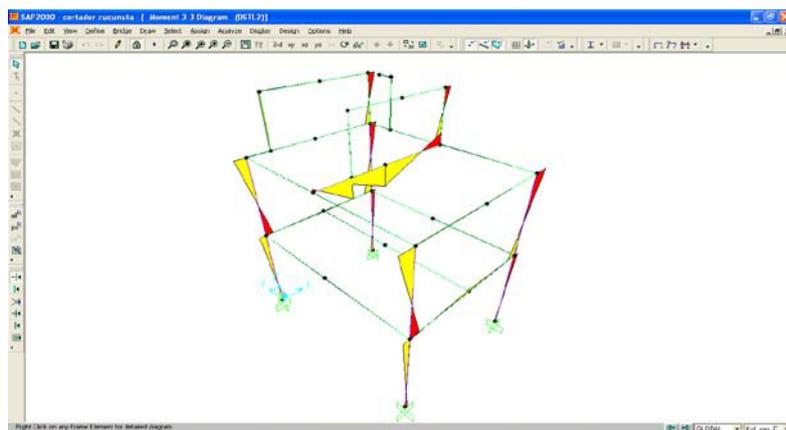


Figura 3.42 GRÁFICO DE MOMENTO $M_{MAX}=0,0658 \text{ KNM}$.

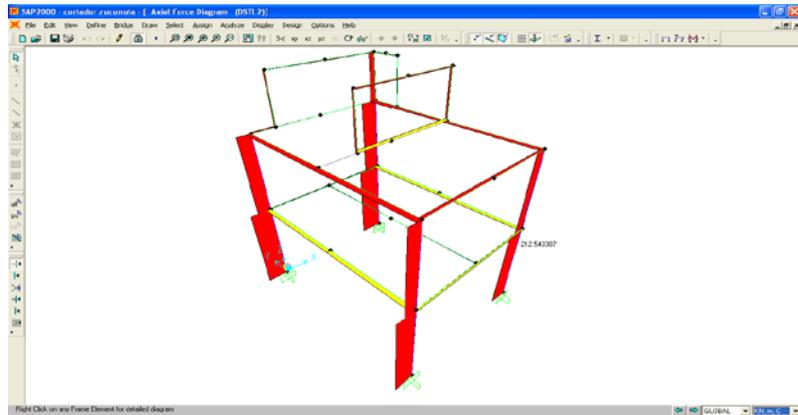


Figura 3.43 GRÁFICO DE CARGA AXIAL CMAX=2,79 KN

Debido a que la cámara de alimentación se encuentra en contacto directo con el banano, es necesaria su construcción en acero inoxidable AISI 304 con una lámina que mida 6 x 37.7 x 1/8 in, se elige 1/8 para facilitar su doblaje a la forma final de $\frac{3}{4}$ de cilindro. Se debe perforar 3 orificios para facilitar el desalojo de líquidos propios del banano generados durante el cortado. La cámara de alimentación gana rigidez debido a los anillos reforzadores soldados a los bordes del tambor.

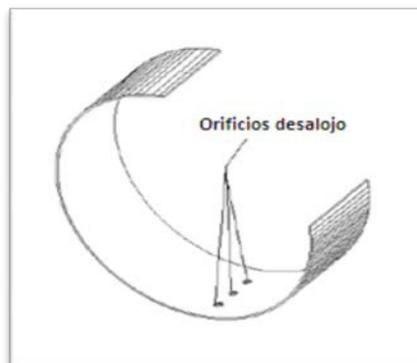


Figura 3.44 ESQUEMA DEL TAMBOR.

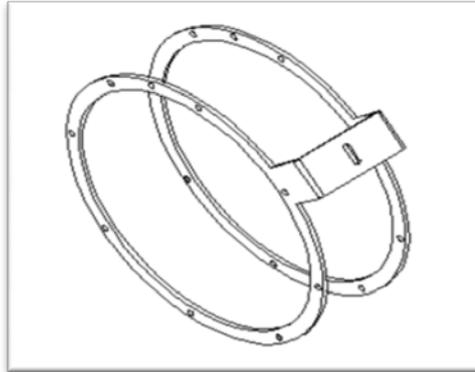


Figura 3.45 ANILLOS REFORZADORES.

El diseño de forma final de esta máquina productora de cubos de banano se muestra en la siguiente figura; cabe recalcar que su forma, construcción, mantenimiento y operación es muy simple debido a la estandarización de sus piezas.

E: DISEÑO DE TOLVA DE RECEPCIÓN DE MATERIAL DE PRODUCTO TERMINADO.

La tolva de recepción se tiene presente un volumen de almacenamiento de $7,48\text{m}^3$ del cual $5,28\text{m}^3$ (1395 Kg) es producto neto debido a que el material presenta un ángulo de inclinación de 36 grados, la tolva se presenta en dos secciones una rectangular de 6m^3 y la segunda en sección piramidal de $1,48\text{m}^3$ cuyo ángulo de inclinación con respecto a la horizontal es de 48,7 grados.

La estructura está provista de pasarela de mantenimiento para las mirillas de inspección de la tolva y mantenimiento del sistema motriz del transportador de cangilones y del molino el cual está ubicado encima de la alimentación de la tolva.

Por debajo de la descarga de la tolva se deja un espacio de 2 metros de ancho por dos metros de altura con el fin de llenar un saco de 1 m³ de volumen el cual será remolcado por un vehículo.

La carga que ejerce el material sobre la tolva se la determino mediante el método de Janssen presente en el Eurocode 1- action on structures, part 4 silos and tank. 1991-4:2006.

En esta norma establece el comportamiento de un sólido particulado dentro de un silo o una tolva lo cual es lo mismo que un silo pero de sección geométrica rectangular.

Un sólido ejerce tanto una tensión vertical v como una horizontal h sobre la superficie q la confina pero su valor absoluto no es el mismo por lo tanto se define el cociente de tensiones representado en la ecuación 6.1.

$$\mu = \mu_h / \mu_v \quad (6.1)$$

Cada sólido a granel tiene un cociente de la tensión específica. Mientras que un sólido ideal, no elástico presenta un cociente de tensiones equivalente a 0, un líquido tendría un cociente de tensiones de 1, en cambio los sólidos particulados almacenados están en un rango de 0.3 a 0.6.

En contraste con un líquido, un sólido confinado puede transmitir tensiones de fricción en las paredes. Mientras que en un líquido las tensiones aumentan linealmente a medida que aumenta la profundidad, el peso del mismo sólido en una tolva es absorbido por las paredes, produciendo tensiones o esfuerzos de fricción los cuales no aumentan linealmente con la profundidad como la presión de un líquido.

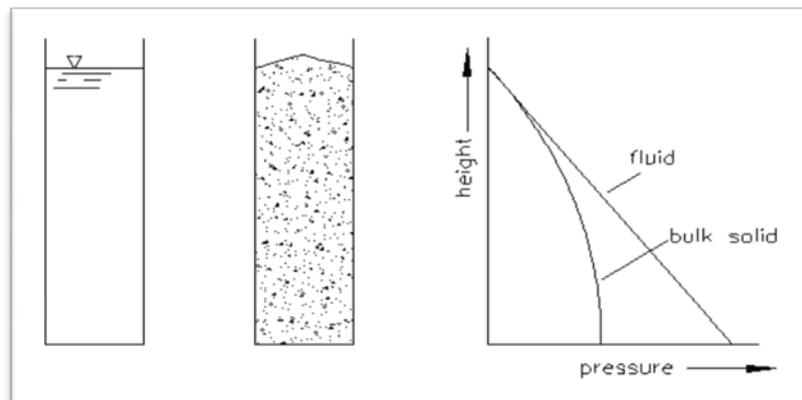


Figura 3.46 CURVAS DE TENSIONES EN LAS PAREDES DE TOLVA.

Las presiones se ven afectadas por varios aspectos, en especial cuando el material almacenado está en movimiento.

Las situaciones en que el material está en movimiento son durante el llenado y el vaciado. Durante el vaciado, el material puede fluir de dos maneras distintas: canalizado o masivo. En silos de vaciado masivo todo el material se mueve simultáneamente, mientras que en silos de flujo canalizado hay zonas donde el material se estanca. El tipo de flujo en el vaciado lo determina el ángulo de inclinación del “hopper”, el coeficiente de fricción entre el material y la pared del silo, y el ángulo de fricción interno del material. Se puede obtener las combinaciones del ángulo del “hopper” y de la fricción interna del material que provocan flujo canalizado o masivo. Hay combinaciones de estos factores que causa inestabilidad en el tipo de vaciado, entre masivo y canalizado. Esta situación debe ser evitada porque podría resultar en daños al silo debido a la incertidumbre del Comportamiento de las presiones.

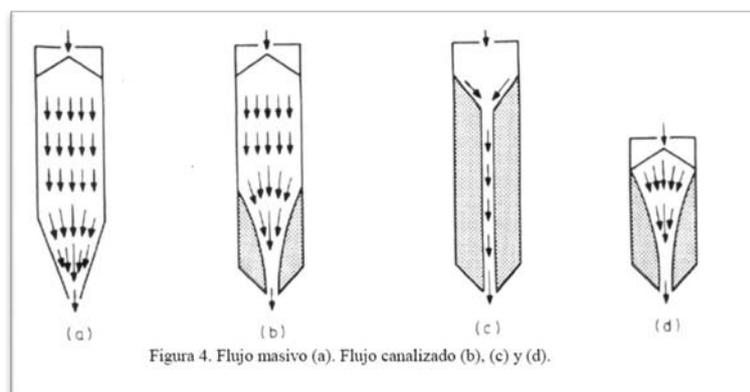


Figura 3.47 TIPOS DE FUJO EN DESCARGA.

Las fórmulas de Janssen son las siguientes:

$$q = \gamma Y_0 (1 - e^{-Y/Y_0})$$

$$p = kq$$

$$k = (1 - \sin \rho) / (1 + \sin \rho)$$

$$Y_0 = R / \mu' k$$

$$V_y = R (\gamma Y - q)$$

Donde:

q = presión vertical a la profundidad Y

Y = profundidad medida desde la superficie del material

p = presión horizontal en la pared

k = coeficiente de Rankine para presión activa

γ = peso unitario

μ' = coeficiente de fricción entre el material y la pared

D_c = diámetro equivalente a la entrada de la tolva

R = radio hidráulico, área/ perímetro = $D / 4$ (para silos circulares) y $R = (a \cdot b) / (2a + 2b)$ (para silos rectangulares de lados a y b)

ρ = ángulo de fricción interno del material.

Para las paredes inclinadas, como es el caso del "hopper", las presiones se calculan de la siguiente manera:

$$q_\alpha = p \sin 2\alpha + q \cos 2\alpha$$

Donde α es el ángulo de inclinación del "hopper" con respecto a la horizontal; p y q son las presiones verticales y horizontales respectivamente en el punto de interés y se calculan usando las fórmulas de Janssen antes mencionadas. Las ecuaciones

previamente explicadas describen muy bien la condición en reposo del material almacenado. Como mencionado anteriormente, la situación crítica es durante el llenado o vaciado del material, pero las presiones estáticas son útiles para cubrir este fenómeno.

CORRECCIÓN POR MOVIMIENTO DEL MATERIAL (COMITÉ 313 DEL ACI)

Como ya se ha mencionado en la sección Presiones del material almacenado, el llenado y vaciado del material afectan la magnitud de las presiones. Para tomar en cuenta estos efectos el Comité 313 del ACI recomienda aplicar unos factores para aumentar las presiones estáticas calculadas por el método de Janssen. Se ha encontrado que las presiones son mayores durante el vaciado en silos relativamente altos y por esto se aplica un factor de sobre-presión a la distribución de presión, C_d Para silos pequeños habría que aplicar un factor para considerar el llenado, factor de impacto, C_i .

Estos factores se aplican tanto a la presión horizontal como a la vertical. La determinación de que es un silo pequeño se basa en la razón de volumen de llenado a la capacidad del

silos, usualmente se descarga cierto volumen de material en un momento dado. En el caso de los silos pequeños, se calculan ambos casos en forma separada (C_d y C_i) y se diseña con el resultado mayor. Otro fenómeno para tomar en cuenta es la excentricidad. La excentricidad (e) del vaciado aumenta la presión horizontal considerablemente. Se asume un aumento de un 25% de la presión en reposo en el fondo del silo para considerar su contribución.

Las ecuaciones para las presiones de diseños, recomendadas por el Comité 313 del ACI, son las siguientes:

$$p = C_d p + 0.25 p_H(e/r) \text{ para } H - D < Y < H.$$

$$p = C_d p + 0.25 p_H(e/r) * Y / (H - D) \text{ para } 0 < Y < H - D.$$

Donde p_H es la presión horizontal a nivel de la altura del "hopper"; y r es el radio del "hopper" a la profundidad Y medida desde la superficie del material. Los factores de sobre-presión e impacto no aplican a la fuerza de fricción vertical, V . Tampoco le aplica el efecto de la excentricidad.

Para el diseño de la tolva se preparo una hoja electrónica del método de Jassen de acuerdo a la Eurocode 1- action on structures, part 4 silos and tank. 1991-4:2006, con la cual se obtiene la ecuación de la curva de la presión que ejerce sobre la misma.

Análisis de tolva.

Tabla 56

DATOS TÉCNICOS PARA CONSTRUCCIÓN DE TOLVA

Datos	Unidad	Cantidad
A (ancho de tolva)	m	2,00
B (largo de tolva)	m	2,00
Dc (Diam equiv descarga)	m	0,20
Y0 (altura sección rectangular)	m	1,00
Y1(altura sección piramidal)	m	1,00
Ángulo Fricción	Grados	36,00
Coefficiente Fricción	adimensional	0,49
Peso especifico	N/m ³	5494,00
Rh	u(m)	0,50
K	adimensional	0,26
Y0	m	5,69
Factor de impacto	a dimensional	1,00

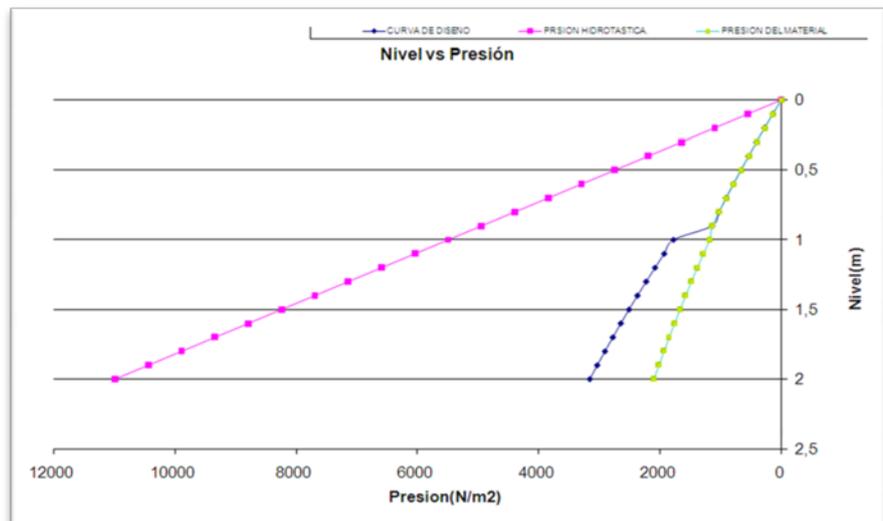


Figura 3.48 CURVA DE DISEÑO MÉTODO DE JANSSEN.

Tabla 57
CARGAS QUE INTERVIENEN EN EL ANÁLISIS.

Descripción	Cantidad	Unidad	Tipo de Carga
Carga Mantenimiento de Pasarela	2.5	KN/mt2	Viva
Carga de viento	110.54	N/mt2	Viva
Carga de polvo	0.25	KN/mt2	Muerta
Escaleras	2.5	KN/mt2	Viva

El peso de la estructura será considerado como carga muerta.

Las cargas de mantenimiento, escalera y carga del material a contener se las considerará como cargas vivas.

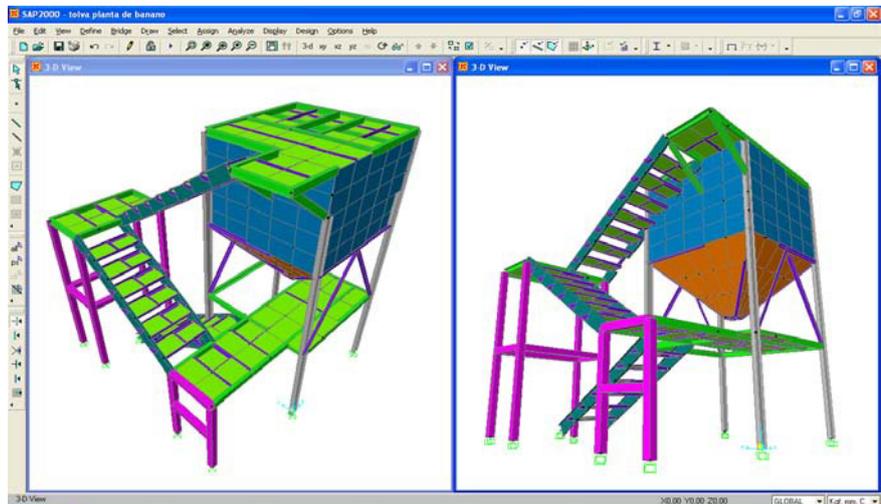


Figura 3.49 DISEÑO DE FORMA (TOLVA DE 20 TONELADAS REPRESENTACIÓN DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES).

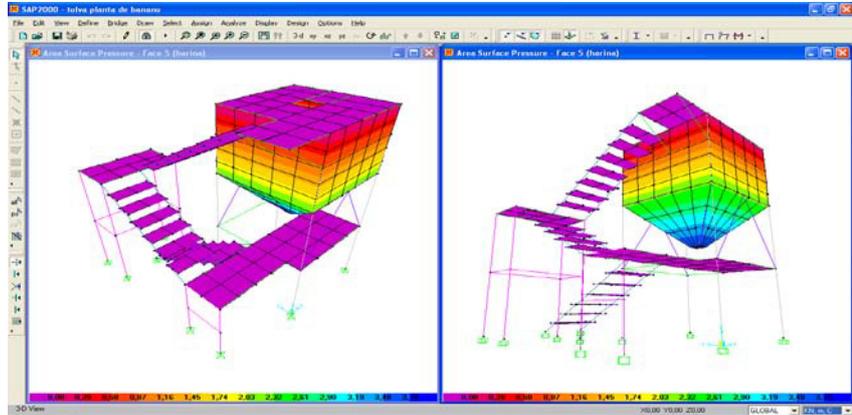


Figura 3.50 REPRESENTACIÓN DE LA PRESIÓN DE DISEÑO SEGÚN EL MÉTODO DE JANSSEN.

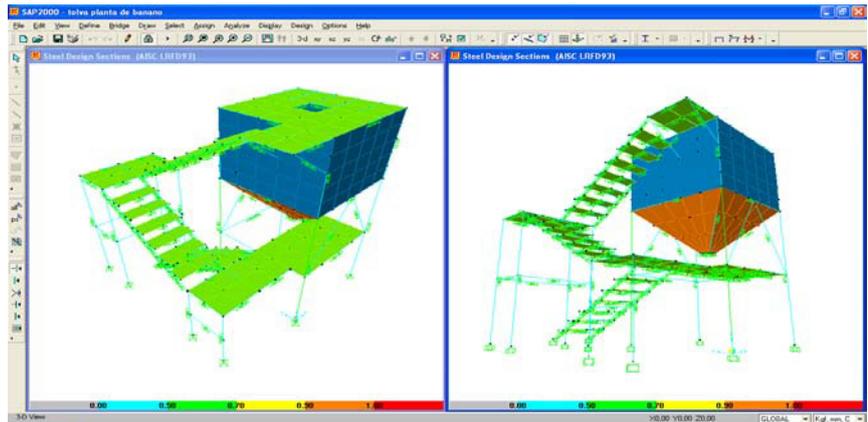


Figura 3.51 ANÁLISIS COCIENTES DE SEGURIDAD.

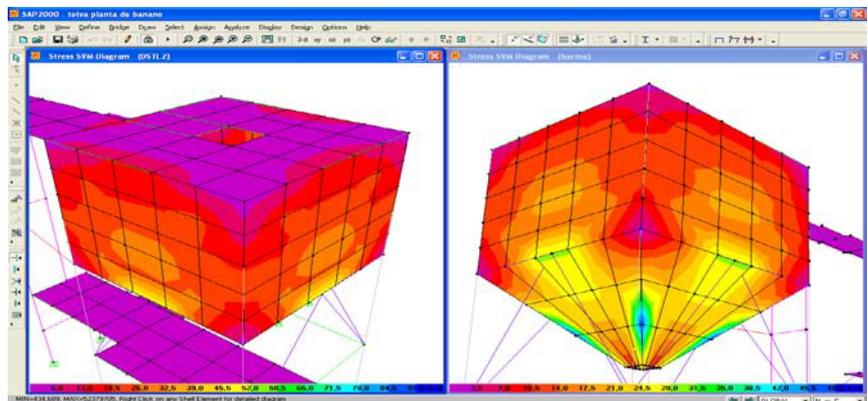


Figura 3.52 REPRESENTACIÓN DE LOS ESFUERZOS DE VON MISES EN LA TOLVA Y EN LA CARTELA.

Aplicando la teoría de Von Mises de esfuerzos combinados sobre el elemento Shell se encuentra un factor de seguridad el cual debe ser mayor a 1 para establecer que no ocurrirá falla cuando el elemento, el cual llegue a ciertos límites de resistencia como el límite de fluencia del material.

Como se puede observar en la gráfica el valor de Von Mises para el Shell de la tolva es de 52,379 MPa, el límite de fluencia para el acero A36 es 248 MPa por lo tanto se obtiene:

$$\sigma^I = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 - \sigma_x\sigma_y)}$$

$$\sigma^I = \sqrt{(\sigma * K_t)^2 + 3(\tau * K_{ts})^2}$$

Von Mises elemento shell de la tolva.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma^I} = \frac{248 \text{ MPa}}{52,379 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 4,73$$

Von Mises elemento Shell.

CHEQUEO DE LOS COCIENTES DE DISEÑO.

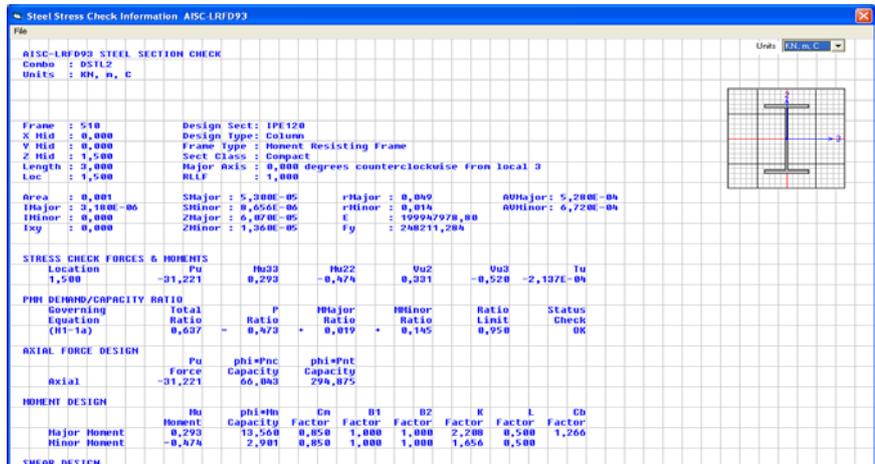


Figura 3.53 COLUMN IPE 120.

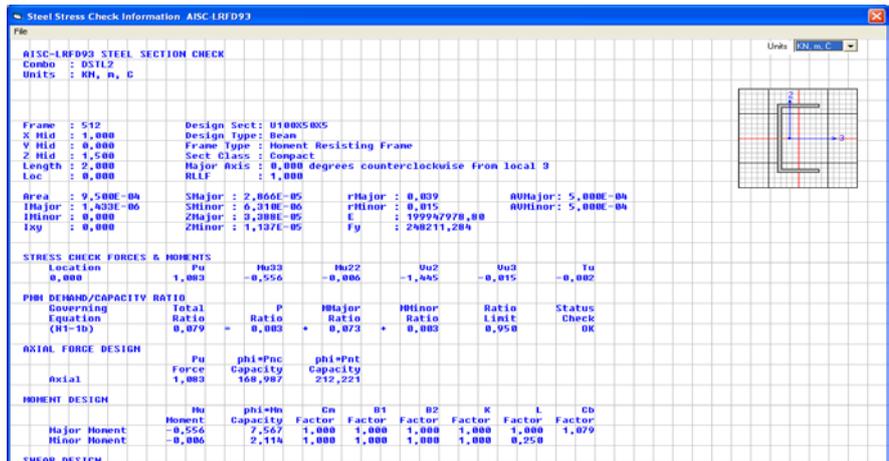


Figura 3.54 VIGA U100X50X3.

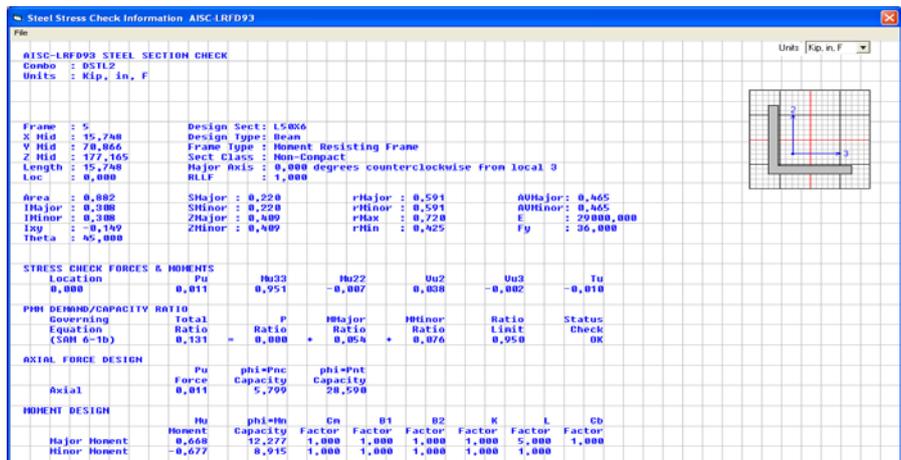


Figura 3.55 VIGA L50X6.

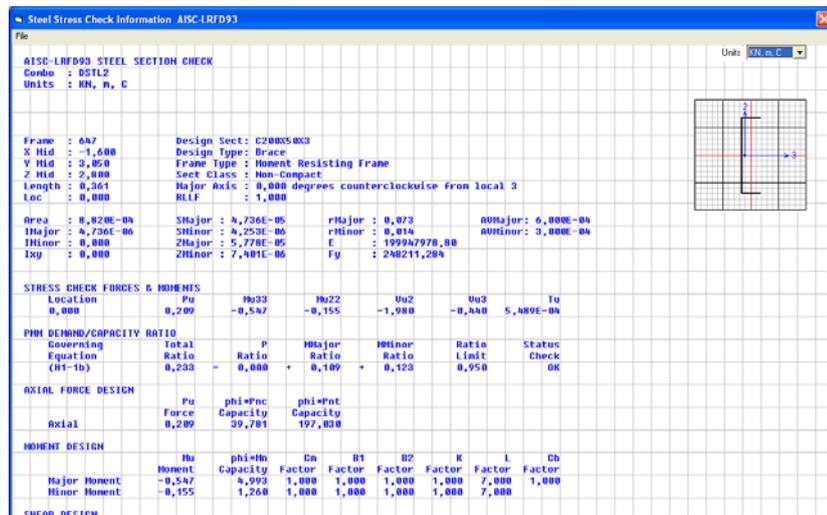


Figura 3.56 VIGA DE ESCALERA C200X50X3.

E: SELECCIÓN DE TRANSPORTADOR DE CANGILONES.

El transportador de cangilones está diseñado para transportar una capacidad de 1 TPH, para la selección del transportador se utiliza el catálogo de Martín 1090, para el cual se emplea una densidad de 35 lb/pie³ similar a la harina de trigo que en el catálogo de Martín corresponde a elevadores del tipo A-C.

Para determinar la capacidad del transportador en fph se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Capacidad}(\text{pie}^3/\text{Hr}) = \frac{C(\text{Lb}/\text{Hr})}{\rho(\text{Lb}/\text{pie}^3)}$$

En la cual se obtiene una capacidad 571,42 pie³/hr, por lo tanto de la sección H-121 del catálogo del Martín 1090, se

selecciona el transportador de cangilones C85-107, correspondiente a un cangilón por cadena de la serie 200 de descarga centrífuga es decir el fondo es curvo y reduce la acción de excavación y el tensor se encuentra en la cabeza del transportador.

En la sección H-123 se determina las características técnicas del transportador, de la página H131 las dimensiones del transportador de cangilones.

F: ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE TUBERÍA DE SECCIÓN POROSA.

Debido a que este sistema contiene dos distribuidores se procederá a realizar un análisis de pérdidas uniforme de caudal por unidad de longitud.

Para el cual se simula al distribuidor como una tubería porosa, en este caso el cabezal de presión por unidad de peso en cualquier punto x de la tubería, $P_x/\rho g$ no es siempre $(h_i - h_f)$ debido a que existe un cambio de momentum lineal a causa de pérdida de masa por unidad de longitud.

La cabeza de velocidad disminuye a lo largo de la tubería, puesto que el caudal que permanece en ella es cada vez menor.

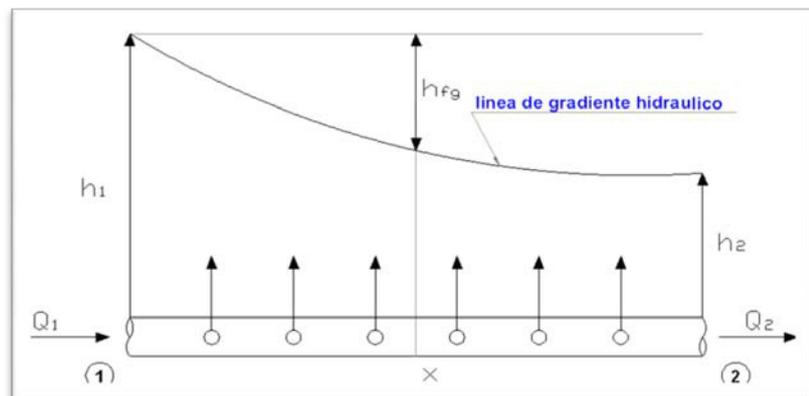


Figura 3.57 PÉRDIDA DE VELOCIDAD EN TUBERÍA.

Utilizando la ecuación de conservación de energía entre el punto 1 y x de la figura, se obtiene.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + h_{fg} + \frac{V_2^2}{2g} + LP_x$$

En donde LP_x es el incremento del cabezal de presión debido al cambio de momentum lineal entre el punto 1 y x.

Utilizando las siguientes ecuaciones se obtiene las pérdidas de cabeza producida por la fricción.

$$Q_x = Q_1 - qx$$

En donde:

Q_x =Caudal en la sección x de la tubería.

Q_1 =Caudal en la sección 1 de la tubería.

q =Caudal por unidad de longitud.

Utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach sobre una tubería de longitud infinitesimal, de tal forma que el caudal que saliera por unidad de longitud se lo considera despreciable se obtiene:

$$dh_f = f_x \frac{dx V_x^2}{d 2g}$$

En donde:

f_x = Factor de fricción en la sección x .

V_x =Velocidad en la sección x

Obteniendo la pendiente:

$$\frac{dh_f}{dx} = \frac{8f_x Q_x^2}{\pi^2 g d^5}$$

Reemplazando la ecuación en la ecuación e integrando entre 0 y L, se obtiene:

$$\frac{dh_f}{dx} = \frac{8}{\pi^2 g d^5} \int_0^L f_x (Q_1 - qx)^2 dx$$

Donde el factor de fricción se obtiene de la ecuación Colebrook While:

$$\frac{1}{\sqrt{f_x}} = -2 \log_{10} \left(\frac{K_s}{3.7d} + \frac{2.51v}{V_x d \sqrt{f_x}} \right)$$

La ecuación no es explícita para la variable f_x (factor de fricción de Darcy en la coordenada x de la tubería), es decir la ecuación no tiene solución analítica posible. Por lo tanto una solución aproximada de h_f se obtiene utilizando el método de factor de fricción constante de tramo en tramo, el cual consiste en obtener las pérdidas de fricción h_f para varios tramos de la tubería y luego se suman. Para cada uno de los tramos se asume un factor de fricción constante, por lo tanto se obtiene la siguiente ecuación analítica:

$$h_{fi} = \frac{8f_{xi}}{\pi^2 g d^5} \left(Q_{1i}^2 l - Q_{1i} q l^2 + \frac{q^2 l^3}{3} \right)$$

En donde:

$$h_f = \sum_{i=1}^n h_{fi}$$

n= Número de tramos.

l=longitud en cada uno de los tramos.

$$l = \frac{L}{n}$$

$$f_{xi} = \frac{f_i + f_{i+1}}{2}$$

Para el sistema la tubería será de 2 pulgada galvanizada y la distribución se la realizará de acuerdo al diagrama isométrico, los malenfor a utilizar será de diámetro 3 pulgadas de hierro negro el cual contiene 6 orificios.

G: SELECCIÓN DE BOMBAS.

En este sistema se utilizará una bomba centrífuga marca pedrollo.

Para la selección de las bombas se necesita construir la curva del sistema la cual depende de la geometría, del material de la tubería y de la cabeza topográfica, esta debe ser vencida por la bomba y la curva de caudal (Q) contra la cabeza total (H_m) y contra la eficiencia (η) llamada curva de la bomba $Q_v s H_m$ suministrada por el fabricante, estas curvas son representadas en la siguiente figura.

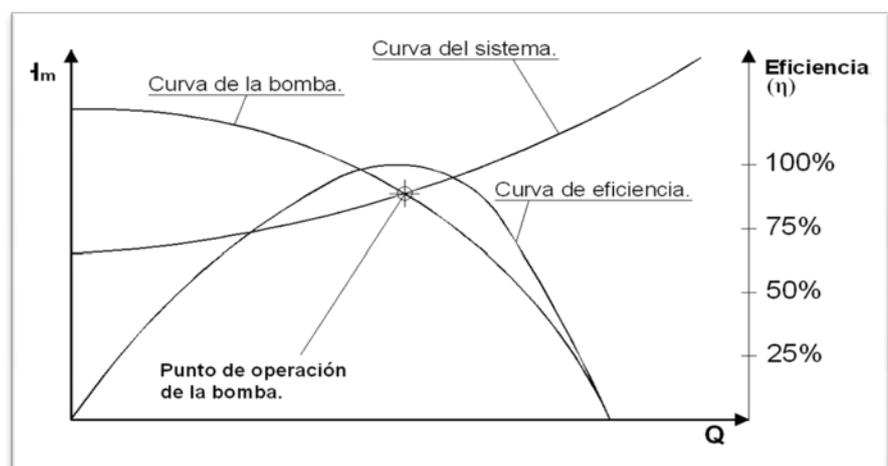


Figura 3.58 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS.

La curva de la bomba se puede expresar de la siguiente manera:

$$H_m = AQ^2 + BQ + C$$

Donde A, B y C son calculados revolviendo un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas tomando tres puntos de la curva Q vs H_m .

Para construir la curva del sistema se utiliza la ecuación de conservación de energía o ecuación de Bernoulli para el sistema bomba-tubería obteniendo la siguiente expresión:

$$H_m = H_T + \sum h_f + \sum h_m$$

$$H_m = H_T + \sum f_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v^2}{2g} + \sum K_{mi} \frac{v^2}{2g}$$

Donde el subíndice i indica el tramo de tubería que se esta analizando.

Suponiendo que la velocidad en la tubería de succión (v_s) es igual a la velocidad en la tubería de descarga (v_d).

$$v_s = v_d$$

Al factorizar la cabeza de velocidad se obtiene:

$$H_m = H_T + \left(\sum f_i \frac{l_i}{d_i} + \sum K_{mi} \right) \frac{v^2}{2g}$$

Remplazando la velocidad por el caudal dividido por el área de la tubería se obtiene:

$$H_m = H_T + \left(\sum f_i \frac{l_i}{d_i} + \sum K_{mi} \right) \frac{Q^2}{2gA^2}$$

Esta ecuación indica que el cabezal manométrico H_m es proporcional al caudal Q al cuadrado, también depende de las características físicas de la tubería como longitud, accesorios, diámetro, rugosidad absoluta, etc.

Una vez construida la curva de la bomba y la del sistema se encuentra el punto de operación, el cual representa el caudal y la cabeza suministrada por la bomba, este punto de operación es el corte de las dos curvas anteriormente mencionados.

Para la selección de las bombas se construyó una hoja electrónica en Excel.

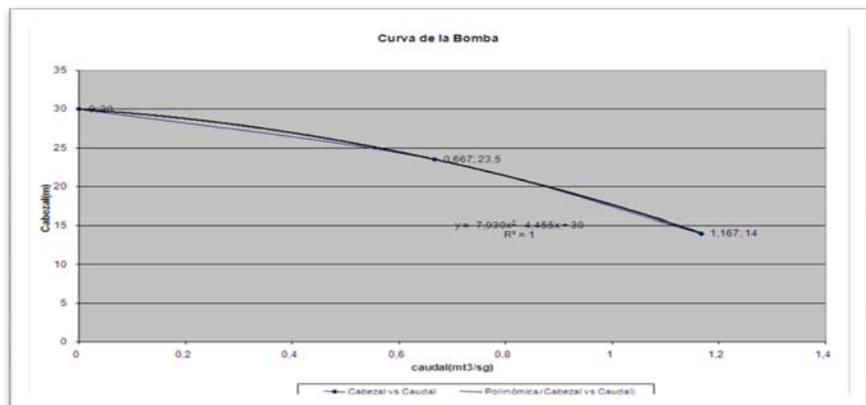


Figura 3.59 CURVA DE BOMBA REQUERIDA.

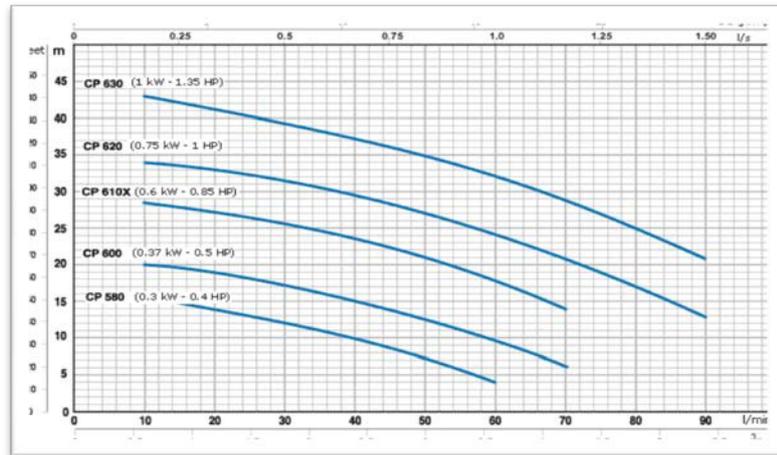


Figura 3.60 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO A N= 3450 1/MIN

H: DISEÑO DE LA CÁMARA DE SECADO.

Para diseñar la cámara de secado se determina la dimensión de la cámara. Partiendo desde la premisa que se va a ingresar a la cámara de secado 40 toneladas de banano (producto húmedo), se determinará cuál va a ser la dimensión de la cámara de secado.

Por visitas realizadas a determinadas empresas donde se realizan el proceso de secado (deshidratación) ya sea por medio del método de vacío o ingresando vapor a la cámara, se determina el tamaño idóneo para las bandejas donde se colocarán los trocitos de banano. Las dimensiones para las

bandejas será de 0.5 m x 0.5 m x 0.04 m. Cabe recalcar que las bandejas serán construidas con mallas de acero inoxidable.

En el proceso de troceado se va a tener cubitos de banano de 0.005 m x 0.005 m x 0.005 m, lo que da un volumen por cada trozo de banano de $1.25 \times 10^{-7} \text{ m}^3$.

A continuación se calcula el volumen de la bandeja que es de 0.01 m^3 , como se conoce la densidad del banano que es de 850 kg/m^3 ; entonces se calcula cuantos kilogramos de banano ingresa en cada bandeja.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = 850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.01 \text{ m}^3 = 8.5 \text{ kg}.$$

Cabe recalcar que estos 8.5 kg serían sin considerar ningún intersticio entre los trozos de banano, por lo que considera que el peso de producto en cada bandeja debe ser de 8 kg.

Como se debe de secar 40 toneladas de producto húmedo, entonces se tiene que:

$$m = 40 \text{ ton} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} = 40000 \text{ kg}.$$

Ahora se calcula cuantas bandejas se debe de construir para poder procesar esta cantidad de producto húmedo:

$$\text{numero de bandejas} = \frac{40000 \text{ kg}}{8 \frac{\text{kg}}{\text{bandeja}}} = 5000 \text{ bandejas.}$$

En las plantas visitadas se observa que se utilizaban módulos para el proceso de deshidratación del producto, en este proyecto también se utilizarán módulos. Cabe indicar que en cada módulo se ingresaran 22 bandejas con producto húmedo. Una vez obtenidos estos datos, se determina cuantos módulos se necesitan:

$$\begin{aligned} \text{numero de modulos} &= \frac{5000 \text{ bandejas}}{22 \frac{\text{bandejas}}{\text{modulo}}} \\ &= 227,27 \sim 228 \text{ modulos.} \end{aligned}$$

Cada módulo tendrá una dimensión de 0.6m x 0.6 m x 1.9 m de altura, si esto se lo multiplica por el número de módulo se va a tener un volumen muy grande; lo cual va a ocasionar que el proceso de deshidratación no sea eficiente y económicamente rentable. Por lo que se procedemos a construir cuatro cámaras de secado para todo este volumen, en las cuales van a ingresar 60 módulos en los cuales se

alojan 22 bandejas en cada uno de ellos. Con todos estos datos obtenidos se calcula la dimensión de cada cámara de secado en la cual van a ingresar 60 módulos (4 x 15) quedando la dimensión de la cámara de 4,9m x 10 m x 2,1 m de altura.

A continuación se determina el tamaño de la malla (mesh) de acero inoxidable, para evitar que los trozos de banano deshidratado se caigan de la bandeja.

Se parte de la premisa que:

El producto inicial se lo puede descomponer de la siguiente forma:



Entonces, se calcular la humedad inicial del producto (base seca) a través de la ecuación:

$$H_{bh} = \frac{m_w}{m_s}$$

Donde:

H_{bh} : Humedad inicial del producto (base seca).

m_w : Porcentaje de humedad.

m_s : Porcentaje de producto seco.

Reemplazando los datos en la ecuación tenemos que:

$$H_{bh} = \frac{76}{24} = 3,167$$

El producto final se lo puede descomponer de la siguiente forma:



Entonces, se calcula la humedad final del producto (base seca) a través de la ecuación:

$$H_{bs} = \frac{m_w}{m_s}$$

Donde:

H_{bs} : Humedad final del producto (base seca).

m_w : Porcentaje de humedad.

m_s : Porcentaje de producto seco.

Reemplazando los datos en la ecuación se tiene que:

$$H_{bs} = \frac{8}{92} = 0,0869$$

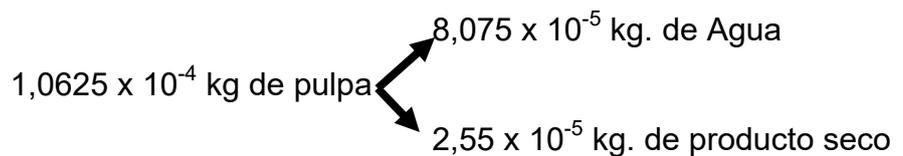
Ahora se calculara el peso de cada cubito de banano:

$$m_{banano} = \rho_{banano} * \forall_{banano}$$

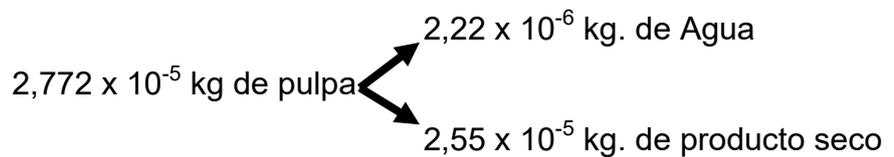
$$m_{banano} = 850 \frac{kg}{m^3} * 1,25 x 10^{-7} m^3$$

$$m_{banano} = 1,0625 x 10^{-4} kg.$$

Entonces se tiene que él cubito inicial de banano tiene:



Por lo tanto el cubito final de banano tendrá:



A continuación se determina el nuevo volumen del cubito de banano deshidratado, para lo cual se considerará las siguientes suposiciones:

-La reducción del volumen es igual al volumen de agua evaporada.

-El material es constituido por una estructura sólida con densidad ρ_s , volumen V_s , y de poros ocupados por agua con densidad ρ_{H2O} y volumen V_{H2O} .

En función a estas suposiciones se aproxima la variación de volumen del cubito de banano con la ecuación:

$$\Delta V = \left(\frac{H_{bh}}{\rho_{H2O}} - \frac{H_{bs}}{\rho_{H2O}} \right) * m_s$$

Reemplazando los datos en la ecuación se tiene que:

$$\Delta V = \left(\frac{3,167}{1000} - \frac{8,69 \times 10^{-5}}{1000} \right) * 2,55 \times 10^{-5}$$

$$\Delta V = 7,8543 \times 10^{-8} m^3.$$

$$\Delta V = (V_{inicial} - V_{final})$$

$$V_{final} = (1,25 \times 10^{-7} - 7,8543 \times 10^{-8}) m^3$$

$$V_{final} = 4,6457 \times 10^{-8} m^3.$$

$$V_{final} = (3,5948 \times 10^{-3} m)^3.$$

Entonces se selecciona una malla de acero inoxidable en la cual los orificios sean menor de 3.5 mm. En la tabla **se**

selecciona una malla de 8 mesh (por el peso y por el ancho de los orificios).

Ahora se determinará la densidad del cubito de banano deshidratado a través de la ecuación:

$$\rho_{\text{banano seco}} = \frac{m_{\text{total seco}}}{V_{\text{final}}}$$

$$\rho_{\text{banano seco}} = \frac{2,772 \times 10^{-5} \text{ kg}}{4,6457 \times 10^{-8} \text{ m}^3}$$

$$\rho_{\text{banano seco}} = 596,68 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tabla 3.53

ESPECIFICACIONES DEL ACOPLAMIENTO DE ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE PARA MALLA.

Acoplamiento		S.W.G	Abertura milímetro	Diámetro milímetro del alambre	% eficaces	Peso Kg/m ²
Pulgada	Cm					
3mesh	1.18	14	6.27	2.2	62	7.0
3mesh	1.2	18	7.25	1.219	70	2.5
3.5mesh	1.4	20	6.34	0.914	66	1.8
4mesh	1.57	16	4.72	1.63	58	5.0
4mesh	1.6	20	5.45	0.914	76	2.1
4.5mesh	1.8	22	4.93	0.711	71	1.2
5mesh	1.97	18	3.86	1.22	57	3.6
5mesh	2	22	4.36	0.711	76	1.3
6mesh	2.36	18	3.04	1.22	50	4.3
6mesh	2.36	22	3.52	0.711	63	1.6
8mesh	3.15	20	2.26	0.91	43	3.2
8mesh	3.15	24	2.50	0.559	67	1.5
10mesh	3.94	20	1.63	0.91	41	4.0
10mesh	3.94	26	2.080	0.46	67	1.1
12mesh	4.72	22	1.41	0.71	43	2.9
12mesh	4.72	26	1.74	0.457	68	1.4
14mesh	5.52	26	1.36	0.46	57	1.4
16mesh	6.30	28	1.21	0.376	55	1.2
18mesh	7.09	30	1.10	0.315	60	0.85
20mesh	7.87	30	0.95	0.315	58	0.95
22mesh	8.66	32	0.88	0.274	57	0.80
24mesh	9.45	32	0.78	0.274	55	0.85

En la tabla se detallan las características promedio de un cubito de banano antes de secar y después del proceso de secado.

Tabla 59
CARACTERÍSTICAS PROMEDIO DE UN CUBITO DE BANANO.

PARAMETROS (UNIDAD)	ANTES DE SECAR	DESPUES DE SECAR
LADO (m)	0,005	3,5948E-03
PESO TOTAL (Kg)	1,0625E-04	2,772E-05
PORCENTAJE DE HUMEDAD (%)	76	8
PORCENTAJE DE PRODUCTO SECO (%)	24	92
CONTENIDO DE AGUA (Kg)	8,075E-05	2,22E-06
CONTENIDO DE PRODUCTO SECO (Kg)	2,55E-05	2,55E-05
VOLUMEN TOTAL (m3)	1,25E-07	4,6457E-08
DENSIDAD (Kg/m3)	850	596,68

Cabe indicar que en el proceso de secado de 0,5 Ton/hr. (0,1388 kg/seg) se debe llevar el producto desde una humedad inicial del 76% hasta una humedad final del 8%. Para lograr este cometido se realizarán 4 pasadas de 5 horas de duración cada una y en cada pasada se bajarán 17 grados, tal como se lo muestra en la tabla:

Tabla 60

EXTRACCIÓN DE HUMEDAD DEL 76% HASTA EL 8%

N. DE PASADAS	HUMEDAD INICIAL	HUMEDAD FINAL
PRIMERA	76	59
SEGUNDA	59	42
TERCERA	42	25
CUARTA	25	8

NOTA: Al final de cada una de las pasadas se inyectará 0,5 hora de aire fresco, con la finalidad de que las temperaturas se homogenicen.

Ahora se diseña el intercambiador de calor para el proceso, para lo cual se necesita determinar el flujo másico de aire (\dot{m}_a) que se necesita para extraer la humedad adecuada del banano ya que la etapa del secado es de gran importancia para garantizar una buena calidad del producto final.

Para determinar el flujo másico de aire (\dot{m}_a) se utilizará la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_a = \frac{\text{Cantidad de agua a evaporar}}{\text{Cantidad de agua absorbida}}$$

Para determinar la cantidad de agua a evaporar se realiza un análisis termodinámico del proceso, donde a la masa final que

será desconocida se le asignará el valor de X. Por lo que se tiene que:

$$\text{masa de agua} + \text{masa seca} = \text{masa total}$$

En la tabla se muestran la cantidad de agua a evaporar en cada pasada.

Tabla 61
CANTIDAD DE AGUA A EVAPORAR EN CADA PASADA

PRIMERA PASADA	Estado	Masa de agua	+	Masa seca	=	Masa total	Unidades de masa (X)	Unidades de agua (1-X)	Capacidad a secar (Kg/seg)	Cantidad de agua a evaporar (Kg de agua/seg)
	Inicial	0,76	+	0,24	=	1				
	Final	0,59 * X	+	0,24	=	X				
SEGUNDA PASADA	Estado	Masa de agua	+	Masa seca	=	Masa total	Unidades de masa (X)	Unidades de agua (1-X)	Capacidad a secar (Kg/seg)	Cantidad de agua a evaporar (Kg de agua/seg)
	Inicial	0,59	+	0,41	=	1				
	Final	0,42 * X	+	0,41	=	X				
TERCERA PASADA	Estado	Masa de agua	+	Masa seca	=	Masa total	Unidades de masa (X)	Unidades de agua (1-X)	Capacidad a secar (Kg/seg)	Cantidad de agua a evaporar (Kg de agua/seg)
	Inicial	0,42	+	0,58	=	1				
	Final	0,25 * X	+	0,58	=	X				

CUARTA PASADA	Estado	Masa de agua	+	Masa seca	=	Masa total	Unidades de masa (X)	Unidades de agua (1-X)	Capacidad a secar (Kg/seg)	Cantidad de agua a evaporar (Kg de agua/seg)				
	Inicial	0,25	+	0,75	=	1								
	Final	0,08 * X	+	0,75	=	X					0,8152	0,1848	0,1388	0,0257

Para determinar la cantidad de agua absorbida, se utilizará la tabla psicrométrica. Se parte de los datos conocidos como son la temperatura ambiente promedio de 25 °C (77 °F) y la humedad relativa del 75%; con estos datos se obtiene el primer punto. La temperatura a la salida es de 60 °C (140 °F) y por tabla psicrométrica se determina la humedad relativa que da el 12%; con estos datos se obtiene el segundo punto. Con este segundo punto en la tabla psicrométrica se traza una paralela a la temperatura de bulbo húmedo hasta llegar a la curva de saturación.

Ahora para determinar el contenido de humedad en el primer y segundo punto se traza una línea horizontal hasta la relación de humedad y se obtiene que:

Contenido de humedad en el primer punto

$$= 0,015 \text{ Kg/Kg de aire seco}$$

Contenido de humedad en el segundo punto

$$= 0,0275 \text{ Kg/Kg de aire seco}$$

Cantidad de agua absorbida

$$= (0,0275 - 0,015) \text{ Kg/Kg de aire seco}$$

$$\text{Cantidad de agua absorbida} = 0,0125 \text{ Kg/Kg de aire seco}$$

Una vez obtenido estos datos se determina el flujo másico de aire:

$$\dot{m}_a = \frac{\text{Cantidad de agua a evaporar}}{\text{Cantidad de agua absorbida}}$$

$$\dot{m}_a = \frac{0,0575 \text{ Kg de agua/seg}}{0,0125 \text{ Kg/Kg de aire seco}}$$

$$\dot{m}_a = \frac{0,0575 \text{ Kg de agua/seg}}{0,0125 \text{ Kg/Kg de aire seco}}$$

$$\dot{m}_a = 4,6 \text{ Kg/seg}$$

Recopilando los datos se tiene:

Tabla 62
COMPILACIÓN DE DATOS DE CÁMARA DE SECADO.

RECOPIACION DE DATOS PARA LA CAMARA DE SECADO	
Temperatura inicial del aire (K)	363
Temperatura final del aire (K)	333
Temperatura inicial del agua en el producto (K)	298
Temperatura final del agua en el producto (K)	333
Humedad inicial	0,76
Humedad final	0,08
Calor específico del aire (KJ/Kg*K)	1,00822
Calor específico del agua (KJ/Kg*K)	4,179
Entalpia de vaporización del agua (KJ/Kg)	2400,8
Calor Especifico del vapor de agua (KJ/Kg*K)	1,8887
CAPACIDAD DESEADA	
Masa de banano a secar (Kg)	10000
Tiempo de retención (seg)	72000

Una vez obtenido el flujo másico del aire, se determina el calor que necesita el aire para elevar su temperatura de 25 °C a 90 °C Por lo tanto se tiene que:

$$m_a * C_{p_a} * \Delta T_a = \dot{Q}_a$$

$$\dot{Q}_a = 4,6 \text{ Kg/seg} * 1008,22 \text{ J/Kg} * K * 65 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_a = 301451,8 \text{ J/seg}$$

Ahora se diseña el intercambiador de calor para el proceso. Cabe indicar que el intercambiador a diseñar es de contra flujos sin flujos mezclados y de un solo paso con una disposición de tubos de forma escalonada.

Para el análisis de transferencia de calor del intercambiador primero se realizará un balance de energía y masa de la siguiente manera:

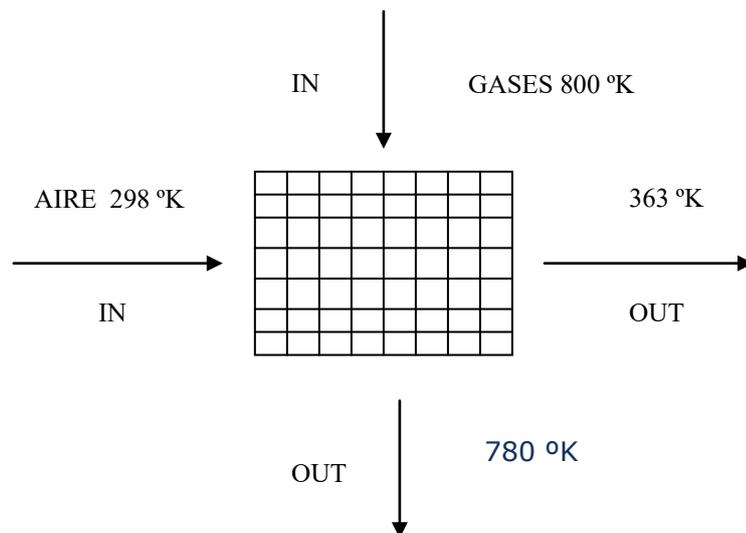


Figura 3.61 BALANCE DE ENERGÍA DEL INTERCAMBIADOR.

Para el diseño del intercambiador de calor se utilizará el método LMTD (Diferencia de Temperaturas Medias

Logarítmicas) y a través de la siguiente fórmula de transferencia de calor se determinará las medidas del intercambiador:

$$Q = F * U * A * \Delta T_{lm}$$

Donde:

El factor de corrección (F) que se aplica en el diseño de intercambiadores de calor en contra flujo, se lo determina a través de la figura 11.12 del incropera.

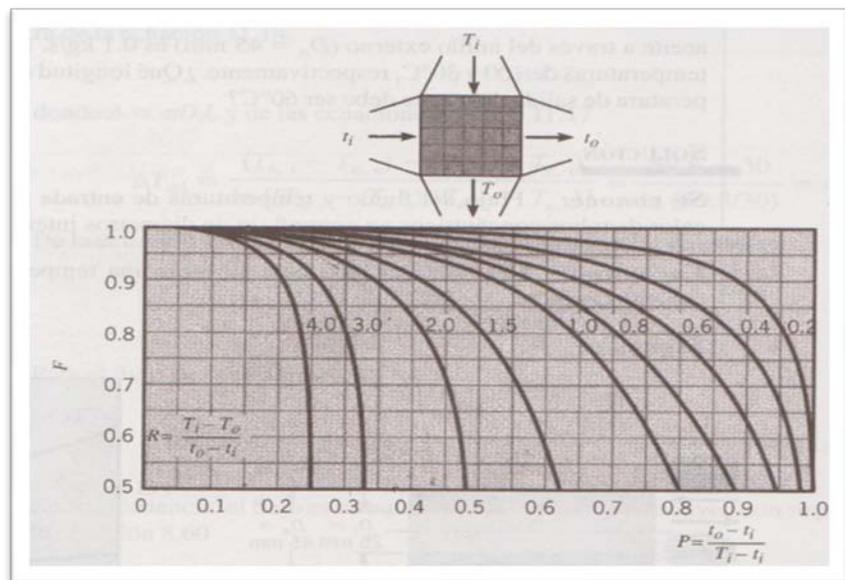


Figura 3.62 FACTOR DE CORRECCIÓN PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE UN SOLO PASO EN FLUJO CRUZADO CON FLUIDOS NO MEZCLADOS.

Para determinar el factor de corrección (F) se necesita determinar las variables P y R, para lo cual se utiliza las siguientes ecuaciones:

$$P = \frac{T_{final\ aire} - T_{inicial\ aire}}{T_{inicial\ gas} - T_{inicial\ aire}}$$

$$P = \frac{65}{502} = 0,13$$

$$R = \frac{T_{inicial\ gas} - T_{final\ gas}}{T_{final\ aire} - T_{inicial\ aire}}$$

$$R = \frac{20}{65} = 0,31$$

Con estos datos se ingresa en la figura y se obtiene un factor de corrección igual a 1.

El coeficiente global de transferencia (U) que se utilizará en el diseño del intercambiador de calor será asumido, para después proceder a determinar el coeficiente global de transferencia real.

Tabla 63

VALORES REPRESENTATIVOS DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Combinación de fluidos	$U(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Agua con agua	850-1700
Agua con aceite	110-350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000-6000
Condensador de amoniaco (agua en tubos)	800-1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-50

Para asumir el coeficiente global de transferencia se utiliza la tabla 11.2 del incropera, de la cual se selecciona un valor de $50 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ para un intercambiador de calor de tubos, aire en flujo cruzado.

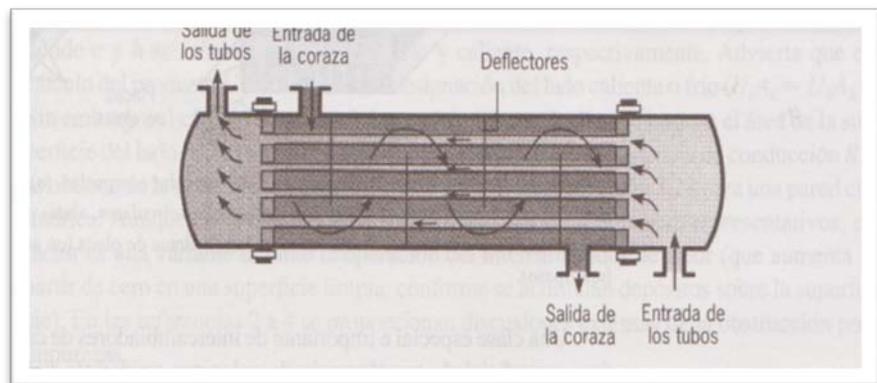


Figura 3.63 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA CON UN PASO POR LA CORAZA Y UNO POR LOS TUBOS (CONTRAFLUJO CRUZADO).

La diferencia de temperaturas medias logarítmicas (ΔT_{lm}), se la determina a través de la ecuación:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Para determinar la diferencia de temperaturas se utiliza la siguiente figura:

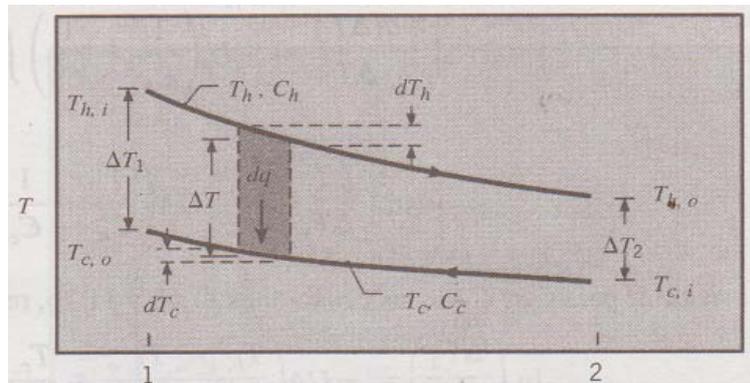


Figura 3.64 DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{inicial\ gas} - T_{final\ aire}$$

$$\Delta T_1 = 437\ K$$

$$\Delta T_2 = T_{final\ gas} - T_{inicial\ aire}$$

$$\Delta T_2 = 482\ K$$

Reemplazando los datos en la ecuación se tiene que:

$$\Delta T_{lm} = 459,1325\ K$$

Ahora se determina el área de contacto (A) necesaria para el intercambiador de calor, se despeja A de la ecuación:

$$Q = F * U * A * \Delta T_{lm}$$

$$A = \frac{\dot{Q}_a}{F * U * \Delta T_{lm}}$$

Reemplazando los datos encontrados tiene que el área de contacto superficial es:

$$A = 13,13 \text{ m}^2$$

Una vez obtenida el área de contacto superficial, se determina el número de tubos necesarios para el intercambiador de calor a través de la ecuación:

$$A = N * \pi * D_{ext} * L$$

Donde:

N = es el número de tubos.

D_{ext} = es el diámetro exterior de la tubería.

L = es la longitud de la tubería.

Para determinar el número de tubos del intercambiador asumimos las siguientes dimensiones para las tuberías:

TUBERIA PARA VAPOR CEDULA 40 ASTM A 53 GRB			
Diámetro Nominal (plg)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Longitud (mm)
3	88,9	5,49	1500

Se despeja N de la ecuación y se obtiene que:

$$N = \frac{A}{\pi * D_{ext} * L}$$

Reemplazando los datos conocidos se tiene que:

$$N = 31,34 \text{ tubos} \sim 32 \text{ tubos}$$

Pero este número de tubos es asumiendo un valor del coeficiente global de transferencia. Ahora se determina el coeficiente global de transferencia real, para de esta manera encontrar el número de tubos real que va a tener el intercambiador de calor.

Para determinar el coeficiente global de transferencia real, se utiliza la siguiente ecuación:

$$U_{real} = \frac{1}{\sum R_{termicas}}$$

Donde:

$$\begin{aligned} \sum R_{termicas} &= R_{cv \text{ aire}} + Fouling_{int} + R_{cond} + Fouling_{ext} \\ &+ R_{cv \text{ gas}} \end{aligned}$$

Para determinar cada una de estas resistencias se utiliza la siguiente tabla con las propiedades termofísicas del aire y del gas.

Tabla 64
PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE Y DEL GAS.

PARAMETROS	SIMBOLOS	UNIDADES	AIRE	GAS
Temperatura media	T_m	K	330,5	790
Viscosidad	μ	N*seg/m ²	$198,996 \times 10^{-7}$	$340,2 \times 10^{-7}$
Numero de Prandtl	Pr	-----	0,70273	0,7044
Conductividad Térmica	K	W/(m*K)	$28,557 \times 10^{-3}$	$54,96 \times 10^{-3}$
Calor Especifico	C_p	J/(Kg*K)	1008,22	1137,4
Densidad	ρ	Kg/m ³	1,1181 (a 313 K)	0,42095

La resistencia de convección del aire ($R_{cv\ aire}$), se lo determina a través de la ecuación:

$$R_{cv\ aire} = \frac{1}{h_i}$$

$$h_i = \frac{N_u * K_a}{D_{int}}$$

Donde:

h_i = es el coeficiente de convección interno.

N_u = es el numero de Nusselt.

K_a = es la conductividad térmica del aire.

D_{int} = es el diámetro interno de la tubería.

Usando la ecuación de Dittus-Boelter se determina el número de Nusselt.

N_{ud}

$$= 0,023 * R_{ed}^{\frac{4}{5}}$$

$$* Pr^n \text{ donde } n \begin{cases} n = 0,3 \text{ si el fluido se enfria } \\ n = 0,4 \text{ si el fluido se calienta} \end{cases}$$

Ahora se debe determinar si el flujo es laminar o turbulento, para lo cual se utilizará la ecuación de Reynolds para tubos circulares.

$$R_{ed} = \frac{4 * \left(\frac{\dot{m}_a}{N}\right)}{\pi * D_{int} * \mu_a}$$

$$R_{ed} = \frac{4 * \left(\frac{4,6 \text{ Kg/seg}}{32}\right)}{\pi * 77,92 * 10^{-3} \text{ m} * 198,996 * 10^{-7} \text{ N * seg/m}^2}$$

$$R_{ed} = 118038,7716$$

Como el número de Reynolds calculado es mayor que 2300, entonces se utiliza la ecuación de Dittus-Boelter para determinar el número de Nusselt.

$$N_{ud}$$

$$= 0,023 * R_{ed}^{\frac{4}{5}}$$

$$* Pr^n \text{ donde } n \begin{cases} n = 0,3 \text{ si el fluido se enfria} \\ n = 0,4 \text{ si el fluido se calienta} \end{cases}$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$N_{ud} = 0,023 * (118038,7716)^{\frac{4}{5}} * (0,70273)^{0,4}$$

$$N_{ud} = 228,07$$

Una vez obtenidos estos datos se reemplaza en la ecuación:

$$h_i = \frac{Nu * K_a}{D_{int}}$$

$$h_i = \frac{228,07 * 28,557 * 10^{-3} \text{ W/m * K}}{77,92 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_i = 83,58 \text{ W/m}^2 * K$$

Al reemplazar en la ecuación se tiene que:

$$R_{cv \text{ aire}} = \frac{1}{h_i}$$

$$R_{cv \text{ aire}} = \frac{1}{83,58 \text{ W/m}^2 * K}$$

$$R_{cv \text{ aire}} = 0,01196 \text{ m}^2 * K/W$$

El Fouling interno que produce el aire se lo desprecia al ser de un valor casi nulo.

La resistencia de conducción (R_{cond}) entre la tubería del aire y el gas, se lo determina a través de la ecuación:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) * \left(\frac{D_{int}}{2}\right)}{K_{mat}}$$

Donde la conductividad térmica del material (K_{mat}) es la del acero al carbón y se la calcula a 800 K, ya que es la máxima temperatura a la que va a estar sometido el acero al contacto y expuesto a la radiación con las llamas.

$$K_{mat} = 39,2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Reemplazando los datos en la ecuación se tiene que:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)}{K_{mat}}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{88,9}{77,92}\right) \cdot \left(\frac{77,92 \times 10^{-3}}{2} \text{ m}\right)}{39,2 \text{ W/m} \cdot \text{K}}$$

$$R_{cond} = 1,31 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

El Fouling externo según el libro Heat Exchanges Selection, Rating and Thermal Design de Sadik Kakac y Hongtan Liu Capítulo 5, se tiene que:

$$Fouling_{ext} = 0,0018 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

La resistencia de convección del gas ($R_{cv\ gas}$), se lo determina a través de la ecuación:

$$R_{cv\ gas} = \frac{1}{h_e}$$

$$h_e = \frac{Nu \cdot K_{gas}}{D_{ext}}$$

Donde:

h_e = es el coeficiente de convección externo.

N_u = es el número de Nusselt.

K_{gas} = es la conductividad térmica del gas.

D_{ext} = es el diámetro externo de la tubería.

Como el intercambiador de calor va a estar conformado por un haz de tubo y a través de ellos va a circular un flujo de aire, como se lo muestra en la figura.

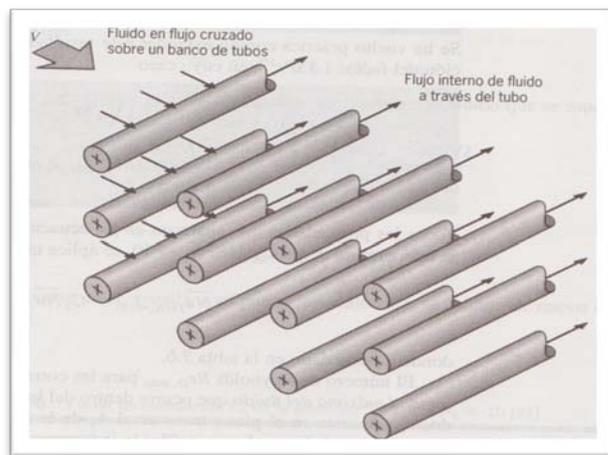


Figura 3.65 ARREGLO DE TUBOS.

Por lo cual se utiliza la ecuación de Grimison para determinar el valor de Nusselt.

$$N_{ud} = 1,13 * C_1 * R_{ed}^m * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$R_{ed} = \frac{\rho_{gas} * V_{max} * D_{ext}}{\mu_{gas}}$$

Para determinar el número de Reynolds se debe calcular primero la velocidad a la que pasan los gases a través del haz

de tubos. Se analiza las secciones A_1 y A_2 para determinar en cuál de estas secciones se presenta la máxima velocidad, tal como se lo aprecia en la figura.

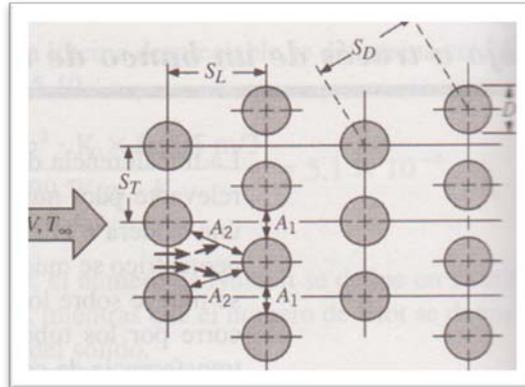


Figura 3.66 DISTANCIA ENTRE CENTRO DE TUBOS.

Cabe indicar que la distancia entre los tubos está bajo la norma TEMA, 9na edición, que indica el siguiente enunciado: “Los tubos estarán espaciados de centro a centro una distancia mínima de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo.”

Partiendo del enunciado se tiene que:

$$S_T = S_D = 1,25 * D_{ext}$$

$$S_T = S_D = 1,25 * 0,0889 \text{ m} = 0,111 \text{ m}$$

Si se cumple el siguiente enunciado:

$$S_D < \frac{D_{ext} + S_T}{2} \text{ donde; } S_D = \left(S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Entonces la velocidad máxima (V_{max}) ocurre en la sección A_2 , caso contrario ocurrirá en la sección A_1 .

Reemplazando los datos en la ecuación se tiene que:

$$S_D = 0,1241 \text{ m} < 0,1 \text{ m}$$

Como no se cumple el enunciado, entonces la velocidad máxima ocurre en la sección A_1 . Por lo que se determina la velocidad máxima a través de la siguiente ecuación:

$$V_{max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D_{ext}} \right) * V_{gas} \text{ donde; } \dot{m}_{gas} = \rho_{gas} * A * V_{gas}$$

Donde:

\dot{m}_{gas} = es el flujo másico del gas.

A = es el área transversal de los tubos.

V_{gas} = es la velocidad de los gases.

ρ_{gas} = es la densidad del gas a la temperatura inicial.

Entonces se tiene que el área transversal de los tubos se lo determina a través de la ecuación:

$$A = S_T * N * L$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$A = 0,111 \text{ m} * 32 * 1,5 \text{ m} = 5,328 \text{ m}^2$$

A continuación se determina el flujo másico del gas realizando un balance energético y se tiene que:

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_{gas}$$

$$\dot{m}_a * C_{Pa} * \Delta T_a = \dot{m}_{gas} * C_{Pgas} * \Delta T_{gas}$$

Despejando el flujo másico del gas se tiene que:

$$\frac{\dot{m}_a * C_{Pa} * \Delta T_a}{C_{Pgas} * \Delta T_{gas}} = \dot{m}_{gas}$$

Reemplazando los valores se tiene que:

$$\dot{m}_{gas} = \frac{4,6 \text{ Kg/seg} * 1008,22 \text{ J/Kg} * K * 65 \text{ K}}{1137,4 \text{ J/Kg} * K * 20 \text{ K}}$$

$$\dot{m}_{gas} = 13,25 \text{ Kg/seg}$$

Una vez obtenido estos valores, se determina la velocidad del gas a través de la ecuación:

$$V_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\rho_{gas} * A}$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$V_{gas} = 5,91 \text{ m/seg}$$

Ahora se puede determinar la velocidad máxima.

$$V_{max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D_{ext}} \right) * V_{gas}$$

$$V_{max} = \left(\frac{0,111 \text{ m}}{0,111 \text{ m} - 0,0889 \text{ m}} \right) * 5,91 \text{ m/seg}$$

$$V_{max} = 29,684 \text{ m/seg}$$

Una vez encontradas todas las incógnitas, se determina el número de Reynolds.

$$Re_d = \frac{\rho_{gas} * V_{max} * D_{ext}}{\mu_{gas}}$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$Re_d = \frac{\rho_{gas} * V_{max} * D_{ext}}{\mu_{gas}}$$

$$Re_d = \frac{0,42095 \text{ Kg}/m^3 * 29,684 \text{ m}/seg * 0,0889 \text{ m}}{340,2 \times 10^{-7} \text{ N} * seg/m^2}$$

$$Re_d = 32652,8$$

Para poder determinar el número de Nusselt se debe primero determinar el valor de la constante C_1 y m , el cual se lo determina a través de la tabla 65.

Tabla 65
CONSTANTES DE LAS ECUACIONES 7.61 Y 7.63 PARA EL FLUJO DE AIRE SOBRE UN BANCO DE TUBOS DE 10 O MÁS LÍNEAS.

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Por medio de la tabla se determina que $C_1 = 0,518$ y $m = 0,556$, para después reemplazarlo en la ecuación.

$$N_{ud} = 1,13 * C_1 * R_{ed}^m * Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$N_{ud} = 1,13 * 0,518 * (32652,8)^{0,556} * (0,7044)^{\frac{1}{3}}$$

$$N_{ud} = 168,43$$

Con todos estos datos se determina el coeficiente convectivo externo.

$$h_e = \frac{N_u * K_{gas}}{D_{ext}}$$

Reemplazando datos se tiene que:

$$h_e = \frac{168,43 * 54,96 * 10^{-3} \text{ W/m} * K}{0,0889 \text{ m}}$$

$$h_e = 104,127 \text{ W/m}^2 * K$$

A continuación se determina la resistencia de convección del gas a través de la ecuación:

$$R_{cv \text{ gas}} = \frac{1}{h_e}$$

$$R_{cv \text{ gas}} = \frac{1}{104,127 \text{ W/m}^2 * K}$$

$$R_{cv \text{ gas}} = 0,0096 \text{ m}^2 * K/W$$

Después de calcular todas las resistencias térmicas se realiza la sumatoria de éstas y se tiene que:

$$\begin{aligned} \sum R_{termicas} &= R_{cv\ aire} + Fouling_{int} + R_{cond} + Fouling_{ext} \\ &+ R_{cv\ gas} \\ \sum R_{termicas} &= 0,02349\ m^2 * K/W \end{aligned}$$

Ahora se determinará el coeficiente global de transferencia real a través de la ecuación:

$$\begin{aligned} U_{real} &= \frac{1}{\sum R_{termicas}} \\ U_{real} &= 42,56\ W/m^2 * K \end{aligned}$$

Como el coeficiente global de transferencia real (Ureal) es diferente al coeficiente global de transferencia asumido (Uasumido) se procede a iterar de tal forma que estos dos coeficientes sean iguales, tal como se lo muestra en la tabla.

Tabla 66
ITERACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA GLOBAL.

Número de Pruebas	Uasumido (W/m2*K)	Ureal (W/m2*K)	Número de Tubos
1	5,00E+01	4,24E+01	32
2	4,24E+01	3,87E+01	37
3	3,87E+01	3,62E+01	41
4	3,62E+01	3,46E+01	44
5	3,46E+01	3,36E+01	46
6	3,36E+01	3,31E+01	47
7	3,31E+01	3,27E+01	48
8	3,27E+01	3,27E+01	48

Entonces se concluye que el intercambiador de calor va a estar formado por 48 tubos de 3 plg. de diámetro y 1500 mm. de longitud.

CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Para seleccionar el ventilador del sistema, primero se debe calcular el flujo de aire necesario para este proceso.

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a}$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$\dot{Q}_a = \frac{4,6 \text{ Kg/seg}}{1.1181 \text{ Kg/m}^3} = 4,114 \text{ m}^3/\text{seg} = 8716,75 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Ahora se determina los ductos de ventilación, para lo cual se utilizará la ecuación:

$$Q = V * A$$

Donde:

A = es el área de la cámara de secado.

Despejamos la velocidad y se tiene que:

$$V = \dot{Q}_a / A$$

Reemplazando los datos se observa que:

$$V = \frac{4,114 \text{ m}^3/\text{seg}}{49 \text{ m}^2} = 0,08396 \text{ m}/\text{seg}$$

Cabe indicar que en esta velocidad no están considerados los ductos de ventilación, los cuales me pueden afectar esta velocidad.

Por investigaciones realizadas se determina que la velocidad para estos sistemas fluctúa entre 10 y 15 m/seg., para este sistema se asume una velocidad de 10 m/seg.

Tabla 67
VELOCIDAD ACONSEJABLE EN CONDUCTOS DE AIRE
POR NIVEL DE RUIDO.

APLICACIÓN	FACTOR DE CONTROL DE RUIDO (conductos principales)	Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos	5	7,5	6,5	6	5
Dormitorios hotel					
Dormitorios hospital					
Oficinas particulares	6	10	7,5	8	6
Despachos					
dirección					
Bibliotecas					
Salas cine/teatro	4	6,5	5,5	5	4
Auditorios					
Oficinas públicas	7,5	10	7,5	8	6
Restaurantes					
Comercios					
Bancos					
Comercios	9	10	7,5	8	6
Cafeterias					
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

Una vez determinado el caudal (variable) y la velocidad (constante) se determinan las dimensiones de los ductos.

Cabe indicar que el ducto va a estar constituido por tres secciones, tal como se lo muestra en la figura.

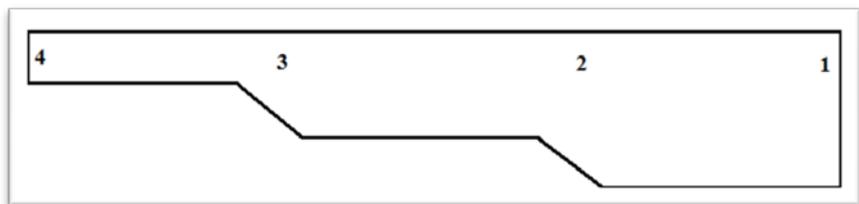


Figura 3.67 SECCIONES DEL DUCTO DE VENTILACIÓN.

En la tabla se muestran los diferentes parámetros y dimensiones para cada una de las secciones que conforman el ducto. Cabe indicar que se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$A = \dot{Q}_a / V \text{ donde; } A = a * b$$

$$D_{eq} = 1,3 * \frac{(a * b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$$

Donde:

\dot{Q}_a = es el caudal del aire en el ducto.

V = es la velocidad del aire en el ducto.

A = es el área del ducto.

a = es el ancho del ducto.

b = es el alto del ducto.

D_{eq} = es el diámetro equivalente del área del ducto.

Tabla 68
VALORES CARACTERÍSTICOS DE CADA SECCIÓN DEL DUCTO.

Secciones	Velocidad (m/seg)	Caudal por sección (m ³ /seg) $Q_s = \# * Q_a / 4$	Área (m ²) $A = a * b$	Diámetro Equivalente (m)
1-2	10	1,03 = 1 * 1,03	0,103 = 0,4 * 0,2575	0,3487
2-3	10	0,686 = (2/3) * 1,03	0,0686 = 0,4 * 0,1715	0,28015
3-4	10	0,343 = (1/3) * 1,03	0,0343 = 0,4 * 0,08575	0,1891

El ventilador que se va a seleccionar para el sistema, también debe vencer las pérdidas de presión presentes en el sistema; entre estas pérdidas se tiene las siguientes:

- *Pérdida de presión en los diferentes ductos del sistema.
- *Pérdida de presión en los diferentes acoples – ductos.
- *Pérdida de presión entre los ductos – cámara.
- *Pérdida de presión por las bandejas con los trozos de banano.
- *Pérdida de presión por las singularidades.

A continuación se detallan las fórmulas que se utilizarán para determinar las pérdidas de presión en el sistema.

$$\theta_{acople-ducto} = \tan^{-1} \left(\frac{d_{eqe} - d_{eqs}}{l} \right)$$

Donde:

θ = es el ángulo del ducto.

l = es la longitud del ducto.

d_{eqe} = es el diámetro equivalente de entrada.

d_{eqs} = es el diámetro equivalente de salida.

$$P_{ve} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqe}^2} \right)^2 \quad y \quad P_{vs} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqs}^2} \right)^2$$

Donde:

P_{ve} = es la presión a la velocidad de entrada.

P_{vs} = es la presión a la velocidad de salida.

$\dot{Q}_{seccion}$ = es el flujo en la sección analizada.

$$P_{acople} = (P_{vs} - P_{ve}) * (1 + \lambda) \quad y \quad P_{ducto} = (\zeta * l)$$

Donde:

λ = es la pérdida por la contracción (ver tabla).

ζ = es la pérdida de carga en ducto (ver figura).

l = es la longitud del ducto.

P_{acople} = es la pérdida de presión en el acople.

P_{ducto} = es la pérdida de presión en el ducto.

SECCION	LONGITUD (m)	CAUDAL (m3/seg)/(ft3/min)	VELOCIDAD (m/seg)	DIAMETRO EQUIVALENTE	
				ENTRADA (m)/(ft)	SALIDA (m)/(ft)
Ducto 1-2	2,67	1,03/2182,37	10	N/A	N/A
Acople-ducto 2-3	0,5	0,686/1453,5	N/A	0,3487/1,144	0,28015/0,9191
Ducto 2-3	2,67	0,686/1453,5	10	N/A	N/A
Acople-ducto 3-4	0,5	0,343/726,75	N/A	0,28015/0,9191	0,1891/0,62
Ducto 3-4	2,67	0,343/726,75	10	N/A	N/A

SECCION	ANGULO (°)	PERDIDA POR CONTRACCION (perdida)	Pve (plg de H20)	Pvs (plg de H20)	Pacople (plg de H20)
Ducto 1-2	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Acople-ducto 2-3	7,8	0,057	0,28	0,299	0,02
Ducto 2-3	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Acople-ducto 3-4	10,32	0,06	0,299	0,3613	0,066
Ducto 3-4	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Tabla 69

**COMPILACIÓN DE PÉRDIDAS TOTALES DE PRESIÓN
ENTRE LOS ACOPLES Y LOS DUCTOS.**

SECCION	PERDIDA DE CARGA EN EL DUCTO (Pa/m)	Pducto Pa/(plg de H20)
Ducto 1-2	3	8/0,0237
Acople-ducto 2-3	N/A	N/A
Ducto 2-3	3,9	10,413/0,031
Acople-ducto 3-4	N/A	N/A
Ducto 3-4	6	16,02/0,047

A continuación se determinará la caída de presión por la expansión ducto – cámara, para lo cual se debe determinar el diámetro equivalente de la cámara de secado que tiene un

área de 24,5 m² (2,45 m x 10 m) a través de la ecuación de Eusbscher.

$$d_o = 1,3 * \sqrt[8]{\frac{(\text{ancho} \times \text{largo})^5}{(\text{ancho} + \text{largo})^2}}$$

$$d_o = 1,3 * \sqrt[8]{\frac{(2,45 * 10)^5}{(2,45 + 10)^2}} = 5,11 \text{ m (16,76 ft)}.$$

Ahora se determinará el diámetro equivalente promedio que se va a tener en la entrada de la cámara, a través de la ecuación.

$$d_{eq\text{-promedio}} = \frac{d_{eq1-2} + d_{eq2-3} + d_{eq3-4}}{3}$$

Al reemplazar valores se tiene que:

$$d_{eq\text{-promedio}} = 0,2727 \text{ m (0,8947 ft)}$$

Entonces al hacer la relación:

$$\frac{d_o}{d_{eq1-2}} = \frac{5,11 \text{ m}}{0,2727 \text{ m}} = 18,74$$

Por lo tanto como en el sistema la longitud de entrada en la cámara es mínima y el ángulo es abrupto se ocupará el valor crítico de la figura A3; por lo tanto se tiene que:

$$R = 0,25 \text{ (reganancia).}$$

Cabe destacar que la cámara de secado tendrá tres entradas de flujo de aire, por lo que se asumirá un flujo de aire promedio para determinar la caída de presión por la expansión ducto – cámara.

$$\bar{Q}_a = \frac{2182,37 + 1453,5 + 726,75}{3} = 1454,21 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Entonces la presión de velocidad de entrada es:

$$P_{ve} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqe}^2} \right)^2$$

$$P_{ve} = \left(\frac{4 * 1454,21}{\pi * 4005 * (0,8947 * 0,8947)} \right)^2 = 0,334 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Entonces la presión de velocidad de salida es:

$$P_{vs} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqs}^2} \right)^2$$

$$P_{vs} = \left(\frac{4 * 1454,21}{\pi * 4005 * (16,76 * 16,76)} \right)^2 = 2,71 \times 10^{-6} \text{ plg de H}_2\text{O}$$

$$PDI = R * (P_{vs} - P_{ve}) = 0,25 * (2,71 \times 10^{-6} - 0,334) = -0,0835 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Ahora se determinará la caída de presión dentro de la cámara.

$$\bar{Q}_a = \frac{1,03 + 0,686 + 0,343}{3} = 0,686 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$= 2469,6 \text{ m}^3/\text{hr} * 2 = 4939,2 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$V = 10 \text{ m/seg}$$

Entonces la caída de la presión de la cámara da:

$$P_{camara} = (\zeta * l)$$

$$P_{camara} = (2,5 \text{ Pa/m} * 2,1 \text{ m}) = 5,25 \text{ Pa} = 0,016 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Ahora Se calcula la caída de presión por los trozos de banano, ya que el flujo de aire tiene que pasar entre estos para poder acarrear la humedad. La velocidad del gas a través de los agujeros de la plancha perforada es de 0,166 m/seg.

$$V = 0,166 \text{ m/seg} = 32,80 \text{ ft/min}$$

Por medio de la figura determinamos la caída de presión por pie:

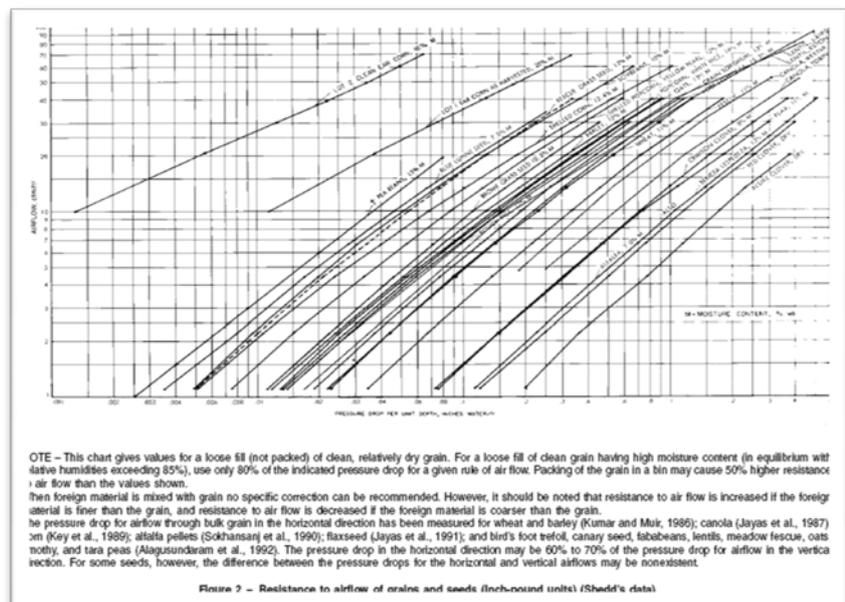


Figura 3.68 RESISTENCIA AL FLUJO DE AIRE DE GRANOS Y SEMILLAS.

$$\frac{P_{tb}}{ft} = 0,14 \text{ plg de H2O} * 2,88 \text{ ft} = 0,402 \text{ plg de H2O}$$

Por último se calcula la caída de presión en las singularidades, a través de la ecuación.

$$\Delta P = K * \rho * \frac{V^2}{2}$$

Donde:

K = es el factor de forma de la singularidad y es igual a 0,52.

ρ = es la densidad del aire a 90°C y es igual a 0,962786 Kg/m³.

V = es la velocidad del aire a través de la singularidad y es igual a 10 m/seg.

Por lo tanto, reemplazando estos datos en la ecuación se tiene que la caída de presión es:

$$\Delta P = 25,03 \text{ Pa} (0,074 \text{ plg de H2O})$$

Por lo tanto sumando todas las caídas de presiones estáticas se tiene:

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= 4 * (0,0237) + 4 * (0,02) + 4 * (0,031) + 4 * (0,066) + 4 * \\ &(0,047) + 4(-0,0835) + 2 * (0,016) + 2(0,402) + 2 * (0,074) = \\ &1,4008 \text{ plg de H2O} = 472,77 \text{ Pa} * 1,3 = 614,6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Ahora se determinará la potencia del motor eléctrico, a través de la ecuación:

$$\varphi = \frac{\Delta P_s}{\eta} * \dot{Q}_a = \frac{614,6 P_a}{0,9} * 4,114 m^3/seg = 2809,41 Watts$$
$$= 3,96 HP * 1,5 = 5,94 HP \sim 6 HP.$$

Por los datos obtenidos se selecciona un ventilador centrífugo que cumpla con las siguientes condiciones:

$$\dot{Q}_a = 8716,75 ft^3/min$$

$$\Delta P_s = 1,4 plg \text{ de } H_2O$$

$$\varphi = 6 HP$$

Cabe destacar que en la parte superior de la cámara de secado, se colocarán unos extractores de aire los serán de mayor capacidad que los ventiladores centrífugos. Con esto se logra que se extraiga toda la humedad que se encuentra en suspensión dentro de la cámara de secado.

CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL EXTRACTOR DE AIRE.

Para seleccionar el extractor de este sistema, se comienza con el dato conocido del flujo de aire necesario para el proceso. Cabe indicar que en el proceso de extracción se tiene que, el flujo másico de aire que ingresa tiene que ser

igual al flujo másico de aire que se extrae, pero como se necesita forzar al aire que pase por intermedio de las bandejas y que los trocitos de bananos leviten para poder extraer la humedad con mayor facilidad, ha este flujo másico se lo multiplica por un factor de seguridad de 1,5.

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} * \eta$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_a &= \frac{4,6 \text{ Kg/seg}}{1,1181 \text{ Kg/m}^3} * 1,5 = 6,171 \text{ m}^3/\text{seg} \\ &= 13075,125 \text{ ft}^3/\text{min}\end{aligned}$$

Ahora se determinan los ductos de ventilación, para lo cual se utilizará la ecuación:

$$Q = V * A$$

Donde:

A = es el área de la cámara de secado.

Se despeja la velocidad y se tiene que:

$$V = \dot{Q}_a / A$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$V = \frac{6,171 \text{ m}^3/\text{seg}}{49 \text{ m}^2} = 0,126 \text{ m/seg}$$

Cabe indicar que en esta velocidad no están considerados los ductos de ventilación, los cuales pueden afectar esta velocidad.

Por investigaciones realizadas se determina que la velocidad para estos sistemas fluctúa entre 10 y 15 m/seg, para este sistema se asume una velocidad de 10 m/seg.

Velocidad aconsejable en conductos de aire por nivel de ruido, tabla 67

Una vez determinado el caudal (variable) y la velocidad (constante) se procede a determinar las dimensiones de los ductos.

Cabe indicar que el ducto va a estar constituido por tres secciones, tal como se lo muestra en la figura.

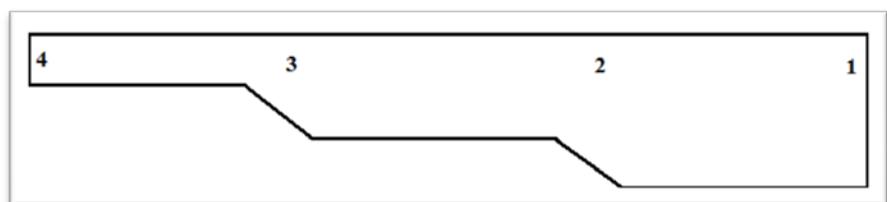


Figura 3.69 SECCIONES DEL DUCTO DE EXTRACCIÓN.

En la tabla se muestran los diferentes parámetros y dimensiones para cada una de las secciones que conforman

el ducto. Cabe indicar que se utilizaran las siguientes ecuaciones:

$$A = \dot{Q}_a / V \text{ donde; } A = a * b$$

$$D_{eq} = 1,3 * \frac{(a * b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$$

Donde:

\dot{Q}_a = caudal del aire en el ducto.

V = velocidad del aire en el ducto.

A = área del ducto.

a = ancho del ducto.

b = alto del ducto.

D_{eq} = Diámetro equivalente del área del ducto.

Tabla 70
VALORES CARACTERÍSTICOS DE SECCIONES EN DUCTOS DE EXTRACCIÓN.

Secciones	Velocidad (m/seg)	Caudal por sección (m3/seg) $Q_s = \# * \dot{Q}_a / 4$	Área (m2) $A = a * b$	Diámetro Equivalente (m)
1-2	10	1,5428 = 1 * 1,5428	0,103 = 0,4 * 0,2575	0,3487
2-3	10	1,0285 = (2/3) * 1,5428	0,0686 = 0,4 * 0,1715	0,28015
3-4	10	0,5143 = (1/3) * 1,5428	0,0343 = 0,4 * 0,08575	0,1891

El extractor que se selecciona para este sistema, también debe vencer las pérdidas de presión presentes en el mismo; entre estas pérdidas existen las siguientes:

- Pérdida de presión en los diferentes ductos del sistema.
- Pérdida de presión en los diferentes acoples – ductos.
- Pérdida de presión entre los ductos – cámara.
- Pérdida de presión por las bandejas con los trozos de banano.
- Pérdida de presión por las singularidades.

A continuación se detallan las fórmulas que se utilizarán para determinar las pérdidas de presión en el sistema.

$$P_T = \eta * P_D \text{ y } P_D = \frac{V^2}{16,3}$$

Donde:

P_T = es la caída de presión en el acople.

η = es el coeficiente por aumento de sección.

P_D = es la caída de presión dinámica en el acople.

V = es la velocidad en la sección.

$$P_{ve} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqe}^2} \right)^2 \text{ y } P_{vs} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqs}^2} \right)^2$$

Donde:

P_{ve} = es la presión a la velocidad de entrada.

P_{vs} = es la presión a la velocidad de salida.

$\dot{Q}_{seccion}$ = es el flujo en la sección analizada.

$$P_{acople} = (P_{vs} - P_{ve}) * (1 + \lambda) \text{ y } P_{ducto} = (\zeta * l)$$

Donde:

λ = es la pérdida por la contracción (ver tabla).

ζ = es la pérdida de carga en ducto (ver figura).

l = es la longitud del ducto.

P_{acople} = es la pérdida de presión en el acople.

P_{ducto} = es la pérdida de presión en el ducto.

En la tabla se muestra las pérdidas de presión entre los acoples y los ductos.

Tabla 71
COMPILACIÓN DE PÉRDIDAS TOTALES DE PRESIÓN
ENTRE LOS ACOPLES Y LOS DUCTOS.

SECCION	LONGITUD (m)	CAUDAL (m3/seg)/(ft3/min)	VELOCIDAD (m/seg)	DIAMETROS DE LA SECCION	
				ENTRADA (m)/(ft)	SALIDA (m)/(ft)
Ducto 1-2	2,67	1,5428/3268,89	10	N/A	N/A
Acople-ducto 2-3	0,5	1,0285/2179,19	10	0,1715/0,5627	0,2575/0,8448
Ducto 2-3	2,67	1,0285/2179,19	10	N/A	N/A
Acople-ducto 3-4	0,5	0,5143/1089,70	10	0,08575/0,2813	0,1715/0,5627
Ducto 3-4	2,67	0,5143/1089,70	10	N/A	N/A

SECCION	COEFICIENTE (η)	PRESION DINAMICA (perdida)	P_{acople} (plg de H20)	PERDIDA EN EL DUCTO (Pa/m)	P_{ducto} Pa/(plg de H20)
Ducto 1-2	N/A	N/A	N/A	2,5	6,675/0,0198
Acople-ducto 2-3	0,17	6,135	0,0303	N/A	N/A
Ducto 2-3	N/A	N/A	N/A	3	8,01/0,0237
Acople-ducto 3-4	0,21	6,135	0,0375	N/A	N/A
Ducto 3-4	N/A	N/A	N/A	4,5	12,015/0,0356

A continuación se determina la caída de presión por la contracción cámara – ducto, para lo cual se debe determinar

el diámetro equivalente de la cámara de secado que tiene un área de 24,5 m² (2,45 m x 10 m) a través de la ecuación de Eusbscher.

$$d_o = 1,3 * \sqrt[8]{\frac{(\text{ancho} * \text{largo})^5}{(\text{ancho} + \text{largo})^2}}$$

$$d_o = 1,3 * \sqrt[8]{\frac{(2,45 * 10)^5}{(2,45 + 10)^2}} = 5,11 \text{ m (16,76 ft)}.$$

Ahora se determina el diámetro equivalente promedio que va a tener en la entrada de la cámara, a través de la ecuación.

$$d_{\text{eq-promedio}} = \frac{d_{\text{eq1-2}} + d_{\text{eq2-3}} + d_{\text{eq3-4}}}{3}$$

Al reemplazar valores se tiene que:

$$d_{\text{eq-promedio}} = 0,2727 \text{ m (0,8947 ft)}$$

Entonces al hacer la relación:

$$\frac{d_o}{d_{\text{eq1-2}}} = \frac{5,11 \text{ m}}{0,2727 \text{ m}} = 18,74$$

Por lo tanto como en el sistema la longitud de salida en la cámara es mínima y el ángulo es abrupto se ocupara el valor crítico de la figura A3; por lo tanto tenemos que:

R = 0,25 (reganancia).

Cabe destacar que la cámara de secado tendrá tres salidas de flujo de aire, por lo que se asumirá un flujo de aire promedio para determinar la caída de presión por la expansión ducto – cámara.

$$\bar{Q}_a = \frac{3268,89 + 2179,19 + 1089,70}{3} = 2179,26 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Entonces la presión de velocidad de entrada es:

$$P_{ve} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqe}^2} \right)^2$$

$$P_{ve} = \left(\frac{4 * 2179,26}{\pi * 4005 * (0,8947 * 0,8947)} \right)^2 = 0,749 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Entonces la presión de velocidad de salida es:

$$P_{vs} = \left(\frac{4 * \dot{Q}_{seccion}}{\pi * 4005 * d_{eqs}^2} \right)^2$$

$$P_{vs} = \left(\frac{4 * 2179,26}{\pi * 4005 * (16,76 * 16,76)} \right)^2 = 6,08 \times 10^{-6} \text{ plg de H}_2\text{O}$$

$$PDI = R * (P_{vs} - P_{ve}) = 0,25 * (6,08 \times 10^{-6} - 0,749) = -0,1872 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Ahora se determinará la caída de presión dentro de la cámara.

$$\overline{Q}_a = \frac{1,5428 + 1,0285 + 0,5143}{3} = 1,029 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$= 3702,72 \text{ m}^3/\text{hr} * 2 = 7405,44 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$V = 10 \text{ m}/\text{seg}$$

Entonces la caída de la presión de la cámara nos da:

$$P_{\text{camara}} = (\zeta * l)$$

$$P_{\text{camara}} = (2 \text{ Pa}/\text{m} * 2,1 \text{ m}) = 4,2 \text{ Pa} = 0,0124 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Ahora se calcula la caída de presión por los trozos de banano, ya que el flujo de aire tiene que pasar entre estos para poder acarrear la humedad. La velocidad del gas a través de los agujeros de la plancha perforada es de 0,166 m/seg.

$$V = 0,166 \text{ m}/\text{seg} = 32,80 \text{ ft}/\text{min}$$

Por medio de la figura 3.68 se determina la caída de presión por pie:

$$\frac{P_{\text{tb}}}{\text{ft}} = 0,14 \text{ plg de H}_2\text{O} * 2,88 \text{ ft} = 0,402 \text{ plg de H}_2\text{O}$$

Por último se calcula la caída de presión en las singularidades, a través de la ecuación.

$$\Delta P = K * \rho * \frac{V^2}{2}$$

Donde:

K = es el factor de forma de la singularidad y es igual a 0,52.

ρ = es la densidad del aire a 90°C y es igual a 0,962786 Kg/m³.

V = es la velocidad del aire a través de la singularidad y es igual a 10 m/seg.

Por lo tanto reemplazando estos datos en la ecuación se tiene que la caída de presión es:

$$\Delta P = 25,03 \text{ Pa (0,074 plg de H}_2\text{O)}$$

Por lo tanto sumando todas las caídas de presiones estáticas se tiene:

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= 4 * (0,0198) + 4 * (0,0303) + 4 * (0,0237) + 4 * \\ &(0,0375) + 4 * (0,0356) + 4(-0,1872) + 2 * (0,0124) + \\ &2(0,402) + 2 * (0,074) = 0,8156 \text{ plg de H}_2\text{O} = 275,265 \text{ Pa} * \\ &1,5 = 412,9 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Ahora se determina la potencia del motor eléctrico, a través de la ecuación:

$$\varphi = \frac{\Delta P_s}{\eta} * \dot{Q}_a = \frac{412,9 Pa}{0,9} * 6,171 m^3/seg = 2831,1 Watts$$

$$= 3,8 HP * 1,5 = 5,7 HP \sim 6 HP.$$

Por los datos obtenidos se selecciona un ventilador centrífugo que cumpla con las siguientes condiciones:

$$\dot{Q}_a = 13075,125 ft^3/min$$

$$\Delta P_s = 0,8156 plg \text{ de } H_2O$$

$$\varphi = 6 HP$$

I: DISEÑO DE CÁMARA DE SECADO

Ahora se determinará el calor que pierde el aire durante el proceso de secado, para lo cual se realizará un balance de energía tomando como volumen de control a la cámara de secado. Cabe destacar que el calor que pierde el aire se lo utilizará para:

- Evaporizar el agua contenida en el producto.
- Calentar el vapor de agua.
- Elevar la temperatura del producto.
- Pérdidas por radiación y convección.

Para un mejor entendimiento se tiene la figura, la cual brinda el esquema termodinámico elegido de operación para el secador.

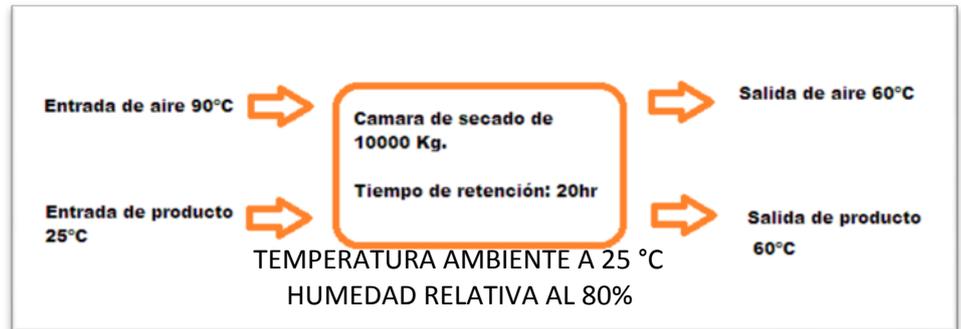


Figura 3.70 DIAGRAMA TERMODINÁMICO DE CÁMARA DE SECADO.

Se tiene que el balance de energía se rige por la siguiente ecuación:

$$E(c) + S C_p(t_{sal} - t_{ent}) + S X_{ent}(4,179)(T'_{ent} - t_{ent}) + E[(1,8887) * (T_{sal} - T'_{ent})] + SX_{sal}(4,179) * (t_{sal} - t_{ent}) + q_r = q_t$$

Donde:

E: velocidad de vaporización, kg/s.

c : Calor latente del agua a T_{ent} , °C.

T_{sal} : Temperatura del gas de salida, °C.

T_{ent} : Temperatura de entrada del gas, °C.

T'_{ent} : Temperatura de bulbo húmedo del gas de entrada, °C.

t_{ent} : Temperatura de entrada del producto, °C.

t_{sal} : Temperatura de salida del producto, °C.

S : Flujo másico de producto seco, kg/s.

X_{ent} : Contenido de humedad del producto húmedo, $lb_{agua}/lb_{sólidossecos}$.

X_{sal} : Contenido de humedad del producto seco, $lb_{agua}/lb_{sólidossecos}$.

C_p : Calor específico de producto seco, (KJ/kg°C)

q_r : Pérdida de calor por radiación desde el secador hacia los alrededores, Kw

q_t : Calor total que pierde el aire dentro del secador, Kw

A continuación se procederá a determinar cada una de estas pérdidas de calor del aire:

Calor de evaporación.

Como la mayor parte de la energía consumida se emplea en la evaporación del agua este es el calor más significativo. Primero se debe calcular cual es la velocidad de evaporación para la secadora en base a los parámetros de humedad establecidos para el banano. Por medio de la ecuación se halla la velocidad de evaporación E.

$$E = S(H_{bs\ entrada} - H_{bs\ salida})$$

Donde:

E: Velocidad de evaporación, kg/s

S: Flujo másico del producto seco.

Entonces se tiene que:

FLUJO MASICO DEL PRODUCTO = 10000 Kg/20 hrs = 500 Kg / hrs				
CONTENIDO	ENTRADA		SALIDA	
	(%)	Kg / hrs	(%)	Kg / hrs
AGUA (w)	76	380	8	10,434
SECO (s)	24	120	92	120
TOTAL	100	500	100	130,434

Reemplazando los datos en la ecuación se tiene:

$$E = \left(\frac{120}{3600}\right)(3,167 - 0,0869)$$
$$E = 0,1027 \text{ Kg/seg}$$

Ahora la velocidad de evaporación puede ser calculada como:

$$q_e = E\lambda = 0,1027 \text{ Kg/seg} * \left(2400,8 \text{ KJ/Kg}\right)$$
$$q_e = 246,56 \text{ KW}$$

Calor al producto seco

Es el calor que recibe el producto seco y se lo calcula mediante la ecuación

$$q_s = S C_p(t_{sal} - t_{ent})$$

De la tabla anexa se determina el calor específico del banano sobre cero.

Tabla 72
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE FRUTAS

Alimento	Calor específico promedio sobre cero °C			Calor específico promedio bajo cero °C		
	(Btu/lb°F)	(KJ/kg°C)	(Kcal/kg°C)	(Btu/lb°F)	(KJ/kg°C)	(Kcal/kg°C)
	Aguacates	0.72	3.01	0.72	0.37	0.55
Albaricoques. frescos	0.88	3.68	0.88	0.43	1.8	0.43
Alcachofas	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42
Asparagus	0.94	0.94	0.94	0.45	1.88	0.45
Banano	0.8	0.35	0.8	0.4	1.67	0.4
Barracuda	0.8	3.35	0.8	0.4	0.67	0.4
Carne de res muerta	0.68	2.85	0.68	0.48	2.01	0.48
Carne de res, completa	0.74	3.1	0.74	0.38	1.59	0.38
Carne de res, conserva	0.63	2.64	0.63	0.34	1.42	0.34
Carne de res, costilla	0.67	0.81	0.67	0.36	1.51	0.36
Carne de res, flancho	0.56	2.34	0.56	0.32	1.34	0.32
Carne de res, lomo	0.66	2.76	0.66	0.35	1.47	0.35
Carne de res, pierna	0.76	3.18	0.76	0.39	1.63	0.39
Carne de res, rabadilla	0.62	2.6	0.62	0.34	1.42	0.34
Espárragos	0.88	3.68	0.88	0.43	1.8	0.43
Lobo de mar	0.82	3.43	0.82	0.41	1.72	0.41
Manzanas	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42
Remolacha	0.9	3.77	0.9	0.43	1.8	0.43
Zarzamoras	0.87	3.64	0.87	0.42	0.76	0.42

Reemplazando los valores se tiene:

$$q_s = \left(\frac{120}{3600} \text{ Kg/seg} \right) \left(3,35 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C} \right) (60 - 25)^\circ\text{C}$$

$$q_s = 3,91 \text{ KW}$$

Cálculo del calor al líquido

Es el calor que recibe el líquido para su precalentamiento. Se considera que el secado es a temperatura de bulbo húmedo del aire, esto quiere decir que el líquido alcanza esa temperatura antes de evaporarse.

$$q_l = S X_{ent} (4,179) (T'_{ent} - t_{ent})$$

Para obtener la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada se debe hacer uso de una tabla psicométrica. Ver figura siguiente.

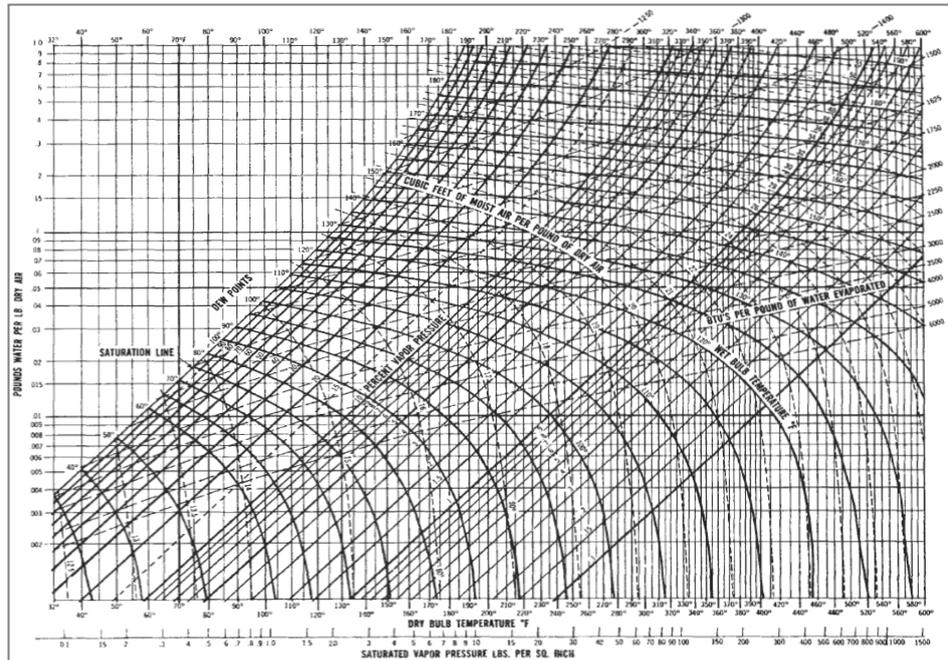


Figura 3.71 CARTA PSICOMÉTRICA PARA UN AMPLIO RANGO DE TEMPERATURAS.

El procedimiento es el siguiente:

Aire a temperatura ambiente 25 °C y 80% de humedad relativa, que son las condiciones ambientales promedio de Pueblo Viejo provincia de Los Ríos, tiene las siguientes propiedades:

Con tabla psicrométrica	}	<p>Aire 25 °C o 77 °F, 80% humedad relativa</p> <p>$X_{ent} = 0.016$ kg agua/kg seco</p>
-------------------------	---	---

Esta relación se conserva hasta que el aire entra al secador, por lo que ahora a 90 °C o 194 °F se tiene:

Con tabla psicométrica $\left\{ \begin{array}{l} \text{Aire } 90 \text{ }^\circ\text{C o } 194 \text{ }^\circ\text{F, } X=0.016 \text{ kg agua/kg seco} \\ T'_{ent}=36,67 \text{ }^\circ\text{C o } 98 \text{ }^\circ\text{F.} \end{array} \right.$

Reemplazando:

$$q_l = \left(\frac{120 \text{ Kg/seg}}{3600} \right) (3,167) * 4,179 \text{ KJ/Kg} * ^\circ\text{C} * (36,67 - 25)^\circ\text{C}$$

$$q_l = 5,15 \text{ KW}$$

CÁLCULO DEL CALOR AL VAPOR DE AGUA

Se lo denomina a este calor también como sobrecalentamiento y se lo calcula en base diferencia de la temperatura de secado y la temperatura del aire de salida.

$$q_v = E(1,8887)(T_{sal} - T'_{ent})$$

Reemplazando los valores:

$$q_v = \left(0,1027 \text{ Kg/seg} \right) \left(1,8887 \text{ KJ/Kg} * ^\circ\text{C} \right) (60 - 36,67)^\circ\text{C}$$

$$q_v = 4,53 \text{ KW}$$

CÁLCULO DEL CALOR DE LA HUMEDAD RESIDUAL

Es el calor que adquiere el agua dentro del producto pero que nunca se evapora y se la calcula como:

$$q_{hr} = SX_{sal}(4,179)(t_{sal} - t_{ent})$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$q_{hr} = \left(\frac{120}{3600} \text{ Kg/seg} \right) (0,0869) (4,179 \text{ KJ/Kg} * \text{ } ^\circ\text{C}) (60 - 25)^\circ\text{C}$$

$$q_{hr} = 0,424 \text{ KW}$$

CÁLCULO DEL CALOR POR RADIACIÓN

Se lo conoce comúnmente calor por radiación pero en realidad es la suma del calor por convección y el calor por radiación del secador hacia los alrededores. También se lo puede definir como el calor total de conducción a través de las paredes del secador.

Por investigaciones realizadas se encuentra que una regla empírica indica que el calor por radiación para un secador de bandejas tipo batch esta aproximadamente entre el 4% y el 5% del calor de evaporación. Cabe indicar que esta información se la verificó con el cálculo del aislamiento térmico de la cámara. Para este fin se considera una pérdida de calor del 4,6%.

$$q_r = 0,046 * q_e$$

$$q_r = 0,046 * 246,56 \text{ KW} = 11,342 \text{ KW}$$

ESPESOR DE AISLAMIENTO.

A continuación se determinará el espesor del aislamiento necesario para el secador, teniendo en cuenta a las pérdidas por radiación y convección estimadas en el anterior balance de energía.

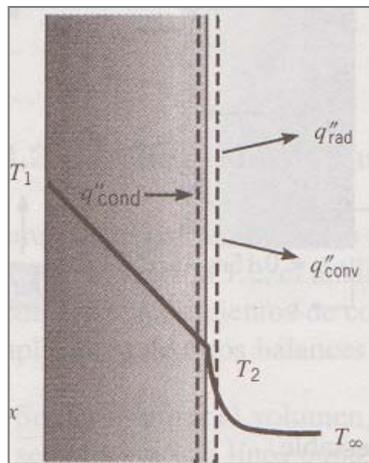


Figura 3.72 BALANCE DE ENERGÍA EN PARED.

El cálculo se basa en el espesor mínimo óptimo de lana de vidrio para obtener una temperatura no mayor a 30 °C en la superficie exterior del aislamiento por seguridad del personal de operación.

Los pasos para hallar el espesor son los siguientes:

1. Cálculo del coeficiente de convección libre de una pared plana vertical del secador

2. Balance de energía alrededor de una sección de pared plana. Despejar e (espesor óptimo).
3. Comprobar que el flujo de calor total sea menor al estimado en el balance de energía.

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN LIBRE DE PARED PLANA VERTICAL

Asumiendo una temperatura de la superficie interior uniforme de $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, que es el promedio de la temperatura de los gases de entrada y salida, se considera también una temperatura de la superficie exterior de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura ambiente para los cálculos será de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

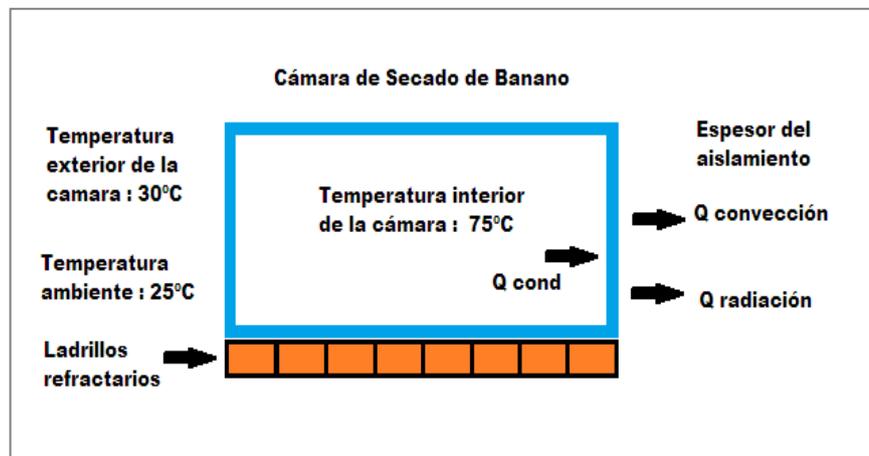


Figura 3.73 ESQUEMA DE LA CÁMARA DE SECADO CON AISLAMIENTO.

De la tabla adjunta se determina las propiedades del aire a T= (Te+Tamb)/2 = 300,5 K

Tabla 73
PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE GASES A PRESIÓN ATMOSFÉRICA

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688

$\beta=0,003328 \text{ K}^{-1}$; $k=26,3\text{E}-03 \text{ W/m} \cdot \text{K}$; $\nu=15,89\text{E} -06 \text{ m}^2/\text{s}$; $\alpha=22,5\text{E}-06 \text{ m}^2/\text{s}$; $Pr=0,707$

$$R_{aL} = \frac{g\beta (T_e - T_{amb})L^3}{\alpha \nu}$$

$$R_{aL} = \frac{9,8 (0,003328) (30 - 25)(2,6)^3}{(22,5\text{E} - 06)(15,89\text{E} - 05)}$$

$$R_{aL} = 8,02\text{E} + 09$$

La correlación adecuada es la que dan Churchill y Chu y es de la forma:

$$\bar{N}_{uL} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]} \right\}^2$$

$$\bar{N}_{uL} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387(8,02E + 09)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492/0,707)^{\frac{9}{16}} \right]} \right\}^2$$

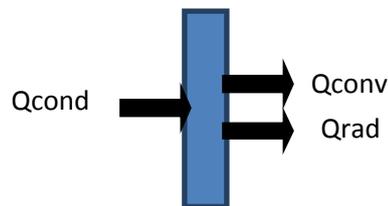
$$\bar{N}_{uL} = 107,37$$

El coeficiente de convección viene dado por:

$$\bar{h} = \frac{\bar{N}_{uL} * k}{L} = \frac{107,37 * 26,3E - 03}{2,6}$$

$$\bar{h} = 1,086 \frac{W}{m^2 * K}$$

A continuación se realizará un balance de energía en una pared plana del secador. Se usará un valor de 0.065 w/m*k como la conductividad promedio de la lana de vidrio. Emisividad de 1 para la superficie.



De la gráfica se puede deducir que:

$$Q_{cond} = Q_{conv} + Q_{rad}$$

$$\frac{K}{e}(T_i - T_e)A = \bar{h}(T_e - T_{amb})A + e\sigma(T_e^4 - T_{amb}^4)A$$

$$e = \frac{K(T_i - T_e)}{\bar{h}(T_e - T_{amb}) + e\sigma(T_e^4 - T_{amb}^4)}$$

$$e = \frac{0,065(75 - 30)}{1,086(30 - 25) + 1(5,67E - 08)(303^4 - 298^4)}$$

$$e = 0,08079 \text{ m (espesor de aislamiento de lana de vidrio)}$$

CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS TOTALES

Se tiene que el calor total que atraviesa todas las paredes verticales y el techo esta dada por:

$$Q_{cond} = \frac{k}{e}(T_i - T_e)A$$

Reemplazando los datos se tiene que:

$$\begin{aligned} Q_{cond} &= 2 * \left(\frac{0,056}{0,08079} \right) * (75 - 30) * 26 + 2 * \left(\frac{0,056}{0,08079} \right) \\ &* (75 - 30) * 12,74 + 1 * \left(\frac{0,056}{0,08079} \right) * (75 - 30) \\ &* 49 = 3,945 \text{ KW} \end{aligned}$$

En la superficie inferior de la cámara de secado no se puede colocar lana de vidrio, por lo que el aislamiento utilizado en esta superficie será compuesto por un capa de ladrillo refractarios de 63 mm de espesor.

Entonces el calor que se trasmite a través de la superficie inferior del plenum es igual a:

$$Q_{cond} = \frac{K * A * (T_s - T_i)}{e}$$

Se utilizará valor de k de 0,19 W/m*K, que es la conductividad tabulada por el fabricante a una temperatura de 260 °C. Ver en la tabla adjunta para más características técnicas del ladrillo.

Tabla 74
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS LADRILLOS REFRACTARIOS.

  		
Información Producto		
IFB 2300 LI		4/18/07 Rev.
Clasificación; 2300°F Ladrillo Refractario		
Propiedades físicas:	Unidades Inglesas	Unidades SI
Temperatura máxima de servicio	2300°F	1260°C
Densidad	lb/ft ³ 35	g/cm ³ 0.56
Modulo de Ruptura	lb/in ² 130	MPa 0.9
Resistencia a la compresión	230	1.6
Conductividad Térmica		
A un temperatura promedio de:	Btu/in/ft ² *F	W/m°C
500°F (260°C)	1.33	0.19
1000°F (538°C)	1.67	0.24
1500°F (816°C)	2.11	0.3
2000°F (1093°C)	2.64	0.38
Análisis Químico: (Aproximado) (Base Calcinada)		
☒ Sílice	(SiO ₂)	44.8
Alúmina	(Al ₂ O ₃)	51.0
Dióxido de Titanio	(TiO ₂)	1.5
Oxido de Hierro	(Fe ₂ O ₃)	0.9
Oxido de Calcio	(CaO)	0.4
Magnesia	(MgO)	0.4
Oxido de Sodio	(Na ₂ O)	0.1
Oxido de Potasio	(K ₂ O)	0.9
<p>Los datos de prueba mostrados se basan en los resultados medios de las muestras de producción y están sujetos a variaciones normales en las pruebas individuales. Los datos de prueba no puede ser tomados como valores mínimos ni máximos para los efectos de especificación. Los procedimientos de prueba ASTM fueron utilizadas según corresponda.</p> <p>Descripción; IFB 2300 LI 2300°F (1260°C) máxima temperatura de operación del ladrillo refractario.</p> <p>Aplicaciones; IFB 2300 LI es adecuado para el revestimiento de ladrillo detrás de copia de seguridad densa, las cámaras de combustión, hornos de cerámica, revestimientos de recuperación de azufre, revestimiento de hornos de inducción de copia de seguridad, y forjar revestimiento de hornos.</p>		

Reemplazando para un área de 4,9 m x 10 m se tiene:

$$Q_{cond} = \frac{0,19 * 49 * (75 - 25)}{(0,063)}$$

$$Q_{cond} = 7,4 \text{ KW (a través del piso de la camara de secado)}$$

Sumando todas los calores calculados se obtiene que el calor total que se pierde por las paredes y el piso es:

$$Q_{TOTAL} = 3,945 + 7,4 = 11,345 \text{ KW} = q_r$$

CALOR TOTAL QUE PIERDE EL AIRE

El calor total que pierde el aire ya se puede determinar sumando todas las pérdidas de calor.

$$q_t = 246,56 + 3,91 + 5,15 + 4,53 + 0,424 + 11,342$$

$$q_t = 271,92 \text{ KW}$$

EXPANSIÓN TÉRMICA

Se pone especial atención a la expansión térmica de las diferentes partes del secador debido a:

- Alta temperatura de los gases
- Elementos con longitudes considerables

Por ello en esta sección se calculará el cambio de longitud de la planchas de acero inoxidable de la cámara de secado con la ecuación.

$$\Delta L = L(T_1 - T_2) \alpha$$

Donde:

ΔL : Cambio de longitud plancha de la cámara de secado.

T_1 : Límite superior de temperatura.

T_2 : Límite inferior de temperatura (mínima temperatura ambiente esperada).

α : Coeficiente de expansión lineal del acero inoxidable.

Para acero inoxidable:

$$\alpha = 17.8 \text{ e-}06 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

Reemplazando los datos:

$$\Delta L = 10 * (90 - 25) * (17,8E - 06)$$

$$\Delta L = 0,01157 \text{ m}$$

La plancha de acero deberá tener una mayor holgura que la calculada, para evitar que ésta se rompa o se pandee por la falta de espacio dentro del secador.

Las paredes de la cámara de secado estarán formadas por la unión de planchas de acero de 2mm, las cuales tienen 2,44 m x 1,22 m y estarán unidas mediante pernos. Por efecto de la

dilatación cada segmento podría romperse si no se da el espacio adecuado para el ensamblaje.

Para acero:

$$\alpha = 12 \text{ e}^{-06} \text{C}^{-1}$$

Reemplazando los datos:

$$\Delta L = 2,44 * (90 - 25)(12E - 06)$$

$$\Delta L = 1,9E - 03 \text{ m}$$

A continuación se determinará la eficiencia de la cámara de secado, a través de la ecuación:

$$\text{Eficiencia de la camara de secado} = \frac{\text{Energia usada}}{\text{Energia suministrada}}$$

Donde:

Energía usada = es la energía aprovechada por la cámara de secado.

Energía suministrada = es la energía que brinda el combustible.

La energía usada se la puede determinar a través de la ecuación:

$$\text{Energia usada} = q_t - q_r$$

Como los datos son conocidos, se reemplaza datos y se tiene que:

$$\text{Energía usada} = 271,92 \text{ KW} - 11,342 \text{ KW} = 260,578 \text{ KW}$$

La energía suministrada se la puede determinar a través de la ecuación:

$$\begin{aligned} \text{Energía suministrada} \\ &= \text{Calor que gana el aire} \\ &+ \text{Calor que gana el vapor de agua} \end{aligned}$$

Donde,

El calor que gana el aire se lo puede determinar a través de la ecuación:

$$\text{Calor que gana el aire} = \dot{m}_a * C_{pa} * (T_{ent} - T_{amb})$$

Donde:

\dot{m}_a = es el flujo másico del aire.

C_{pa} = es el calor específico del aire.

T_{ent} = es la temperatura del aire a la entrada de la cámara de secado.

T_{amb} = es la temperatura del aire ambiente.

Como todos estos datos son conocidos, entonces se reemplaza los datos y se tiene que:

$$\begin{aligned} \text{Calor que gana el aire} \\ &= 4,6 \text{ kg/seg} * 1,00822 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K} * (90 - 25)^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$\text{Calor que gana el aire} = 301,46 \text{ KW}$$

El calor que gana el vapor de agua se lo puede determinar a través de la ecuación:

$$\begin{aligned} \text{Calor que gana el vapor de agua} \\ = \dot{m}_a * X_{ent} * C_{pw} * (T_{ent} - T_{amb}) \end{aligned}$$

Donde:

\dot{m}_a = es el flujo másico del aire.

X_{ent} = es la humedad relativa en la temperatura ambiente.

C_{pw} = es el calor específico del vapor de agua.

T_{ent} = es la temperatura del aire a la entrada de la cámara de secado.

T_{amb} = es la temperatura del aire ambiente.

Como todos estos datos son conocidos, entonces se reemplaza los datos y se tiene que:

$$\begin{aligned} \text{Calor que gana el vapor de agua} \\ = 4,6 \text{ kg/seg} * 0,016 * 1,8887 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{K} \\ * (90 - 25)^\circ\text{K} \\ \text{Calor que gana el aire} = 9,04 \text{ KW} \end{aligned}$$

Entonces se tiene que,

$$\text{Energía suministrada} = 301,46 \text{ KW} + 9,04 \text{ KW} = 310,5 \text{ KW}$$

Ahora se determinará la eficiencia de la cámara de secado:

$$\text{Eficiencia de la camara de secado} = \frac{\text{Energia usada}}{\text{Energia suministrada}}$$

$$\text{Eficiencia de la camara de secado} = \frac{260,578 \text{ KW}}{310,5 \text{ KW}} = 0,8392$$

$$\text{Eficiencia de la camara de secado} = 83,92 \%$$

A continuación se determinará la cantidad de combustible que se debe suministrar por día (20 horas por día) al quemador:

Energia consumida por dia

$$= 310,5 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ MJ}}{1000 \text{ KJ}} * \frac{72000 \text{ seg}}{1 \text{ dia}} = 22356 \frac{\text{MJ}}{\text{dia}}$$

Para hallar el consumo diario de combustible (gas licuado de petróleo), se tiene la problemática del uso del poder calorífico superior (PCS) o el poder calorífico inferior (PSI). La utilización de cada uno depende exclusivamente de la energía consumida calculada, que puede ser la máxima o la mínima del sistema. En este caso se trabajará con el poder calorífico superior ya que la cámara tiene una eficiencia del 84%.

En la tabla se encuentran los valores típicos de poder calorífico de algunos combustibles.

Tabla 75

PODER CALORÍFICO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS.

PODER CALORIFICO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS							
Combustible	Densidad kg/m ³	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg	Combustible	Densidad kg/m ³	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg
Gas natural	(*)	39900	44000	Gas de agua	0'711	14000	16000
Gas de hulla	0'50		46900	Gas ciudad	0'650	26000	28000
Gas de coquería	0'56	31400	35250	Gas de agua carburado	0'776	26400	27200
Gas de aire	----	10000	12000	Propano	506 (l) 1'85 (g)	46350	50450
Hidrógeno	0'0899	120011	141853	Butano	580 (l) 2'4 (g)	45790	49675

(*) Varía según el país de procedencia
 (l), (g) Densidad a 20 °C en estado líquido y gaseoso, respectivamente.
 P.C. Medio del biogás = 5554 kcal/m³

Para este caso el poder calorífico superior para el GLP es 50,45 MJ/kg, con este dato se puede determinar el consumo de GLP por día o por horas, a través de la ecuación:

$$\text{Consumo diario} = \frac{\text{Energía consumida por día}}{\text{Poder calorífico superior del GLP}}$$

$$\text{Consumo diario} = \frac{22356 \frac{\text{MJ}}{\text{día}}}{50,45 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}$$

$$\text{Consumo diario} = 443,13 \frac{\text{kg}}{\text{día}}$$

$$\text{Consumo por horas} = \frac{443,13 \frac{\text{kg}}{\text{día}}}{20 \frac{\text{hrs}}{\text{día}}} = 22,16 \frac{\text{kg}}{\text{hrs}}$$

Como el consumo de combustible por hora es alto, se recomienda construir un depósito para GLP, siguiendo las normas ecuatorianas para el transporte, almacenamiento,

envasado y distribución de gas licuado de petróleo (GLP) en cilindros y tanques, tal como se lo puede apreciar en la figura.

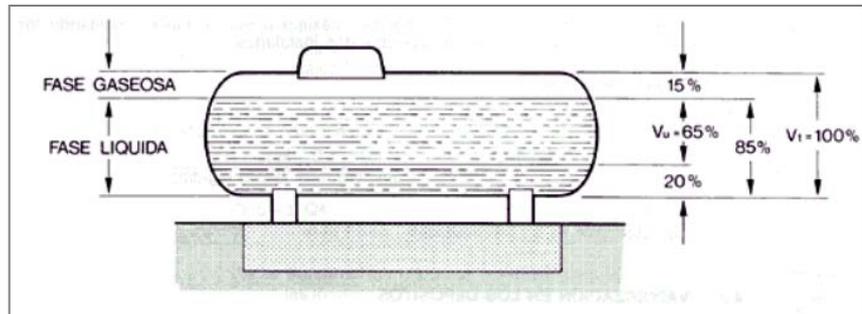


Figura 3.74 DEPÓSITO PARA GLP.

A continuación se seleccionará el quemador para el proceso, y será un quemador atmosférico de gas ya que estos están diseñados para trabajar con gas natural o GLP. Cabe indicar que el aire de combustión será introducido mediante un ventilador centrífugo para aumentar la presión del aire, lo que ocasionara que se quemara más combustible y que el rendimiento sea superior.

Para lograr el cometido se utilizará un catálogo de EQA, donde la energía que genera cada quemador está dada en Kcal/hrs. Partiendo del dato de energía suministrada se realiza la conversión de unidades y se tiene que:

$$\text{Energia suministrada} = 310,5 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ Kcal}}{4,184 \text{ KJ}} * \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hr}}$$

$$\text{Energia suministrada} = 267160,62 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Con este dato se ingresa a la tabla:

Tabla 76
DATOS DE QUEMADORES.

TABLA DE MEDIDAS EN SUS DISTINTAS CAPACIDADES																					
		Capacidades en Kcal/hora x 1.000																			
		modelo 181A										modelo 181R									
		100*	300	400	600	800	1.000	1.250	1.500	2.000	2.500	3.000	400	600	800	1.000	1.500	2.000	2.500	3.000	
Medidas en mm.	A	210	343	445	639	935	1231	1527	935	1231	1527	1823	343	445	639	639	935	1231	1527	935	
	B	155	200	200	200	200	200	200	390	390	390	390	200	200	200	200	200	200	200	390	
	C	190	280	280	600	600	600	600	600	600	600	600	280	280	600	600	600	600	600	600	
	D	240	330	330	330	330	330	330	670	670	670	670	330	330	330	330	330	330	560	560	670
	E	400	610	610	930	930	930	1020	1020	1020	1020	1020	610	610	930	930	930	930	1020	1020	
	F	---	1000	1000	1500	1500	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1000	1000	1500	1500	1500	1700	1700	1700	
	G	---	440	560	770	1095	1395	1695	1095	1395	1700	2000	440	560	770	770	1095	1395	1695	1095	
	H	---	---	---	310	310	310	310	310	310	310	310	---	---	310	310	310	310	310	310	
	I	---	---	---	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	---	---	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
Cantidad de motores	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	1	2	2	2		
Potencia motores (HP)	0,1	0,5	1	1,5	2	4	5,5	3	4	4	5,5	1	1,5	2	3	5,5	4	4	5,5		

Las medidas LH y F pueden modificarse a pedido.
* Para GLP solo hasta 75.000 Kcal/hora.

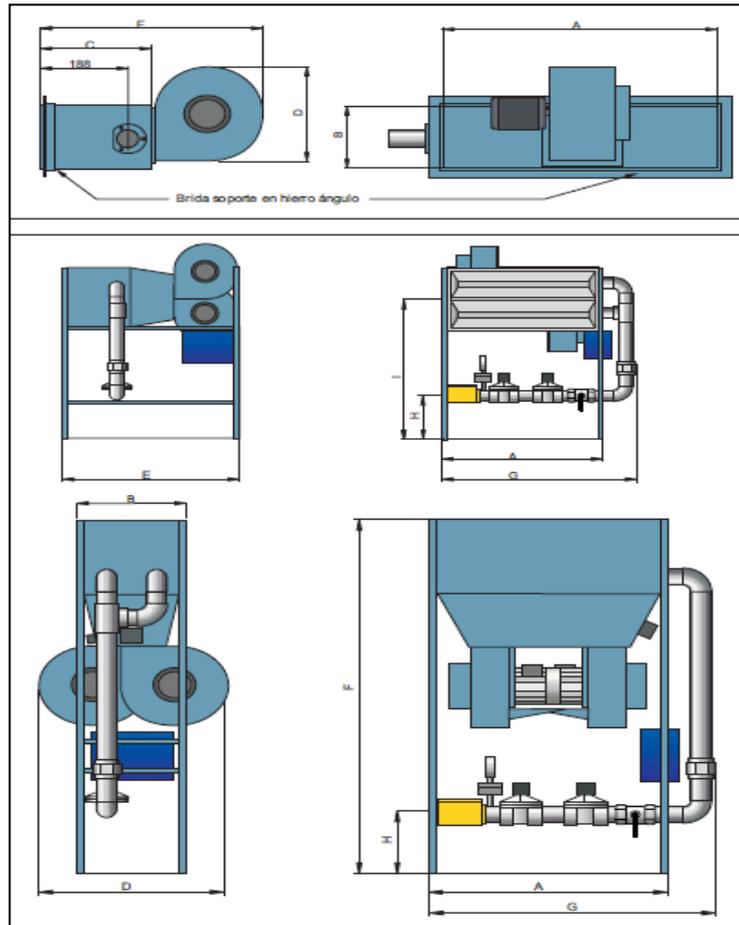


Figura 3.75 DISEÑO DEL QUEMADOR.

Entonces se tiene que él quemador a utilizarse sería el modelo 181 A de hasta 300000 Kcal/hora, con ventilador centrífugo, tal como se lo muestra en la figura.



Figura 3.76 VENTILADOR CENTRÍFUGO.

Por último se determinará el flujo volumétrico de aire para el proceso de la combustión, a través de la ecuación de Fostor:

$$Q = \frac{\text{Consumo energetico}}{D_t * 17}$$

Donde,

Q = es el flujo volumétrico de aire.

D_t = es la diferencia de temperaturas del aire de secado y la temperatura ambiente.

17 = es la constante de Fostor.

Reemplazando los datos se tiene que:

$$Q = \frac{300000 \text{ Kcal/hr}}{(90 - 25)^\circ\text{C} * 17} = 271,5 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 4,53 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

J: SELECCIÓN DEL MOLINO DE MARTILLO.

Por investigaciones realizadas se determina que el molino adecuado para este proceso es el molino de martillo, ya que este molino es excelente para la molturación fina de productos secos. No se estropea cuando funciona en vacío y puede accionarse fácilmente con motores de combustión interna o motores eléctricos de alta velocidad.

Los molinos de martillos se componen de un juego de martillos fijos u oscilantes montados sobre un eje rotatorio y rodeado de un tambor metálico perforado. El eje gira a una velocidad de hasta 6000 rpm, según el diseño y diámetro de los martillos, que generalmente se mueven a una velocidad de 75-100 m/s en su extremo. El cubito de banano se introduce en el recorrido de los martillos rotatorios a través de una ranura del tambor, y el material molido sale luego a través de los orificios del tambor.

La finura de molturación depende casi exclusivamente del tamaño y la forma de los orificios del tambor, que rodean parcial o totalmente los martillos. La trituración se realiza por la repetida fricción y machucamiento de los granos contra el tambor perforado y unos contra otros y, en particular, contra

los materiales frágiles, por el impacto de los martillos. Los martillos son generalmente reversibles para compensar el desgaste.

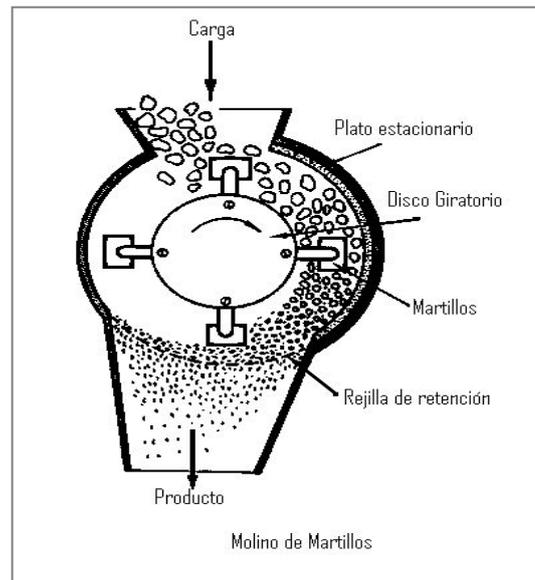


Figura 3.77 ESQUEMA MOLINO MARTILLOS.

Como la granulometría requerida es pequeña, se recomienda llevar el producto triturado hasta una granulometría de 1,50 mm., para lo cual se usará una plancha de agujero de 1/16" (1,6 mm.) ver tabla adjunta. Para que posteriormente en el separador el banano triturado pase por el Tamiz y así obtener la granulometría deseada. El producto que no cumple con el tamaño deseado retorna al molino.

Tabla 77
PERFORACIONES CIRCULARES PLANCHA ACERO INOX,
AISI 304

R	T	%	Espesores													
			0.4	0.5	0.8	1	1.5	2	2.5	3	4	5	6			
0.5	1.5	10	*													
0.8	1.8	18.9		*												
1	2	23			*											
1	2.2	12		*			*									
1.2	2.6	19.3		*			*									
1.5	3	23					*	*								
2	3.5	29		*	*		*	*								
2	4.5	17.9							*							
2.5	4	35		*	*		*	*								
2.5	5	23							*							
3	5	33		*	*		*	*	*							
3	5.5	27								*						
3	6	23									*					
3.5	6	31									*					
4	6	40		*			*	*	*							
4	7	30									*					
4	8	23										*				
5	7	46					*									
5	8	36						*	*		*					
5	9	28										*				
6	8.5	45					*	*	*							
6	9	40									*					
6	10	38										*				
6	12	22.7											*		*	
8	11	48					*	*								
8	12	40							*		*					
8	15	26										*	*	*	*	*
10	14	46					**	**	**							
10	15	40										*				

Los martillos serán de acero inoxidable martensítico AISI 410 para cuchillas de uso alimenticio este es el más recomendable por su elevada dureza y alta resistencia a la corrosión. Los martillos serán del tipo “locos”, es decir no están fijos y al rotar golpean al material. También al rotar los martillos chocan al material contra el tambor causando así grandes fuerzas de choque entre martillo-material-tambor. Como cada cámara de secado de la planta proporciona aproximadamente 3 toneladas de producto seco, entonces se selecciona el molino

TIPO DELTA 2-A de la CIA.GRUBER HERMANOS, S. A. ya que cumple con los requerimientos para lo cual se adjunta las especificaciones técnicas de sus molinos.

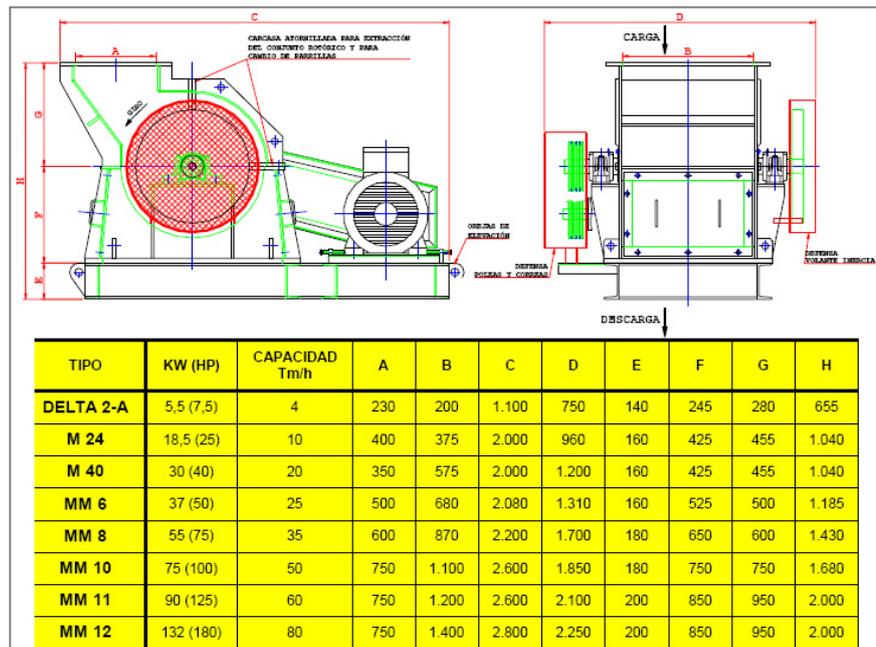


Figura 3.78 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS MOLINOS DE MARTILLOS.

A continuación se presenta vistas isométricas del Molino de martillos, cabe recalcar su fácil mantenimiento debido a su simple construcción.

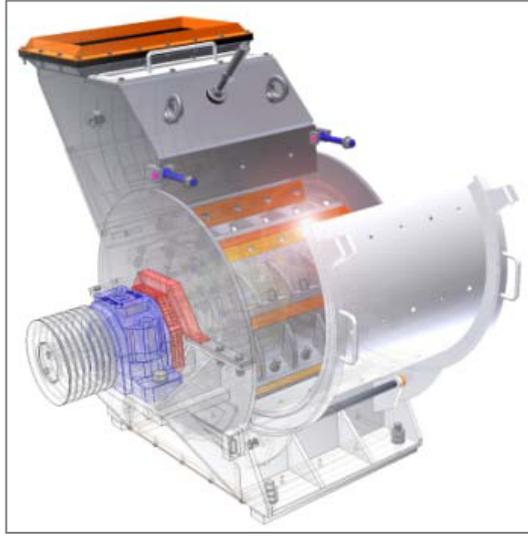


Figura 3.79 VISTA ISOMÉTRICA MOLINO MARTILLOS A.

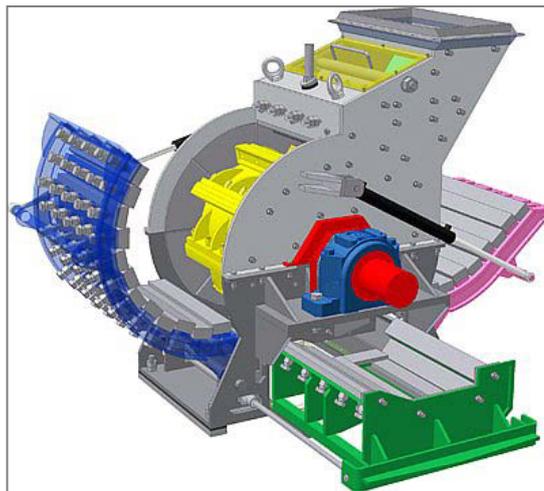


Figura 3.80 VISTA ISOMÉTRICA MOLINO MARTILLOS B.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Esta planta de harina de banano necesita de 45 toneladas de banano de rechazo cada 24 horas, para esto se necesita un mutuo acuerdo entre la fábrica, propietarios de hacienda y transportistas. Además se necesitaría captar el interés de las fincas cercanas con un buen precio por el rechazo. Es necesario al menos 35 fincas de 50 hectáreas para cumplir la capacidad establecida.
2. La cantidad de mano de obra de la planta es de aproximadamente 63 personas, este número incluye el personal designado para la recepción, limpieza, descortezado, llenado de bandejas y acomodadores de módulos en la cámara de secado. Cabe recalcar que 56 personas tendrán como objetivo descortezar 45 toneladas de banano en 4 horas o menos, luego se los empleará en la llenada de bandejas y la posterior acomodada de módulos.

3. La planta constará con dos máquinas productoras de cubos de banano, las cuales están diseñadas para abastecer de 30 toneladas de cubitos de banano cada una a las tinas de baño de sulfitos. Cabe recalcar que dichas máquinas cubicadoras funcionarán por un lapso de 4 horas cada día lo cual es muy conveniente para su inspección y mantenimiento semanal.
4. Las cámaras de secado tendrán capacidad para 5 toneladas de cubitos de banano distribuidos en 60 módulos de 22 bandejas cada uno. El objetivo de cada cámara es reducir la humedad inicial del 76% a una humedad final del 8%, para esto se realizarán 4 pasadas de aire caliente a un promedio de 90°C con el fin de retirar 17 grados de humedad con cada pasada. Cabe indicar que al final de cada pasada se inyectará media hora de aire fresco con la finalidad de que se homogenicen las temperaturas en los cubitos y no se produzca la gelatinización del látex propio del banano.
5. El intercambiador diseñado para proveer de aire caliente a la cámara es de contraflujo sin flujos mezclados de un solo paso y con disposición de tubos en forma escalonada. Este consta de 48 tubos de 76.2 mm de diámetro (3 pulgadas) y 1500 milímetros de longitud.

6. Para un funcionamiento óptimo de la cámara de secado, se incluyó un sistema de extracción del aire caliente, este sistema tiene la propiedad de estar sobredimensionado con el objetivo de causar un efecto de “levitación” de los cubitos y de esta manera lograr una mayor remoción de la humedad a través de un mejor flujo de aire entre los cubos.
7. Esta planta productora de harina de banano funcionará las 24 horas del día durante los 365 días del año, las máquinas están diseñadas para su uso ininterrumpido. Se recomienda la inspección semanal y el mantenimiento mensual de cada una de las máquinas que componen la línea de producción.
8. Para el diseño integro del galpón, el bastidor principal de las bandas transportadoras, el bastidor principal de la cubicadora y el diseño total de la tolva se utilizó el software SAP 2000 versión 9.
9. Para la molienda de granos el molino de martillos es el más adecuado por su facilidad de operación, construcción, instalación y mantenimiento sencillo.
10. Cambiar las cuchillas del molino de martillos por mantenimiento 1 vez al año, debido a que este es el tiempo de vida promedio para las cuchillas de acero inoxidable.

BIBLIOGRAFÍA

1. INCROPERA FRANK, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, Editorial Pearson - Prentice Hall, 1996
2. ROBERT NORTON, Diseño de Maquinaria, Segunda Edición, Editorial McGraw-Hill, 2000.
3. VARGAS ANGEL, Montaje de Maquinaria Industrial, Tomo I, Editorial Series VZ.
4. JAMES SHACKELFORD, Ciencia de Materiales para Ingenieros, Tercera Edición, Editorial Prentice Hall, 1994
5. WALAS STANLEY, Chemical Process Equipment- Selection and Design, Butterman- Heinemam Series, 1990
6. SHIGLEY JOSEPH EDWARD and MISCHKE CHARLES, Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta edición 1999. McGraw Hill Interamericana de México, S.A. de C.V.
7. ABARCA LUIS, "Diseño de una Trituradora de Martillos para Reciclar Botellas" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2009)
8. JOSÉ SPER BERNAL, "Diseño de una Planta Deshidratadora de Banano usando Secador Rotatorio" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2009).

9. Apuntes de clase del Ing. Marcelo Espinosa Luna, materia "Secado y Almacenamiento de Granos"
10. <http://www.nzfst.org.nz/unitoperations/sizereduction1.htm#grinding>
11. <http://www.matweb.com/search/MaterialGroupSearch.aspx>
12. www.ksre.ksu.edu/library/grsci2/mf2041.pdf

APÉNDICES

APÉNDICE A

ESPECIFICACIONES DEL ACOPLAMIENTO DE ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE PARA MALLA

Acoplamiento		S.W.G	Abertura milímetro	Diámetro milímetro del alambre	% eficaces	Peso Kg/m ²
Pulgada	Cm					
3mesh	1.18	14	6.27	2.2	62	7.0
3mesh	1.2	18	7.25	1.219	70	2.5
3.5mesh	1.4	20	6.34	0.914	66	1.8
4mesh	1.57	16	4.72	1.63	58	5.0
4mesh	1.6	20	5.45	0.914	76	2.1
4.5mesh	1.8	22	4.93	0.711	71	1.2
5mesh	1.97	18	3.86	1.22	57	3.6
5mesh	2	22	4.36	0.711	76	1.3
6mesh	2.36	18	3.04	1.22	50	4.3
6mesh	2.36	22	3.52	0.711	63	1.6
8mesh	3.15	20	2.26	0.91	43	3.2
8mesh	3.15	24	2.50	0.559	67	1.5
10mesh	3.94	20	1.63	0.91	41	4.0
10mesh	3.94	26	2.080	0.46	67	1.1
12mesh	4.72	22	1.41	0.71	43	2.9
12mesh	4.72	26	1.74	0.457	68	1.4
14mesh	5.52	26	1.36	0.46	57	1.4
16mesh	6.30	28	1.21	0.376	55	1.2
18mesh	7.09	30	1.10	0.315	60	0.85
20mesh	7.87	30	0.95	0.315	58	0.95
22mesh	8.66	32	0.88	0.274	57	0.80
24mesh	9.45	32	0.78	0.274	55	0.85

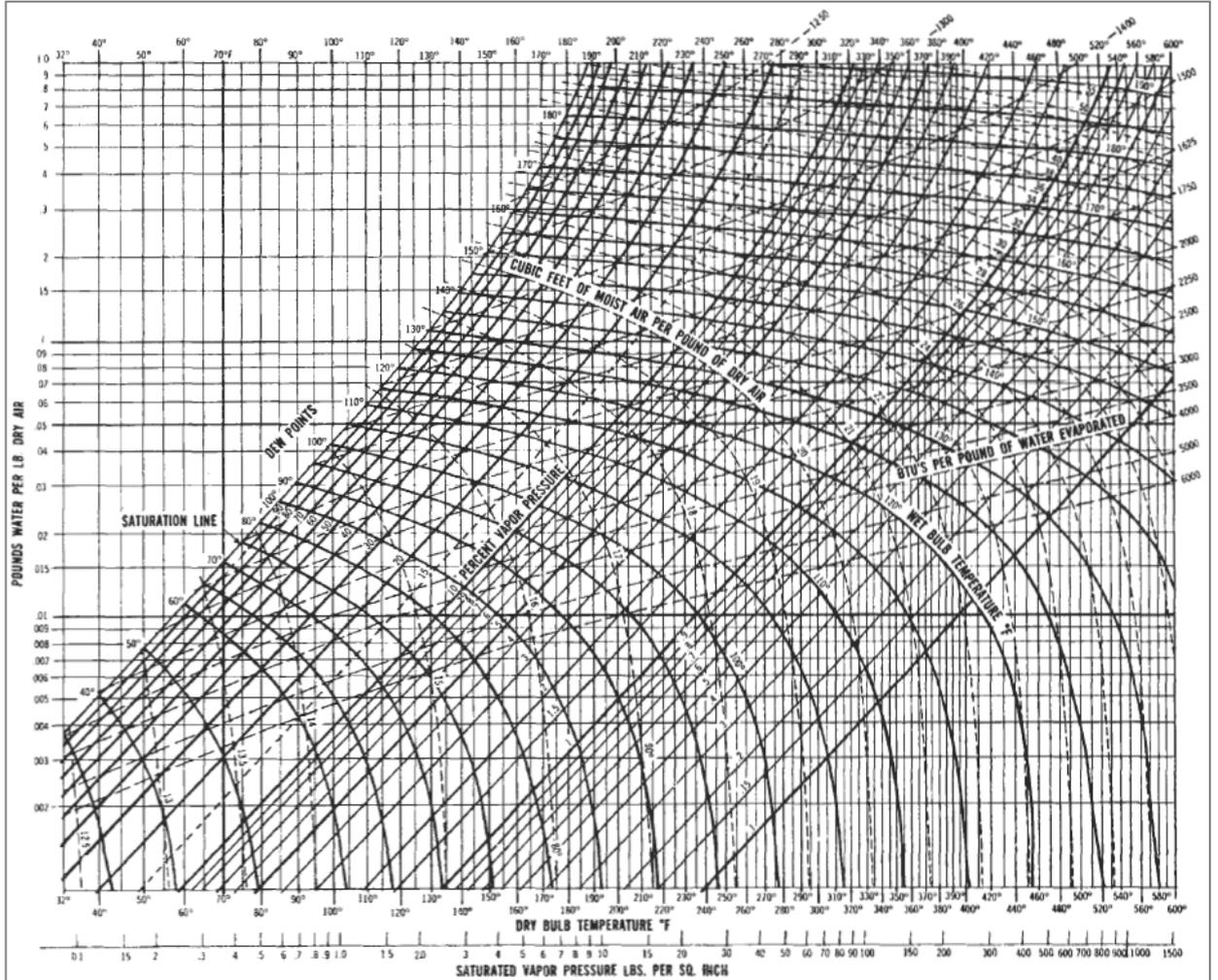
APÉNDICE B

TABLA DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE FRUTAS

Alimento	Calor específico promedio sobre cero °C			Calor específico promedio bajo cero °C		
	(Btu/lb°F)	(KJ/kg°C)	(Kcal/kg°C)	(Btu/lb°F)	(KJ/kg°C)	(Kcal/kg°C)
Aguacates	0.72	3.01	0.72	0.37	1.55	0.37
Albaricoques. frescos	0.88	3.68	0.88	0.43	1.8	0.43
Alcachofas	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42
Asparagus	0.94	3.94	0.94	0.45	1.88	0.45
Banano	0.8	3.35	0.8	0.4	1.67	0.4
Barracuda	0.8	3.35	0.8	0.4	1.67	0.4
Carne de res muerta	0.68	2.85	0.68	0.48	2.01	0.48
Carne de res, completa	0.74	3.1	0.74	0.38	1.59	0.38
Carne de res, conserva	0.63	2.64	0.63	0.34	1.42	0.34
Carne de res, costilla	0.67	2.81	0.67	0.36	1.51	0.36
Carne de res, flanco	0.56	2.34	0.56	0.32	1.34	0.32
Carne de res, lomo	0.66	2.76	0.66	0.35	1.47	0.35
Carne de res, pierna	0.76	3.18	0.76	0.39	1.63	0.39
Carne de res, rabadilla	0.62	2.6	0.62	0.34	1.42	0.34
Espárragos	0.88	3.68	0.88	0.43	1.8	0.43
Lobo de mar	0.82	3.43	0.82	0.41	1.72	0.41
Manzanas	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42
Remolacha	0.9	3.77	0.9	0.43	1.8	0.43
Zarzamoras	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42

APÉNDICE C

CARTA PSICOMÉTRICA PARA UN AMPLIO RANGO DE TEMPERATURAS



APÉNDICE D

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS LADRILLOS REFRACTARIOS

  		
		Información Producto
		4/18/07 Rev.
IFB 2300 LI		
Clasificación: 2300°F Ladrillo Refractario		
Propiedades físicas:	Unidades Inglesas	Unidades SI
Temperatura máxima de servicio	2300°F	1260°C
Densidad	lb/ft ³ 35	g/cm ³ 0.56
Modulo de Ruptura	lb/in ² 130	MPa 0.9
Resistencia a la compresión	230	1.6
Conductividad Térmica		
A un temperatura promedio de:	Btu/in·hr·ft ² ·°F	W/m·°C
500°F (260°C)	1.33	0.19
1000°F (538°C)	1.67	0.24
1500°F (816°C)	2.11	0.3
2000°F (1093°C)	2.64	0.38
Análisis Químico: (Aproximado) (Base Calcinada)		
+	Sílice (SiO ₂)	44.8 %
	Alúmina (Al ₂ O ₃)	51.0
	Dióxido de Titanio (TiO ₂)	1.5
	Oxido de Hierro (Fe ₂ O ₃)	0.9
	Oxido de Calcio (CaO)	0.4
	Magnesia (MgO)	0.4
	Oxido de Sodio (Na ₂ O)	0.1
	Oxido de Potasio (K ₂ O)	0.9
□		
<p>Los datos de prueba mostrados se basan en los resultados medios de las muestras de producción y están sujetos a variaciones normales en las pruebas individuales. Los datos de prueba no puede ser tomados como valores mínimos ni máximos para los efectos de especificación. Los procedimientos de prueba ASTM fueron utilizadas según corresponda.</p>		
<p>Descripción: IFB 2300 LI 2300°F (1260°C) máxima temperatura de operación del ladrillo refractario.</p>		
<p>Aplicaciones: IFB 2300 LI es adecuado para el revestimiento de ladrillo detrás de copia de seguridad densa, las cámaras de combustión, homos de cerámica, revestimientos de recuperación de azufre, revestimiento de homos de inducción de copia de seguridad, y forjar revestimiento de hornos.</p>		

APÉNDICE E

TABLA DE PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE

PODER CALORIFICO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS

Combustible	Densidad kg/m ³	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg	Combustible	Densidad kg/m ³	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg
Gas natural	(*)	39900	44000	Gas de agua	0'711	14000	16000
Gas de hulla	0'50		46900	Gas ciudad	0'650	26000	28000
Gas de coquería	0'56	31400	35250	Gas de agua carburado	0'776	26400	27200
Gas de aire	----	10000	12000	Propano	506 (l) 1'85 (g)	46350	50450
Hidrógeno	0'0899	120011	141853	Butano	580 (l) 2'4 (g)	45790	49675

(*) Varía según el país de procedencia

(l), (g) Densidad a 20 °C en estado líquido y gaseoso, respectivamente.

P.C. Medio del biogás = 5554 kcal/m³

APÉNDICE F

CATALOGO DE QUEMADORES AUTOMÁTICOS DE GLP EQA

TABLA DE MEDIDAS EN SUS DISTINTAS CAPACIDADES																				
Capacidades en Kcal/hora x 1.000																				
		modelo 181A										modelo 181R								
		100*	300	400	600	800	1.000	1.250	1.500	2.000	2.500	3.000	400	600	800	1.000	1.500	2.000	2.500	3.000
Medidas en mm.	A	210	343	445	639	935	1231	1527	935	1231	1527	1823	343	445	639	639	935	1231	1527	935
	B	155	200	200	200	200	200	200	390	390	390	390	200	200	200	200	200	200	200	390
	C	190	280	280	600	600	600	600	600	600	600	600	280	280	600	600	600	600	600	600
	D	240	330	330	330	330	330	330	670	670	670	670	330	330	330	330	330	560	560	670
	E	400	610	610	930	930	930	1020	1020	1020	1020	1020	610	610	930	930	930	930	1020	1020
	F	---	1000	1000	1500	1500	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1000	1000	1500	1500	1500	1700	1700	1700
	G	---	440	560	770	1095	1395	1695	1095	1395	1700	2000	440	560	770	770	1095	1395	1695	1095
	H	---	---	---	310	310	310	310	310	310	310	310	---	---	310	310	310	310	310	310
	I	---	---	---	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	---	---	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Cantidad de motores	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	1	2	2	2	
Potencia motores (HP)	0,1 <small>(monofásico)</small>	0,5	1	1,5	2	4	5,5	3	4	4	5,5	1	1,5	2	3	5,5	4	4	5,5	

Las medidas I, H y F pueden modificarse a pedido.
* Para GLP solo hasta 75.000 Kcal/hora.

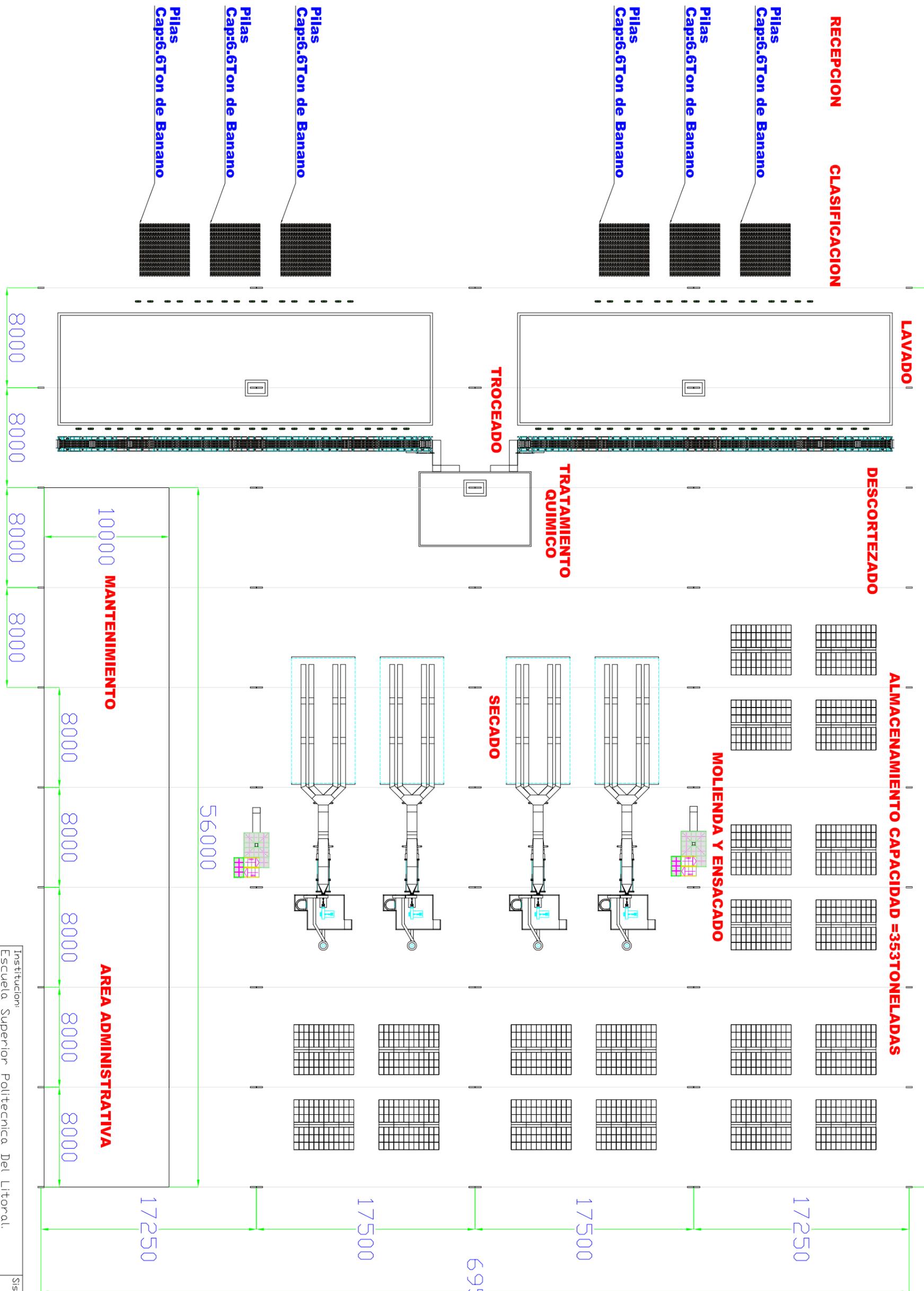
APÉNDICE G

TABLA DE SELECCIÓN DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

15 SISW	CLASS I - RPM 3302			CLASS II - RPM 3306										MAXIMUM BHP = 212 $\left(\frac{\text{RPM}}{1000}\right)^3$						
	WHEEL diameter	16-3/16 in.	OUTLET	14-5/8 x 13-1/16 in. Inside											1.32 sq. ft. Inside area	TIP SPEED, fpm = 4.24 x RPM				
				4" SP	4-1/2" SP	5" SP	5-1/2" SP	6" SP	7" SP	8" SP	9" SP	10" SP	11" SP				12" SP			
CFM	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
660	600	539	603	752	906	1061	1216	1371	1526	1681	1836	1991	2146	2301	2456	2611	2766	2921	3076	3231
792	800	607	604	767	930	1093	1256	1419	1582	1745	1908	2071	2234	2397	2560	2723	2886	3049	3212	3375
924	700	642	60	787	950	1113	1276	1439	1602	1765	1928	2091	2254	2417	2580	2743	2906	3069	3232	3395
1056	800	719	67	854	1017	1180	1343	1506	1669	1832	1995	2158	2321	2484	2647	2810	2973	3136	3299	3462
1188	800	778	69	917	1080	1243	1406	1569	1732	1895	2058	2221	2384	2547	2710	2873	3036	3199	3362	3525
1320	1000	839	11	942	1105	1268	1431	1594	1757	1920	2083	2246	2409	2572	2735	2898	3061	3224	3387	3550
1452	1100	902	14	998	1161	1324	1487	1650	1813	1976	2139	2302	2465	2628	2791	2954	3117	3280	3443	3606
1584	1200	966	17	1057	1220	1383	1546	1709	1872	2035	2198	2361	2524	2687	2850	3013	3176	3339	3502	3665
1716	1300	1031	21	1117	1280	1443	1606	1769	1932	2095	2258	2421	2584	2747	2910	3073	3236	3399	3562	3725
1848	1400	1096	25	1178	1341	1504	1667	1830	1993	2156	2319	2482	2645	2808	2971	3134	3297	3460	3623	3786
1980	1500	1165	30	1240	1402	1565	1728	1891	2054	2217	2380	2543	2706	2869	3032	3195	3358	3521	3684	3847
2112	1600	1234	35	1304	1467	1630	1793	1956	2119	2282	2445	2608	2771	2934	3097	3260	3423	3586	3749	3912
2244	1700	1302	41	1368	1531	1694	1857	2020	2183	2346	2509	2672	2835	2998	3161	3324	3487	3650	3813	3976
2376	1800	1370	47	1434	1597	1760	1923	2086	2249	2412	2575	2738	2901	3064	3227	3390	3553	3716	3879	4042
2508	1900	1439	54	1500	1663	1826	1989	2152	2315	2478	2641	2804	2967	3130	3293	3456	3619	3782	3945	4108
2640	2000	1508	62	1566	1729	1892	2055	2218	2381	2544	2707	2870	3033	3196	3359	3522	3685	3848	4011	4174
2772	2200	1647	81	1702	1865	2028	2191	2354	2517	2680	2843	3006	3169	3332	3495	3658	3821	3984	4147	4310
3150	2400	1787	102	1839	2002	2165	2328	2491	2654	2817	2980	3143	3306	3469	3632	3795	3958	4121	4284	4447
3432	2600	1927	128	1975	2138	2301	2464	2627	2790	2953	3116	3279	3442	3605	3768	3931	4094	4257	4420	4583
3696	2800	2071	158	2111	2274	2437	2600	2763	2926	3089	3252	3415	3578	3741	3904	4067	4230	4393	4556	4719
3960	3000	2215	196	2247	2410	2573	2736	2899	3062	3225	3388	3551	3714	3877	4040	4203	4366	4529	4692	4855
4224	3200	2357	248	2383	2546	2709	2872	3035	3198	3361	3524	3687	3850	4013	4176	4339	4502	4665	4828	4991
4488	3400	2499	314	2519	2682	2845	3008	3171	3334	3497	3660	3823	3986	4149	4312	4475	4638	4801	4964	5127
4752	3600	2641	394	2655	2818	2981	3144	3307	3470	3633	3796	3959	4122	4285	4448	4611	4774	4937	5100	5263
5016	3800	2783	488	2791	2954	3117	3280	3443	3606	3769	3932	4095	4258	4421	4584	4747	4910	5073	5236	5399
5280	4000	2925	598	2927	3090	3253	3416	3579	3742	3905	4068	4231	4394	4557	4720	4883	5046	5209	5372	5535

Use Class II fan in the shaded area.

ANEXOS



72000

ALMACENAMIENTO CAPACIDAD = 353 TONELADAS

RECEPCION CLASIFICACION

Pilas Cap:6.6Ton de Banano

Pilas Cap:6.6Ton de Banano

Pilas Cap:6.6Ton de Banano

LAVADO

DESCORTEZADO

TROCENADO

TRATAMIENTO QUIMICO

MOLIENDA Y ENSACADO

SECADO

MANTENIMIENTO

AREA ADMINISTRATIVA

17250

17500

17500

17250

69500

56000

8000

8000

8000

8000

8000

8000

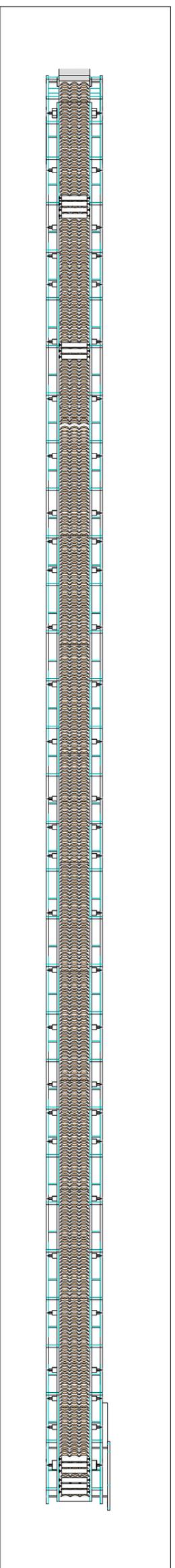
8000

8000

8000

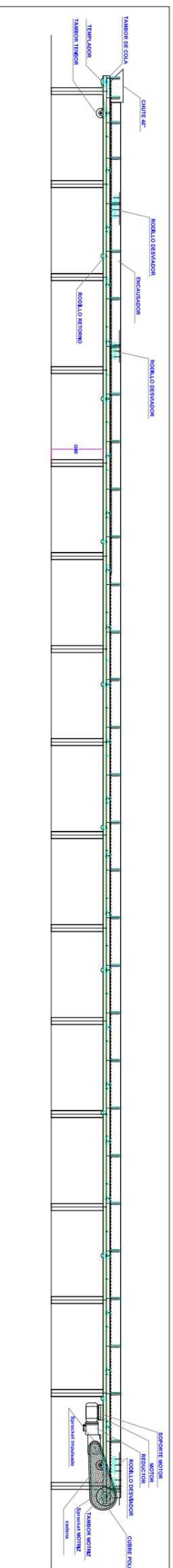
8000

Institucion:	Escuela Superior Politecnica Del Litoral.	Sistema:	
Contiene:	Layout general del proceso.	Diseñado por:	Nelson Piuas; Alex Sucunuta.
Fecha:	6 de Junio del 2011	Aprobado por:	Ing. Marcelo Espinosa
		Escala:	1:300
		Lamina:	1/1



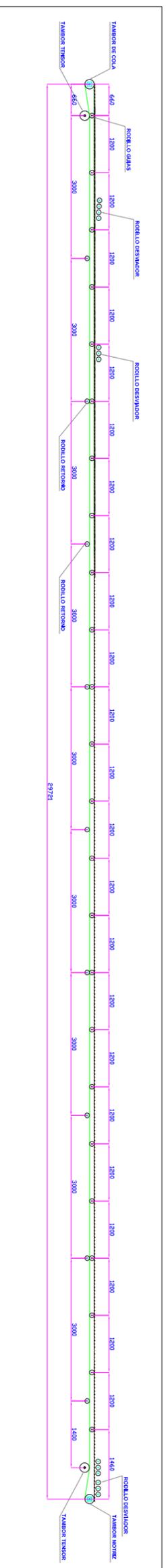
VISTA DE PLATA

ESCALA= 1:100



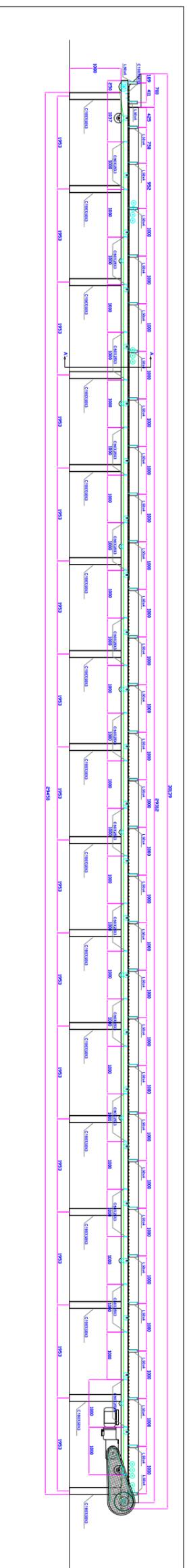
VISTA EN ELEVACION

ESCALA= 1:100



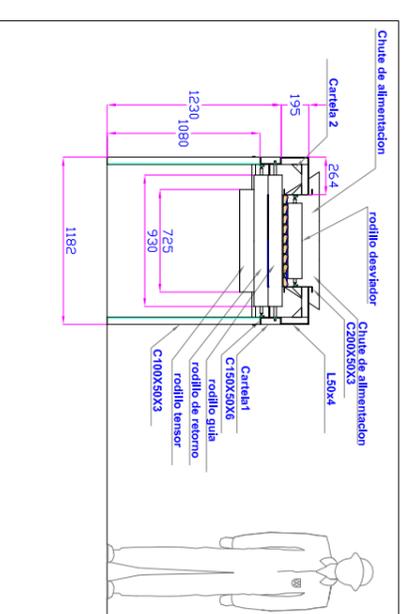
DETALLE DE DISTRIBUCION DE LOS RODILLOS

ESCALA= 1:100



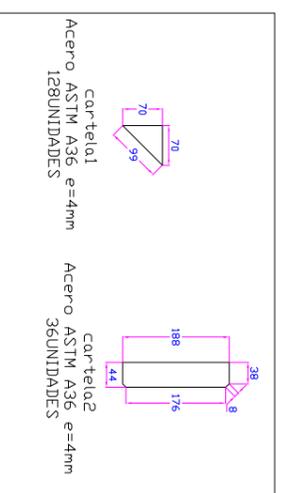
DETALLE DE ESTRUCTURA

ESCALA= 1:100



VISTA A-A'

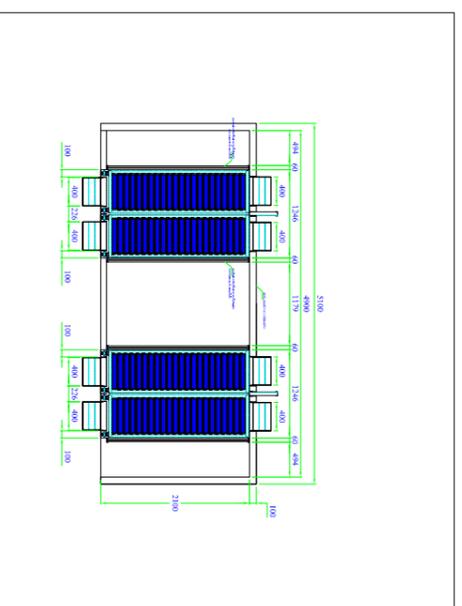
ESCALA= 1:100



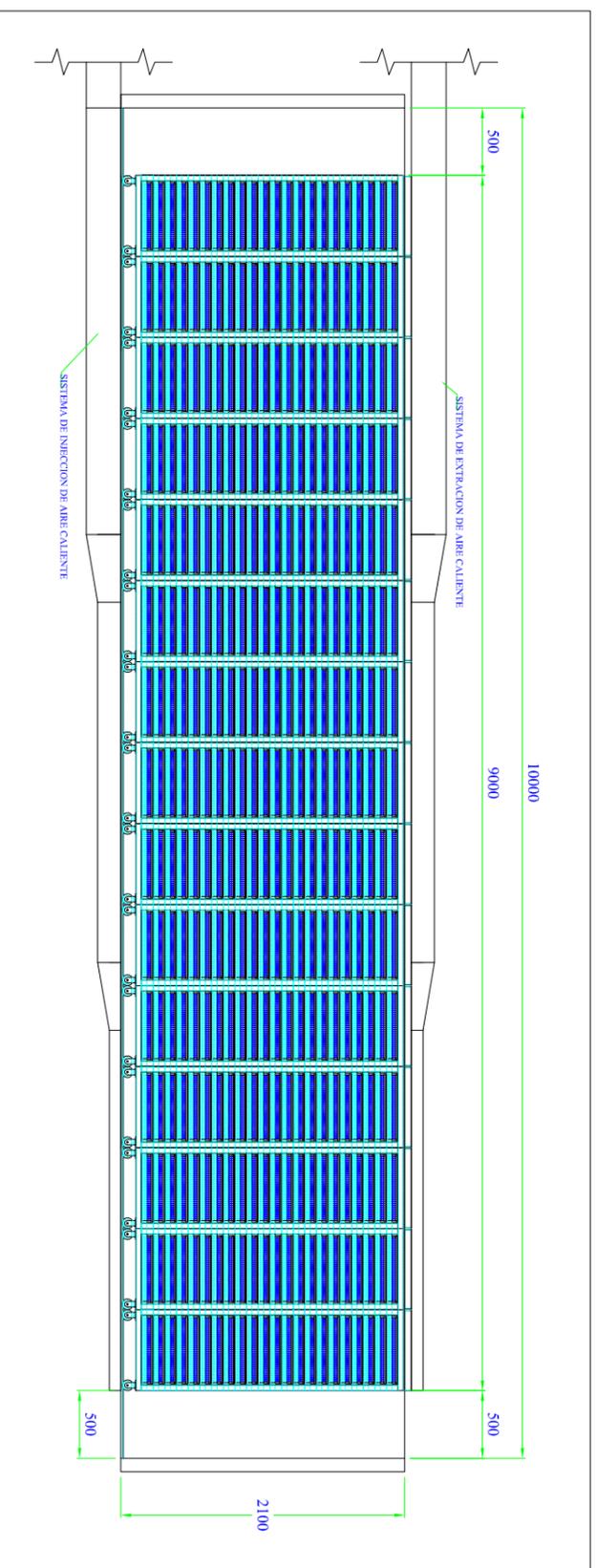
DETALLE DE CARTELAS

ESCALA= 1:100

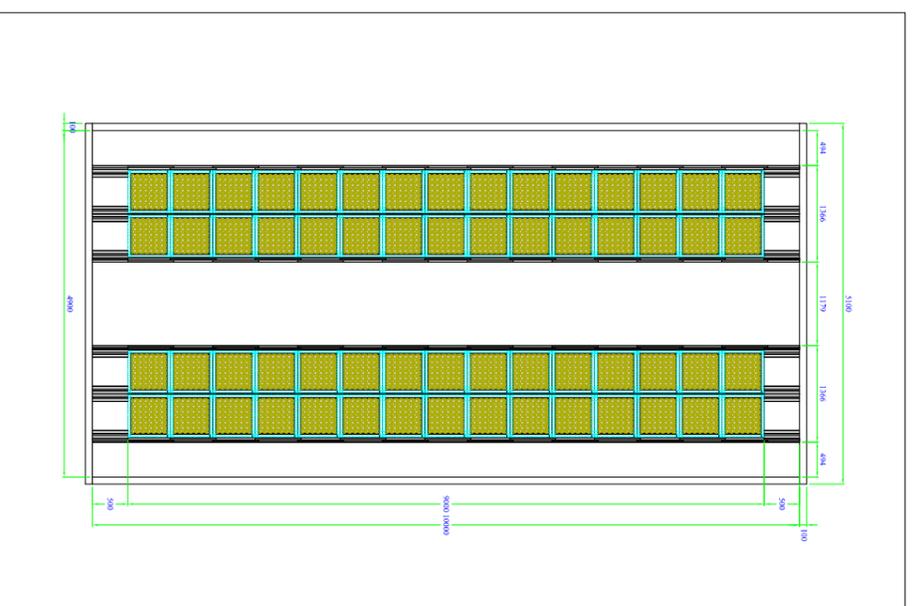
Institución:	Escuela Superior Politecnica Del Litoral.	Sistema:	
Contiene:	Planos constructivos BTL.	Diseñado por:	Nelson Piuas; Alex Sucunuta.
Fecha:	6 de Junio del 2011	Aprobado por:	Ing. Marcelo Espinosa
		Escala:	1/1



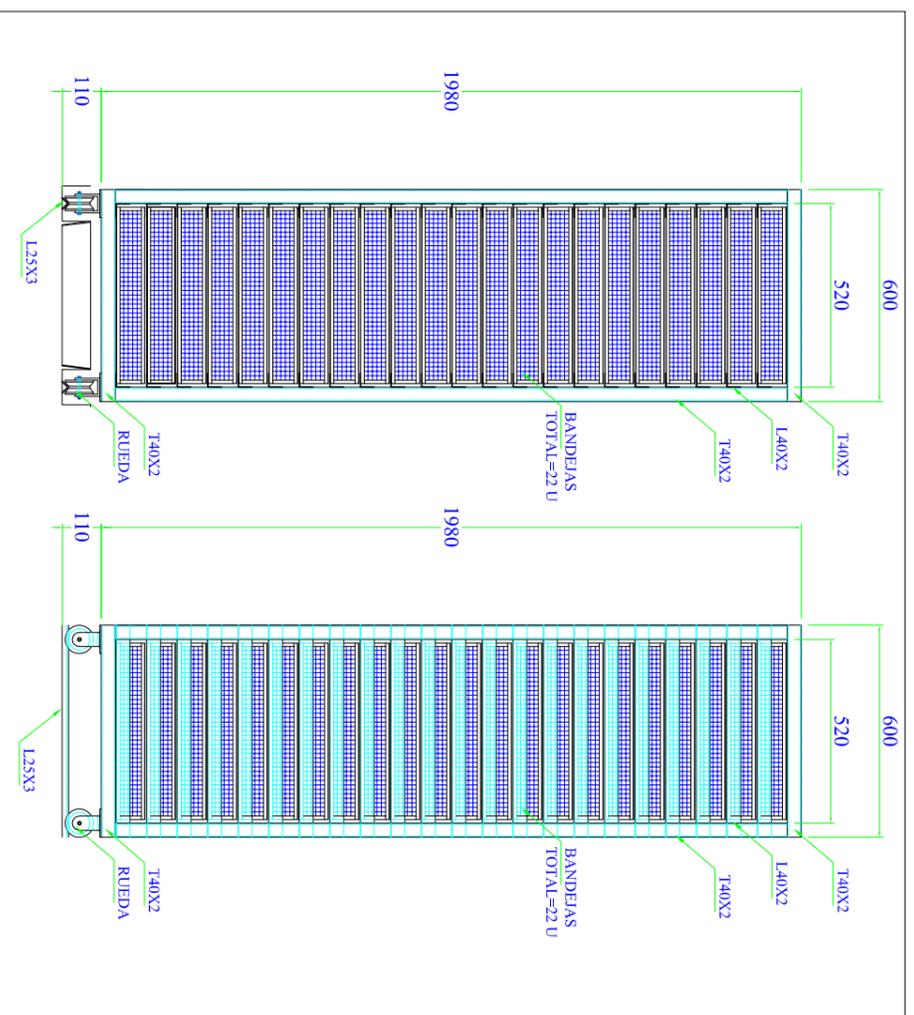
CORTE A-A"
ESCALA=1:100



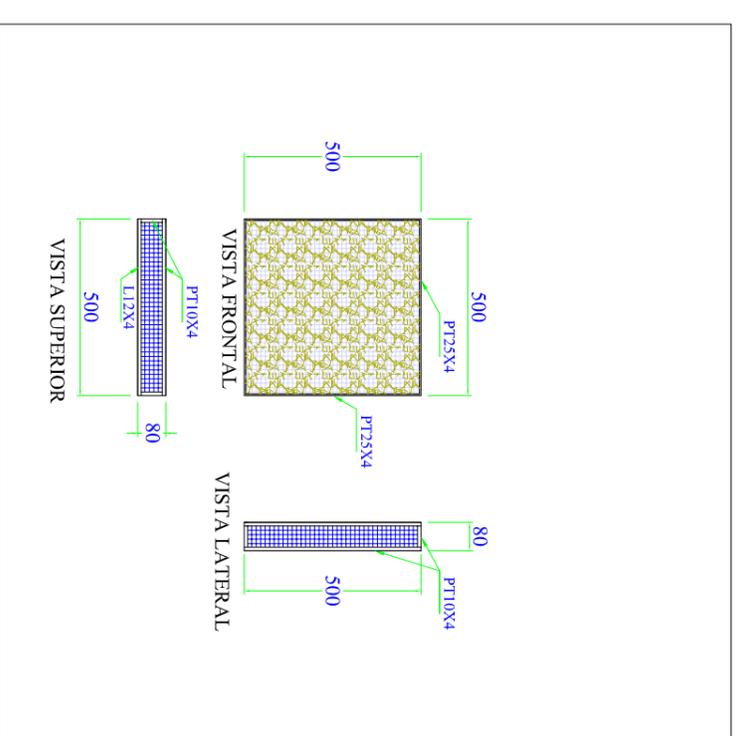
CORTE B-B"
ESCALA=1:50



CORTE C-C"
ESCALA=1:100

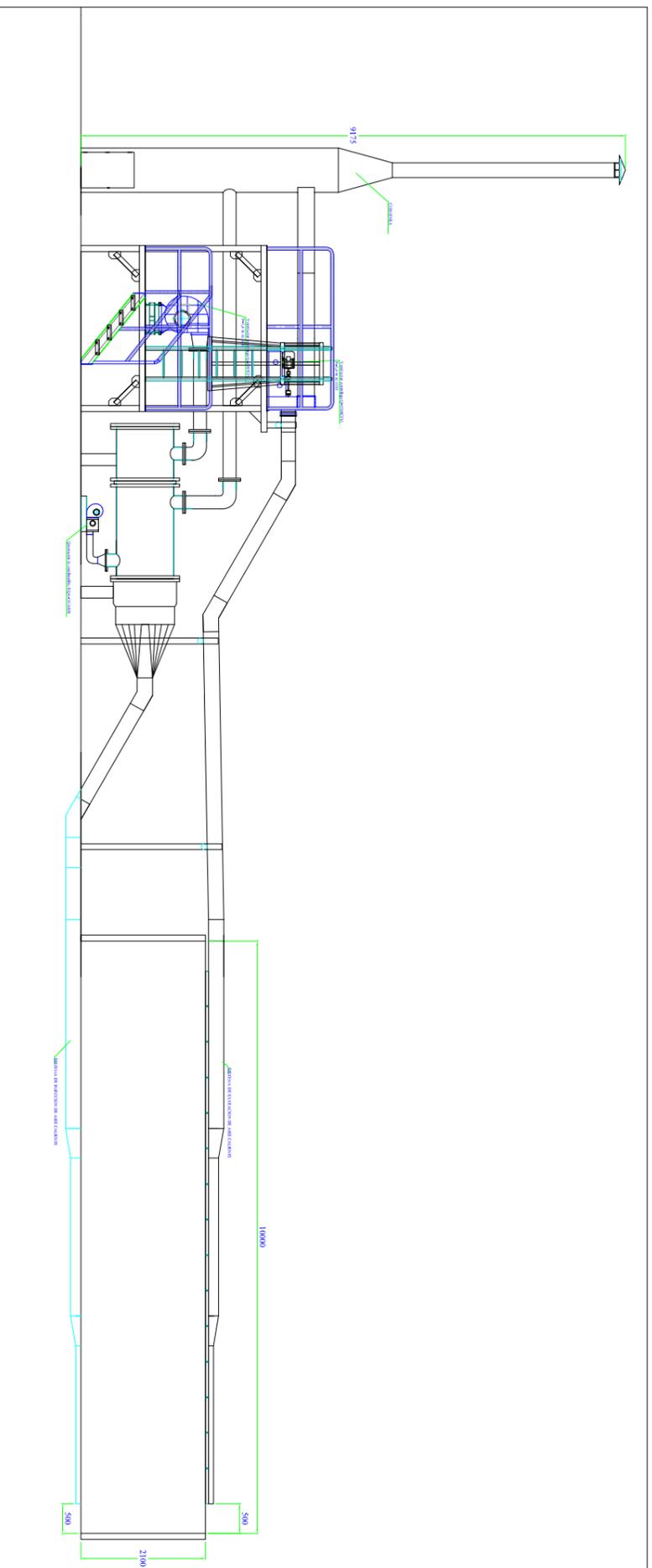


DETALLE DE MODULOS
ESCALA=1:20

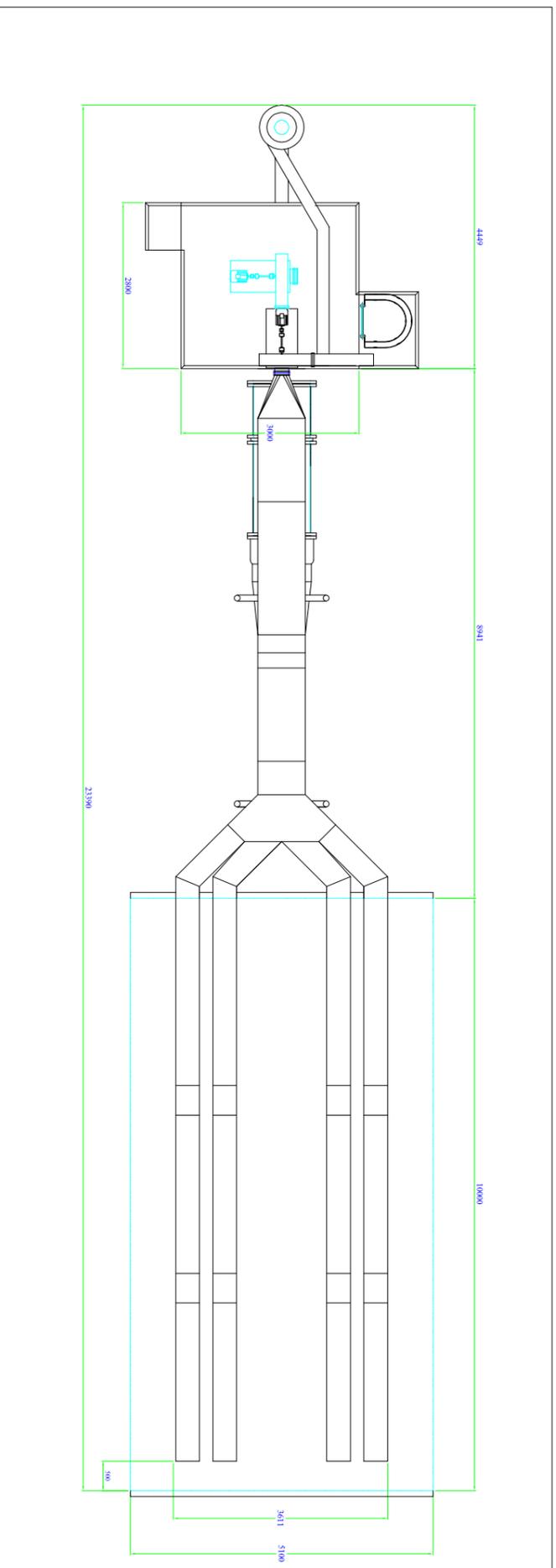


DETALLE DE BANDEJA
ESCALA=1:20

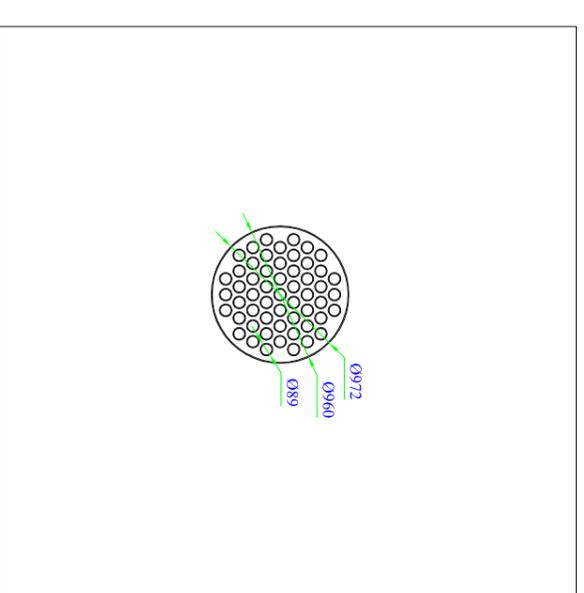
Institución: Escuela Superior Politécnica Del Litoral.	Sistema:
Contiene: Planos de detalle de cámara de secado.	Diseñado por: Nelson Piuas, Alex Sucunuta.
Fecha: 6 de Junio del 2011	Aprobado por: Ing. Marcelo Espinosa
	Lamina: 1/2
	Escala: ---:---



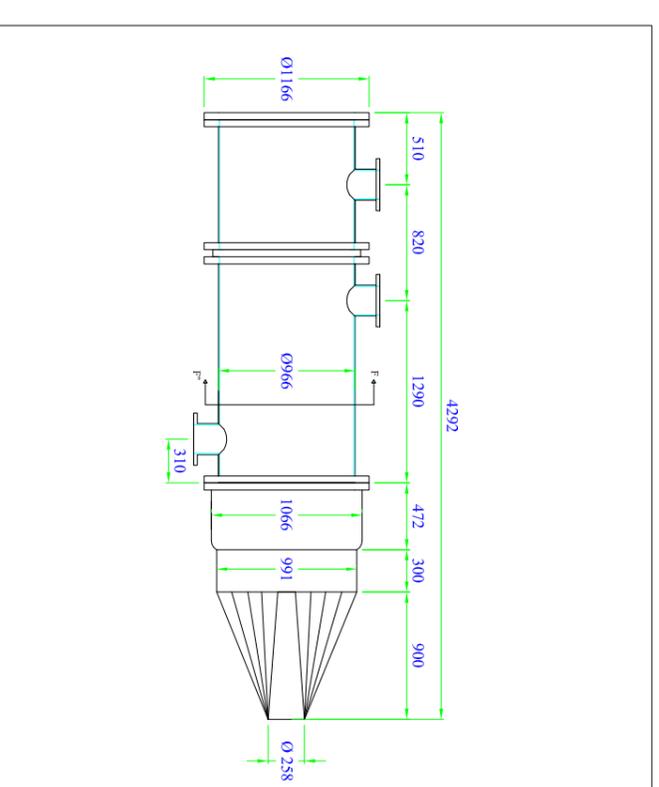
VISTA FRONTAL
ESCALA=1:100



DETALLE DEL SISTEMA DE VENTILACION
ESCALA=1:100

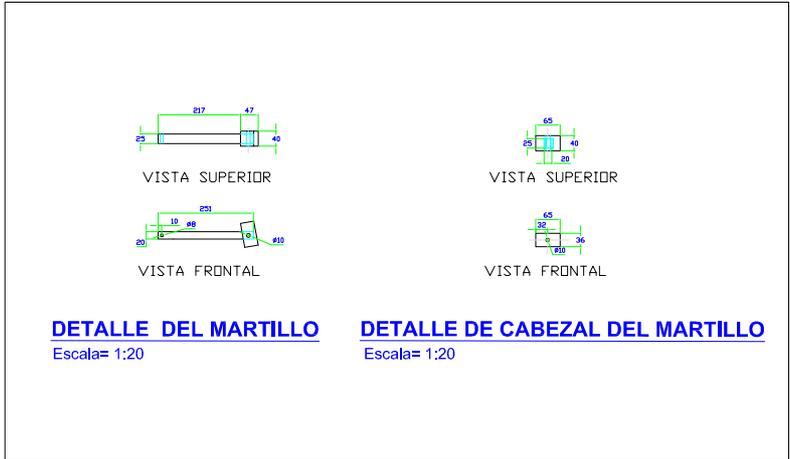
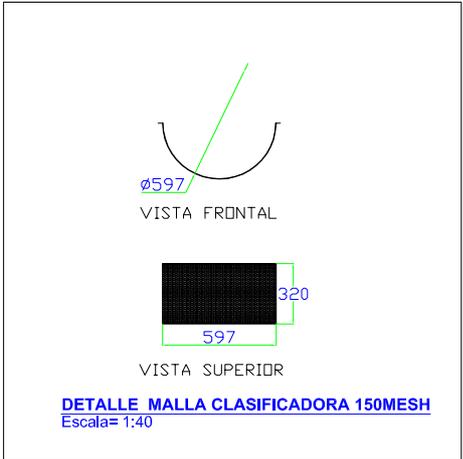
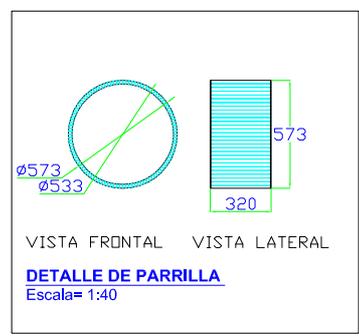
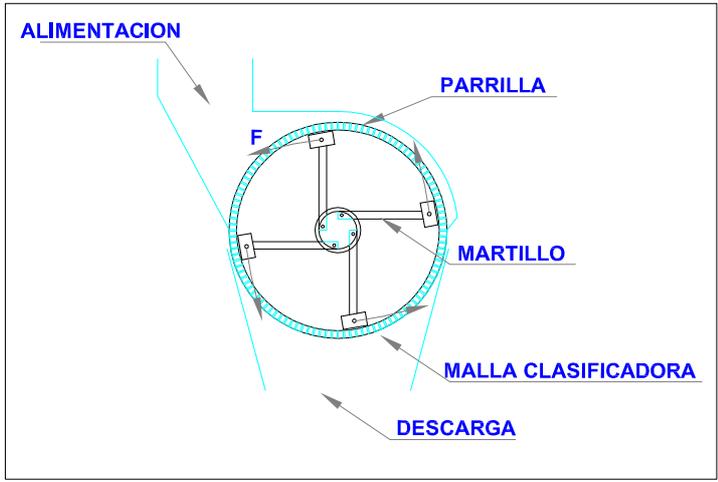
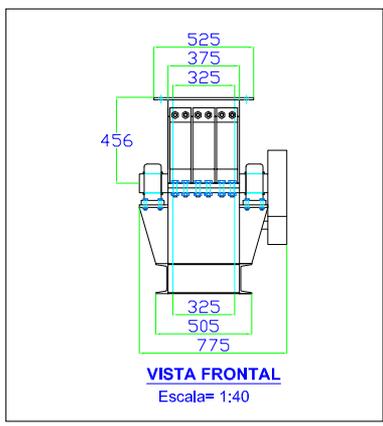
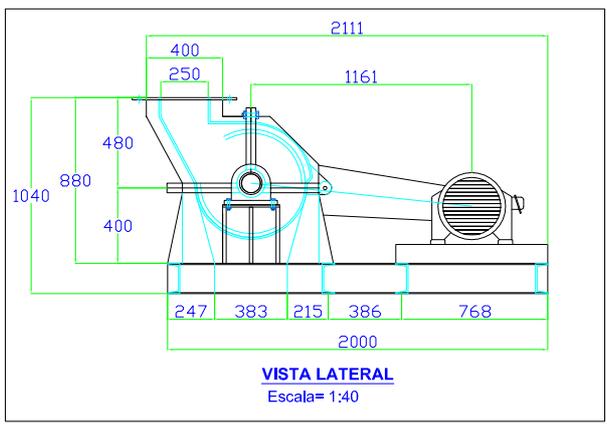


CORTE F-F''
ESCALA=1:50

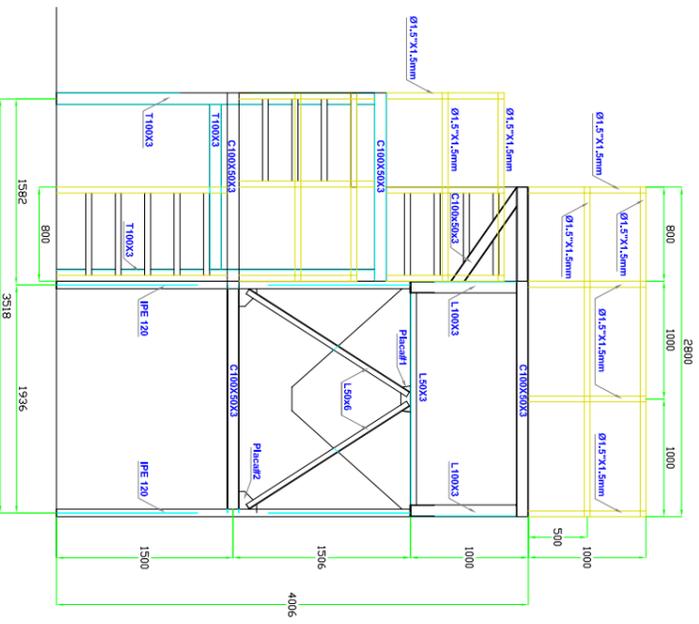


DETALLE DE INTERCAMBIADOR
ESCALA=1:50

Institución: Escuela Superior Politécnica Del Litoral.		Sistema: 	
Contiene: Planos de detalle de camara de secado.	Diseñado por: Nelson Piuas, Alex Sucunuta.	Lamina: 2/2	
Fecha: 6 de Junio del 2011	Aprobado por: Ing. Marcelo Espinosa	Escala: ---:---	

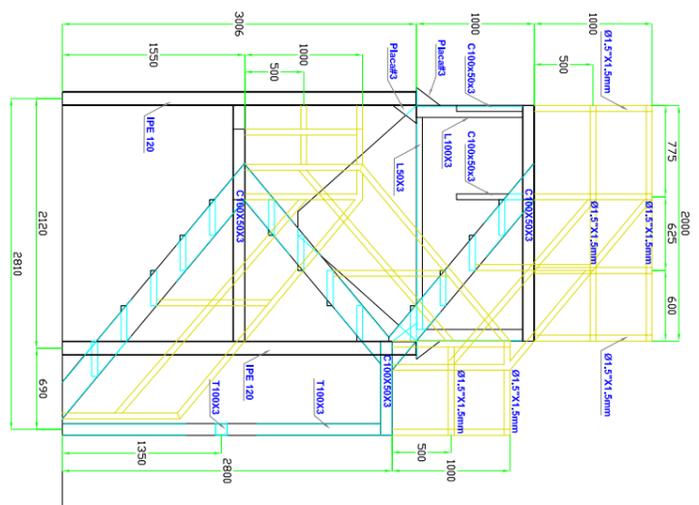


Institucion: Escuela Superior Politecnica Del Litoral.		Sistema:
Contiene: Molino de martillo .	Diseñado por: Nelson Pluas; Alex Sucunuta	Lamina: 1/1
Fecha: 6 de junio del 2011	Aprobado por: Ing. Marcelo Espinosa.	Escala: ---;---



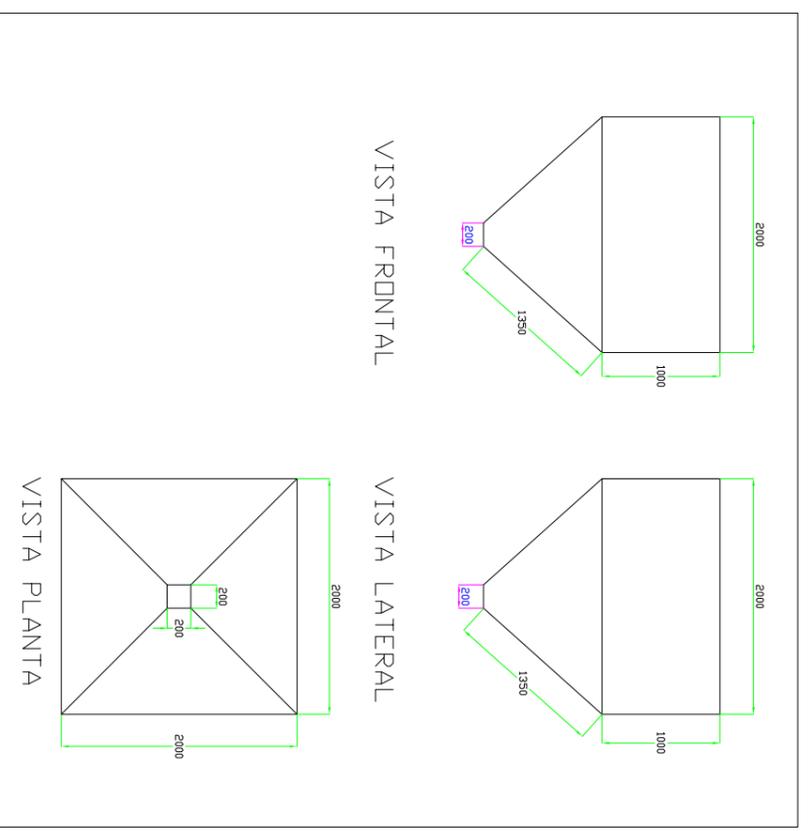
VISTA DE FRONTAL

ESCALA ----- 1:80



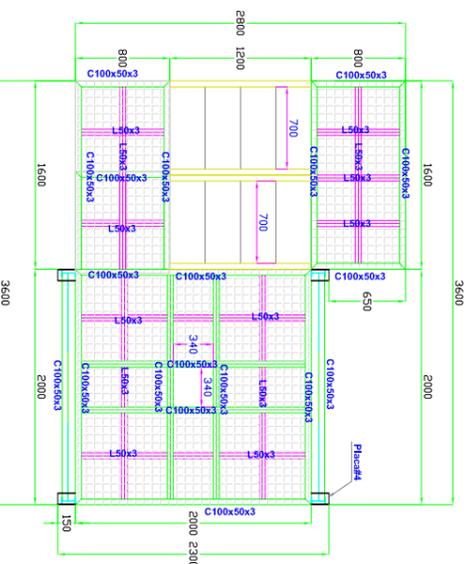
VISTA LATERAL

ESCALA ----- 1:80



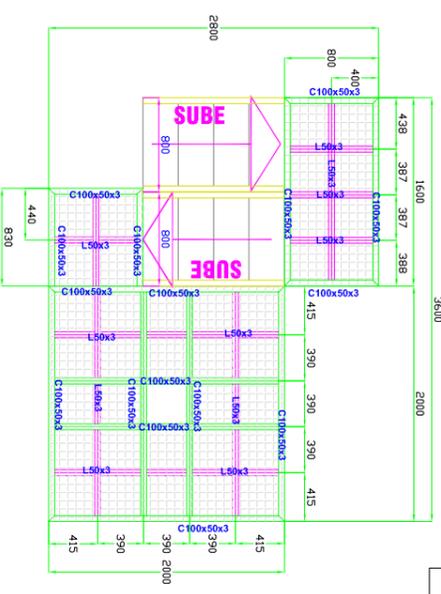
DETALLE DE TOLVA

ESCALA ----- 1:80



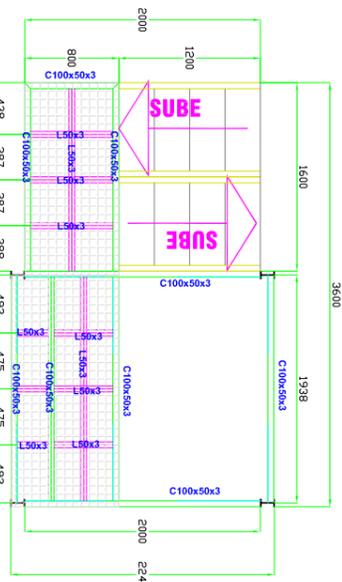
VISTA DE PLANTA

ESCALA ----- 1:80



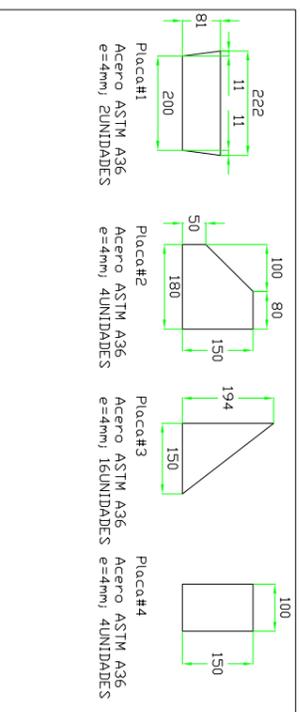
VISTA DE PLANTA - NIVEL +4006

ESCALA ----- 1:80



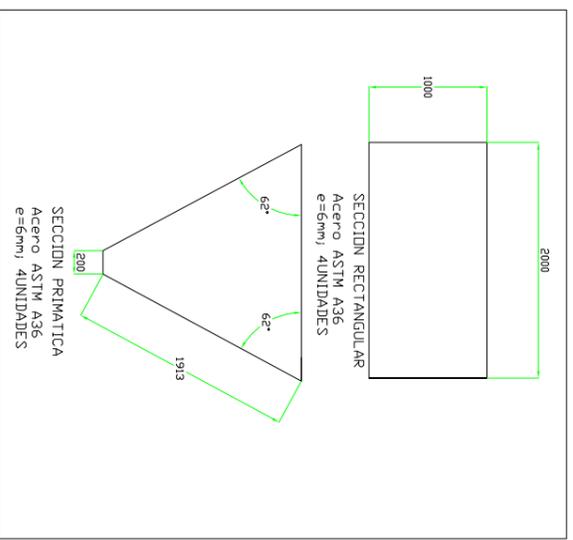
VISTA DE PLANTA-NIVEL +1550

ESCALA ----- 1:80



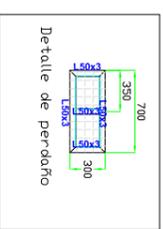
DETALLE DE PLACAS

ESCALA ----- 1:320



DESARROLLO DE TOLVA

ESCALA ----- 1:80



Institución:	Escuela Superior Politecnica Del Litoral.	Sistema:	
Tema:	Planos constructivos de Estructura de tolva, V=7,48m3.	Diseñado por:	Nelson Piuas; Alex Sucunuta.
Fecha:	6 de Junio del 2011	Aprobado por:	Ing. Marcelo Espinosa
		Escalera:	1/1
