



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESPULPADORA DE
FRUTAS**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TUTOR: NELSON VILCHEZ

**CELIS JEAN CARLO
FARIA JOSÉ ALBERTO**

Valencia, Junio de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESPULPADORA DE
FRUTAS**

TUTOR: NELSON VILCHEZ

**CELIS JEAN CARLO
FARIA JOSÉ ALBERTO**

Valencia, Junio de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el trabajo especial de grado titulado “**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESPULPADORA DE FRUTAS**”, realizado por los bachilleres: **Jean Carlo Celis Rojas**, cédula de identidad 17.577.792 y **José Alberto Faria Romero**, cédula de identidad 17.516.722, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Nelson Vilchez
Tutor

Jurado

Jurado

Valencia, Junio de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



RESUMEN

La pulpa de fruta es utilizada para diversos tipos de productos en la industria de alimentos, en Venezuela existe una gran demanda de la misma, siendo esta una de las razones por la cual se decidió realizar este trabajo de grado. El objetivo principal del trabajo es el diseño de una máquina semi-automática despulpadora de frutas. Para llevar a cabo este proyecto se requirió la investigación de los procesos productivos necesarios para el despulpado de las frutas, así como también el estudio de las propiedades más importantes de las mismas. Una vez realizado esto, se procedió a diseñar los elementos que cumplen con dichos procesos, donde se obtuvieron 7 dispositivos distintos entre sí, los cuales son: cilindros de lavado y prelavado, mesa de selección, elevador de cangilones, molino de cuchillas, tolva de carga, cocina de escaldado, máquina despulpadora y máquina refinadora. Se logró verificar que el volumen específico y el peso específico son las propiedades de las frutas que más intervienen en el diseño de maquinarias para el procesamiento de estas. Se diseñó una línea capaz de producir 15.000 kgmasa/mes de pulpa, con la posibilidad de ser duplicada esta producción, bajo un proceso semi-automatizado. Luego de ser diseñada la línea, se procedió a realizar el estudio de factibilidad económica del proyecto, utilizando como referencia datos suministrados por empresas procesadoras de pulpa de fruta del país, arrojando como resultado que su implementación es factible, obteniendo un valor actual de BsF 687.014,95. Se puede recomendar la implementación de sistemas de abastecimiento continuo de materia prima (frutas sin procesar) para la línea, así como también sistemas de recepción y empaquetado del producto final.

Palabras claves: fruta, pulpa, lavado, despulpado.

ÍNDICE GENERAL

	Página
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I. EL PROBLEMA	
1.1 Título.....	3
1.2 Planteamiento del problema.....	3
1.3 Formulación del problema.....	4
1.4 Objetivos.....	4
1.4.1 Objetivo General.....	4
1.4.2 Objetivos Específicos.....	5
1.5 Limitaciones.....	5
1.6 Delimitaciones.....	5
1.7 Justificación.....	6
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes de la investigación.....	7
Antecedente N° 1.....	7
Antecedente N° 2.....	8
Antecedente N° 3.....	9
2.2 Bases teóricas.....	10
2.2.1 Pulpa de frutas.....	10
2.2.2 La Materia prima.....	11
2.2.2.1 Las frutas.....	11
2.2.2.2 Origen del fruto.....	11
2.2.2.3 Estructura del fruto.....	12
2.2.2.4 Composición de las frutas.....	13
2.2.3- Proceso de elaboración de la pulpa de fruta.....	16
2.2.4 Materiales utilizados para máquinas de alimentos.....	25

2.3 Definición de términos.....	27
---------------------------------	----

CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de la investigación.....	31
3.2 Diseño de la investigación.	31
3.2.1 Estudio de la materia prima.....	32
3.2.2 Especificación del sistema a diseñar	32
3.2.3 Formulación de las posibles soluciones.....	33
3.2.4 Selección de la mejor solución.....	33
3.2.5 Especificación del sistema diseñado.....	34
3.2.5.1 Dimensionamiento de las partes que integran el sistema diseñado	34
3.2.5.2 Descripción del funcionamiento del sistema diseñado.....	34
3.2.6 Estudio de factibilidad económica del proyecto.....	34
3.2.6.1 Costos.....	35
3.2.6.2 Costos por construcción.....	35
3.2.6.3 Costos por operación.....	35
3.2.6.4 Beneficios.....	36

CAPÍTULO IV. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

4.1 PROPIEDADES FÍSICAS DE LAS FRUTAS.....	37
4.1.1 Volumen.....	37
4.1.2 Peso.....	38
4.1.3 Peso Específico (λ).....	39
4.1.4 Volumen Específico (v).....	39
4.1.5 Porcentaje de Aprovechamiento (η_A).....	40
4.1.6 Diámetro Equivalente (ϕ).....	40
4.1.7 Resistencia de compresión (γ_f).....	41

4.2 ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA A DISEÑAR	42
4.2.1 Funciones principales	42
4.2.2 Restricciones	43
4.2.3 Criterios	43
4.3 DESCRIPCIÓN DE LAS POSIBLES SOLUCIONES	43
4.3.1 Solución 1. Paletas con disco cortante	43
4.3.2 Solución 2. Tornillo sinfín con disco cortante	46
4.3.3 Solución 3. Pistón	47
4.3.4 Solución 4. Paleta oscilatoria	49
4.3.5 Solución 5. Cilindro centrífugo	51
4.4 SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN	52
4.4.1 Solución 1 Paletas con disco cortante	53
4.4.2 Solución 2 Tornillo sinfín con disco cortante	53
4.4.3 Solución 3 Pistón	54
4.4.4 Solución 4 Paleta oscilatoria	54
4.4.5 Solución 5. Cilindro centrífugo	54
4.5 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DISEÑADO	55
4.5.1 Capacidad requerida de producción	55
4.5.2 Proceso de producción	57
4.6 DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES QUE INTEGRAN EL SISTEMA DISEÑADO	59
4.6.1 Sistema de prelavado	59
4.6.1.1 Funcionamiento	59
4.6.1.2 Selección del transportador helicoidal	60
4.6.1.3 Selección de motorreductor	70
4.6.1.4 Cálculo de las cargas sobre el eje	70
4.6.1.5 Selección de los rodamientos	72
4.6.1.5.1 Rodamientos seleccionados para los apoyos a y b	75
4.6.1.6 Sistema de transmisión	75

4.6.1.6.1 Selección del tamaño del acoplamiento.....	75
4.6.1.7 Diseño del soporte del motor reductor.....	76
4.6.1.8 Cálculo de la estructura de soporte del sistema de limpieza.....	85
4.6.1.8.1 Determinación de las cargas.....	86
4.6.1.8.1.1 Peso del eje y hélice.....	86
4.6.1.8.1.2 Peso de la canal.....	86
4.6.1.8.1.3 Peso de las tapas de la canal.....	88
4.6.1.8.1.4 Peso de la fruta.....	89
4.6.1.8.1.5 Peso del agua.....	90
4.6.1.8.1.6 Peso del motorreductor.....	91
4.6.1.8.1.7 Base del motorreductor.....	92
4.6.1.8.2 Cálculo de las vigas.....	93
4.6.1.8.2.1 Esfuerzo cortante.....	98
4.6.1.8.2.2 Esfuerzo por flexión.....	99
4.6.1.8.2.3 Esfuerzo de flexión admisible.....	100
4.6.1.8.3 Diseño de las columnas.....	101
4.6.1.8.4 Evaluación resistiva de la estructura completa... ..	102
4.6.1.8.5 Soldadura de la estructura.....	106
4.6.1.8.5.1 Por esfuerzo cortante.....	107
4.6.1.8.5.2 Por flexión.....	108
4.6.1.8.5.3 Esfuerzo de corte admisible.....	109
4.6.1.8.6 Cálculo a fatiga de la soldadura.....	110
4.6.1.8.6.1 Por esfuerzo cortante.....	112
4.6.1.8.6.1 Por flexión.....	113
4.6.1.9 Cálculo hidráulico.....	115
4.6.1.9.1 Selección de la boquilla.....	117
4.6.1.9.2 Requerimiento energético.....	119
4.6.2 Bandeja de descarga del cilindro de pre-lavado.....	124
4.6.3 Mesa de selección.....	125

4.6.3.1 Funcionamiento.....	125
4.6.3.2 Selección de la banda transportadora.....	125
4.6.3.2.1 Área efectiva de la mesa.....	127
4.6.3.2.2 Área ocupada por la capacidad requerida.....	127
4.6.3.2.3 Velocidad máxima.....	128
4.6.3.2.4 Capacidad volumétrica.....	129
4.6.3.3 Rodillos superiores e inferiores.....	130
4.6.3.3.1 Diámetros, separación y peso.....	130
4.6.3.4 Potencia requerida por el eje.....	133
4.6.3.5 Potencia del motor.....	134
4.6.3.6 Espesor y número de lonas.....	135
4.6.3.6.1 Espesor de goma de la banda.....	137
4.6.3.7 Mototambor.....	139
4.6.4 Elevador de cangilones.....	139
4.6.4.1 Funcionamiento.....	139
4.6.4.2 Selección del tipo de elevador.....	140
4.6.4.2.1 Selección del cangilón.....	140
4.6.4.2.2 Velocidad.....	142
4.6.4.3 Selección de la cadena del elevador.....	143
4.6.4.3.1 Tensión de trabajo.....	143
4.6.4.3.2 Selección tentativa de la cadena.....	144
4.6.4.3.3 Selección del tipo de envase (cangilon).....	145
4.6.4.3.4 Cálculo de la fuerza de dragado (Fdr)	146
4.6.4.3.5 Velocidad de giro recalculada.....	149
4.6.4.4 Verificación de datos.....	149
4.6.4.5 Selección del motorreductor.	150
4.6.4.5.1 Potencia requerida del eje.....	150
4.6.4.6 Selección de la cadena de transmisión.....	151
4.6.4.6.1 Diámetro de la catarina.....\.....	152

4.6.4.6.2 Diámetro del piñón.....	152
4.6.4.6.3 Tensión de la cadena.....	153
4.6.4.7 Diseño del eje.....	153
4.6.4.8 Selección de los rodamientos.....	160
4.6.4.8.1 Rodamiento en el punto B.....	160
4.6.4.8.2 Rodamiento en el punto C.....	162
4.6.4.8.3 Rodamiento seleccionados para los apoyos..	162
4.6.5 Cilindro de lavado.....	163
4.6.5.1 Funcionamiento.....	163
4.6.6 Elevador de cangilones de la unidad de despulpado.....	164
4.6.6.1 Funcionamiento.....	164
4.6.6.2 Selección del tipo de elevador.....	164
4.6.6.3 Selección de la cadena transportadora.....	165
4.6.6.3.1 Selección tentativa.....	165
4.6.6.4 Verificación de datos.....	168
4.6.6.4.1 Potencia requerida por el eje.....	168
4.6.6.4.2 Potencia del motor.....	169
4.6.6.5 Selección de la cadena de transmisión.....	170
4.6.6.6 Diseño del eje.....	170
4.6.6.7 Selección de rodamientos.....	175
4.6.6.7.1 Rodamiento en el punto D y B.....	176
4.6.7 Molino de cuchillas.....	176
4.6.7.1 Funcionamiento.....	176
4.6.7.2 Velocidad de rotación de las cuchillas.....	178
4.6.7.3 Fuerza de corte.....	179
4.6.7.4 Momento torsor (Mt).....	179
4.6.7.5 Potencia requerida por el eje.....	180
4.6.7.6 Selección del motorreductor.....	180
4.6.7.7 Selección de la cadena de transmisión.....	181

4.6.7.7.1	Diámetro de la catarina.....	181
4.6.7.7.2	Diámetro del piñón.....	181
4.6.7.7.3	Tensión de la cadena.....	182
4.6.7.8	Cálculo del diámetro del eje.....	183
4.6.7.9	Selección de los rodamientos.....	190
4.6.7.9.1	Rodamiento en el punto D y B.....	190
4.6.8	Cocina de escaldado.....	191
4.6.8.1	Funcionamiento.....	191
4.6.8.2	Temperaturas del proceso.....	192
4.6.8.3	Cálculos de transferencia de calor y potencia del horno.....	193
4.6.8.4	Tiempo necesario de cocinado.....	193
4.6.8.4.1	Cálculo del número de Biott.....	193
4.6.8.5	Dimensionamiento del cilindro.....	196
4.6.8.6	Calor máximo absorbido por la fruta.....	198
4.6.8.7	Potencia requerida para realizar el proceso.....	198
4.6.8.7.1	Potencia para escaldar la fruta.....	198
4.6.8.7.2	Pérdidas de calor por las paredes.....	199
4.6.8.7.3	Pérdidas de calor por la tapa inferior y superior.....	203
4.6.8.8	Calor total necesario.....	204
4.6.9	Tolva de carga de la cocina y despulpadora.....	204
4.6.9.1	Dimensionamiento.....	205
4.6.9.2	Diseño de las tapas de la cocina y de la tolva.....	207
4.6.9.3	Proceso electro neumático.....	208
4.6.9.4	Fuerza de roce.....	211
4.6.9.5	Selección de los elementos electro-neumáticos.....	212
4.6.10	Despulpadora y Refinadora.....	213
4.6.10.1	Funcionamiento.....	213

	Página
4.6.10.2 Dimensionamiento de la despulpadora.....	214
4.6.10.3 Cálculos de las cargas.....	220
4.6.10.3.1 Peso de las frutas.....	220
4.6.10.3.2 Fuerza centrífuga.....	222
4.6.10.4 Momento torsor sobre el eje.....	223
4.6.10.4.1 Momento de inercia rotacional.....	223
4.6.10.4.2 Momento torsor debido a la fuerza de rose..	224
4.6.10.5 Potencia del motorreductor.....	226
4.6.10.6 Selección de la correa de transmisión.....	227
4.6.10.6.1 Número de bandas necesarias.....	229
4.6.10.7 Fuerza de la polea sobre el eje.....	230
4.6.10.8 Cálculo del diámetro del eje.....	232
4.6.10.9 Selección de los rodamientos.....	240
4.6.10.9.1 Rodamiento en los apoyos b y e.....	240
4.6.10.10 Filtros o tamices de la despulpadora y refinadora....	240
4.7 ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA DEL PROYECTO....	242
4.7.1 Estudio económico financiero.....	243
4.7.1.1 Período de estudio.....	243
4.7.1.2 Estimación de flujos monetarios.....	243
4.7.1.3 Ingresos.....	243
4.7.1.4 Inversión inicial (II).....	246
4.7.1.4.1 Capital Fijo Inicial.....	247
4.7.1.5 Financiamiento.....	250
4.7.2 Cálculo del valor actual.....	252
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	253
5.1 Conclusiones.....	253
5.2 Recomendaciones.....	254

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	255
--	------------

ANEXOS

Anexo 1. Catálogo de los cangilones.....	259
Anexo 2. Catálogo de los rodillos.....	261
Anexo 3. Catálogo de la cadena transportadora.....	263
Anexo 4. Catálogo del cilindro electroneumático.....	265
Anexo 5. Tablas y figuras para dimensionar los cilindros de lavado	
Anexo 5.1 Eje, Hélice.....	267
Anexo 5.2 Canal.....	268
Anexo 5.3 Tapas.....	269
Anexo 5.4 Eje conductor.....	270
Anexo 5.5 Eje final.....	271
Anexo 5.6 Acople del eje.....	272
Anexo 6. Perfil estructural UPN.....	274
Anexo 7. Catálogo tubo estructural.....	276
Anexo 8. Catálogo moto tambor	
Anexo 8.1 Especificaciones.....	278
Anexo 8.2 Dimensiones.....	279
Anexo 9. Acoplamiento motoreductor-eje cilindro.....	281
Anexo 10. Catálogo de boquillas.....	283
Anexo 11. Catálogo de fibra aislante.....	285
.Anexo 12 Diagrama electro-neumático.....	287
Anexo 13 Planos de construcción.	
Anexo 13.1 Cilindro de lavado-conjunto armado.....	289
Anexo 13.2 Cilindro de lavado-detalle.....	290
Anexo 13.3 Elevador de cangilones-conjunto armado.....	291
Anexo 13.4 Elevador de cangilones-detalle.....	292
Anexo 13.5 Banda transportadora-conjunto armado.....	293

Página

Anexo 13.6 Banda transportadora-detalle.....	294
Anexo 13.7 Molino cuchillas-conjunto armado.....	295
Anexo 13.8 Molino cuchillas-detalle.....	296
Anexo 13.9 Tolva-conjunto armado.....	297
Anexo 13.10 Tolva-detalles.....	298
Anexo 13.11 Cocina- conjunto armado –detalles.....	299
Anexo 13.12 Despulpadora-conjunto armado.....	300
Anexo 13.13 Despulpadora-detalles.....	301
Anexo 13.14 Unidad de despulpado-conjunto armado.....	302
Anexo 13.15 Unidad de despulpado- detalles.....	303
Anexo 13.16 Rampas de descarga.....	304
Anexo 13.17 Conjunto armado.....	306
Anexo 13.18 Isometría.....	307
Anexo 14 Tablas termodinámicas.....	309
Anexo 15 Rodamientos.....	311
Anexo 16 Motorreductores.....	314
Anexo 17 Tablas de cadenas de transmisión de potencia.....	318

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 2.1 Origen del fruto.....	12
Figura 2.2 Estructura del fruto.....	13
Figura 2.3 Diagrama de Flujo General de Procesos de Industrialización de la Pulpa de frutas congelada.....	17
Figura 4.1 Solución 1. Paletas con discos cortantes.	45
Figura 4.2 Solución 2. Tornillo sin fin con disco cortante.....	47
Figura 4.3 Solución 3. Pistón.	49
Figura 4.4. Solución 4. Paleta oscilatoria.....	51
Figura 4.5 Solución 5. Cilindro centrífugo.	52
Figura 4.6 Esquema de la línea de producción.	58
Figura 4.7 Cilindro de prelavado.	60
Figura 4.8 Clasificación de los materiales para transportadores helicoidales.....	61
Figura 4.9 Características de los transportadores según el tipo de material.....	62
Figura 4.10 Tipos de roscas.....	64
Figura 4.11 Diámetro de eje recomendado.....	69
Figura 4.12 Cargas sobre el eje.....	70
Figura 4.13 Motoreductor.....	77
Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre del soporte..	77
Figura 4.15 Dimensiones del soporte del motorreductor.....	78
Figura 4.16 Centroides de la base.....	82
Figura 4.17 Bases del cilindro de prelavado.	85
Figura 4.18 Características de la canal.	86
Figura 4.19 Seccionamiento de la canal.	87
Figura 4.20 Seccionamiento de las tapas de la canal 1.	88
Figura 4.21 Seccionamiento de las tapas de la canal 2.	88
Figura 4.22 Volumen ocupado por la fruta.	90
Figura 4.23 Volumen ocupado por el agua.....	91

Figura 4.24 Secciones de la base del motoreductor.	92
Figura 4.25 Secciones de la base del motoreductor 2.	92
Figura 4.26 Distribución de las cargas sobre las vigas.	94
Figura 4.27 Dimensiones propuestas para las vigas.	96
Figura 4.28 Soldadura de las bases.	96
Figura 4.29 Diagrama de fuerzas de la viga.	96
Figura 4.30 Diagramas de corte y momento.....	98
Figura 4.31 Diagrama de carga sobre la estructura.....	103
Figura 4.32 Diagrama de cargas axiales sobre la estructura.....	103
Figura 4.33 Diagrama de momento torsor.....	104
Figura 4.34 Diagrama de corte.....	104
Figura 4.35 Diagrama de momento flector.....	105
Figura 4.36 Porcentaje de esfuerzo de trabajo de cada elemento.....	106
Figura 4.37 Diagrama de la soldadura.	107
Figura 4.38 Disposición de Tuberías de agua sobre el cilindro de lavado.....	115
Figura 4.39 Detalle de Tuberías de agua.....	116
Figura 4.40 Caudales de las boquillas.	118
Figura 4.41 Bandeja de descarga.	125
Figura 4.42 Mesa de selección.	126
Figura 4.43 Máxima velocidad recomendada para bandas transportadoras.....	129
Figura 4.44 Diámetros recomendados para rodillos superiores.....	131
Figura 4.45 Separación máxima entre rodillos superiores.....	131
Figura 4.46 Características de los rodillos de soporte.....	132
Figura 4.47 Factor de potencia que depende del ancho de la cinta.....	134
Figura 4.48 Factor R.....	135
Figura 4.49 Tipos de lonas para cintas trasportadoras.....	137
Figura 4.50 Espesores recomendados para cubiertas de goma de la cara de carga.....	138

Figura 4.51 Espesores recomendados para cubiertas de goma de la cara posterior	139
Figura 4.52 Elevador de cangilones.....	140
Figura 4.53 Características de elevadores de descarga perfecta.....	142
Figura 4.54 Tipos de cadenas para transportadores.....	144
Figura 4.55 Tipos de envase (Cangilón).....	145
Figura 4.56 Número de dientes	147
Figura 4.57 Elementos sobre el eje.....	154
Figura 4.58 Cargas sobre el eje.....	154
Figura 4.59. Diagrama de corte y momento flector.....	155
Figura 4.60. Diseño preliminar del eje.	156
Figura 4.61. Diámetros finales del eje.....	160
Figura 4.62 Sistema de lavado.....	163
Figura 4.63 Tuberías del sistema de lavado.....	164
Figura 4.64 Elementos sobre el eje del elevador.....	170
Figura 4.65. Cargas sobre el eje.....	171
Figura 4.66. Diagrama de corte y momento flector.....	172
Figura 4.67 Diseño preliminar del eje.	173
Figura 4.68 Dimensiones del eje.....	175
Figura 4.69 Molino de cuchillas.	177
Figura 4.70 Vista superior del molino de cuchillas.	177
Figura 4.71 Detalle del eje.....	183
Figura 4.72 Cargas sobre el eje.	184
Figura 4.73 Cargas sobre el eje calculadas.	185
Figura 4.74 Diagrama de corte.	185
Figura 4.75. Diagrama de momento.	186
Figura 4.76 Diseño preliminar del eje.	186
Figura 4.77 Eje del molino de cuchillas.....	190
Figura 4.78 Cocina de escaldado.....	191

Figura 4.79 Resistencia a la transferencia de calor de los componentes de la cocina.....	202
Figura 4.80 Tolla de carga.....	205
Figura 4.81 Dimensionamiento de la tola de carga.....	206
Figura 4.82 Tapa de la cocina.....	207
Figura 4.83 Procedimiento de apertura y cierre de las tapas de la cocina.....	210
Figura 4.84 Diagrama de cuerpo libre sobre la tapa de la cocina.....	211
Figura 4.85 Despulpadora y refinadora.	214
Figura 4.86 Corte transversal de la despulpadora.....	217
Figura 4.87 Diámetro equivalente.....	218
Figura 4.88 Peso de la fruta sobre el eje.....	220
Figura 4.89 Fuerzas sobre el eje.....	222
Figura 4.90 Diagrama de cuerpo libre sobre la zona más crítica del cilindro.....	225
Figura 4.91 Factor del ángulo.	229
Figura 4.92 Factor de longitud.....	230
Figura 4.93 Tensiones sobre la polea.	231
Figura 4.94 Diagrama de cuerpo libre.....	232
Figura 4.95. Diagrama de Fuerzas.	234
Figura 4.96. Diagrama de Corte.	234
Figura 4.97. Diagrama de Momento.	234
Figura 4.98. Diseño preliminar del eje.....	235
Figura 4.99. Eje de la despulpadora.	239
Figura 4.100 Tamiz o filtro sujeto al cilindro.	241
Figura 4.101 Distribución de las ventas.	246
Figura 4.102 Flujos monetarios.	252
Figura 4.103 Flujos monetarios calculados.	252

ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 4.1 Muestras de frutas.....	37
Tabla 4.2 Propiedades de las frutas 1.....	39
Tabla 4.3 Propiedades de las frutas 2.	41
Tabla 4.4 Propiedades mecánicas de las frutas.....	42
Tabla 4.5 Factor que depende del grupo del material.....	66
Tabla 4.6 Factor de corrección de la potencia mecánica.....	67
Tabla 4.7 Elementos del cilindro.....	69
Tabla 4.8 Parámetros del motorreductor.....	70
Tabla 4.9 Factor de servicio.....	76
Tabla 4.10 Torsión en láminas.	80
Tabla 4.11 Características de canal.....	86
Tabla 4.12 Tapas de la canal.	88
Tabla 4.13 Características de la base del motorreductor.	92
Tabla 4.14 Cargas sobre la estructura.	93
Tabla 4.15 Pérdida de carga en tuberías de “PE” de alta y media densidad.....	122
Tabla 4.16 Pérdidas en accesorios.	123
Tabla 4.17 Tensión admisible en correa de lonas.	137
Tabla 4.18 Factor de confiabilidad.	157
Tabla 4.19 Elementos electro neumáticos.....	212
Tabla 4.20 Diámetros de los orificios de los filtros.....	241
Tabla 4.21 Costos de producción y precio de venta de cada fruta.	244
Tabla 4.22 Ganancia por fruta.	245
Tabla 4.23 Porcentaje de ventas según el tipo de fruta.....	245
Tabla 4.24 Presupuesto de la línea de despulpado.....	247
Tabla 4.25 Mobiliario, equipos de oficina y otros.	249
Tabla 4.26 Otras inversiones.	249
Tabla 4.27 Amortización del préstamo.....	251

INTRODUCCIÓN

La pulpa de es la parte comestible de las frutas, su utilización como materia prima es muy amplia en la obtención de diferentes productos tales como jugos, concentrados, mermeladas o simplemente para su comercialización como pulpa congelada.

Hoy en día la obtención de esta materia prima es llevada a cabo en algunos casos por procesos manuales poco eficientes en donde se utilizan varios operarios y métodos rudimentarios perdiendo gran cantidad no solamente del producto sino de horas hombre, además del riesgo sanitario que puede ocasionar la alta manipulación que estos métodos requieren. En otros procesos se utilizan maquinarias construidas de forma artesanal que presentan problemas en su funcionamiento, bajo rendimiento y poca eficiencia por la gran cantidad de material que se pierde como desecho y el cual puede ser recuperado siguiendo los métodos que describiremos en este proyecto.

El presente trabajo tiene como objetivo principal crear las bases teóricas y metodológicas que permitan diseñar un dispositivo para despulpar frutas, que disminuya los tiempos de producción y que cumpla con las características técnicas e higiénicas que requiere un proceso de extracción de pulpa de frutas.

El contenido será expuesto en cinco capítulos los cuales están desarrollados de la siguiente manera:

El Capítulo I muestra un planteamiento general de la problemática a resolver, incluyendo objetivos, alcances y limitaciones planteadas además de la justificación de la investigación.

El Capítulo II suministra la información necesaria para la realización del trabajo. Esta incluye las características de las frutas, explicación detallada de

todos los procesos industriales que intervienen en la extracción de la pulpa y que afectan en el diseño final de la maquina.

El Capítulo III, describe los pasos seguidos para la realización del diseño de la máquina despulpadora.

En el Capítulo IV, se muestran los procedimientos de selección y diseño de los equipos y maquinarias necesarios para la elaboración del producto, mediante un profundo estudio de las diferentes tipos de frutas (mora, durazno, fresa, mango, guanábana, parchita y guayaba), se pudo elaborar el cuadro comparativo de las propiedades físicas necesarias para desarrollar la investigación y así poder obtener una serie de posibles soluciones o alternativas para encarar el proyecto.

Este Capítulo igualmente nos da la oportunidad de apreciar las ventajas y desventajas que puedan ofrecer las diferentes alternativas y así poder elegir el método que garantice cumplir con las especificaciones y las condiciones de diseño de una manera eficaz y eficiente.

De una manera sencilla y bien ilustrativa el Capítulo IV nos lleva al conocimiento del proceso, la realización de todos los cálculos tanto estructurales como de rendimiento y la selección de los diferentes equipos necesarios en cada una de las etapas del despulpado de frutas para consumo masivo en el sector alimenticio.

Finalmente en este capítulo encontramos un estudio de factibilidad económica para la realización del proyecto, basado experiencias de empresas nacionales y los resultados reflejan claramente grandes posibilidades de éxito.

Capítulo I

El problema

1.1- TÍTULO

Diseño de una máquina semi automática despulpadora de frutas.

1.2- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Un grupo de inversionistas desea abrir una empresa dedicada al procesamiento de frutas para la elaboración de pulpa congelada en empaques de un kilogramo. Para ello se requiere la importación de maquinarias especializadas entre ellas, una despulpadora de frutas, con la desventaja de tener un alto precio, además de los inconvenientes que se presentan en relación al control cambiario.

Hoy en día este procedimiento se lleva a cabo manualmente; en la mayoría de los casos el procedimiento es realizado por un trabajador el cual después de lavar la fruta la desconcha, la corta en trozos pequeños y la introduce en una licuadora cacera junto con un poco de agua para poder procesarla. Posteriormente, hacer pasar la mezcla por un colador y extrae las partes sólidas que se encuentren presentes en la misma. Se define partes sólidas a semillas, partículas de concha, vagazo, etc. Finalmente la mezcla ya procesada se vierte en bolsas plásticas y es sellada al vacío.

Este procedimiento además de ser poco eficiente, ya que se desperdicia mucha materia prima, tiene, entre otras, las desventajas de que es un proceso lento y no cumple con todas las normas de higiene y seguridad que exige el manejo de un

producto tan delicado como son los alimentos, esto debido a que el operador debe estar pendiente de que la licuadora no se tranque por efecto de la viscosidad de la mezcla, introduciendo objetos o en algunas veces la mano para desatorar la mezcla. Aunado a esto se requiere mucho personal humano en comparación con el poco rendimiento que se tiene.

La propuesta es el diseño de una máquina semi-automatizada despulpadora de frutas, hecha con material y tecnología nacional, que pueda trabajar con una mayor eficiencia, higiene, seguridad, disminuya los tiempos de producción, el material humano necesario para cumplir con su tarea principal antes mencionada y aumente el volumen de producción (kg-hombre)/hora. Además la misma, deberá tener un bajo costo, adaptarse a diferentes tipos de frutas como durazno, guanábana, mora, fresa, parchita, ya que los inversionistas desean procesar estas frutas únicamente y ser de fácil operatividad y mantenimiento, para ello se tratará de realizar un diseño en forma modular.

1.3- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Diseño de una máquina semi automática para despulpar Durazno, Fresa, Guanábana, Guayaba, Mango, Mora, Parchita.

1.4- OBJETIVOS

1.4.1- Objetivo general

Diseñar una máquina despulpadora de frutas.

1.4.2- Objetivos específicos

- Describir las características de la materia prima a utilizar y poder conocer cualquier restricción que imponga sobre el diseño.
- Diseñar, seleccionar y calcular todos los elementos que constituyen una máquina despulpadora de frutas.
- Elaborar un estudio de factibilidad económica del proyecto.

1.5- LIMITACIONES

- Las irregularidades en cuanto a geometría que presentan las diferentes tipos de frutas que la máquina podrá despulpar.
- Poca información sobre los aspectos técnicos que intervienen en el proceso de extracción de pulpa de fruta.

1.6- DELIMITACIONES

- Esta máquina despulpadora estará diseñada para trabajar con las siguientes frutas; durazno, fresa, mora guanábana, parchita, guayaba y mango.
- Esta investigación solo llegará al nivel de diseño, donde se calcularán las dimensiones y se seleccionaran los materiales con los que se construirán el sistema a diseñar.

1.7- JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Vivimos en un mundo que exige cada día más que se pierda la menor cantidad de tiempo, materia prima, recursos humanos, y cualquier otro tipo de recursos, esto debido a la economía consumista que nos rige, el creciente y considerable aumento de la población, el daño severo que se le realiza al medio ambiente, entre otras razones, por tal motivo los procesos de producción han evolucionado constantemente.

El diseño de una máquina despulpadora de fruta tiene como uno de sus principales objetivos lograr la disminución de todas estas pérdidas antes mencionadas, además de facilitarle de manera considerable la producción de jugos naturales, jaleas, mermeladas, entre otros productos que se pueden realizar con la pulpa de fruta a las personas ya sea en locales comerciales, en hogares familiares o cualquier establecimiento donde se realicen este tipo de alimentos. Otro aspecto importante en cuanto a la producción de pulpa de fruta es el disminuir indirectamente el consumo de bebidas gaseosas y muy ricas en azúcares que son perjudiciales para la salud de la población, produciendo enfermedades como la diabetes, obesidad entre otras, además al ser 100 % pulpa de fruta ayudan a la nutrición de la población que consume este tipo de productos.

Esta investigación beneficiará también a la Universidad de Carabobo en la ampliación de sus campos de investigación introduciendo el campo de la producción de productos alimenticios, y a buscar posibles soluciones de problemas tomando como referencia este proyecto, a su vez le permitirá relacionarse con las exigencias del sector industrial, debido a los cambios que éste debe sufrir para mantener su competitividad en el mercado o para su ampliación en el mismo.

La investigación también ayudará a reforzar los conocimientos en el área de diseño y automatización, ya que, los pondremos en práctica para el diseño de esta máquina.

Capítulo II

Marco teórico

2.1- ANTECEDENTES

➤ Antecedente N° 1

Jaime Raúl Vargas Tipanta, Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica, Quito (Ecuador), 1981

Diseño y construcción de un prototipo de despulpadora de café

El objetivo de este trabajo es el diseño y construcción de un prototipo de despulpadora de café, indispensable para el beneficio de este producto por la vía húmeda; la máquina será adecuada para la variedad de café que existe en el Ecuador (Arábica), será construida con materiales disponibles en el mercado local. La operación de despulpado consta de 3 partes: alimentación del fruto a la máquina, el despulpado propiamente dicho y la evacuación de los granos, pulpa y agua necesaria para mejorar la eficiencia del despulpado. La maquina tendría los siguientes parámetros técnicos: capacidad requerida, 80-90 Kg. cereza/hora, altura 400 mm, ancho 500 mm, largo 450 mm, peso 25kg; se construirían entre 400 y 500 unidades anuales, el costo máximo sería de 6000 sucres, tendría una vida útil de 1200 horas; estaría diseñado para trabajar en ambiente húmedo y será de fácil mantenimiento. Se proponen 2 alternativas de diseño: con cilindro despulpador y con disco despulpador; en la presente tesis se prefirió a la primera alternativa. La máquina constaría con los siguientes sistemas: sistema motriz, de accionamiento manual, compuesto de 1 eje cilindro despulpador y una palanca que lo haga girar; sistema de alimentación, constara de un eje de sección geométrica apropiado, que regulara el flujo de entrada de las cerezas hacia su despulpado; sistema

despulpador, constara de dos elementos, el cilindro con lamina de cobre con resaltes, comandado por el eje motriz y un pechero cóncavo con canales y resaltes; sistema de regulación, permite despulpar cerezas de diferentes granulometrías sin dañar la semilla. El prototipo tuvo un costo final de 5800 sucres y dio los siguientes resultados en las pruebas realizadas: 70 por ciento de los frutos fueron bien despulpados, el 15 por ciento paso semi-despulpado o sin despulsarse, 10 por ciento fue roto o dañado y un 5 por ciento paso mezclado con la pulpa. El rendimiento promedio de la máquina es del 87 por ciento de la capacidad de alimentación, considerado como muy bueno.

➤ **Antecedente N° 2**

Edison Guaman Bolaga, Cesar Naspud Romero, Escuela Politécnica Nacional, Quito (Ecuador), 1991

Diseño y construcción de un prototipo de despulpadora de NIM

El objetivo principal fue diseñar y construir la máquina despulpadora-lavadora de NIM. El NIM es un fruto natural y tiene múltiples usos y aplicaciones en el país y se lo esta utilizando como insecticida natural. La máquina es de accionamiento manual de manera que satisfaga las necesidades de las comunidades campesinas que se hallan dedicadas al cultivo. La máquina consta de dos partes fundamentales: la primera es una despulpadora en la cual se ejecuta el despulpado de fruto y la segunda una criba de movimiento horizontal alternativo que realiza el prelavado. El prototipo tiene una capacidad de procesamiento de 100 kg/h y trabaja con gran cantidad de agua en los dos procesos. Los mejores resultados se obtienen cuando se realiza una selección granulométrica de los frutos, así como una clasificación según su madurez, con un flujo constante de agua y una velocidad del rodillo despulpador de 90 rpm. A la máquina se le puede adaptar motor eléctrico. Se recomienda trabajar con gran cantidad de agua; no procesar frutos verdes que dañan el pechero despulpador; no cargar al máximo la

tolva de alimentación; seleccionar los frutos según su granulometría para la producción en serie se necesita realizar un rediseño.

➤ **Antecedente N° 3**

Daniel Andrés Mora Chacón, Universidad Experimental del Táchira, San Cristóbal Edo Táchira, 2005

Diseño y animación de una máquina despulpadora de mango

En la planta de procesamiento de frutas y hortalizas de la hacienda “La Tuquerena” consiente de la necesidad de aumentar su capacidad de procesamiento de mango, requiere para este fin el desarrollo de un proyecto que facilite y mejore los procesos de elaboración de productos obtenidos del mango logrando con esto un aumento en la producción, por lo tanto la máquina que en este proyecto se propone será capaz de procesar esta fruta en estado maduro y verde previo ablandamiento por escalde logrando separar la pulpa de la semilla a bajo costo. La máquina esta conformada por un tanque de acero inoxidable provisto de un tamiz, un canal de salida para la pulpa de forma cónica y en su lateral una puerta de descarga de semilla, los cuales se encuentran solidarios a este. El tanque se encuentra apoyado sobre la estructura principal mediante cuatro bases sujetas a este con tornillos y tuercas. En el interior del tanque y por encima del tamiz se encuentra las aspas giratorias las cuales cubren en su totalidad el diámetro del tanque y hacen pasar el mango a través del tamiz, estas paletas están conectadas a un eje de acero inoxidable que le transmite el movimiento. El eje se encuentra acoplado a la estructura principal de la máquina mediante soportes de rodamientos y esta provisto de una polea la cual es accionada por un motoreductor provisto igualmente de polea conductora y por medio de un sistema de correa le transmite la energía al eje de ésta. Funciona con dos ciclos de trabajo, una para la carga y otro para la descarga.

2.2- BASES TEÓRICAS

2.2.1- *Pulpa de Frutas*

Consiste en la parte comestible de las frutas o el producto obtenido de la separación de las partes comestibles carnosas de éstas, mediante procesos tecnológicos adecuados y su posterior almacenaje. La pulpa se diferencia del jugo solamente en su consistencia; las pulpas son las más espesas, se desechan la cáscara, las semillas y el bagazo. La pulpa de frutas presenta ventajas sobre las frutas frescas y sobre otros tipos de conservas. Algunas de sus características son:

- La pulpa permite conservar el aroma, el color y el sabor.
- Ésta se considera materia prima base de cualquier producto que necesite fruta.
- La pulpa congelada permite preservar la fruta hasta un año.
- Se evitan pérdidas por pudrición y mala selección de las frutas.
- No se acumulan desperdicios, sólo se conserva la parte útil de las frutas.
- Las pulpas actúan como reguladoras de los suministros de fruta, porque se procesan en las épocas de cosecha para utilizarlas cuando haya poca disponibilidad de ellas.

2.2.2- La Materia Prima

2.2.2.1- Las Frutas

La fruta o las frutas son alimentos vegetales que proceden del fruto de determinadas plantas, ya sean hierbas como la melonera o árboles como el albaricoquero. Las frutas poseen un sabor y un aroma característicos y presentan unas propiedades nutritivas y una composición química que las distingue de otros alimentos. [10]

2.2.2.2- Origen del Fruto

En las plantas con flor, el fruto es el conjunto del ovario maduro y todas las demás piezas florales. En sentido botánico, se llama fruto sólo al ovario maduro. En términos coloquiales, la palabra suele usarse sólo para describir los frutos succulentos y comestibles de las plantas leñosas, los de matas y arbustos, como el tomate o el melón, y algunos otros más pequeños, como la fresa o la frutilla. En condiciones naturales, el fruto suele formarse una vez que ha tenido lugar la fecundación del óvulo, pero en muchas plantas, casi siempre variedades cultivadas, como los cítricos sin semilla, la uva, el banano y el pepino, el fruto madura sin necesidad de fecundación; este fenómeno se llama partenocarpia. En cualquier caso, la maduración del ovario provoca el marchitamiento de los estigmas y las anteras y el agrandamiento del propio ovario (o de los ovarios, si la flor tiene más de uno). Los óvulos presentes en el interior de los ovarios fecundados se desarrollan y forman las semillas. En las variedades partenocárpicas éstas no se desarrollan, y los óvulos mantienen el tamaño original. La principal función del fruto es proteger las semillas durante su desarrollo; en muchas plantas también favorecen su dispersión. En la figura 2.1 se muestran las etapas del fruto. [10]

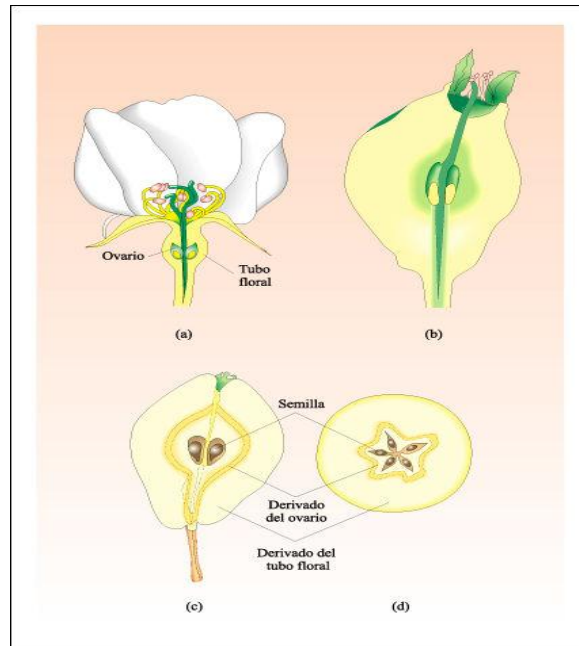


Figura 2.1 Origen del fruto. **Fuente** referencia 10.

2.2.2.3- Estructura del Fruto

Al madurar, las paredes del ovario se desarrollan y forman el **pericarpio**, constituido por tres capas:

La más externa o **epicarpio** suele ser una simple película epidérmica lisa como el caso de la uva; con pelo como en el durazno, o recubierto de cera, como en la ciruela. Proviene de la capa externa del ovario, originada por la epidermis inferior de la hoja carpelar.

El grosor de la capa media o **mesocarpio** y de la interna o **endocarpio** es muy variable, pero dentro de un mismo tipo de fruto, una de las capas puede ser gruesa y las otras delgadas. En los frutos carnosos, la pulpa suele corresponder al mesocarpio, como ocurre en el durazno y la uva o seco y esponjoso como la naranja. El mesocarpio proviene de la capa media del ovario, originada por el mesófilo de la hoja carpelar, el en caso del endocarpio proviene de la capa interna del ovario, originada por la epidermis superior de la hoja carpelar. La semilla o las semillas, dispuestas dentro del pericarpio, constituyen en ciertos casos la totalidad

de la porción comestible del fruto. Así, en el coco, la cáscara dura exterior es el pericarpio, y la parte comestible interior, es la semilla. En la figura 2.2 se muestra la estructura del fruto. [10]

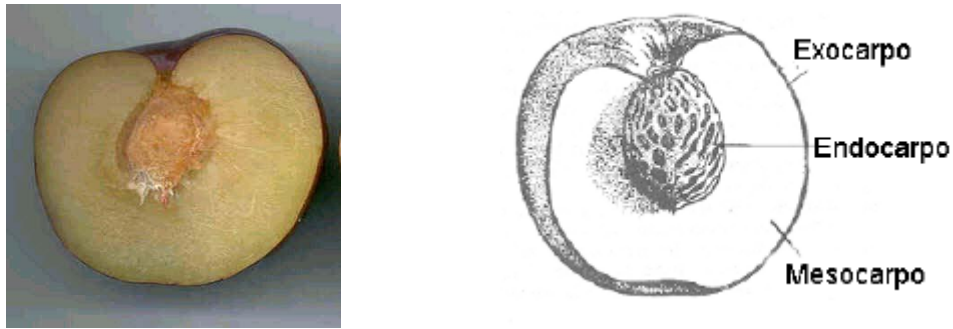


Figura 2.2. Estructura del fruto. **Fuente** referencia 10.

2.2.2.4- Composición de las Frutas

Los componentes más importantes de las frutas pueden agruparse del siguiente modo: agua, proteínas, hidratos de carbono, grasas, minerales y vitaminas. La mayor parte de estos compuestos son nutrientes esenciales, necesarios para el organismo humano.

En los alimentos, las fuentes energéticas más importantes son los hidratos de carbono y las grasas o aceites. En la fruta, la contribución energética más importante es la de los hidratos de carbono.

Se deben considerar muy bien las concentraciones de los nutrientes en las frutas con el fin de diseñar un proceso que no altere ni deteriore en lo posible éstas características. [10]

El Agua

El agua es el componente más abundante de las frutas (más del 80%), oscilando entre un 82%, en las uvas, un 90%, en las fresas y hasta un 93% en los tomates. Sin embargo, el contenido en agua de una determinada fruta varía en

razón de diferencias estructurales. Puede verse afectado también por las condiciones de cultivo, que influyen en la diferenciación estructural.

Las Proteínas

Las proteínas suelen representar menos del 1% del peso fresco de las frutas. Están compuestas por aminoácidos, diez de los cuales se clasifican como esenciales para la dieta humana.

Los Hidratos de Carbono

Los hidratos de carbono son polisacáridos, como el almidón, la celulosa, la hemicelulosa y las sustancias pépticas, o disacáridos y monosacáridos, como la sacarosa, la fructosa y la glucosa. El contenido en estos azúcares varía notablemente durante la maduración. En general, los azúcares abundan en la fruta plenamente madura. Durante la maduración, las frutas que contienen almidón sufren la hidrólisis total de este polisacárido. Los azúcares más importantes de las frutas son la glucosa y la fructosa, pero en algunas, como los melocotones, las nectarinas y los albaricoques, el azúcar principal es la sacarosa. Las manzanas y las peras son ricas en fructosa. En las frutas se encuentran también pequeñas cantidades de disacáridos, como la xilosa, la arabinosa, la manosa, la galactosa y la maltosa. En las ciruelas y las peras, se encuentran cantidades relativamente altas de sorbitol, un poliol estructuralmente emparentado con los azúcares, que posee un conocido efecto laxante; las fresas no poseen sorbitol. La celulosa, la hemicelulosa y las sustancias pépticas son los componentes esenciales de la pared celular de las frutas.

La Fibra

La fibra dietética está constituida, por definición, por las sustancias estructurales de las células vegetales que resisten el ataque de las enzimas

digestivas. De ella forman parte los polisacáridos estructurales de la pared celular y la lignina. El contenido en fibra dietética de las frutas frescas se encuentra ordinariamente entre 0,7% y 4,7%. Las frutas con un menor contenido en agua, o cuya porción comestible contienen semillas, ofrecen valores de fibra dietética elevados. El contenido en fibra puede reducirse pelando la fruta. En las manzanas, la reducción así lograda es de aproximadamente 11% y en las peras alrededor del 34%.

Los Lípidos

El contenido lipídico de las frutas suele hallarse por debajo del 1% y varía con el producto. Su valor nutritivo no deriva sólo de que las grasas (aceites) constituyen una fuente energética, sino también del hecho de que el organismo requiere pequeñas cantidades de ácidos grasos insaturados. Uno al menos de estos, el ácido linoléico, es un ácido esencial; sin embargo, las frutas no son buena fuente de lípidos y entre las producidas en las zonas templadas son los limones y los tomates los que ofrecen un contenido más alto.

Los Minerales

Aunque las frutas no sean ricas en minerales, el más abundante de ellas es el potasio y se halla combinado con varios ácidos grasos orgánicos. El calcio se halla siempre en las sustancias pépticas de la pared celular de las frutas; el magnesio en las moléculas de clorofila y el fósforo puede jugar un papel importante en el metabolismo de los hidratos de carbono. En general, los elementos minerales contribuyen de una manera destacada a la calidad de las frutas y derivados de las mismas. El contenido mineral suele variar considerablemente con el área en que la fruta se ha cultivado.

El pH de los tejidos de las frutas está controlado por el equilibrio potasio / ácidos orgánicos.

Las Vitaminas

El contenido en vitaminas de las distintas frutas varía considerablemente con la especie y la variedad, así como con las condiciones de cultivo. La climatología, la composición del suelo, los fertilizantes usados y otra gran cantidad de factores afectan, al contenido vitamínico de las frutas. Las frutas son ricas especialmente en ácido ascórbico.

La vitamina A es liposoluble y no se encuentra como tal en las frutas, aunque algunos carotenoides de las mismas pueden convertirse en vitamina A en el organismo humano. En general, las frutas no son buenas fuentes de caroteno, pero en las regiones templadas los albaricoques y las ciruelas constituyen fuentes de moderada importancia; los melocotones y las nectarinas, al igual que las tangerinas, sólo contienen pequeñas cantidades. La fruta es una fuente entre moderada y pobre de diversas vitaminas del grupo B, pero las necesidades promedio del organismo humano de estas vitaminas son bajas y las cantidades que contienen las frutas suelen bastar para la nutrición humana. Las frutas carecen del resto de las vitaminas, como de la vitamina D, que es una vitamina liposoluble; algunas frutas contienen cantidades pequeñas de vitamina E.

2.2.3- Proceso de elaboración de la Pulpa de Fruta

Para cada tipo de fruta hay uno o más procesos de despulpado, cada uno de los cuales presenta problemas específicos en relación con el control de procesos y generación de residuos.

Es posible, sin embargo, identificar algunos procesos unitarios básicos, que se repiten en los diferentes procesos de industrialización y que tienen características similares. [9]

La figura 2.3 presenta un esquema general que describe brevemente las operaciones de producción de las pulpas de frutas.

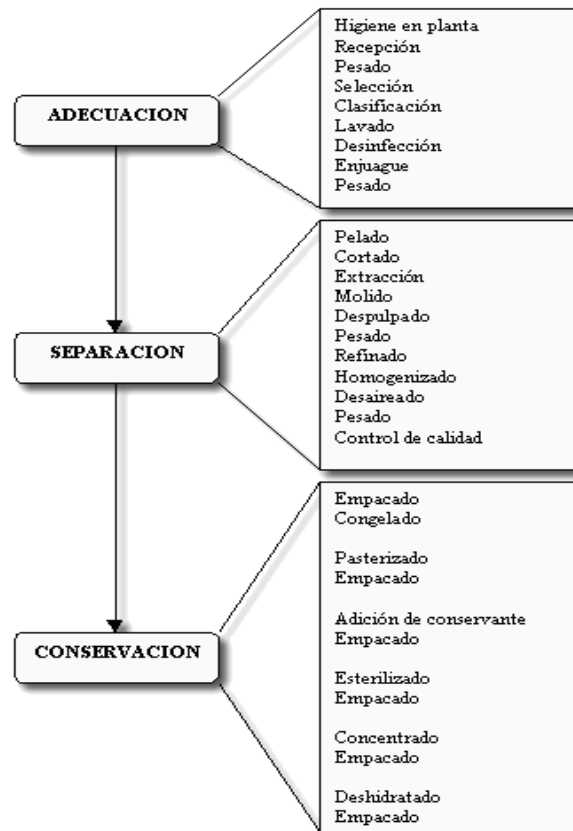


Figura 2.3. Diagrama de Flujo General de Procesos de Industrialización de la Pulpa de Frutas Congelada. **Fuente** referencia 9.

➤ **Higiene y sanidad en planta.** Naturalmente el sitio donde se vaya a realizar la desinfección debe estar ordenado e higienizado. Esta limpieza del sitio se inicia con la ordenación de los elementos presentes. Sigue un barrido de toda mugre gruesa presente en el piso y áreas vecinas como techos, paredes, puertas, rejillas y sifones. Esta limpieza se realiza comenzando por las áreas altas (techo) e ir bajando hasta terminar en el piso y los sifones.

Sigue un jabonado con detergentes o jabones que ablandan y retiran la mugre. Si hay resistencia se debe aplicar el refregado fuerte y en orden todas las áreas. Se

termina con un enjuague a fondo. Si la operación ha sido bien hecha el aroma del ambiente debe ser a limpio.

Además de las áreas, es crítica la higienización de los operarios, material y equipos que entraran en contacto con la fruta. Entonces las operaciones explicadas antes se repiten con el mismo cuidado para guantes, petos y botas de operarios, equipos y materiales.

➤ **Recepción.** Esta es una operación que reviste una importancia grande en cualquier actividad productiva de la empresa agroindustrial. Consiste en recibir del proveedor la materia prima requerida, de acuerdo a las especificaciones entregadas de antemano por la empresa. El hecho de recibir implica la aceptación de lo entregado, es decir, la aceptación de que la condición del material está de acuerdo con las exigencias de la empresa y su proceso. Esta operación implica el compromiso de un pago por lo recibido y debe tenerse el cuidado de especificar claramente si lo que cumple con los requisitos es el todo o parte del lote que se recibe, en orden de fijar el monto a pagar por el mismo.

➤ **Pesado.** Esta es una de las operaciones de mayor significación comercial en las actividades de la empresa, pues implica la cuantificación de varios aspectos, entre los cuales se cuenta, el volumen comprado, el volumen de la calidad adecuada para el proceso, los datos sobre el volumen para la cuantificación del rendimiento y, por ultimo, lo más importante, el volumen por pagar al proveedor y el volumen que ha de ingresar al proceso.

Se efectúa con cualquier tipo de balanza de capacidad apropiada y de precisión a las centenas o decenas de gramo.

La forma de pesar puede ser en los mismos empaques en que la fruta llega a planta o pasándola con cuidado a los empaques adecuados de la fábrica que se puedan manejar y apilar cómodamente. Debe evitarse el manejo brusco de los empaques para evitar magulladuras o roturas de las frutas.

➤ **Selección.** Se hace para separar las frutas sanas de las ya descompuestas. Se puede efectuar sobre mesas o bandas transportadoras y disponiendo de recipientes donde los operarios puedan colocar la fruta descartada.

Los instrumentos para decidir cuáles frutas rechazar son en principio la vista y el olfato de un operario. El debe ser muy consciente de la responsabilidad de su trabajo e influencia en la calidad de la pulpa final. Hay ciertas frutas costosas que por su tamaño grande pueden pasar la prueba pero deben ser “arregladas” retirando cuanto antes las fracciones dañadas.

➤ **Desinfección.** Una vez la fruta ha alcanzado la madurez adecuada, se inicia un proceso de limpieza a medida que se acerca el momento de extraerle la pulpa.

El propósito es disminuir al máximo la contaminación de microorganismos que naturalmente trae en su cáscara la fruta, para evitar altos recuentos en la pulpa final, con demérito de su calidad y peligro de fermentación en la cadena de distribución o en manos del consumidor final.

La desinfección se efectúa empleando materiales y sustancias compatibles con las frutas. Es indispensable disponer de agua potable para iniciar con un lavado, el cual se puede realizar por inmersión de las frutas o por aspersión, es decir con agua a cierta presión. El objetivo es retirar toda mugre o tierra que contamine la superficie de las frutas y así disminuir la necesidad de desinfectante en el paso siguiente.

Las sustancias desinfectantes que se pueden emplear son a base de cloro, sales de amonio cuaternario, yodo y otra serie de principios activos que cada día llegan al mercado. El hipoclorito de sodio a partir de solución al 13% es el desinfectante más empleado por su efectividad y bajo costo. En la desinfección rutinaria se puede intercalar el uso de desinfectantes para evitar que la flora contaminante cree resistencia a una sustancia.

- Una vez higienizado todo, se procede a desinfectar las frutas que se hallan en cestillos. Estas se pueden sumergir en la solución desinfectante durante un tiempo adecuado que pueden ser 5 a 10 minutos.
- **Enjuague.** A la fruta desinfectada se le debe retirar los residuos de desinfectante y microorganismos mediante lavado con agua potable. Si es posible por aspersión con agua que corra y se renueve. No es conveniente enjuagarla sumergiéndola en tanques de agua que cada vez estará más contaminada.
- **Corte.** Algunas frutas como el maracuyá deben ser cortadas para extraer su masa interior antes de separar la pulpa. Aunque hay máquinas que lo hacen, por lo general en las pequeñas industrias se realiza en forma manual con la ayuda de cuchillos.
- **Separación.** Esta operación permite retirar la masa pulpa - semilla de frutas como la maracuyá, curúba o lúlo.

Se efectúa generalmente de forma manual con la ayuda de cucharas de tamaños adecuados. El rendimiento aumenta si se hace dentro de recipientes plásticos para evitar las pérdidas de jugos.

Por eficiencia los operarios se colocan en grupos que se encargan unos de cortar la fruta y otros de separar la pulpa - semilla. Estas masas obtenidas se deben cubrir con tapas o materiales plásticos para prevenir contaminaciones u oxidaciones del medio ambiente.

- **Molido.** Permite la desintegración de las estructuras de las frutas que facilitan operaciones como el escaldado y despulpado.

Se puede efectuar en molinos como el de martillos, con el que se logra un efecto similar al de la licuadora casera o industrial.

Este molido no es recomendado para frutas que poseen semillas grandes, oscuras, amargas y frágiles como el maracuyá, el mango o aún la guanábana. Las frutas de semillas pequeñas como la guayaba, mora, lúlo y tomate se desintegran muy bien sin romper las semillas.

El molido tiene la desventaja de incorporar aire a la masa obtenida, con lo que se pueden acelerar procesos de oxidación entre los que se hallan el cambio de color y formación de espuma, ambos causan inconvenientes en la calidad final de la pulpa.

➤ **Escaldado.** Consiste en someter la fruta a un calentamiento corto y posterior enfriamiento. Se realiza para ablandar un poco la fruta y con esto aumentar el rendimiento de pulpa; también se reduce un poco la carga microbiana que aún permanece sobre la fruta y también se realiza para inactivar enzimas que producen cambios indeseables de apariencia, color, aroma, y sabor en la pulpa, aunque pueda estar conservada bajo congelación.

En la fábrica el escaldado se puede efectuar por inmersión de las frutas en una marmita con agua caliente, o por calentamiento con vapor vivo generado también en marmita. Esta operación se puede realizar a presión atmosférica o a sobre presión en una autoclave. Con el escaldado en agua caliente se pueden perder jugos y componentes nutricionales. Bajo vapor puede ser más costoso y demorado pero hay menos pérdidas. En autoclave es más rápido pero costoso.

En todos los casos se producen algunos cambios. Baja significativamente la carga microbiana; el color se hace mas vivo, el aroma y sabor puede variar a un ligero cocido y la viscosidad de la pulpa puede aumentar.

Un escaldado frecuente se hace en marmita agregando mínima cantidad de agua, como para generar vapor y luego si se coloca la fruta. Se agita con vigor,

tratando de desintegrar las frutas y volver el producto una especie de “sopa”. Cuando la mezcla alcanza cerca de 70 a 75° C se suspende el calentamiento.

➤ **Despulpado.** Es la operación en la que se logra la separación de la pulpa de los demás residuos como las semillas, cáscaras y otros. El principio en que se basa es el de hacer pasar la pulpa - semilla a través de un tamiz. Esto se logra por el impulso que comunica a la masa pulpa - semilla, un conjunto de paletas (2 o 4) unidas a un eje que gira a velocidad fija o variable. La fuerza centrífuga de giro de las paletas lleva a la masa contra el tamiz y allí es arrastrada logrando que el fluido pase a través de los orificios del tamiz. Es el mismo efecto que se logra cuando se pasa por un colador una mezcla de pulpa - semilla que antes ha sido licuada. Aquí los tamices son el colador y las paletas es la cuchara que repasa la pulpa - semilla contra la malla del colador.

Se emplean diferentes tipos de despulpadoras; las hay verticales y horizontales; con cortadoras y refinadoras incorporadas; de diferentes potencias y rendimientos. Es importante que todas las piezas de la máquina que entran en contacto con la fruta sean en acero inoxidable. Las paletas son metálicas, de fibra, caucho o teflón. También se emplean cepillos de nylon.

Durante el despulpado en este tipo de máquinas también se causa demasiada aireación de la pulpa, con los efectos negativos de oxidaciones, formación de espuma y favorecimiento de los cambios de color y sabor en ciertas pulpas.

El proceso de despulpado se inicia introduciendo la fruta entera en la despulpadora perfectamente higienizada. Solo algunas frutas, como la mora, guayaba o fresa, permiten esta adición directa. Las demás exigen una adecuación como pelado (guanábana), corte y separación de la pulpa - semilla de la cáscara (maracuyá). Ablandamiento por escaldado (tomate de árbol).

La máquina arroja por un orificio los residuos como semilla, cáscaras y otros materiales duros que no pudieron pasar por entre los orificios del tamiz.

Los residuos pueden salir impregnados aún de pulpa, por lo que se acostumbra a repasar estos residuos. Estos se pueden mezclar con un poco de agua o de la misma pulpa que ya ha salido, para así incrementar el rendimiento en pulpa. Esto se ve cuando el nuevo residuo sale mas seco y se aumenta la cantidad de pulpa.

Se recomienda exponer lo menos posible la pulpa al medio ambiente. Esto se logra si inmediatamente se obtiene la pulpa, se cubre, o se la envía por tubería desde la salida de la despulpadora hasta un tanque de almacenamiento.

➤ **Refinado.** Consiste en reducir el tamaño de partícula de la pulpa, cuando esta ha sido obtenida antes por el uso de una malla de mayor diámetro de sus orificios.

Reducir el tamaño de partícula da una mejor apariencia a la pulpa, evita una mas rápida separación de los sólidos insolubles en suspensión, le comunica una textura mas fina a los productos como mermelada o bocadillos preparados a partir de esta pulpa. De otra parte refinar baja los rendimientos en pulpa por la separación de material grueso y duro que esta naturalmente presente en la pulpa inicial.

El refinado se puede hacer en la misma despulpadora, solo que se le cambia la malla por otra de diámetro de orificio más fino. Generalmente la primera pasada para el despulpado se realiza con malla 0,060” y el refinado con 0,045” o menor. La malla inicial depende del diámetro de la semilla y el final de la calidad de finura que se desee tenga la pulpa.

➤ **Empaque.** Las pulpas ya obtenidas deben ser aisladas del medio ambiente a fin de mantener sus características hasta el momento de su empleo. Esto se logra

mediante su empaclado con el mínimo de aire, en recipientes adecuados y compatibles con las pulpas.

Debido a la tendencia que tiene el vapor de agua de sublimarse de las superficies de los alimentos congelados a las superficies más frías de los congeladores y cámaras frigoríficas, los materiales de envasado empleados deben tener un alto grado de impermeabilidad al vapor de agua.

La mayoría de los alimentos se dilatan al congelarse, algunos de ellos hasta un 10% de su volumen. Por lo tanto los envases en que se congelan deben ser fuertes, hasta cierto punto flexible y no llenarse completamente. Como en el caso de todos los alimentos que pueden almacenarse durante meses, sus envases deben protegerse contra la luz y el aire. Ya que generalmente se les descongela dentro de sus envases, estos deben ser impermeables a fin de prevenir el escurrimiento durante la descongelación.

El empaque que será utilizado por la Empresa Industrial Procesadora y Comercializadora de Frutas, para envasar la pulpa de frutas congeladas será el polipropileno de media densidad (calibre 3) con doble sellador térmico; este tipo de empaque se eligió buscando la vistosidad, economía y funcionalidad del producto.

➤ **Congelación.** Se basa en el principio de que “a menor temperatura más lentas son todas las reacciones”. Esto incluye las reacciones producidas por los microorganismos, los cuales no son destruidos sino retardada su actividad vital.

La congelación disminuye la disponibilidad del agua debido a la solidificación del agua que caracteriza este estado de la materia. Al no estar disponible como medio líquido, muy pocas reacciones pueden ocurrir. Solo algunas como la desnaturalización de proteínas presentes en la pared celular.

Esto propicia la precipitación de los sólidos insolubles con lo que se favorece el cambio en la textura y la separación de fases, sobre todo cuando con estas pulpas se preparan néctares.

Durante la congelación se favorece la formación de cristales de hielo que crecen y causan roturas de las paredes celulares y pérdida de la capacidad retenedora de los jugos dentro de las células. Se ha notado también que la congelación produce una disminución de los aromas y sabores propios de las frutas.

A pesar de estos cambios, la congelación es la técnica más sencilla que permite mantener las características sensoriales y nutricionales lo más parecidas a las de las pulpas frescas y en el caso particular de la Empresa Industrial Procesadora y Comercializadora de Frutas será la técnica empleada.

Presenta la restricción de exigir mantener la cadena de frío todo el tiempo hasta llegar el momento de la utilización por el consumidor final. Además el estado sólido plantea ciertas incomodidades cuando se necesita emplear solo una parte del bloque de pulpa. Para el control microbiológico de calidad hay necesidad de descongelar la pulpa, con lo que se puede aumentar el recuento real del producto.

2.2.4- Materiales utilizados para máquinas de alimentos

➤ Acero inoxidable

Existe una diversidad de composiciones químicas para el acero inoxidable, las cuales le otorgan cualidades particulares y deseadas. Entre los aceros empleados en la industria alimentaria se encuentran comúnmente los siguientes:

- 304
- 316

- **Acero Inoxidable Tipo 304**

El Tipo 304 es un acero inoxidable austenítico para todo propósito, bajo en carbón 18-8 cromo – níquel. Tiene buena resistencia a la corrosión y es soldable. El tipo 304 es el acero inoxidable más ampliamente utilizado, se usa tanto en los equipos de procesamiento químico como de alimentos, en los hospitales, en los equipos de fábricas de papel y en los intercambiadores de calor, entre muchos otros usos.

- **Acero Inoxidable Tipo 316**

El tipo 316 es un acero austenítico cromo- níquel, acero resistente al calor con una mayor resistencia a la corrosión. Es ampliamente utilizado en ambientes marinos y en aquellos sometidos a diversos químicos, sales, ácidos y altas temperaturas. El acero Tipo 316 tiene un mayor esfuerzo de cadencia a temperaturas elevadas.

- **Aluminio**

Es un elemento químico, de símbolo Al y número atómico 13. Se trata de un metal no ferroso. Es el tercer elemento más común encontrado en la corteza terrestre. Los compuestos de aluminio forman el 8% de la corteza de la tierra y se encuentran presentes en la mayoría de las rocas, de la vegetación y de los animales. En estado natural se encuentra en muchos silicatos (feldespatos, plagioclasas y micas). Como metal se extrae del mineral conocido con el nombre de bauxita, por transformación primero en alúmina mediante el proceso Bayer y a continuación en aluminio mediante electrólisis.

Este metal posee una combinación de propiedades que lo hacen muy útil en ingeniería mecánica, tales como su baja densidad (2.700 kg/m^3) y su alta resistencia a la corrosión. Mediante aleaciones adecuadas se puede aumentar sensiblemente su resistencia mecánica (hasta los 690 MPa). Es buen conductor de

la electricidad, se mecaniza con facilidad y es relativamente barato. Por todo ello es el metal que más se utiliza después del acero. [9]

2.3- DEFINICIÓN DE TÉRMINOS.

Cáscara: Cobertura exterior de las frutas y hortalizas.

Semillas: Es la estructura mediante la que realizan la propagación las plantas que por ello se llaman espermatofitas (plantas con semilla).

Bagazo: Es el residuo de materia después de extraído su jugo.

Fecundación: Es la unión del espermatozoide y el óvulo.

Partenocarpia: Formación de un fruto sin previa fecundación.

Pericarpio: Parte exterior del fruto de la planta que cubre las semillas.

Mesocarpio: O también llamado sarcocarpio a la capa succulenta y carnosa ubicada en el medio del pericarpio de una drupa, comprendida entre el exocarpio y el endocarpio.

Endocarpio: Capa interna de las tres que forman el fruto.

Disacáridos: Azúcares dobles son un tipo de hidratos de carbono, o carbohidratos, formados por la unión de dos monosacáridos iguales o distintos mediante enlace O-glucosídico, mono o dicarbonílico, que además puede ser α o β en función del -OH hemiacetal.

Xilosa: Es una aldopentosa - un monosacárido que contiene cinco átomos y que contiene un grupo - que tiene un isómero funcional que es la xilulosa.

Arabinosa: Es un monosacárido de cinco carbonos con un grupo aldehído por lo que pertenece al grupo de las aldosas y dentro de este al de las aldopentosas.

Manosa: Es un azúcar simple (monosacárido) que se encuentra formando parte de algunos polisacáridos de las plantas (como el manano, el glucomanano, etc.), y en algunas glucoproteínas animales.

Galactosa: Es un monosacárido formado por seis átomos de carbono o hexosa, que se convierte en glucosa en el hígado como aporte energético.

Maltosa: Azúcar de malta es un disacárido formado por dos glucosas unidas por un enlace glucosídico producido entre el oxígeno del primer carbono anomérico (proveniente de -OH) de una glucosa y el oxígeno perteneciente al cuarto carbono de la otra.

Sorbitol: Es un poliol o alcohol de azúcar.

Hemicelulosa: Es un heteropolisacárido (polisacárido compuesto por más de un tipo de monómero), formado, en este caso un tanto especial, por un conjunto heterogéneo de polisacáridos.

pH: Potencial Hidrógeno es el logaritmo negativo de la actividad de los iones hidrógeno.

Desinfección: es la reducción de los organismos patógenos (organismos que ocasionan enfermedades), mientras que saneamiento se refiere a la calidad de limpieza.

Microorganismos termófilos: son aquellas que se desarrollan a temperaturas superiores a 45°C, pudiendo superar incluso los 100°C (hipertermófilos) siempre

que exista agua en estado líquido, lo que se consigue si la presión es elevada como ocurre en las profundidades oceánicas.

Corrosión Intergranular: Es la que se produce en los límites de grano de una aleación.

Proceso Bayer: es el principal método industrial para producir alúmina a partir de bauxita. Esta basado en la disolución de la bauxita con hidróxido sódico.

Electrólisis: Consiste en la descomposición mediante una corriente eléctrica de sustancias ionizadas denominadas electrolitos.

Austenita: Es una forma de ordenamiento distinta de los átomos de hierro y carbono.

Austenítico: Es una estructura metalográfica en estado recocido, formada básicamente por austenita.

Capítulo III

Marco metodológico

3.1- NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.

Esta investigación es de tipo descriptivo, esto de acuerdo a como fueron planteados los objetivos, en ellos se establecen los pasos que se deben llevar a cabo para lograr el diseño y el comportamiento del sistema de extracción de pulpa de fruta, se pretende resolver un problema o satisfacer una necesidad en una organización determinada previamente. Se llevarán a cabo diversas pruebas que permitirán conocer las propiedades y el comportamiento de las frutas que se pretenden despulpar, esto con el fin de tener conocimiento de cual de los sistemas y métodos utilizados para la extracción de pulpa resulta el más apropiado.

3.2- DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

La investigación a realizar se basará en dos tipos de investigación, una documental, ya que se recopilarán una serie de estudios realizados con anterioridad por algunas fundaciones de investigación, empresas, textos, etc., y la otra de campo debido a que se realizarán pruebas a los distintos tipos de frutas para así verificar su comportamiento con distintos métodos de extracción de pulpa.

Para el cumplimiento de los objetivos planteados, se esgrimen a continuación las fases metodológicas empleadas:

3.2.1- Estudio de la materia prima:

En esta etapa se estudiarán las propiedades físicas, químicas y mecánicas de la materia prima (frutas) que la maquina deberá procesar, Aquí se describen todos los aspectos, características y demás informaciones acerca de la materia prima necesarias o que de alguna u otra manera afectaran o influirán en el diseño de la máquina.

Para llevar a cabo esta tarea se utilizarán los distintos medios de investigación como lo son tesis relacionadas con el tema, referencias bibliográficas, paginas de Internet, etc.

3.2.2- Especificación del sistema a diseñar

Consiste en aportar la información necesaria para terminar de conformar la estrategia a seguir para satisfacer las diversas necesidades humanas involucradas, así como también enumerar las funciones principales, las restricciones y los criterios a tomar en cuenta para el diseño del dispositivo. En esta etapa se dan a conocer las especificaciones del sistema, esto se lograra dando a conocer tres puntos que conforman dichas especificaciones.

- **Funciones Principales:** Corresponde a las funciones que debe satisfacer el sistema para lograr los objetivos planteados.
- **Lista de restricciones:** son especificaciones que nos permiten rechazar algunas de las posibles soluciones sin necesidad de compararlas con las restantes.
- **Lista de Criterios:** Son parámetros que permitirán comparar soluciones y eventualmente decidir cual de ellas es la mejor.

3.2.3- Formulación de las posibles soluciones:

Una vez conocidas las especificaciones del sistema a diseñar se procede a formular ideas basándose en el estudio a la materia prima, información técnica sobre los requerimientos que debe poseer la maquina, principios físicos involucrados en el proceso de despulpado entre otros aspectos. Para lograr la mayor eficacia en esta etapa, conviene seguir los siguientes lineamientos:

- a) Acumular tantas probables soluciones como el tiempo y los recursos disponibles lo permitan.
- b) Intentar producir soluciones radicalmente diferentes entre si.
- c) Describir de manera apropiada cada alternativa, usando un dibujo del sistema ideado.
- d) Actuar con el propósito deliberado y sistemático del salpicar las soluciones con aspectos novedosos y originales.
- e) Postergar la evaluación de las soluciones hasta la etapa de toma de decisión.
- f) Toda la información obtenida antes y durante la búsqueda, absolutamente toda, deber ser siempre utilizada para producir más probables soluciones, nunca para eliminar las ya concebidas, ni para limitar el proceso de generación de nuevas ideas.
- g) Algunas de las ideas obtenidas durante la búsqueda, pueden aconsejar la modificación de la formulación del problema.
- h) Emplear recursos heurísticos: la analogía, la inversión, la búsqueda de restricciones ficticias, la empatía, los múltiples principios físicos, la disminución de dificultad y la fantasía.

3.2.4- Selección de la mejor solución

Se realizara un análisis basado en las restricciones y criterios preestablecidos, en el, se hace una discusión sobre cada una de las ideas planteadas donde se

descartan aquellas que no cumplan con las restricciones y se seleccionara la solución que cumpla de forma más eficiente todos los criterios.

3.2.5- Especificación del sistema diseñado

En esta etapa se realizan comprobaciones cualitativas y cuantitativas, usando métodos experimentales, modelos matemáticos, material bibliográfico o cualquier otro recurso que esté al alcance.

Se emplearán además, informes técnicos, donde se incluyen explicaciones detalladas acerca del funcionamiento de la máquina seleccionada, cálculos, planos etc.

Para realizar esta etapa se explicaran de forma clara y detallada los siguientes aspectos:

3.2.5.1- Dimensionamiento de las partes que integran el sistema diseñado

Se dan a conocer longitudes, pesos, espesores, potencias requeridas, etc.

3.3.5.2- Descripción del funcionamiento del sistema diseñado

Se explica detalladamente que función cumple cada elemento del sistema dentro del mismo, así como el funcionamiento de todo el conjunto.

3.2.6- Estudio de factibilidad económica del proyecto.

Esta fase de la investigación tiene como objetivo estima la rentabilidad del proyecto planteado, para ello se determinan todos los costos asociados a la construcción y operaciones de la maquina despulpadora. También se calcularan los beneficios que se obtendrían con la venta de la pulpa congelada.

Una vez obtenida esta información se hace el estudio de factibilidad económica en donde la suma de todos los costos asociados al proyecto se compararan con la de los beneficios y se emiten las conclusiones en cuanto a la rentabilidad del proyecto.

3.2.6.1- Costos: Se investigaran todos los gastos que se deben realizar para poder construir el dispositivo.

3.2.6.2- Costos por construcción

Una vez realizado el diseño final del equipo se cotizan en los diferentes proveedores el precio de los materiales de construcción y de todos los elementos que componen la maquina despulpadora que son seleccionados.

De la igual manera se cotizan en las diferentes empresas dedicadas a la fabricación de maquinaria los precios asociados a la construcción del equipo diseñado.

3.2.6.3 - Costos por operación

Estos costos se refieren a los costos que se generan por la puesta en marcha de la maquina despulpadora estos incluyen costo de la materia prima, insumos, consumo eléctrico, sueldo y salarios de operarios, impuestos y transporte.

Para la determinación de estos costos se utilizaran diferentes recursos las cotizaciones a las empresas especializadas en el caso de la materia prima, insumos y transporte. El consumo eléctrico, impuestos y sueldos y salarios se estiman utilizando datos disponibles en diferentes medios como lo son el Internet y las leyes asociadas al tema.

3.2.6.4 -Beneficios

El cálculo de los beneficios implica conocer el mercado existente para comercializar la pulpa congelada y su precio de venta. Para obtener esta información se utilizara el recurso de la visita a los establecimientos comerciales en donde se expende el producto, así como también a empresas comercializadoras del mismo, se inferirá sobre la demanda actual del producto y se comparan los precios de venta al publico.

Capítulo IV

Desarrollo de la Investigación

4.1- PROPIEDADES FÍSICAS DE LAS FRUTAS

Estas propiedades son fundamentales para el cálculo y dimensionamiento de los componentes que conformaran el sistema de despulpado de frutas, para la obtención de las mismas se realizaron una serie de ensayos y mediciones a las frutas descritos posteriormente, por otro lado con el fin de tener menores costos de transporte, la materia prima se obtendrá de los estados más próximos al sitio donde será llevado a cabo el proyecto el cual estará ubicado en la zona industrial de San Vicente (Estado Aragua), por esta razón las muestras de frutas serán tomadas de los estados adyacentes Aragua y Carabobo.

Tabla 4.1.Muestras de frutas

Fruta	Nº muestras de Aragua (kg masa)	Nº muestras de Carabobo (kg masa)
Parchita	10	10
Guanábana	10	10
Durazno	10	10
Fresa	10	10
Mora	10	10
Guayaba	10	10
Mango	10	10

Fuente. Propia.

A las muestras de la tabla 4.1, se le realizaron los siguientes ensayos y mediciones:

4.1.1- Volumen (V_f)

Se efectuaron dos cálculos de esta propiedad, dividiendo la muestra de 10 kg masa, en dos partes iguales de 5 kg masa, al primer lote de 5 kg masa se le realizó el cálculo del volumen por unidad, y al segundo lote de 5 kg masa se realizó el cálculo del volumen pero por cada kg masa de fruta, para estimar el volumen específico de las mismas. Para ambos casos se calculó el volumen utilizando el principio de Arquímedes, el cual dice que al introducir un objeto en un recipiente que contenga un fluido, el volumen de fluido desplazado por el objeto, será igual al volumen del mismo.

➤ Volumen por unidad.

Se le estimó el volumen de cada unidad, es decir de cada una de las frutas, esto con el fin de obtener un rango de volúmenes de cada fruta dependiendo de su tamaño, estos datos se reflejan en la tabla 4.2. La unidad utilizada para expresar el volumen será el dm^3 , para no expresar valores tan bajos en m^3 .

4.1.2- Peso (W_f)

Se realizó el cálculo del peso de cada una de las frutas de la muestra de 98 N, pesando cada unidad de fruta con el fin de obtener un rango de pesos por unidad de fruta, estos datos se reflejan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Propiedades de las frutas 1.

Fruta	Volumen por unidad (dm ³)	Peso por unidad (N)
Parchita	0.092-0.182	0,58-1,17
Guanábana	1.07-3.21	4,1-29
Durazno	0.123-0.282	1,27-1,86
Fresa	0.031	0,19-0,29
Mora	0.022	0,09-0,19
Guayaba	0.154-0.308	0,98-2,9
Mango	0.110-0.761	0,1-0,75

Fuente. Propia.

4.1.3- Peso Específico (λ)

Representa el peso W_F que ejerce la fruta por cada unidad de volumen V_F . Para el cálculo de esta propiedad se estimó el peso de una fruta en la sección 4.1.2, y se calculó el volumen de la misma en la sección 4.1.1, luego con la ecuación 4.1 se obtiene el peso específico, la tabla 4.3 página 41, muestra el promedio de los pesos específicos de cada fruta.

$$\lambda = \frac{W_f}{V_f} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

4.1.4- Volumen Específico (v)

El volumen específico es una variable de gran importancia para el diseño ya que nos permite conocer la relación existente entre el volumen de las frutas y la masa de las mismas lo que servirá como base para estimar el tamaño mínimo que deben tener los equipos para manejar la capacidad requerida.

Para el cálculo de esta propiedad se utilizó 5 kg masa que restaban de la muestra, este lote se dividió a su vez en 5 porciones de 1 kg masa cada uno, y a los mismos se les estimó el volumen, los 5 valores obtenidos se promediaron y el resultado se tomó como volumen específico, ya que es el volumen que ocupa 1 kg masa de fruta, este procedimiento se llevó a cabo para cada fruta, y los resultados se muestran en la tabla 4.3 de la página 41.

4.1.5- Porcentaje de Aprovechamiento (η_A)

Representa la eficiencia de la materia prima, es decir, el porcentaje de materia prima realmente aprovechada. Para el cálculo de esta propiedad se estimó el peso de una fruta W_F , posteriormente se despulpó manualmente esta fruta y se pesó de nuevo pero solo la pulpa obteniendo el peso de la pulpa W_p , posteriormente con la ecuación 4.2 se obtienen el porcentaje de aprovechamiento, la tabla 4.3 de la página 41 muestra los promedios de los porcentajes de aprovechamiento de cada fruta.

$$\eta_A = \frac{W_p}{W_F} \times 100 \quad \text{Ecuación 4.2}$$

4.1.6- Diámetro Equivalente (ϕ)

Representa el diámetro equivalente de cada una de las frutas, suponiendo que las mismas son de forma esférica. Para el cálculo de esta propiedad se realizó el siguiente procedimiento:

- Se tomaron las muestras de la tabla 4.1 de la página 37.
- A las muestras se les estimó su volumen V_F , en la sección 4.1.1.
- Posteriormente el volumen estimado fue igualado al volumen de una esfera representado por la ecuación 4.3.

$$V_F = \frac{4}{3} \times \pi \times \frac{\varphi^3}{8} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

- Se calculó el diámetro equivalente despejándolo de la ecuación 4.3, y se obtuvo un rango de diámetros equivalentes de cada fruta expresado en la tabla 4.3 de la página 41.

$$\varphi = 3\sqrt{\frac{24 \times V_F}{4 \times \pi}} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Tabla 4.3.Propiedades de las frutas 2.

Fruta	Peso Específico (λ) (N/dm³)	Volumen Específico (v) (dm³/kg)	Porcentaje de Aprovechamiento (η_A) (%)	Diámetro equivalente (φ) (dm)
Parchita	6,36	1.54	40	0,5-0,9
Guanábana	9,15	1.07	70	1-2
Durazno	10,35	0.946	90	0,20-0,8
Fresa	6,32	1.55	92	0,2-0,5
Mora	4,45	2.2	94	0,15-0,3
Guayaba	8,37	1.17	89	0,3-1
Mango	9,65	1.015	80	0,31-2,3

Fuente. Propia.

4.1.7- Resistencia a la compresión (kPa) yf:

Se calculó experimentalmente para saber qué presión se necesitaba para romper la fruta, se utilizaron pesas de distintos valores, y con áreas conocidas. Como es de suponer los resultados variaron respecto del grado de madurez de la fruta, por esta razón una vez obtenida la fuerza de compresión de cada una de las frutas de la

muestra de 10 kg, se tomó un promedio de los datos obtenidos para cada fruta siendo expresados en la tabla 4.4 de la página 42.

Tabla 4.4. Propiedades mecánicas de las frutas.

Fruta	Resistencia a la compresión (kpa)
Parchita	4,9
Guanábana	2,45
Durazno	6
Fresa	0,098
Mora	0,098
Guayaba	2,05
Mango	2,7

Fuente. Propia.

4.2- ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA A DISEÑAR

- Capacidad de producción: 15000 kg masa /mes, suponiendo una jornada de trabajo de 20 días al mes por 8 horas diarias.
- Fuente de alimentación de los equipos: 220 Volt trifásica.
- Equipos que la conforman, basado en lo investigado en el capítulo II ítem 2.2.3- Proceso de elaboración de la pulpa de fruta de la página 17.

- Pre lavadora
- Lavadora
- Transportadores.
- Mesa de selección.
- Cocina de frutas.
- Máquina despulpadora.

4.2.1- Funciones principales

- Separación de pulpa de la fruta de conchas y semillas.
- Lavado y desinfectado de fruta.

4.2.2- Restricciones

- Producción mínima 15000 kg masa /mes suponiendo una jornada de trabajo de 20 días al mes por 8 horas diarias.
- El proceso de producción debe ser continuo.
- El sistema debe despulpar las frutas pre establecidas (durazno, fresa, mora, guanábana, parchita, guayaba y mango).

4.2.3- Criterios

- Mayor capacidad.
- Menor cantidad de procesos.
- Mayor calidad en el producto en cuanto a tamaño de grano obtenido.
- Menor costo.
- Mayor facilidad para limpieza del equipo.
- Menor grado de complejidad.
- Mayor grado de automatización.

4.3 -DESCRIPCIÓN DE LAS POSIBLES SOLUCIONES

4.3.1-Solución 1. Paletas con disco cortante

La figura 4.1 de la página 45, muestra los elementos del sistema. La fruta es depositada manualmente en el elevador de cangilones (1), el cual las lleva hasta un

transportador helicoidal (2), donde la fruta una vez depositada es empujada por las hélices, al mismo tiempo que chorros de agua a presión salen de unas boquillas (3), las cuales golpean las frutas con el fin de quitarles cualquiera impureza presente en ellas. Una vez las frutas llegan al final del cilindro caen en una banda transportadora (4) donde manualmente los operarios retiraran aquellas frutas que no estén aptas para el consumo humano, las que no sean descartadas seguirán en la línea hasta llegar a otro elevador de cangilones (5), el cual deposita la fruta en otro transportador helicoidal (6), en donde boquillas (7) rociaran en una primera etapa una solución antiséptica con el fin de desinfectar las frutas, en una segunda etapa otro grupo de boquillas rociarán sobre las frutas agua para retirar el exceso de desinfectante que pudiera quedar.

Luego que las frutas son desinfectadas descienden por una rampa (8), hacia un recipiente (9) donde se le inyectara vapor por un período de tiempo suficiente para que las frutas adquieran una temperatura que facilite el proceso de separación de la pulpa de las semillas y concha, el cual se realizará mediante el uso de una despulpadora (10).

Posteriormente la fruta es introducida en la tolva (11) allí una serie de discos (12) seccionarán la fruta en trozos más manejables para posteriormente caer en el interior de un tamiz cilíndrico (13), dentro del cual se encuentran 3 aspas (14) unidas a un eje (15) el cual esta acoplado al motorreductor de la máquina. Cuando la máquina es puesta en marcha la materia prima es obligada a ir contra las paredes del filtro debido a la fuerza centrífuga que genera el eje (15) al girar a alta velocidad, el filtro o tamiz (13) está fabricado por una lámina de acero con agujeros de diámetro muy pequeño, una vez estando la fruta en esta posición las aspas (14) presionan la materia prima contra el tamiz obligando a la pulpa de fruta a salir de la máquina para finalmente deslizarse por una bandeja (15) y depositarse en un recipiente (16) para ser llevada a otros procesos.

Las aspas (14) están unidas longitudinalmente al eje (15) con una pequeña desviación angular, esto con el fin de que las aspas puedan arrastrar fuera de la máquina las conchas y semillas que al ser duras no atravesarán los orificios del tamiz (13).

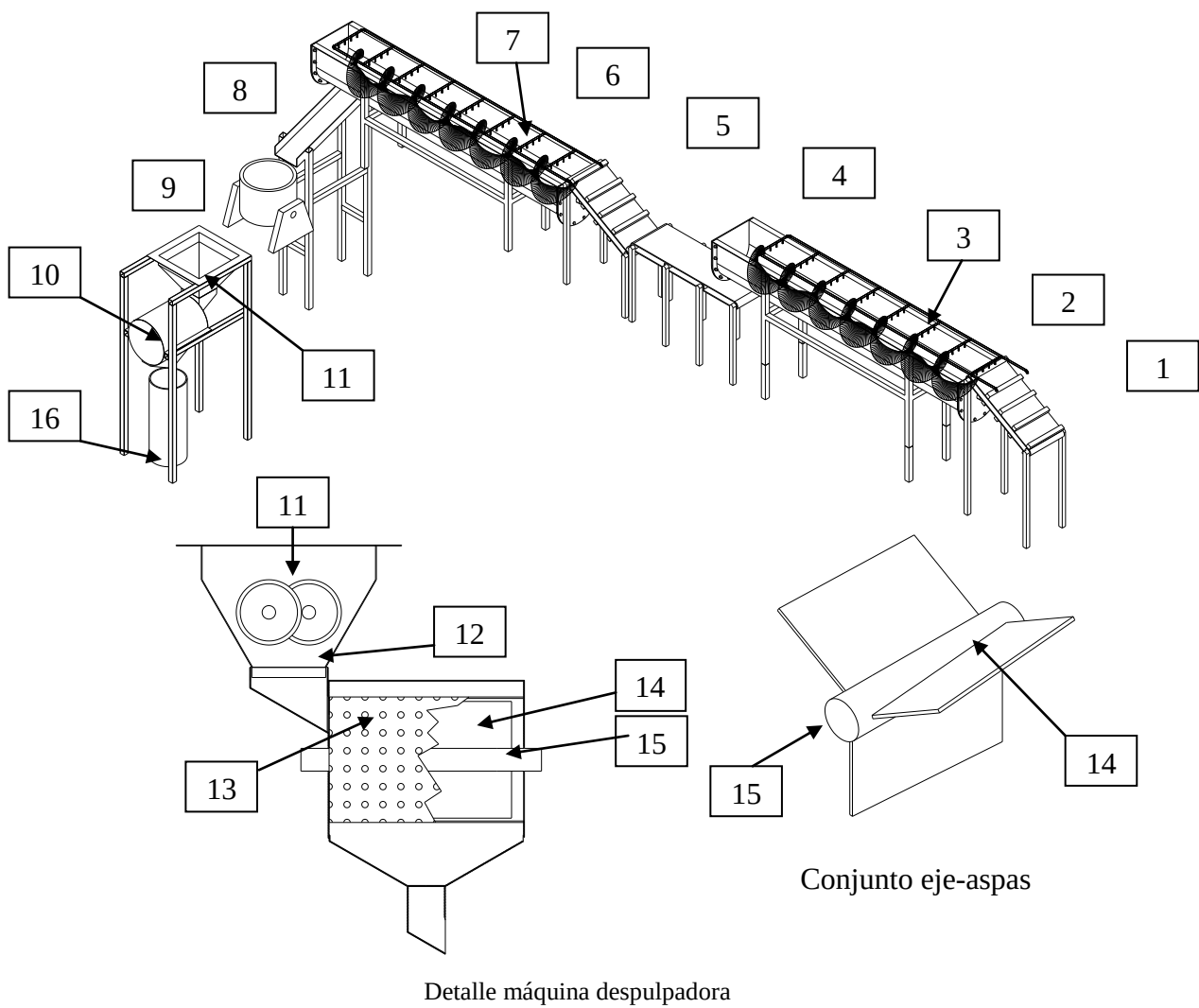


Figura 4.1. Solución 1. Paletas con discos cortantes. **Fuente.** Propia.

4.3.2-Solución 2. Tornillo sinfín con disco cortante

La figura 4.2 de la página 47 muestra los elementos del sistema. La fruta es sumergida manualmente en la tina de lavado (1), allí se eliminarán residuos como tierra, ramas, etc, que traiga la materia prima del cultivo, posteriormente un elevador de cangilones (2) recoge la fruta de la tina (1) para depositarla en la bandeja (3), para que la fruta se deslice por la misma y caiga gracias a la fuerza de gravedad sobre la mesa de selección (4), donde un par de operarios seleccionan y desechan las frutas que estén en mal estado. Mediante la bandeja (5), la fruta se desliza hacia la cocina de escaldado (6), donde agua hirviendo cocinará la fruta por un tiempo “t”. Una vez cocinada la fruta un operario volteará manualmente la cocina para que la fruta caiga en la entrada del elevador de cangilones (7), que lleva la fruta hasta la tolva de entrada (8) de la máquina despulpadora.

Al encontrarse la fruta en la tolva (8) una serie de discos (9) seccionarán la fruta, para posteriormente caer en un tornillo sin fin cónico (10) que gira a baja velocidad y mediante la reducción del volumen por donde debe pasar la fruta, el tornillo presiona la fruta contra las paredes de la máquina despulpadora. Las paredes están hechas de una lámina de acero hueca (tamiz) (11) en forma de cilindro cónico con agujeros de diámetros menores al de las semillas de las frutas, cuando es presionada contra el tamiz, la pulpa de la fruta es obligada a salir de la máquina, para finalmente deslizarse por una bandeja (12) y depositarse en un recipiente y luego ser embalada. Las semillas y conchas por ser más duras que la pulpa siguen el camino que lleva el tornillo y caen en un depósito de desperdicios.

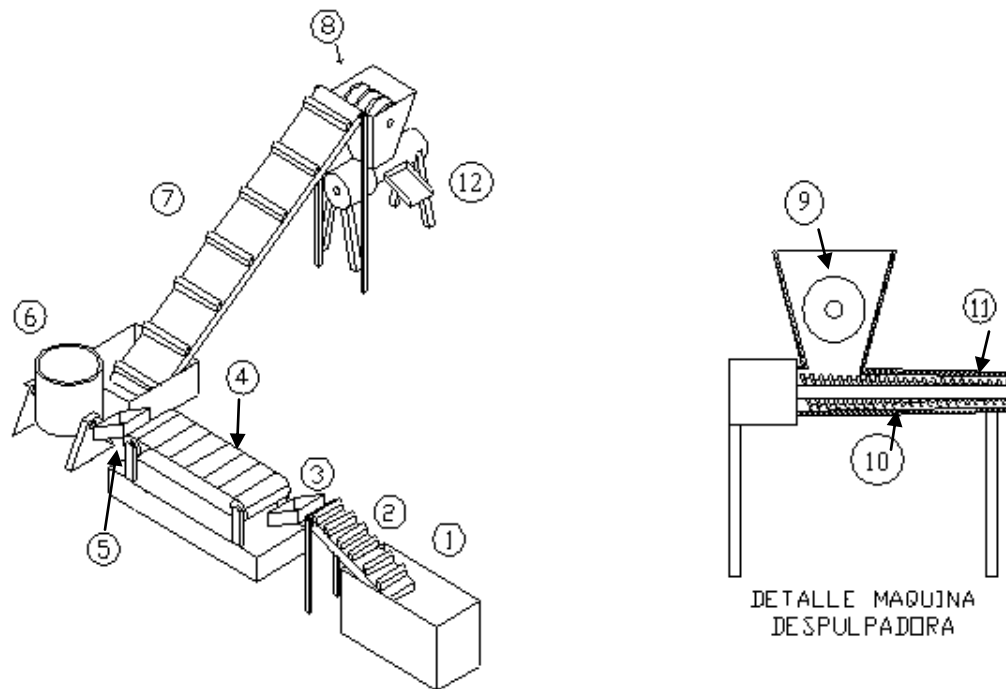


Figura 4.2. Solución 2. Tornillo sinfín con disco cortante. **Fuente.** Propia.

4.3.3-Solución 3. Pistón

La figura 4.3 de la página 49 muestra los elementos del sistema. La fruta es introducida manualmente en una tina (1) que está conectada con una cinta transportadora con cangilones (2) la cual lleva la materia prima al área limpia. En primer lugar la fruta es pasada por aspersores (4), los cuales mediante la salida de agua a presión limpian la fruta, al salir de allí llega a unos cepillos de forma cilíndrica (3) que al rotar en sentido contrario uno del otro limpian la fruta, en esta zona termina el área de limpieza.

Una vez lavada la fruta pasa al área de selección y corte (5) mediante la diferencia de alturas de la banda transportadora (4) y la mesa de selección (5), se realizará de forma manual donde se descartarán las frutas que presenten mal estado. En el

momento que se esté procesando guanábana estas se pelarán manualmente mientras que cuando se procese parchita las mismas se cortarán manualmente, y en el momento que se esté procesando cualquiera de las demás frutas (mora, fresa, durazno, guayaba y mango) pasarán directamente al área de escaldado mediante una bandeja (6) mientras que las antes mencionadas irán directamente al área de despulpado.

El área de escaldado consta de una marmita (7) donde se cocinará la fruta con agua a 120 °C por un lapso de 30 segundos. Una vez cocinada la fruta un operario volteará la marmita de manera tal que la fruta salga de la misma cayendo en la bandeja de descarga (8), se introduce la materia prima en una mezcladora (9) la cual funciona al hacer girar un eje que se encuentra en forma horizontal, el mismo lleva acoplado y dentro de la mezcladora unas paletas no cortantes que golpearán la materia prima con las paredes de la misma con el fin de separar la pulpa de la semilla y concha. Finalmente la mezcla de fruta semillas y concha se introducirán en un cilindro (13) que posee una serie de agujeros, una vez en esta posición la fruta será presionada mediante un plato (10) que será a su vez empujado por un pistón (11), la fruta saldrá por los agujeros del cilindro, y se depositarán en el cilindro (12) que rodea al cilindro (13) mientras que las semillas y conchas quedarán en el cilindro (13) y deberán ser removidas manualmente.

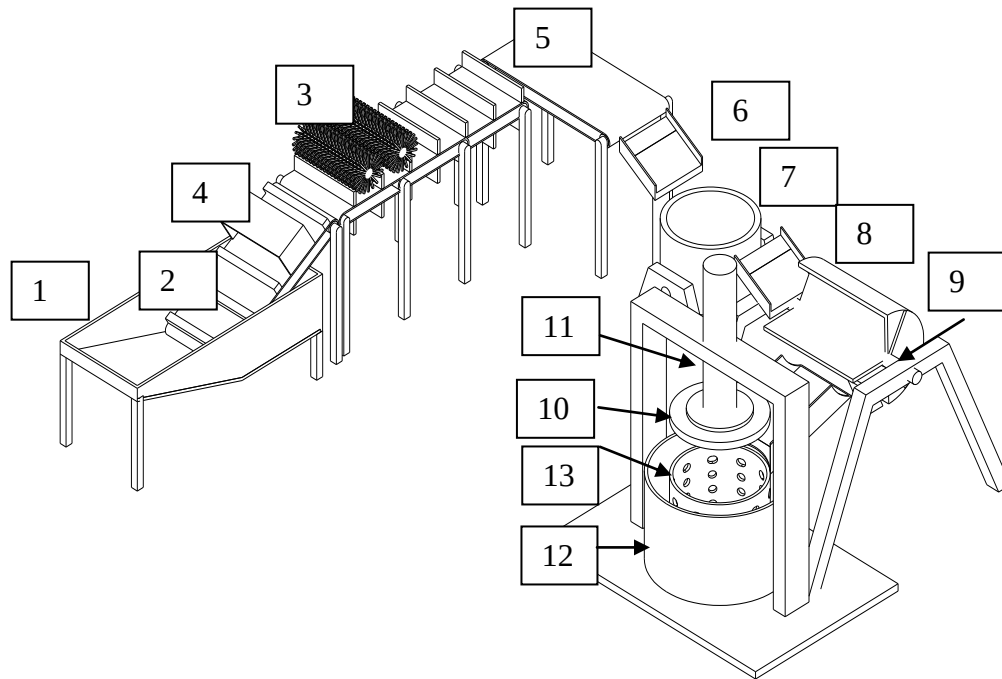


Figura 4.3 .Solución 3. Pistón. Fuente. Propia.

4.3.4-Solución 4. Paleta oscilatoria

La figura 4.4 de la página 51 muestra los elementos del sistema. Los procesos de limpieza selección y escaldado de la fruta son exactamente iguales a los de la solución 3 explicada en el punto 4.3.3, de la página 47. Una vez las frutas estén escaldadas un operario voltea la marmita (7) para que las frutas caigan por efecto de la gravedad en una banda transportadora con cangilones (8) la cual las elevará hasta la máquina moledora (10) al mismo tiempo que un grupo de tubos con pequeños orificios (9) rociarán agua fría para enfriar la fruta. La máquina moledora (10) funciona de la siguiente forma:

Debido a la fuerza de gravedad las frutas se introducen a través de la tolva (11), la máquina posee un motor el cual tiene acoplado un tornillo sin fin (12), que al girar a

baja velocidad arrastran las frutas hasta un par de discos (13) uno solo de estos discos gira solidario al eje mientras el otro se mantiene fijo. Estos discos tienen la superficie estriada y su función es triturar la fruta para facilitar el proceso de despulpado al mismo tiempo de expulsarla para pasar al proceso de separación de la pulpa. La separación entre los discos se podrá variar manualmente de acuerdo al tipo de frutas que se esté procesando.

La fruta que sale de la trituradora cae en una bandeja (14) y se desliza hasta caer la máquina despulpadora (15), la cual funciona de la siguiente forma.

La mezcla de pulpa, semillas y conchas se deja caer en una mesa a través de una bandeja, sobre esta mesa se encuentra un tamiz (16) en donde una paleta (17) mediante un movimiento oscilatorio arrastrará la mezcla forzando a la pulpa a pasar a través de los orificios. El movimiento oscilatorio se logra acoplando la paleta a una manivela, que a su vez estará conectada a un cigüeñal (18) (mecanismo biela-manivela). La pulpa se deposita en un recipiente para posteriormente ser usada en otros procesos o ser simplemente empacadas. Las semillas y frutas al ser más dura que la pulpa quedará en la superficie del tamiz la cual se retirará después de cada ciclo de despulpado.

El movimiento al cigüeñal se lo aportará una polea conectada mediante una correa a un motor eléctrico. El tamiz de la despulpadora será intercambiable ajustando el tamaño de los orificios a los diferentes tipos de semillas.

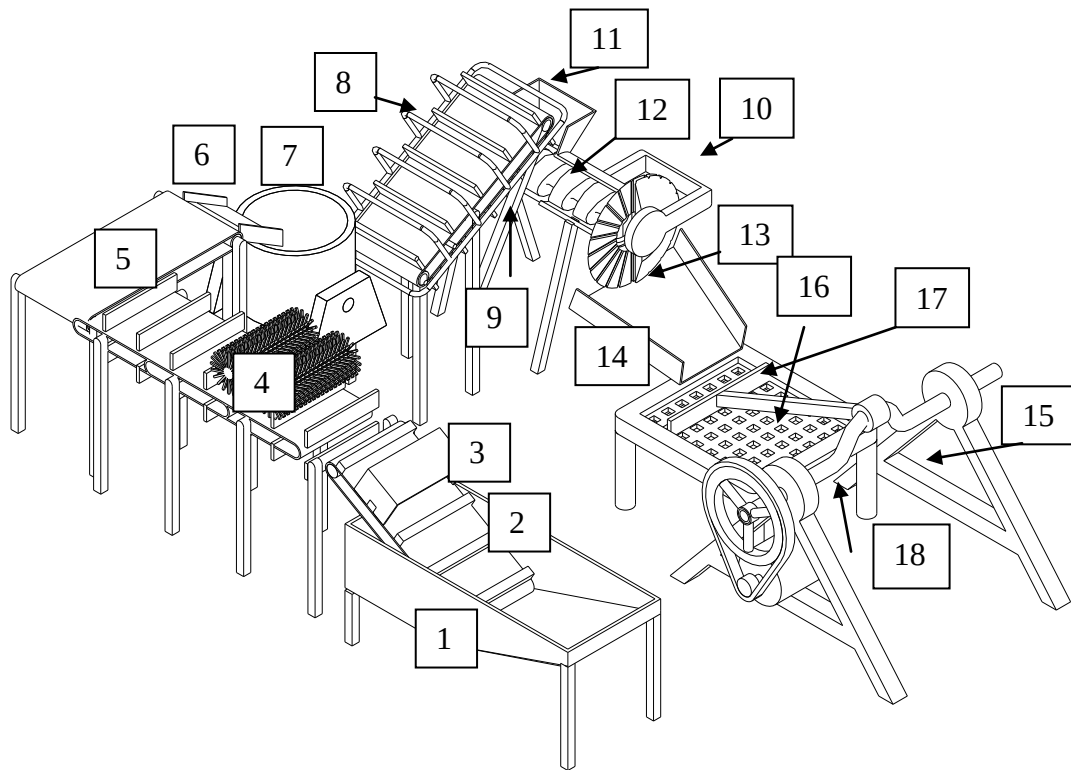


Figura 4.4.Solución 4. Paleta oscilatoria. **Fuente.** Propia.

4.3.5-Solución 5. Cilindro centrífugo

La figura 4.5 de la página 52 muestra los elementos del sistema. Los procesos de limpieza selección y escaldado y triturado de la fruta son exactamente iguales a los de la solución 4 explicada en el punto 4.3.4, de la página 49. Una vez triturada la fruta cae en una bandeja (14) y se desliza hasta caer la máquina despulpadora (15), la cual funciona de la siguiente forma:

La mezcla de pulpa, conchas y semillas se deposita en un tamiz (16) cilindro acoplado a un eje vertical (17) que girará al alta velocidad, aprovechando la fuerza centrífuga que esto genera la mezcla es forzada a salir expulsada del tamiz (16) al ser más blanda la pulpa atravesará los orificios del filtro donde será depositada en un

recolector cilíndrico (18) y el resto (concha y semillas) quedará dentro del tamiz debiendo ser removidas después de cada ciclo de despulpado.

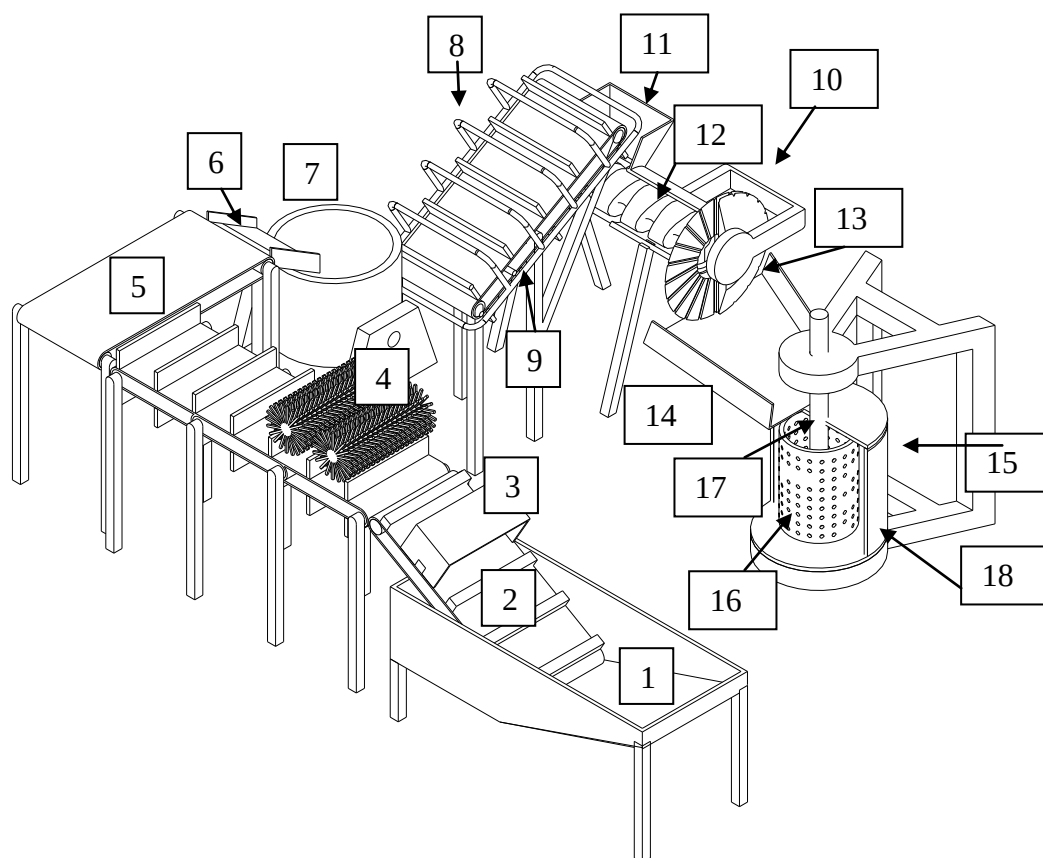


Figura 4.5. Solución 5. Cilindro centrífugo. **Fuente.** Propia.

4.4- SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN

El análisis está basado en las restricciones y criterios preestablecidos anteriormente, en él, se hace una discusión sobre cada una de las ideas planteadas donde se descartan aquellas que no cumplan con las restricciones y se seleccionará la solución que cumpla de forma más eficiente todos los criterios.

4.4.1-Solución 1 Paletas con disco cortante

Esta solución resulta ser la elegida ya que además de cumplir con todas las restricciones presenta ventajas respecto a los diferentes métodos de extracción de pulpa descritos en cada una de las soluciones, en primer lugar el proceso de lavado garantiza que el producto obtenido sea apto para el consumo humano en cuanto a condiciones de higiene debido a que las frutas son sumergidas en una solución antiséptica la cual elimina los agentes patógenos, posteriormente las frutas exponen toda su superficie a un medio abrasivo con lo que se elimina los residuos aún existentes. Por otro lado se garantiza la continuidad del proceso debido a que en ninguna etapa del mismo se detiene la materia prima.

En cuanto al proceso de separación de la pulpa de la concha y las semillas, la presión ejercida por las paletas sobre las frutas es suficiente para hacer pasar la pulpa a través de los tamices, y éstos a su vez no dejan colar la concha y las semillas a través de los mismos, además al tener un proceso de refinación es decir hacer pasar la pulpa por dos tamices, uno de grano “grande” y posteriormente uno de grano “muy fino” garantizar un producto de muy buena calidad.

4.4.2-Solución 2 Tornillo sinfin con disco cortante

Esta solución no cumple con la función principal que se desea, la cual es separar la pulpa de las semillas y conchas ya que al haber diferencias en las geometrías y dimensiones entre las distintas frutas el tornillo sin fin no se podrá adaptar a cada una de ellas de forma eficiente, el uso de diferentes tornillos para diferentes grupos de frutas no resultaría conveniente ya que se trata de una pieza de precisión con lo cual el cambio no resultaría sencillo, todo lo anterior descrito causaría problemas de falta de continuidad en el proceso sumado a los ya existentes descritos en la solución 1.

4.4.3-Solución 3 Pistón

La separación de la pulpa de las semillas se logra y el proceso puede llegar a ser continuo se descarta el uso de esta solución presenta una baja eficiencia en cuanto aprovechamiento de materia prima debido a que aun cuando el pistón haya llegado a su final de carrera va a existir un espacio entre este y el fondo del tamiz que será ocupado por las semillas y conchas formándose cavidades donde se depositará parte de la pulpa.

4.4.4-Solución 4 Paleta oscilatoria

El sistema de despulpado usado en esta solución no garantiza el cumplimiento de los objetivos planteados ya que el mecanismo empleado tiene como principio de funcionamiento el arrastre y no la presión que se ejerce a la mezcla de pulpa, semillas y conchas sobre la superficie del tamiz, lo que hace necesario que esta mezcla tenga un tamaño de grano pequeño para que el desperdicio de materia sea mínimo. Esta condición no la garantiza el tambor donde la fruta es introducida para ser triturada en trozos ya que se producirían fragmentos grandes de fruta que al caer en el tamiz y no aplicarles presión solo rodaría sobre la superficie disminuyendo considerablemente la eficiencia en el proceso de despulpado. Por otro este proceso resulta de baja velocidad de producción aumentando el tiempo de exposición de la materia prima en el aire, corriéndose el riesgo de producirse una elevada oxidación de las frutas con lo que se alterarían propiedades de color, olor y sabor que resultarían en una producto de baja calidad.

4.4.5-Solución 5. Cilindro centrífugo

Esta solución presenta un sistema de extracción de pulpa versátil basado en la fuerza centrífuga que puede cumplir con esta tarea, pero ello implica introducir la

materia prima dentro de la máquina en condiciones especiales como lo es un tamaño de partícula muy pequeño que se obtendría usando una licuadora, cuestión que no es posible ya que la presencia de las semillas duras dañarían las cuchillas, aparte de alterar el sabor del producto final, por eso se decidió usar un tambor en donde la frutas serian trituradas pero se obtendrían un fragmentos muy grandes que causarían una temprana obstrucción de los tamices de la máquina centrífuga, o se tendrían que emplear varios tamices en serie que disminuyan gradualmente el tamaño de grano a fin de refinar la pulpa. Todo lo anterior descrito causaría aumentos en el tiempo de producción, mayor consumo de energía eléctrica y menor aprovechamiento de la materia prima.

4.5-CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DISEÑADO

4.5.1- Capacidad de producción

Las especificaciones del sistema a diseñar exigen la producción de 15 Ton masa/mes de pulpa de fruta. Se sabe que las frutas están compuestas por pulpa, pero también poseen un desperdicio que son las semillas y conchas, por lo que se tiene que tomar esto en cuenta para el cálculo de la cantidad de materia prima que debe entrar en la línea para obtener la cantidad de pulpa deseada.

En la tabla 4.3 de la pagina 41, se puede observar que la parchita es la fruta que posee menor porcentaje de aprovechamiento (40%), además es la que posee mayor volumen específico. Estas dos condiciones convierten a la parchita en el caso más crítico a la hora de realizar el diseño, por esta razón se tomará como base para los cálculos relacionados con el dimensionamiento de los equipos.

La Capacidad de producción requerida para esta línea se cálculo con la ecuación 4.5.

$$Q_{pul_{req}} = 15000 \text{kgmasa/ mes}$$

$$Q_{mp_{req}} = \frac{Q_{pul_{req}}}{\eta_A} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

$$Q_{mp_{req}} = \frac{15000 \text{kgmasa/ mes}}{40\%} = \frac{15000 \text{kgmasa/ mes}}{0.4} = 37500 \text{kgmasa/ mes}$$

Adicional a esta consideración se debe estimar un factor de producción (fp) que tome en cuenta errores de pesajes de la materia prima por consecuencia del alto contenido de suciedad, frutas en mal estado, errores de los operadores, etc. Según entrevistas realizadas se pudo conocer que la pérdida de materia prima pueda llegar al 50 %, entonces el valor de fp se fija en: 1,5.

Con la ecuación 4.6 se calcula la capacidad real ($Q_{mp_{Real}}$)

$$Q_{mp_{real}} = Q_{mp_{req}} \times fp = Q_{mp_{req}} \times 1,5 \quad \text{Ecuación 4.6}$$

$$Q_{mp_{real}} = 37500 \text{kgmasa/ mes} \times 1.5$$

$$Q_{mp_{real}} = 56250 \text{kgmasa/ mes}$$

Suponiendo que la planta trabajará 20 días al mes, turnos de 8 horas diarias de 60 minutos, entonces la producción por minuto de la planta será:

$$Q_{real} = 56250 \frac{\text{kgmasa}}{\text{mes}} \times \frac{1 \text{mes}}{20 \text{días}} \times \frac{1 \text{día}}{8 \text{hora}} \times \frac{1 \text{hora}}{60 \text{min}} = 5,86 \text{kgmasa/ min}$$

Para efectos de cálculo se tomara una capacidad de producción de 6kgmasa/min

4.5.2-Proceso de producción (figura 4.6, página 58)

El proceso consta de una serie de etapas por las cuales deberá pasar la fruta para la obtención de la pulpa, esto basado en lo investigado en el capítulo II ítem 2.2.3-Proceso de elaboración de la pulpa de fruta de la página 17. A continuación se mencionara brevemente cada uno de estos procesos, y posteriormente en la sección 4.6-“Dimensionamiento de las partes que integran el sistema diseñado”, se explicará detalladamente cada etapa.

- **Prelavado:** un elevador de cangilones llevará la fruta hasta el área de prelavado. Este proceso se realizará mediante el cilindro de prelavado, el cual a través de agua a presión despojará a la fruta de las suciedades que traen del cultivo.
- **Selección:** a través de una rampa ubicada a la salida del cilindro de prelavado, las frutas llegarán a la mesa de selección, donde manualmente se eliminarán las frutas que estén en mal estado.
- **Lavado:** Una vez seleccionadas las frutas en buen estado, un elevador de cangilones conduce la fruta a la entrada del cilindro de lavado, donde se desinfectaran con una solución, de hipoclorito de sodio al 1%, por un tiempo de 40 s para ser higienizada, y posteriormente se removerá esta solución aplicándole agua a la fruta agua por un tiempo de 20 s, estos datos fueron aportados en las entrevistas realizadas en las empresas visitadas.
- **Corte:** La materia prima al estar desinfectada, es transportada por un elevador de cangilones hasta la boca del molino de cuchillas, el mismo se encarga de filetear

la fruta con el fin de aprovechar al máximo y de manera uniforme el calor que va ser suministrado en el próximo paso.

- Escaldado: la materia prima cae por efecto de gravedad mediante una tolva, en la máquina de escaldado, y estará allí por un tiempo 40S, a una temperatura de 120 °C, estos datos fueron aportados en las entrevistas realizadas en las empresas visitadas.
- Despulpado: mediante una tolva de descarga la fruta pasa a la despulpadora donde se separarán, las semillas de la pulpa, obteniendo un tamaño de grano que varía dependiendo de la fruta procesada pudiendo estar entre 5 mm para las frutas con semillas y conchas duras y 1 mm para frutas blandas y de semillas pequeñas.
- Refinado: este último paso se encargará de llevar la materia prima a un tamaño de grano obteniendo un tamaño de grano que varía dependiendo de la fruta procesada pudiendo estar entre 1mm para las frutas con semillas y conchas duras y 0,25 mm para frutas blandas y de semillas pequeñas, lo que es el ideal para este producto.

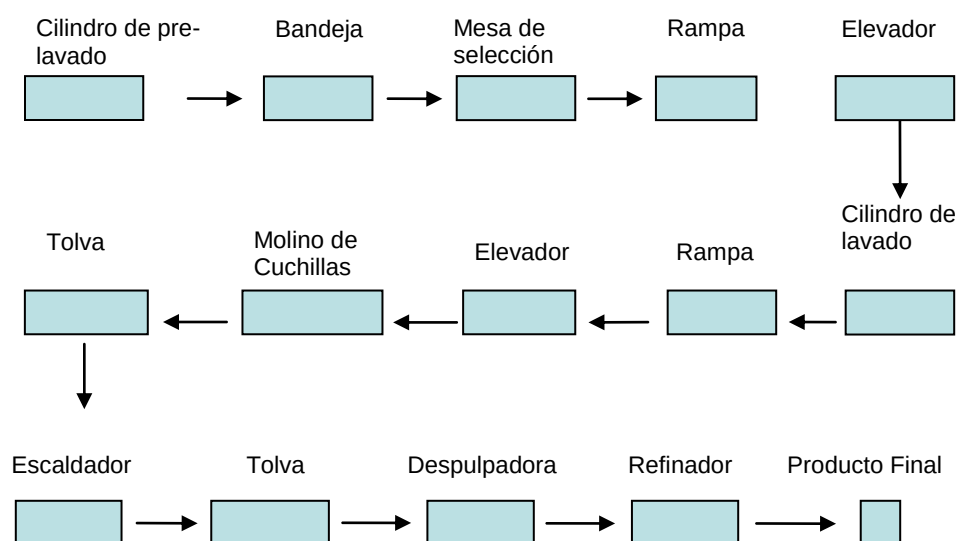


Figura 4.6. Esquema de la línea de producción. **Fuente.** Propia.

4.6-DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES QUE INTEGRAN EL SISTEMA DISEÑADO (Anexo 13.17).

4.6.1- Sistema de prelavado (1, anexo 13.17)

4.6.1.1 Funcionamiento

El primer paso para la obtención de la pulpa de fruta es eliminar cualquier tipo de suciedad que posea la misma en el momento que llega a la línea. Para realizar esta operación, se diseñará un dispositivo llamado “Cilindro de prelavado” mostrado en la figura 4.7 de la página 60 del presente trabajo.

Consiste en una bandeja en forma de “U” la cual posee en su interior un transportador helicoidal (tornillo sifin) el cual obliga a la fruta que está dentro de la bandeja a desplazarse de la entrada de la bandeja hacia la salida, paralelamente al desplazamiento, la fruta será golpeada por chorros de agua a presión que caerán desde una tubería ubicada en la parte superior de la bandeja. El eje del transportador está acoplado a un motorreductor el cual le suministrará la potencia necesaria para su accionamiento. El cilindro estará apoyado en una estructura la cual soporta todos los elementos.

Como se puede predecir las frutas estarán sometidas a roce constante con las paredes del cilindro lo cual es lo que se busca, ya que las frutas llegarán con gran cantidad de tierra y suciedades del cultivo y este roce aunado con la caída de agua a presión logrará eliminar los mismos.

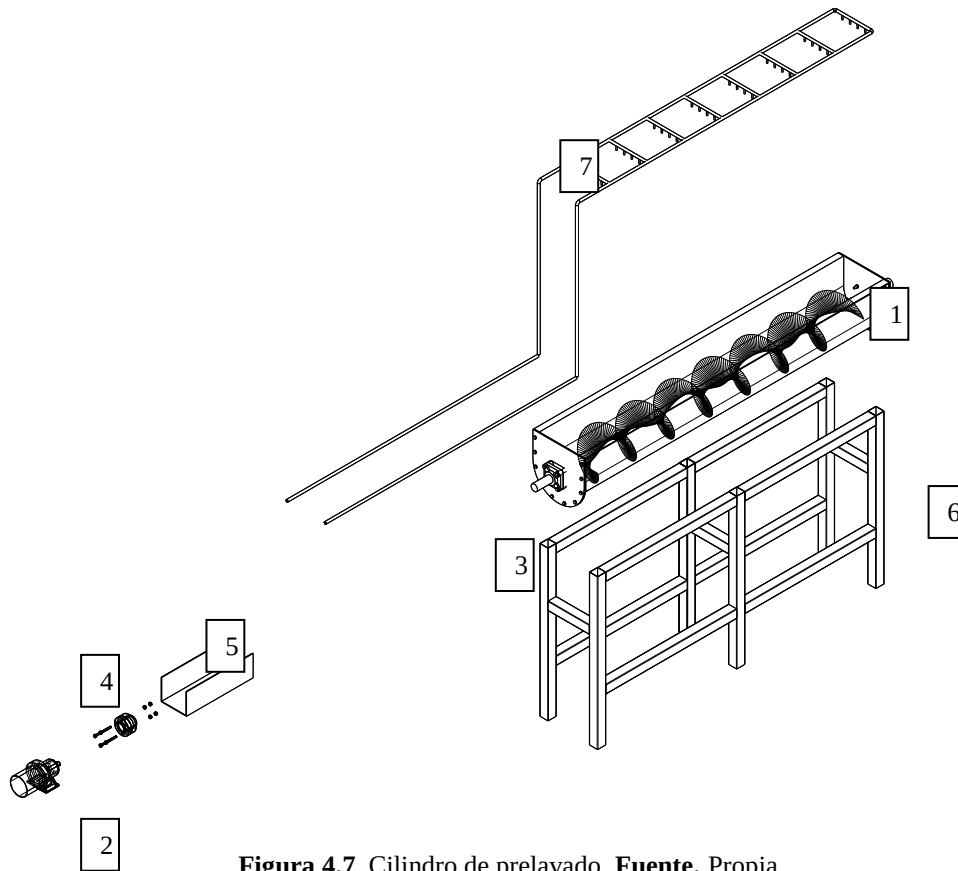


Figura 4.7. Cilindro de prelavado. **Fuente.** Propia.

4.6.1.2-Selección del transportador helicoidal (1, figura 4.7).

A continuación se muestran los pasos seguidos para la selección del tipo de transportador helicoidal, calculo de potencias requeridas y dimensiones. El proceso se tomo de la referencia 15 página 65.

Paso1. Clasificación del material a transportar

De acuerdo con las características del material a transportar, se clasifican mediante grupos, identificados con letras y números para conocer las condiciones de

funcionamiento recomendadas, esta clasificación es tomada Figura 4.8. Las flechas azules muestran la selección realizada.

	CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL	CLASE
TAMAÑO	Muy fino - 100 y menos	A
	Fino - 1/8" y menos	B
	Granular - 1/2" y menos	C
	Aglomerado - conteniendo terrones mayores de 1/2"	D
	Irregular - fibroso punzante o parecido	H ←
FLUIDEZ	Muy fluido: Angulo de reposo menos de 30°	1
	Fluido: Angulo de reposo entre 30° y 45°	2 ←
	Pegajoso: Angulo de reposo de 45° o mas	3
ABRASIVIDAD	No abrasivo	6
	Medianamente abrasivo	7 ←
	Muy abrasivo	8

Figura 4.8. Clasificación de los materiales para transportadores helicoidales. Fuente Referencia 15

Para las frutas se realiza la siguiente clasificación:

Tamaño: Grande e Irregular, se le asigna la letra → (H)
 Fluidez: Material Fluido, se le asigna el número → (2)
 Abrasividad: Medianamente abrasivo, se le asigna el número → (7)

De esta manera el material a transportar es del tipo H27, y pertenece a la clase B-2, la cual posee los siguientes parámetros recomendados, según la Figura 4.9, donde la flecha azul indica la selección realizada.

B1	C26, C36	14	2 1/2	85	1790	21.1	30 %
	D16, H16	16	3	80	2510	31.4	
	D26, O36	18	3	75	3480	45.4	
	D26, O36	20	3 1/2	70	4340	62.1	
	H26, H36	24	3 1/2	65	7100	109.2	
B2	A17, A27, A37	6	3/4	60	90	1.5	
	B17, B27, B37	9	1 1/2	50	260	5.6	
	C17, C27, C37	12	2	50	665	13.3	
	C17, C27, C37	14	2 1/2	45	950	21.1	
	D17, D27, D37	16	3	45	1410	31.4	
	H17, H27, H37	18	3	40	1850	45.4	
	H17, H27, H37	20	3 1/2	40	2405	62.1	
C	H17, H27, H37	24	3 1/2	40	4370	109.2	
	A18, A28, A38	6	3/4	60	45	.75	
	B18, B28, B38	9	1 1/2	50	140	2.8	
	B18, B28, B38	12	2	50	335	6.7	
	C18, C28, C38	14	2 1/2	45	470	10.5	
	C18, C28, C38	16	3	45	705	15.7	
	D18, D28, D38	18	3	40	910	22.7	
	H18, H28, H38	20	3 1/2	40	1240	31.1	
	H18, H28, H38	24	3 1/2	40	2185	54.6	

Figura 4.9. Características de los transportadores según el tipo de material. Fuente Referencia 15

- Diámetro mínimo de hélice 18 pulgadas es decir 4,572 dm.
- Capacidad máxima $Q_{max} 1850 \text{ pie}^3/\text{H} = 14,55 \text{ dm}^3/\text{s}$
- Velocidad máxima 40 RPM = 4,2 rad/s.
- Tamaño máximo de trozos (diámetro equivalente) de $3 1/2'' = 0,9 \text{ dm}$.
- Porcentaje máximo de llenado de 30% del volumen del cilindro.

Una vez que se conoce el diámetro de la hélice adecuado se selecciona la longitud del tornillo, para ello se toman las dimensiones recomendadas por las normas CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association), específicamente en la publicación “**cema 300-screw conveyor standard**”.

El anexo 5.1, muestra la especificación para una hélice de 18 pulgadas de diámetro, donde la longitud estándar es de 12 pies (36,57 dm).

Paso 2. Determinación de la capacidad volumétrica real

Con la capacidad real que debe manejar el dispositivo Q_{Real} , el volumen específico de la parchita extraído de la tabla 4.3 página 41 y la ecuación 4.7 se calcula la capacidad volumétrica real Qv_{Real} .

$$Qv_{Real} = Q_{Real} \times v \quad \text{Ecuación 4.7}$$

$$Qv_{Real} = 6kgmasa / \min \times 1,54dm^3 / kgmasa = 9,24dm^3 / \min = 19,6pie^3 / H = 0,1541dm^3 / s$$

Paso 3. Selección del paso de la rosca del tornillo

Se asume el paso de la rosca del tornillo. Este parámetro es muy importante ya que influye en gran medida en la capacidad que podrá transportar realmente el tornillo. Se recomiendan tres tipos de paso. La figura 4.10 de la página 64 muestra los tipos de pasos. [15]

- Paso largo, $P=1,25D$, Para materiales de tamaños de trozos relativos muy grandes.
- Paso normal, $P=D$, son considerados estándar. son apropiados para una gran variedad de materiales en la mayoría de las aplicaciones convencionales.
- Paso corto, $p = 0,75D$, proporciona en flujo suave y regular del material, así como un movimiento uniforme en cierto tipo de materiales.

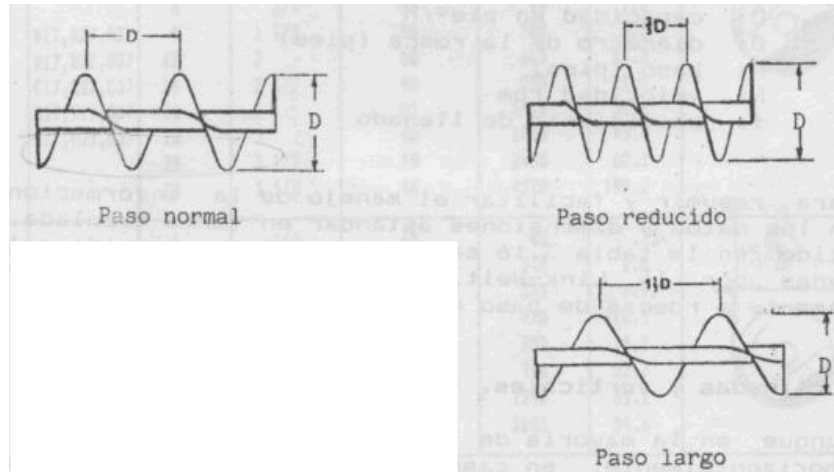


Figura 4.10. Tipos de roscas. **Fuente** referencia 15.

Se tomó un transportador de paso normal $P=D$, ya que son adecuados para materiales de diferentes tamaños y son los más comerciales.

Paso 4. Cálculo de la velocidad de rotación.

Se parte de los siguientes datos conocidos mediante visitas a empresas:

- La fruta debe permanecer en el cilindro de prelavado por un tiempo de 60 s.
- La longitud del cilindro (l) es de 12 pies (36,57 dm).
- El cilindro al girar una revolución, avanzará linealmente una longitud igual a un paso con la ecuación 4.8 se obtiene el número de pasos.

$$N^{\circ}\text{pasos} = \frac{l}{P} = \frac{3,657m}{0,457m} = 8,00 \text{ pasos} \quad \text{ecuación 4.8}$$

Como se indicó anteriormente el cilindro al girar una revolución, avanzará linealmente una longitud igual a un paso, de esta forma para completar un ciclo el cilindro deberá girar 8 rev, es decir avanzar 8 pasos.

$$\omega = \frac{N^{\circ}rev}{t} = \frac{8rev}{60s} = 0,13RPS = 8RPM = 0,839rad / s$$

Paso 5. Cálculo de la capacidad máxima de producción del cilindro

El mismo se realiza con la ecuación 4.9 extraída de la referencia 18.

$$Q_{V_{\max}} = 15 \times \pi \times D^2 \times P \times \omega \times F \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Donde:

D : Diámetro de la hélice (pies) = 18 pulgadas (1,5 pies).

P : Paso de la hélice (pies) = D = 18 pulgadas (1,5 pies).

ω : Velocidad de giro de la hélice (RPM) = 8 RPM (0,839 rad/s)

F : Factor de carga, que depende del material a transportar; para las dimensiones seleccionadas la referencia 18 recomienda un F 30%, pero debido a que en algunas muestras el diámetro equivalente del mango supera el rango de los tamaños máximo de trozos, recomendado en la figura 4.9, se toma un factor de carga F del 15% para asegurar que el transportador helicoidal tenga la capacidad requerida.

Entonces:

$$Q_{V_{\max}} = 15 \times \pi \times (1,5 pie)^2 \times 1,5 pie \times 8RPM \times 0,15 = 190,85 \frac{pie^3}{H} = 1,5 \frac{dm^3}{s}$$

La capacidad requerida es de 0,1541 dm³/s, y la máxima que puede dar el transportador es de 1,5 dm³/s por lo tanto las dimensiones del mismo cumple con los requerimientos.

Paso 6. Potencia requerida en el eje del transportador

Con la ecuación 4.10 extraída de la referencia 18, se obtiene la potencia requerida en el eje del transportador

$$Neje(Hp) = \frac{Q_{v\max} \left(\frac{Pie^3}{min} \right) \times l(pie) \times F \times \gamma \left(\frac{lbs}{Pie^3} \right)}{33000} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Donde:

$Q_v \text{ máx.}$: Capacidad volumétrica máxima de producción del cilindro (pie^3/min)

$Q_v \text{ máx.} = 190,85 \text{ pie}^3/H = 3,18 \text{ pie}^3/min$

l : Longitud del cilindro (pies) = 12 pies (3,65 m).

F : Factor que depende del grupo del material

De la tabla 4.5, para el grupo B2, el valor de este factor está entre (2-2,5), se toma 2.

γ : Densidad del material transportado ($lbs./pie^3$).

Se toma la fruta que posea el mayor peso específico, la cual es el durazno con un peso específico de $10,35 \text{ N/dm}^3 = 65,88 \text{ lbsf/pie}^3$.

Tabla 4.5. Factor que depende del grupo del material.

Grupo	Factor
A	1.2
B1	1.4 a 1.8
 B2	2.0 a 2.5
C	3.0 a 4.0

Fuente: Referencia 15

Entonces:

$$Neje = \frac{3,18 \times 12 \times 2 \times 65,88}{33000} = 0,152Hp = 113,34W$$

Paso 7. Potencia del motoreductor.

Con la Ecuación 4.11 extraída de la referencia 15, se obtiene la potencia necesaria del motoreductor.

$$Nmot(Hp) = \frac{Neje \times K}{\eta_{Transmision}} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

Donde:

$Neje$: Potencia requerida en el eje (Hp) = 0,14 Hp.

$K = 2$, Factor de corrección de la potencia mecánica tomado del Tabla 4.6.

Tabla 4.6.Factor de corrección de la potencia mecánica (K)

Potencia al eje	Factor de Seguridad
→ 1 ó menos	2.00
Entre 1 y 2	1.50
Entre 2 y 4	1.25
Entre 4 y 5	1.10
Mayor de 5	1.00

Fuente: Referencia 15

$\eta_{Transmision}$: Eficiencia de la transmisión

La unión entre el motorreductor y eje del tornillo sin fin se hará mediante un acoplamiento elástico, del catálogo del fabricante (Anexo 10) se lee que la eficiencia para este tipo de acoplamientos es de 0,93.

Entonces:

$$N_{mot} = \frac{0,152 \times 2}{0,93} = 0,327 Hp. \approx 0,5 Hp. = 372,82 W$$

Paso 8. Momento torsor del eje (M_{Teje}).

$$M_{Teje} \left(\frac{lbsf}{pulg^2} \right) = \frac{63.000 \times N_{mot}(Hp)}{\omega(RPM)} \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Donde:

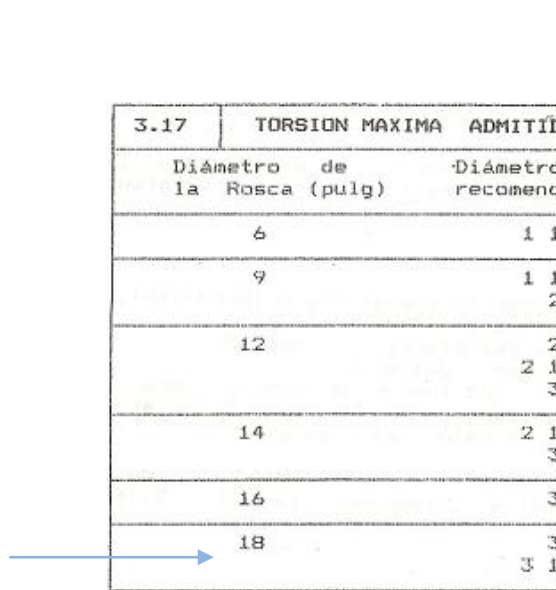
N_{mot} : Potencia del motorreductor (Hp) = 0,5 Hp. = 372,85 W

ω : Velocidad de giro del eje (RPM) $\omega = 8 \text{ RPM} = 0,84 \text{ rad/s}$

Entonces:

$$M_{Teje} = \frac{63.000 \times 0,5}{8} = 3937,5 lbs.pulg = 444,87 N.m$$

En la figura 4.11, con el diámetro de hélice se selecciona el diámetro del eje. Se tienen dos opciones. 3 y 3 ½ pulg. Con torque máximo ambos de 16400 lbsf/pulg² lo que es igual a 1853 N.m. El torque al que va a ser sometido el eje es mucho menor que el admisible, por esta razón se selecciona un eje de 3 pulg (hueco).



3.17	TORSION MAXIMA ADMITIDA EN EJES ESTANDAR		
	Diámetro de la Rosca (pulg)	Diámetro de eje recomendado (pulg)	Torsión máxima (lbs x pulg)
	6	1 1/2	3.060
	9	1 1/2 2	3.060 6.100
	12	2 2 1/2 3	6.100 9.270 16.400
	14	2 1/2 3	9.270 16.400
	16	3	16.400
	18	3 3 1/2	16.400 16.400

Figura 4.11. Diámetro del eje recomendado. **Fuente:** Referencia 15

Una vez que se conoce el diámetro de la hélice determinamos las dimensiones de los diferentes elementos que componen el transportador helicoidal para ello seleccionamos directamente las dimensiones recomendadas por las normas CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association). Los elementos que constituyen el sistema se indican en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Elementos del cilindro

Elemento	Referencia
Eje y Hélice	Anexo 5.1
Canal	Anexo 5.2
Tapas	Anexo 5.3
Eje conductor	Anexo 5.4
Eje final	Anexo 5.5
Acople del eje	Anexo 5.6

Fuente. Propia.

4.6.1.3-Selección del motorreductor (2, figura 4.7)

Los parámetros de trabajo calculados son los siguientes:

Tabla 4.8. Parámetros del motoreductor.

Variable	Magnitud
Velocidad de entrada	1750 RPM
Velocidad de salida	8 RPM
Potencia requerida	½ HP
Torque requerido	3937 lb.-in

Fuente Anexo 16.1

Con los datos anteriores se selecciona el motorreductor.

Fabricante: SUMITOMO

Nº Catálogo: 04.601.50.005.

Modelo: CHHM05 – 6120YA – 231

4.6.1.4-Cálculo de las cargas sobre el eje (1 figura 4.7)

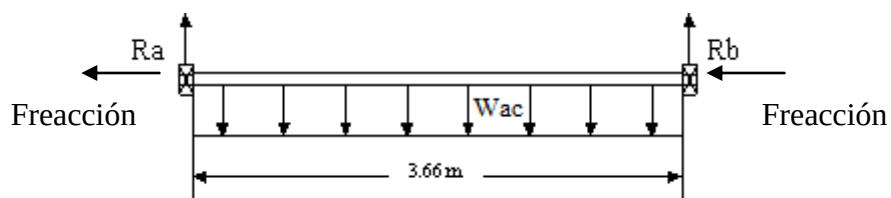


Figura 4.12. Cargas sobre el eje. Fuente. Propia.

En primer lugar se calculará la fuerza axial que ejerce el material sobre la hélice cuando ésta lo empuja, a dicha fuerza se le denominará fuerza de reacción. Esta fuerza se calcula con la ecuación 4.13 obtenida de la referencia 11.

$$Freaccion = 6.84 \times 10^{-4} \times \left(\frac{Nmotor(cv)}{n(RPM)} \right) \times \left(\frac{P(cm)}{Dh^2(cm)} \right) \quad \text{Ecuación 4.13}$$

Donde:

$Nmotor$: Potencia del motor (cv) = 0,5 Hp = 0.51 cv = 372,85 W.

ω : Velocidad de rotación (RPM) = $\omega = 8$ RPM = 0,84 rad/s

P : Paso del transportador helicoidal (dm) = 18 pulgadas = 4,572 dm

Dh : Diámetro de la hélice (dm) = 18pulgadas = 4,572 dm

Entonces:

$$Freaccion = 6.84 \times 10^{-4} \times \frac{0,51}{8} \times \frac{45,72}{45,72^2} = 95,42kgf = 935,75N$$

En segundo lugar se calcula la fuerza radial la cual es igual al peso del eje y la hélice que soporta el rodamiento, este peso W_{ac} se obtiene con la ecuación 4.14 extraída de la referencia 17.

$$W_{ac} = \frac{\pi \times l(dm) \times \gamma_{ac}(kg/dm^3)}{4} \times \left(Deje^2(dm^2) + \frac{e(dm)}{P(dm)} \times Dh^2(dm) \right) \quad \text{Ecuación 4.14}$$

Donde:

W_{ac} : Peso del eje y la hélice (N)

l : Longitud del cilindro (dm) = 12 pies = 36,57 dm

ρ_{ac} : Densidad del acero (kg/dm³) = 7,85 kg/dm³

$Deje$: Diámetro del eje (dm) = 3 pulgadas = 0,889 dm

e : Espesor de la lámina de la hélice (dm) = 0,0635 dm

P : Paso del cilindro (dm) = 18 pulgadas = 4,572 dm

$$W_{ac} = \frac{\pi \times 36,57 \times 7,85}{4} \times \left(0,889^2 + \frac{0,0635}{4,57} \times 4,57^2 \right) = 243,62 \text{kgf} = 2389,1 \text{N}$$

$$R_a = R_b = W_{ac} / 2 = 1194,55 \text{ N}$$

Donde:

R_a: reacción en el apoyo a. (ver figura 4.12 página 70)

R_b: reacción en el apoyo b. (ver figura 4.12 página 70)

Se deben colocar rodamientos en los apoyos, cada uno soporta una fuerza de 1194,55 N, con el diámetro del eje y la fuerza calculada se procede a seleccionar el rodamiento comercial.

4.6.1.5-Selección de los rodamientos (3, figura 4.7)

D_{eje} = 3 pulg = 0,762dm (eje hueco). (Anexo 5.1).

Asumiendo 8 horas diarias de trabajo por un periodo de 10 años se determinan las horas de servicio mediante la relación mostrada a continuación.

$$L_{10H} = 10 \text{años} \times \frac{365 \text{días}}{1 \text{año}} \times \frac{8 \text{horas}}{1 \text{día}} = 29200 \text{horas}$$

Como el eje girará a velocidad constante se pueden expresar las horas de servicio en millones de revoluciones aplicando la siguiente ecuación 4.15.

$$L_{10} = \frac{60 \times \omega(RPM)}{10^6} \times L_{10H} \quad \text{Ecuación 4.15}$$

$$\omega = 8 \text{ RPM} = 0,83 \text{ rad/s}$$

$$L_{10H} = 29200 \text{ horas}$$

$$L_{10} = \frac{60 \times 8}{10^6} \times 29200 = 14,016 \times 10^6 \text{ rev}$$

Pero también

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P} \right)^p \quad \text{Ecuación 4.16}$$

Donde:

L_{10} = vida nominal (10^6 revoluciones)

C_d = capacidad de carga dinámica (kN)

P = carga dinámica equivalente (kN)

p = exponente de vida

Se eligen rodamientos de rodillos cónicos ya que son ideales para soportar fuerzas axiales y radiales simultáneamente, con lo que el exponente de vida en este caso se calcula con las siguientes ecuaciones 4.17 y 4.18.

$$P = Fr(kN) \text{ Si } \frac{Fa}{Fr} \leq e \quad \text{Ecuación 4.17}$$

$$P = 0,4 \times Fr + Y \times Fa(kN) \text{ Si } \frac{Fa}{Fr} \geq e \quad \text{Ecuación 4.18}$$

Donde:

Y y e : constantes que dependen de cada rodamiento, ver anexo 15.1.

Los valores de Y y e dependen de cada rodamiento, entramos en el catálogo FAG (Anexo 15.1) con el $D_{eje} = 7,62$ cm (3 pulg), seleccionamos un rodamiento, se calcula la capacidad de carga dinámica requerida para las condiciones de trabajo dadas y se compara con la máxima que soporta el rodamiento elegido.

El rodamiento elegido debe tener una capacidad de carga mayor a la exigida y una velocidad de giro límite superior a la de servicio.

Rodamiento modelo **khm215249.hm215210**.

$$e = 0,33$$

$$Y = 1,8$$

$$C_d = 208 \text{ kN}$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{0,94 \text{ kN}}{2,39 \text{ kN}} = 0,39 \geq 0,33$$

Entonces se utiliza la ecuación 4.19.

$$P = 0,4 \times Fr + Y \times Fa (\text{kN})$$

Ecuación 4.18

$$P = 0,4 \times 2,39 + 1,8 \times 0,94 = 2,648 \text{ kN}$$

Despejando C_d de la ecuación 4.14.

$$C_d = \left(\sqrt[p]{L_{10}} \right) \times P$$

p = exponente de vida, para rodamientos de rodillos su valor es igual a 10/3

$$P = 2,648 \text{ kN}$$

$$L_{10} = 14,016 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C_d = \left(\sqrt[10]{14,016^3} \right) \times 2,64 kN = 5,82 kN$$

La C_d calculada (5,82 kN) es mucho menor a la C_d máxima (208 kN) soportada por el rodamiento, de igual manera la velocidad de giro máxima permitida 5000 RPM es muy superior a la velocidad de giro de servicio (8 RPM).

4.6.1.5.1-Rodamientos seleccionados para los apoyos a y b (figura 4.12).

Fabricante: FAG

Catálogo: WL 41 520/3 SB, (Anexo 15.1).

Diametro 3 pulg = 7,62 cm

Rodamiento: KHM215249.HM215210

4.6.1.6- Sistema de transmisión (4, figura 4.7)

Se usará un acoplamiento marca Eurotras, serie **EP**. (Anexo 9)

4.6.1.6.1- Selección del tamaño del acoplamiento

En primer lugar se debe saber el momento torsor que debe resistir ($M_{t_{req}}$) el acoplamiento, que es igual al momento torsor en el eje, el cual fue calculado en el paso 8 siendo su valor de:

$$M_t = 447,87 \text{ N.M} = M_{t_{req}}$$

Entonces, en relación a la duración diaria de funcionamiento y el tipo de servicio, el $M_{t_{req}}$ se multiplica por un "factor de servicio" extraído de la tabla 4.9 y se consigue así el momento de torsión de trabajo $M_{t_{trab}}$ con el que se elige el tamaño del

coplamiento a emplear consultando las tablas individuales de cada serie ubicadas en el anexo 9.

Como se trata de un acople entre un reductor accionado por un motor eléctrico, el cual operará 8 horas diarias con un trabajo uniforme, se toma un factor de servicio de 1,5, la flecha azul indica la selección.

Tabla 4.9. Factor de servicio

Tipo de motor	Duración diaria del servicio	Uniforme	Golpes moderados	Golpes fuertes
Eléctrico	de 1 a 3 horas/día	1,00	1,50	2,00
	hasta 10 horas/día	1,50	2,00	2,50
	24 horas al día	1,75	2,50	3,00
A combustión interna multicilindrico	de 1 a 3 horas/día	1,50	1,75	2,00
	hasta 10 horas/día	1,75	2,00	2,50
	24 horas al día	2,00	2,50	3,00
A combustión interna monocilindrico	de 1 a 3 horas/día	1,75	2,00	2,50
	hasta 10 horas/día	2,00	2,50	3,00
	24 horas al día	2,50	3,00	3,50

Fuente. Referencia 20

$$M_{t_{\text{trab}}} = 1,5 \times 447,87 \text{ N.m} = 671,8 \text{ N.m}$$

Entrando en el anexo 9 , se selecciona un acople modelo E160P, el cual trabaja con momentos torsores de hasta 900 N.m.

4.6.1.7 Diseño del soporte del motor reductor (5, figura 4.7)

El motor reductor estará colocado sobre una base de metal la cual estará soldada a la tapa de la canal que contiene al tornillo sin fin tal como lo muestra la figura 4.13, esta base está fabricada con una lámina de acero AISI 1040 de 6,35 mm de espesor. El soporte está hecho de una sola pieza y será doblado en los laterales para darle la forma deseada.

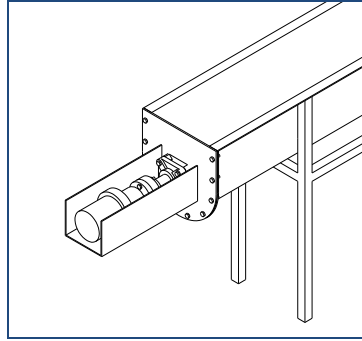


Figura 4.13. Motoreductor. **Fuente.** Propia.

Las fuerzas aplicadas sobre la lámina son el peso W_m y el torque M_t del motor, la figura 4.14. Muestra el diagrama de fuerzas que actúan sobre el soporte.

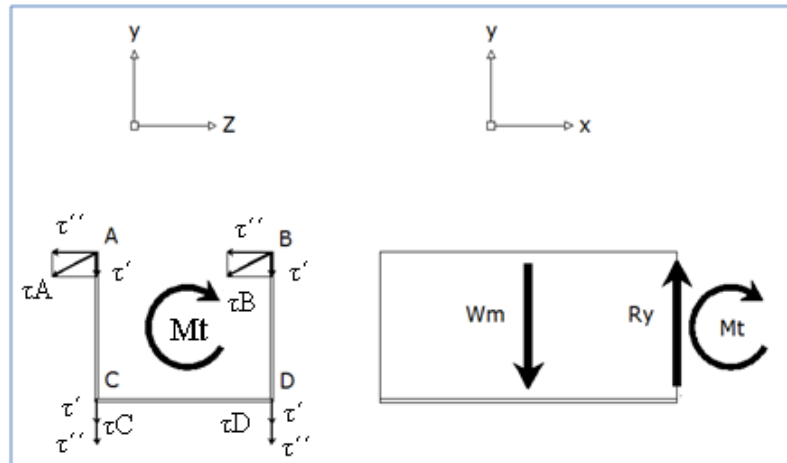


Figura 4.14. Diagrama de cuerpo libre del soporte. **Fuente.** Propia.

Del diagrama de cuerpo libre de la estructura del motorreductor mostrado en la figura 4.14, se obtienen las siguientes relaciones.

$$R_Y = W_m$$

Donde:

R_Y : reacción en el eje Y.

W_m : peso del motoreductor. Extraído del catálogo del fabricante. (Anexo 16.1).

$$W_m = 68 \text{ lb} = 302,47 \text{ N}$$

Entonces:

$$R_Y = W_m = 302,47 \text{ N}$$

$$M_F = W_m \times l/2$$

Donde:

M_F : momento flector soportado por la estructura.

W_m : peso del motoreductor

l : longitud del soporte, de la figura 4.15

$$l = 0,8 \text{ m}$$

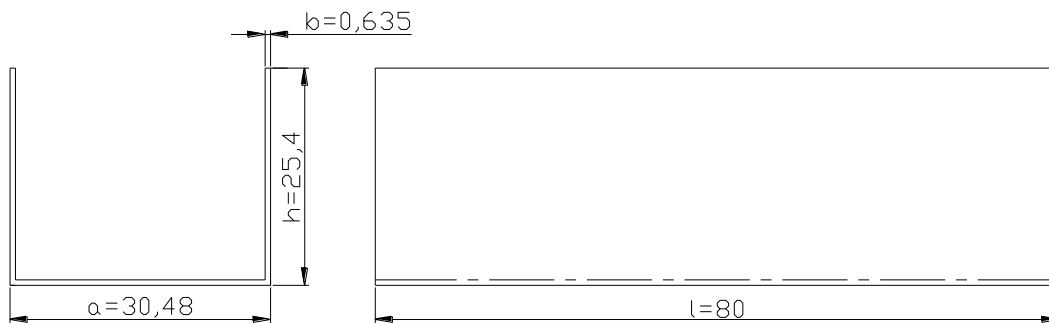


Figura 4.15. Dimensiones en cm del soporte del motoreductor. **Fuente.** Propia.

Entonces:

$$M_F = W_m \times \frac{l}{2} = 302,47 \text{ N} \times 0,4 \text{ m} = 121 \text{ N.m}$$

El momento torsor al que está sometida la estructura es el transmitido por el motor a la misma el cual es M_T , de esta manera se puede decir que:

$$M_T = M_{T_{\text{motor}}}.$$

Donde:

M_T : momento torsor soportado por la estructura.

$M_{T_{\text{motor}}}$: Torque aplicado por el morreductor. Extraído del catálogo del fabricante (Anexo 16.1).

$$M_{T_{\text{motor}}} = 4020 \text{ lb. pulg} = 454,19 \text{ N.m}$$

Entonces:

$$M_T = M_{T_{\text{motor}}} = 454,19 \text{ N.m}$$

Esfuerzo cortante primario (τ')

El peso del motor causa un efecto cortante en la sección transversal del soporte mostrado en la figura 4.15, y se puede estimar con la ecuación 4.19.

$$\tau' = \frac{R_Y}{A_{\text{corte}}}$$

Ecuación 4.19

Donde:

A_{corte} : área de corte de la figura 4.16

h : Altura de la estructura = 0,254 m

a : Ancho de la estructura = 0,304 m

b : Espesor de la barra = $6,35 \times 10^{-3}$ m

$$A_{\text{corte}} = (a \times b) + 2(h \times b) = 5,08 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Entonces:

$$\tau' = \frac{R_Y}{A_{\text{corte}}} = \frac{302,47}{5,08 \times 10^{-3}} = 59,54 \text{ kPa}$$

Esfuerzo cortante secundario (τ'')

El efecto de corte secundario es consecuencia de la torsión que aplica el motoreductor sobre todo el soporte, para obtener el efecto de corte de una figura como la 4.15 se debe realizar por el método de los elementos finitos, así que para efectos de los cálculos se supondrá que cada lado del soporte es una barra rectangular independiente y transmiten de igual manera el par de torsión desde el moto reductor a la soldadura.

Usando la ecuación 4.20, extraída de la referencia 15 calculamos el esfuerzo cortante máximo para una barra rectangular.

$$\tau'' = \frac{M_T}{a \times h \times b^2} \quad \text{Ecuación 4.20}$$

Donde:

α Es un factor que depende de la relación h/b

Cono h/b = 40 entramos en la tabla 4.10, la flecha indica la forma en que se entra la tabla, y se encuentra el valor de $\alpha = 0.333$

Tabla 4.10. Torsión en láminas.

h/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	6	8	10	∞
μ	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313	0,333
β	0,141	0,196	0,214	0,229	0,249	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333

Fuente.Referencia 15.

En la base a las suposiciones hechas cada lado de la base del motor soporta la misma cantidad de par torsor, transmitido por el motoreductor, por lo tanto:

$$M_{Tbarra} = \frac{M_{Tmotor}}{3} = \frac{454,19}{3} = 151,39 \text{ N} \times m$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.19:

$$\tau'' = \frac{M_{Tbarra}}{\alpha h b^2} = \frac{151,39}{(0.333) \times 0,254 \times 0,304^2} = 19,36 \text{ kpa}$$

Entonces el esfuerzo de corte debido al torque sobre toda el soporte seria igual a:

$$3 \times \tau'' = 58,1 \text{ kpa}$$

Los puntos C y D del soporte resultan ser los más críticos ya que el esfuerzo total τ , es mayor que en los puntos A y B, debido a que los vectores τ' y τ'' , están en la misma dirección en dichos puntos. La figura 4.14 refleja lo antes expuesto.

$$\tau = \tau' + \tau'' = 59,54 + 58,1 = 117,65 \text{ kpa}$$

El peso del motor debido a su excentricidad genera un esfuerzo de flexión en el soporte (ver figura 4.15) y se puede obtener con la ecuación 4.21.

$$\sigma = \frac{M_F \times Y}{I} \quad \text{Ecuación 4.21}$$

Donde:

M momento flector

Y distancia al eje neutro

I inercia de la sección

El área de la sección se divide en tres rectángulos, numerados 1, 2, 3 y se suman los momentos de estas áreas respecto al borde superior con la ecuación 4.22.

$$A \times C = A_1 \times C_1 + A_2 \times C_2 + A_3 \times C_3 \quad \text{Ecuación 4.22}$$

Donde:

A: área de la figura

C: distancia del centroide al borde superior de la figura (ver figura 4.16).

$$C_t = \frac{A_1 \times C_1 + A_2 \times C_2 + A_3 \times C_3}{A_t}$$

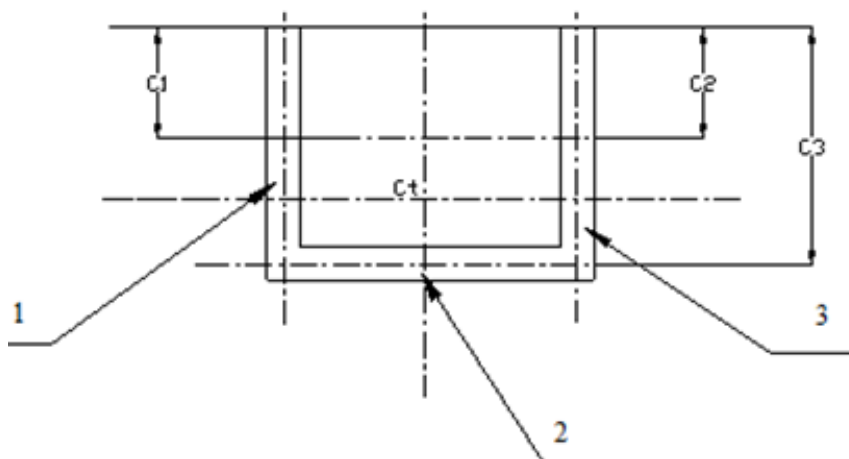


Figura 4.16 Centroides de la base. **Fuente.** Propia.

Despejando el centroide total de la figura (C_t), y utilizando la figura se tiene de la figura 4.16:

$$C_t = \frac{(0,06 \times 0,127 + 0,06 \times 0,127 + 0,07 \times 0,257)m}{0,2} = 0,175m$$

Ahora se calcula el segundo momento del área de cada rectángulo respecto a su propio eje centroidal.

$$I_1 = I_2 = \frac{(0,006) \times (0,257)^3}{12} = 1,01 \times 10^{-4} m^4$$

$$I_3 = \frac{(0,29) \times (0,006)^3}{12} = 6,2 \times 10^{-8} m^4$$

Ahora se emplea la ecuación 4.23 que representa el teorema de los ejes paralelos para obtener el segundo momento del área de la figura compuesta, respecto a su eje centroidal.

$$I_x = I_{gc} + Ad^2 \quad \text{Ecuación 4.23}$$

Donde I_{gc} es el segundo momento del área respecto a su propio eje centroidal e I_x es el segundo momento del área respecto a cualquier eje paralelo que está alejado una distancia d .

$$d = dx - d_{gc}$$

Sustituyendo:

$$d_1 = (0,17 - 0,12)m = 0,05m$$

$$d_2 = (0,17 - 0,12)m = 0,05m$$

$$d_3 = (0,26 - 0,17)m = 0,09m$$

Para calcular la inercia total se emplea el teorema de los ejes paralelos, para cada uno de los rectángulos y se suman algebraicamente.

$$I_t = I_{R1} + I_{R2} + I_{R3}$$

$$I_t = (0,53 + 0,05^2 \times 0,06 + 0,53 + 0,05^2 \times 0,06 + 3,810^{-4} + 0,08^2 \times 0,076)$$

$$I_t = 3,78 \times 10^{-5} m^4$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.21.

$$\sigma = \frac{M_T \times Y}{I} = \frac{W_m \times r \times Y}{I} = \frac{302,5 N \times 0,4m \times 0,175m}{3,78 \times 10^{-5} m^4} = 561,64 kpa$$

Aplicando la ecuación 4.24 que representa la teoría de la máxima distorsión:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Ecuación 4.24

$$\sigma = \sqrt{(561,64 kpa)^2 + 3(117,65 kpa)^2} = 597,46 kPa$$

Ahora se calcula el esfuerzo a flexión máximo permisible de acuerdo al material de fabricación seleccionado.

$$n = \frac{Sy}{\sigma_{perm}}$$

Ecuación 4.25

El esfuerzo de fluencia para el acero AISI 1040 es de 779 MPa, tomando un factor de seguridad de 2, se obtiene el esfuerzo permisible despejándolo de la ecuación 4.25.

$$\sigma_{perm} = \frac{Sy}{n} = \frac{779000 kPa}{2} = 389500 kPa$$

Como $\sigma_{perm} \gg \sigma$, se aprueba el diseño propuesto del soporte.

4.6.1.8-Calculo de la estructura de soporte del sistema limpieza (6, figura 4.7)

La estructura de soporte del sistema de limpieza se muestra en la figura 4.17.

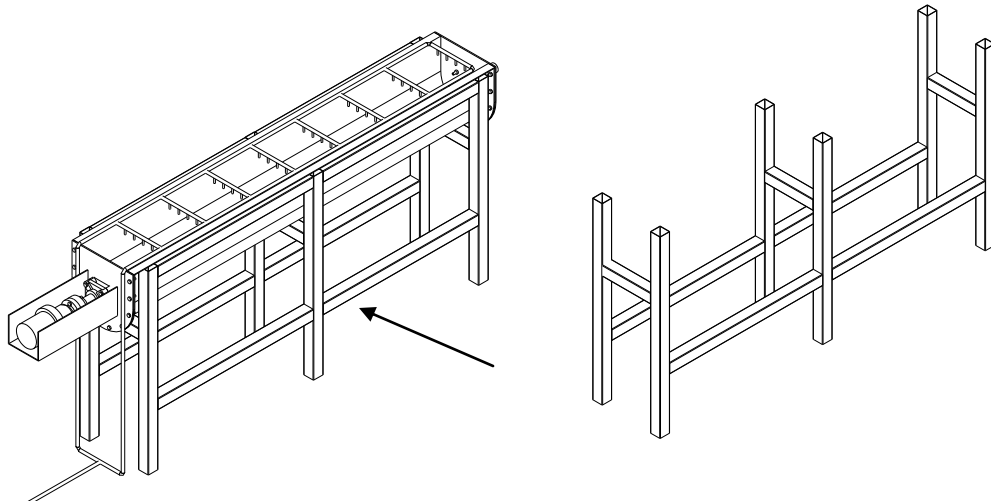


Figura 4.17. Base del cilindro de prelavado. **Fuente:** Propia.

Las cargas soportadas por esta estructura son:

- Peso del eje y la hélice.
- Peso de la canal.
- Peso de las tapas de la canal.
- Carga distribuida debido al peso del producto.
- Carga distribuida debido al peso del agua.
- Peso del motorreductor.
- Peso de la base del motorreductor.

4.6.1.8.1-Determinación de las cargas

4.6.1.8.1.1- Peso del eje y hélice

Esta carga ya fue calculado en el punto 4.6.1.4 en donde la fuerza radial que actúa sobre los rodamientos es igual al peso del acero de la hélice y el eje, teniendo un valor de:

$$W_{ac} = 2389,1 \text{ N}$$

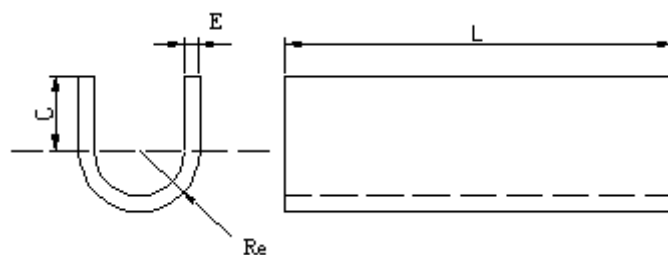


Figura 4.18. Características de la canal. **Fuente.** Propia.

4.6.1.8.1.2- Peso de la canal

Datos:

Tabla 4.11. Características de canal

Material	Acero inoxidable AISI 304
ρ_{acero}	7850 kg/m ³
L	3,65 m
C	0,304 m
E	0,635 cm
Re	0,25 m

Fuente. Propia.

Para estimar el peso de la canal se utiliza la ecuación 4.26.

$$w_{canal} = \rho_{acero} \times V_{canal} \times g$$

Ecuación 4.26

Como lo muestra la figura 4.19 se divide la sección transversal en tres áreas conocidas para poder calcular el volumen de la canal

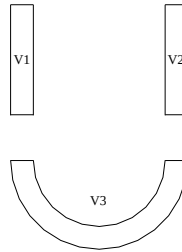


Figura 4.19. Seccionamiento de la canal. **Fuente.** Propia.

Donde:

$$V_1 + V_2 = 2(C \times E \times L) = 2(0,308m \times 6,36 \times 10^{-3}m \times 3,657)m^3 = 0,0143m^3$$

$$V_3 = \frac{\pi(R_e^2 - R_i^2)}{2} \times L = \frac{\pi(0,247m^2 - 0,24m^2)}{2} \times 3,657m = 0,0173dm^3$$

Sumando los volúmenes obtenidos se tiene que:

$$V_{canal} = V_1 + V_2 + V_3 = (0,0143 + 0,0173)m^3 = 0,032m^3$$

Peso de la canal.

$$w_{canal} = \rho_{acero} \times V_{canal} \times g = \left(7850 \frac{kg}{m^3}\right) \times (0,032m^3) \times (9,81 \frac{m}{s^2}) = 2475,37N$$

Dividendo el peso entre la longitud se obtiene el peso lineal

$$\frac{w_{canal}}{L} = \frac{2475,37N}{3,66m} = 676,33N / m$$

4.6.1.8.1.3- Peso de las tapas de la canal

Datos:

Tabla 4.12 Tapas de la canal.	
Material	Acero inoxidable AISI 304
ρ_{acero}	7850 kg/m ³
C	0,304 m + 6,35x10 ⁻³ m
E	0,635 cm
Re	0,247 m

Fuente. Propia.

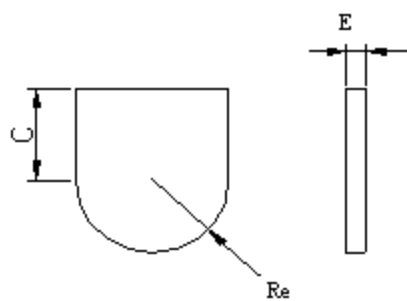


Figura 4.20. Seccionamiento de las tapas de la canal 1. **Fuente.** Propia.

Al igual que en el caso de la canal, la sección transversal de las tapas se divide en áreas conocidas para obtener su volumen.

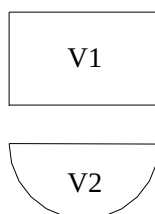


Figura 4.21. Seccionamiento de las tapas de la canal 2. **Fuente.** Propia.

Donde:

$$V_1 = R_e \times C \times E = (0,247\text{m} \times 0,375 \times 6,35 \times 10^{-3}\text{m}) = 0,58\text{dm}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi \times R_{ext}^2}{2} \times T = \frac{\pi \times 0,247m^2}{2} \times 6,35 \times 10^{-3} = 0,608dm^3$$

Sumando los volúmenes obtenidos se tiene que:

$$V_{cubiertas} = V_1 + V_2 = 0,58dm^3 + 0,608dm^3 = 1,188dm^3$$

El peso de las tapas seria:

$$w_{Tapas} = \left(7850 \frac{kg}{m^3} \right) \times (0,0012m^3) \times (9,81 \frac{m}{s^2}) = 246,42N$$

4.6.1.8.1.4 - Peso de la fruta

Para estimar el peso que la fruta ejerce sobre la canal se procede al igual que en los casos anteriores, se obtiene el volumen máximo teórico que la fruta puede ocupar dentro de la canal y se multiplica por la densidad de la fruta más densa para obtener la carga critica de diseño.

$$m_{fruta} = \rho_{fruta} \times V_{fruta}$$

Ecuación 4.27

La fruta según el coeficiente de llenado asumido para la selección del diámetro de la hélice, ocupara un 15% del volumen total del cilindro entonces.

El volumen del cilindro es:

$$V_{cilindro} = \frac{\pi \times D_{tubo}^2}{4} \times L_{tubo} = \frac{\pi \times (0,4826)^2}{4} \times (3,6576) = 0,67m^3$$

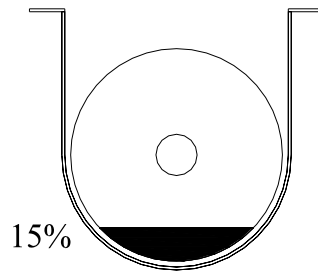


Figura 4.22. Volumen ocupado por la fruta. **Fuente.** Propia.

Se multiplica el volumen obtenido por el factor de carga (F) y se obtiene el volumen máximo teórico que puede llegar a ocupar la fruta.

$$V_{fruta} = 0,15 \times V_{cilindro} = 0,15 \times 0,67 m^3 = 0,1 m^3$$

La ρ usada para determinar la masa crítica de fruta es la del durazno por ser la fruta más densa. Ver tabla 4.3.

$$\rho_{Durazno} = 1057,1 \frac{kg}{m^3}$$

Aplicando la ecuación 4.27, se calcula el peso de la fruta.

$$w_{fruta} = \rho_{guanabana} \times V_{fruta} = 1057,1 \frac{kg}{m^3} \times 0,1 m^3 \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 1035,1 N$$

4.6.1.8.1.5 - Peso del agua

Para el correcto funcionamiento del tornillo sin fin, el volumen del material que se transporta no debe superar el 50% de la capacidad total del cilindro. Un 15% de este espacio lo ocupa la fruta quedando teóricamente un 35% a ser ocupado por el agua.

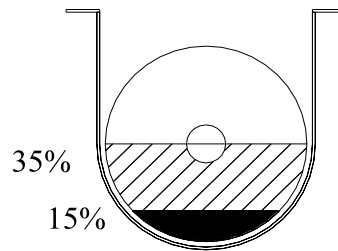


Figura 4.23. Volumen ocupado por el agua. **Fuente.** Propia.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores

Se multiplica el volumen del cilindro por el porcentaje que ocupa el agua y se obtiene el volumen de ésta, entonces.

$$V_{agua} = 0.35 \times V_{cilindro} = 0.35 \times 0.67 m^3 = 0.2345 m^3$$

Aplicando la ecuación 4.27, se obtiene el peso del agua

$$w_{fruta} = \rho_{H_2O} \times V_{H_2O} = 997 \frac{kg}{m^3} \times 0.2345 m^3 \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 2300.44 N$$

4.6.1.8.1.6 -Peso del motorreductor

El peso del motor reductor seleccionado se obtiene del Anexo 16.1

$$w_{motor} = 302.6 N$$

4.6.1.8.1.7 - Peso de la base del motorreductor

Datos:

Tabla 4.13. Características de la base del motorreductor.

Material	Acero inoxidable AISI 1040
ρ_{acero}	7850 kg/m ³
A	30,48 cm
B	25,4 cm
E	0,635 cm

Fuente. Propia.

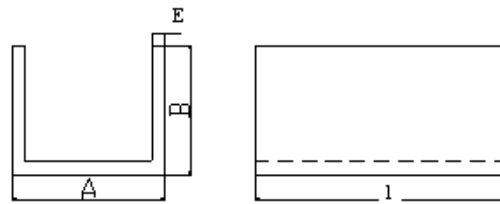


Figura 4.24. Secciones de la base del motorreductor. **Fuente.** Propia.

Para determinar el peso de las cubiertas se usa la ecuación 4.27.

$$w_{\text{soporte}} = \rho_{\text{soporte}} \times V_{\text{soporte}}$$

Se divide la sección transversal en tres áreas conocidas tal como lo muestra la figura para poder calcular el volumen de la canal.

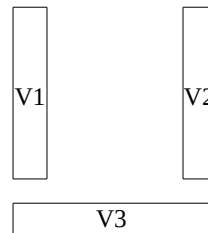


Figura 4.25. Secciones de la base del motorreductor 2. **Fuente.** Propia.

Donde:

$$V_1 = V_2 = B \times E \times l = (0,254 \times 0,00635 \times 0,8) m^3 = 1,29 dm^3$$

$$V_3 = (A - 2E) \times E \times l = (0,29 \times 0,00635 \times 0,8) m^3 = 1,47 dm^3$$

Sumando los volúmenes calculados se tiene que:

$$V_{soporte} = V_1 + V_2 + V_3 = (1,29 + 1,47) dm^3 = 2,76 dm^3 = 0,0027 m^3$$

Aplicando la ecuación 4.26 se obtiene el peso del soporte.

$$w_{soporte} = \rho_{acero} \times V_{soporte} \times g = \left(7850 \frac{kg}{m^3} \right) \times (0,00248 m^3) \times (9,81 \frac{m}{s^2}) = 190,98 N$$

Tabla 4.14. Cargas sobre la estructura.

Resumen de cargas soportadas por las bases del sistema de prelavado	
Elemento	Carga (N)
Eje, Hélice	2389,1
Canal	2475,37
Cubiertas de la canal	246,42
Frutas	1035,1
Agua para lavado	2300,44
Motoreductor	302,6
Soporte del motor reductor	190,98
TOTAL	8940,01

Fuente. Propia.

4.6.1.8.2.-Cálculo de las vigas

La estructura de apoyo del cilindro de prelavado está hecha con tubos cuadrados de acero estructural, tal como lo muestra la figura 4.26 tres tubos dispuestos de forma horizontal actúan como vigas soportan todo el peso del sistema de prelavado y transmitirán el esfuerzo a seis tubos verticales las cuales son las columnas de la

estructura, los componentes estarán unidos mediante soldadura. Los cálculos resistivos se muestran a continuación.

Toda la carga es soportada por los tres tubos horizontales (vigas), esta carga se reparte según la distribución geométrica de la estructura, es decir que la carga se repartirá dependiendo de la posición de la viga, teniendo así que la viga más esforzada será la viga central, la cual recibe la mitad de la carga, mientras que las vigas de los extremos recibirán un cuarto de la carga cada una. La figura 4.26. muestra la distribución de las cargas.

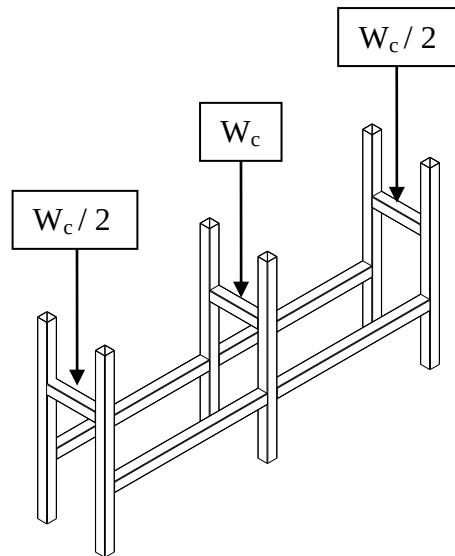


Figura 4.26. Distribución de las cargas sobre las vigas. **Fuente.** Propia.

De acuerdo a esto, con la ecuación 4.29. se divide la carga en cuatro partes iguales para obtener W_c

$$W_c = \frac{W_a}{2}$$

Ecuación 4.29

Donde:

W_a : Carga total que soporta la estructura de apoyo

W_c : Carga de la viga mas esforzada.

El valor de W_a se da en la tabla 4.14.

$$W_a = 8940,01 \text{ N (ver tabla 4.14)}$$

Este valor de carga calculado se multiplica por un factor de corrección para tomar en cuenta algunas cargas no contempladas o posibles de aumento en la producción.

Donde:

f: factor de corrección de carga

$$f = 1,5$$

Entonces:

$$1,5 \times W_a = 12965,6 \text{ N}$$

Sustituyendo el valor calculado en la ecuación 4.27, se obtiene:

$$W_c = \frac{12965,6 \text{ N}}{4} = 3241,4 \text{ N}$$

El ancho de la viga, debe ser igual al de la canal que contiene a la hélice, tomando en cuenta esta condición las dimensiones propuestas para las vigas se dan en la figura 4.27.

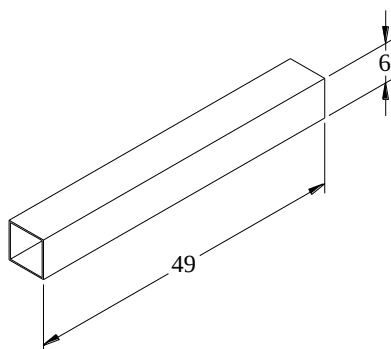


Figura 4.27. Dimensiones propuestas para las vigas. **Fuente.** Propia.

Las vigas estarán unidas a las columnas mediante soldadura tal como lo muestra la figura 4.28.

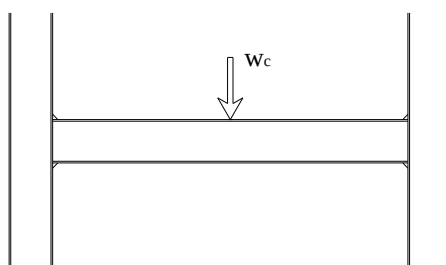


Figura 4.28. Soldadura de las bases. **Fuente.** Propia.

Para las condiciones de trabajo a la que está sujeta la viga, la distribución de fuerza es la siguiente.

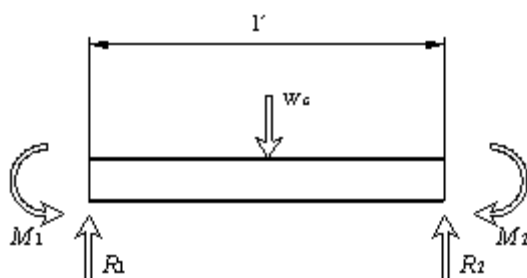


Figura 4.29. Diagrama de fuerzas de la viga. **Fuente.** Propia.

De la figura 4.29 se tiene.

W_c : carga soportada por cada viga

$$W_c = 6482,83 \text{ N}$$

l' : Longitud de la viga

$$l' = 0,49 \text{ m}$$

Entonces:

$$R_1 = R_2 = \frac{W_c}{2}$$

$$R_1 = R_2 = 3241,41 \text{ N}$$

$$M_1 = M_2 = Mm$$

Por el método de brea del diagrama de momento flexionante para vigas estáticamente indeterminadas se tiene:

$$M_1 = \frac{W_c \times l'}{8} \quad \text{Ecuación 4.29}$$

$$M_1 = -\frac{6482,83 \times 0,49}{8} = -401,36 \text{ N.m}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se exponen en la figura 4.30.

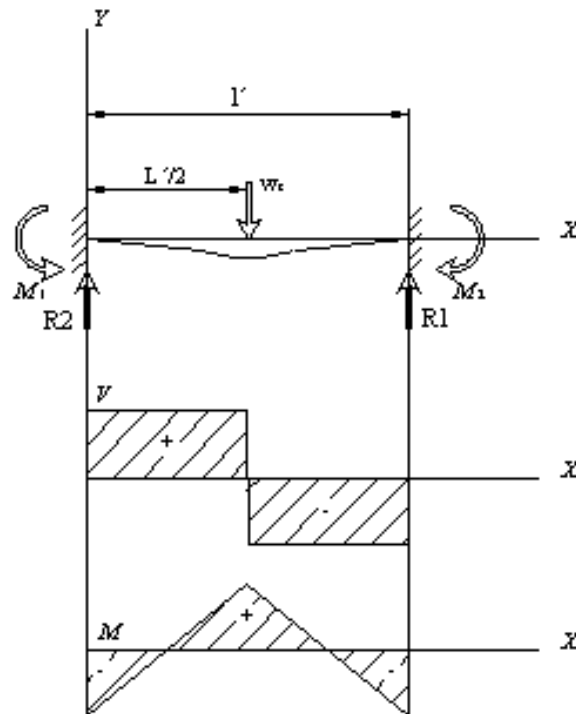


Figura 4.30 .Diagramas de corte y momento. **Fuente.** Propia.

4.6.1.8.2.1- Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Ecuación 4.30

Donde:

V: carga cortante

Del diagrama de corte se observa que la mayor fuerza cortante esta en $X = l'/2$

$$V = W_c = 6482,83 \text{ N}$$

A: área de la sección transversal de la viga

$$A = 1,132 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Entonces:

$$\tau = \frac{6482,83}{5,02 \times 10^{-4}} = 12914 \text{ kPa}$$

4.6.1.8.2.2- Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{M_m \times C}{I_A} \quad \text{Ecuación 4.31}$$

Donde:

M_m : Momento flector máximo aplicado sobre la viga

$$M_m = M_1 = 401,36 \text{ N.m}$$

C : Distancia desde el eje neutro a la fibra exterior

$$C = 3 \times 10^{-2} \text{ m}$$

I_A : Inercia de la sección

$$I_A = 2,74 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Entonces:

$$\sigma = \frac{M_1 \times C}{I_A} = \frac{401,36 \times 3 \times 10^{-2}}{2,74 \times 10^{-7}} = 43944,52 \text{ kPa}$$

Aplicando la ecuación 4.32 que representa la teoría de la máxima distorsión:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{43944,52^2 + 3(12914)^2} = 49309,6 \text{ kPa}$$

Ecuación 4.32

Ahora se calcula el esfuerzo a flexión máximo permisible de acuerdo al material de fabricación seleccionado.

4.6.1.8.2.3- Esfuerzo de flexión admisible

Del catálogo del fabricante de los tubos cuadrados estructurales. (Anexo7).

$$S_{adm} = 0,69S_y$$

Ecuación 4.33

Entonces:

$$S_{adm} = 0,69S_y = 0,69 \times 344703,74 = 237845,58 \text{ kPa}$$

$$N = \frac{S_{adm}}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

N: factor de seguridad

Utilizando un factor de seguridad de 2

Entonces:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_{adm}}{N} = \frac{237845,58}{2} = 118922,79 \text{ kPa}$$

Como:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$$

$$49309,6 \text{ kPa} \leq 118922,79 \text{ kPa}$$

Esto asegura que la estructura no fallará.

4.6.1.8.3 -Diseño de las columnas

Análisis para evitar pandeo:

Se asume que la estructura está simplemente apoyada en la parte inferior y libre en el extremo superior

Cálculo del radio de giro mínimo

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

Ecuación 4.34

Donde:

I_x : inercia de la sección transversal

$$I_x = 2,74 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

A: área de la sección

$$A = 5,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{2,74 \times 10^{-7}}{5,02 \times 10^{-4}}} = 0,023 \text{ m}$$

$$\frac{l}{r_x} = \frac{1,8}{0,023} = 78,26$$

$$\left(\frac{l}{r_x}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 CE}{S_y}\right)^{1/2}$$

Ecuación 4.35

$$\left(\frac{l}{r_x}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 \times 0,25 \times 205,93 \times 10^9}{344703,74 \times 10^3}\right)^{1/2} = 54,29$$

Como

$$\left(\frac{1}{r_x}\right)_1 \leq \frac{1}{r_x}$$

Se utiliza la ecuación 4 de Euler

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C\pi^2 E}{(l/r_x)^2} = \frac{0,25 \times \pi^2 \times 205,93 \times 10^9}{(1,8/0,023)^2} = 82960,24 \text{ kPa} \quad \text{Ecuación 4.36}$$

$$P_{cr} = 82960,24 \times A = 41646,04 \text{ N}$$

Como:

$$W_c \leq P_{cr}$$

$$6482,83 \text{ N} \leq 41646,04 \text{ N}$$

Esto asegura que la estructura no fallará.

4.6.1.8.4-Evaluación resistiva de la estructura completa

Para la evaluación de la estructura se utilizo el software especializado para el diseño de estructuras metálicas SAP2000, el cual requirió de las dimensiones, cargas y geometría del sistema, y proporciono una serie de datos y diagramas que permiten garantizar que las dimensiones de la estructura calculadas anteriormente son suficientemente resistentes para las cargas presentes en el sistema.

A continuación se muestran los diagramas de fuerzas, diagrama de cargas axiales, diagrama de corte, diagrama de momento torsor y diagrama de momento cortante.

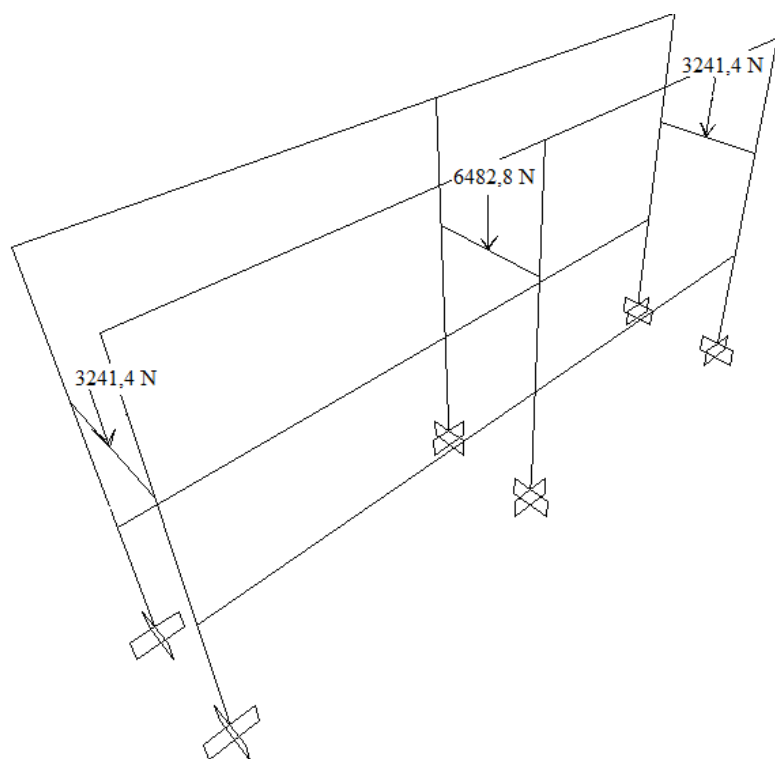


Figura 4.31. Diagrama de cargas sobre la estructura. **Fuente.** SAP2000.

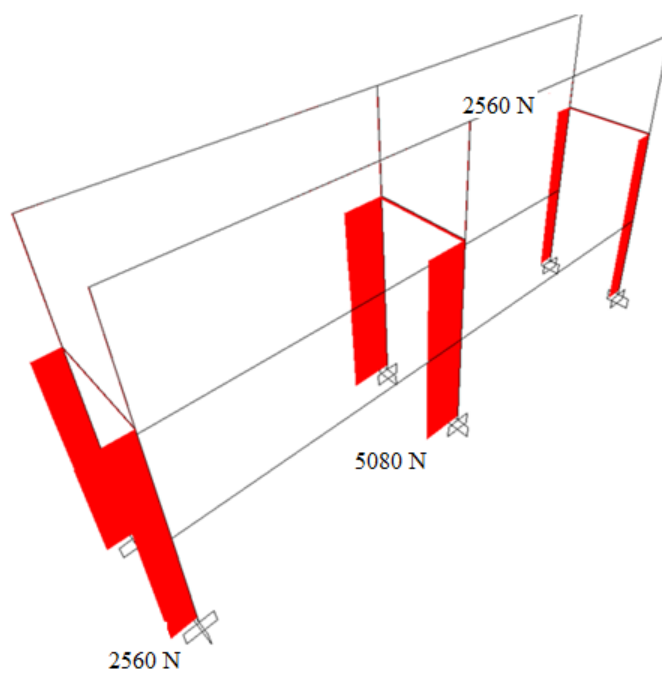


Figura 4.32. Diagrama de cargas axiales sobre la estructura. **Fuente.** SAP2000.

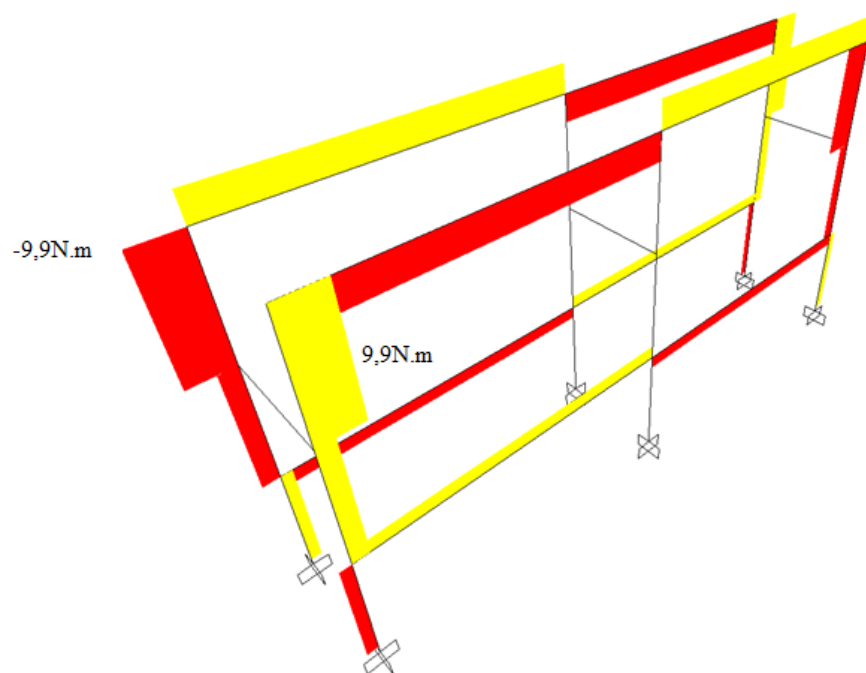


Figura 4.33 Diagrama de momento torsor. **Fuente.** SAP2000.

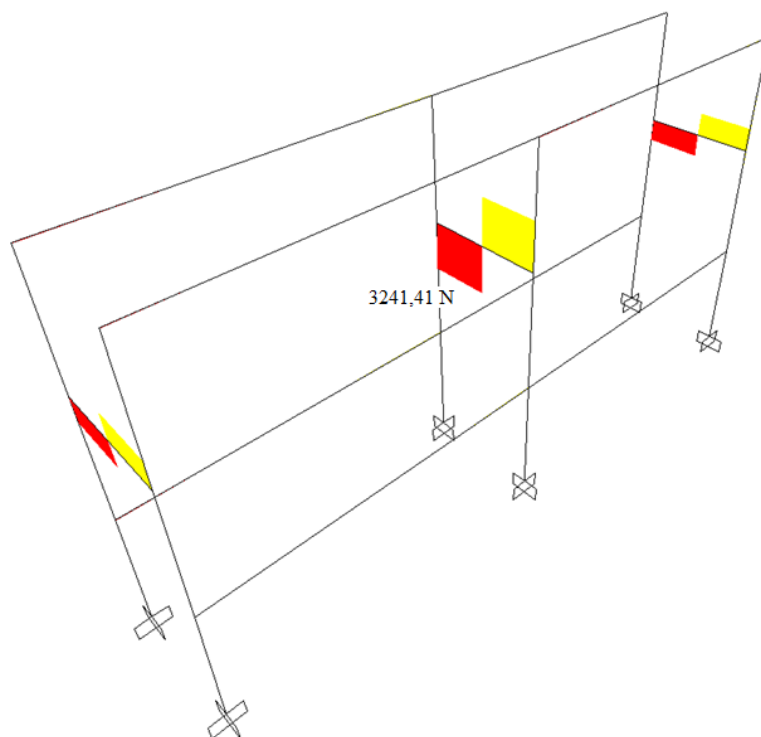


Figura 4.34 Diagrama de corte. **Fuente.** SAP2000.

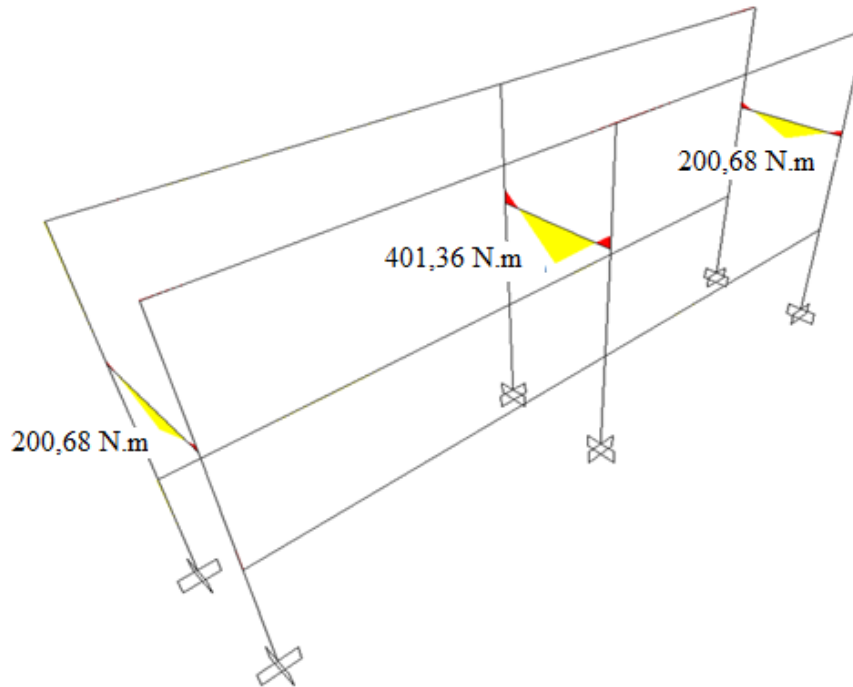


Figura 4.35 Diagrama de momento flector. **Fuente.** SAP2000.

Finalmente el software permite observar la relación entre la carga de trabajo de cada elemento y la carga admisible del mismo, es importante mencionar que dicha carga máxima admisible esta corregida por el programa basándose en la norma vigente el país sobre estructuras metálicas.

Se puede observar en la figura que como se asumió para el diseño de la estructura, el elemento de la misma que se encuentra más esforzado es la viga central de la estructura, la cual se destaca en la figura, ya que la relación entre la carga de trabajo y la admisible es la mayor.

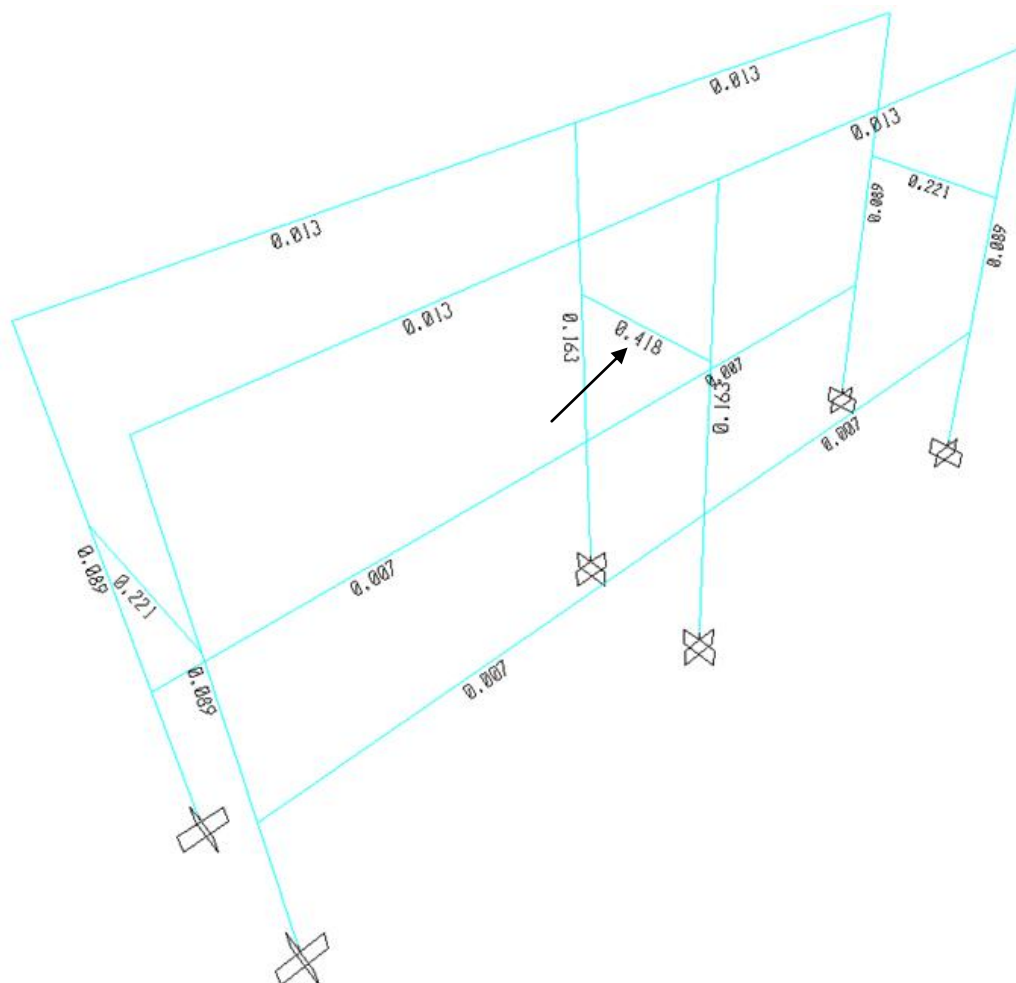


Figura 4.36 Porcentaje de esfuerzo de trabajo de cada elemento. **Fuente.** SAP2000.

4.6.1.8.5-Soldadura de la estructura

Las vigas y columnas estarán unidas mediante soldadura a filete en la parte superior e inferior de la sección transversal de la viga tal como lo muestra la figura 4.37.

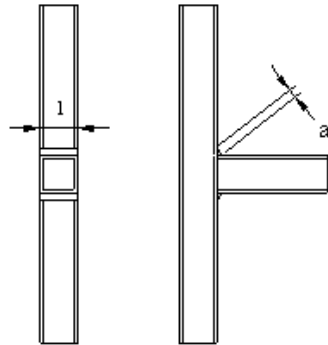


Figura 4.37. Diagrama de la soldadura. **Fuente.** Propia.

Donde

l : largo de la soldadura

a : ancho del área de garganta

4.6.1.8.5.1- Por esfuerzo cortante

$$\tau' = \frac{F_c}{A_e}$$

Donde:

τ' : Esfuerzo de trabajo por cortante

F_c : fuerza cortante (N)

$$F_c = W_c = 3241,41 \text{ N}$$

A_e : Área de garganta (m^2)

$$A_e = 1,414a(l)$$

Entonces:

$$\tau' = \frac{F_c}{A_e} = \frac{3241,41}{1,414al} = \frac{3241,41}{1,414a(0,06)} = \frac{38,20}{a} \text{ kPa}$$

4.6.1.8.5.2-Por flexión

$$\tau'' = \frac{M_F \times c}{I_w}$$

Donde:

τ'' : Esfuerzo de trabajo por flexión

M_F : momento flexionante

$M_F = 401,36 \text{ N.m}$

I_w : Inercia de la soldadura

$$I_w = 1,414a \frac{bl^2}{2}$$

Entonces:

$$\tau'' = \frac{M_F \times c}{I_w} = \frac{401,36 \times 0,03}{1,414a \frac{bl^2}{2}} = \frac{401,36 \times 0,03}{1,414a \frac{(0,06) \times (0,06)^2}{2}} = \frac{78,84}{a} \text{ kPa}$$

Como:

$$\tau_r = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

Donde:

τ_r = esfuerzo de trabajo resultante

Entonces:

$$\tau_r = \sqrt{\left(\frac{38,20}{a}\right)^2 + \left(\frac{78,84}{a}\right)^2}$$

La resistencia mínima para cargas cortantes y soldaduras de filete especificada por el código AISC es:

$$S_V = 0,40 S_Y$$

Usando un electrodo E6011

$$S_Y = 345000 \text{ kPa}$$

Entonces:

$$S_V = 0,40 \times 345000 \text{ kPa} = 138000 \text{ kPa}$$

4.6.1.8.5.3-Esfuerzo de corte admisible

$$n = \frac{S_V}{\tau_{Vadm}}$$

Donde:

n: factor de seguridad

Utilizando un factor de seguridad de 2

Entonces:

$$\tau_{Vadm} = \frac{S_V}{n} = \frac{138000}{2} = 69000 \text{ kPa}$$

$$69000 = \sqrt{\left(\frac{38,20}{a}\right)^2 + \left(\frac{78,84}{a}\right)^2}$$

$$a = 1,26 \text{ mm}$$

se toma un ancho de cordón estándar de $\frac{1}{4}$ de pulgada = 6,27 mm.

$$a = 6,27 \text{ mm}$$

4.6.1.8.6- Cálculo a fatiga de la soldadura de la estructura

La soldadura al igual que el resto de la estructura estará sometida a fatiga debido a la alternancia de la carga producida por varios efectos (vibración del motor, desalineación en los ejes, choques de las frutas). Se asume que la carga (F) variara más o menos 10% su valor.

$$F = 6482,83 \text{ N}$$

$$F_{max} = 6482,83 \times 1,1 = 7131,11 \text{ N}$$

$$F_{min} = 6482,83 \times 0,9 = 5834,54 \text{ N}$$

Se calculan las componentes que caracterizan a las fuerzas alternantes.

Componente del intervalo medio de la fuerza

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{7131,11 \text{ N} + 5834,54 \text{ N}}{2} = 6482,83 \text{ N}$$

Componente de la amplitud de la fuerza

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{7131,11 \text{ N} - 5834,54 \text{ N}}{2} = 648,28 \text{ N}$$

La estructura estará construida con tubo cuadrados de acero ASTM A-50 grado c, estirado en caliente el cual posee las siguientes propiedades.

$$S_{ut} = 52,5 \text{ kpsi} = 362000 \text{ kPa}$$

$$S_e = 21,5 \text{ kpsi} = 148237 \text{ kPa}$$

Se seguirá el procedimiento de calcular la resistencias, después los esfuerzos y luego se relacionan los dos.

Esfuerzo de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

Donde:

k_a : factor de superficie

k_b : factor de tamaño

k_c : factor de carga

k_d : factor de temperatura

k_e : factor de efectos varios

S_e : esfuerzo a la fatiga

Factor de superficie

De la tabla 7-5 de la referencia 17 se tiene.

$$k_a = a(S_u)^b = 14,5(51,5)^{-0,719} = 0,84$$

Como el resto de valores son iguales a la unidad, se procede a calcular el esfuerzo de resistencia a la fatiga.

$$S_e = 0,84 S'_e = 0,84(21,5) = 18,06 \text{ kpsi}$$

Se asume un cordón de soldadura de ¼ pulgada (0,635 mm)

4.6.1.8.6.1- Por esfuerzo cortante

$$\tau_a' = \frac{F_m \times k_{fs}}{A}$$

Donde:

τ_a' : Esfuerzo de trabajo por cortante debido a (F_m)

F_m : fuerza cortante (N)

$$F_m = W_c = 6482,82 \text{ N}$$

A : Área de garganta (m^2)

$$A = 5,39 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo, que depende del tipo de soldadura

Para soldadura de filete $k_{fs} = 2,7$

Entonces:

$$\tau_m' = \frac{F_m \times k_{fs}}{A} = \frac{6482,83 \times 2,7}{5,39 \times 10^{-4}} = 32474,23 \text{ kPa}$$

4.6.1.8.6.2-Por flexión

$$\tau_m'' = \frac{M_F \times c \times k_{fs}}{I_w}$$

Donde:

τ_m'' : Esfuerzo de trabajo por flexión debido a (M_F)

M_F : momento flexionante

$M_F = 401,36 \text{ N.m}$

I_w : Inercia de la soldadura

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo, que depende del tipo de soldadura para soldadura de filete $k_{fs} = 2,7$

$$I_w = 1,414a \frac{bl^2}{2}$$

Entonces:

$$\tau_m'' = \frac{M_F \times c}{I_w} = \frac{401,36 \times 0,03}{1,414a \frac{bl^2}{2}} = \frac{401,36 \times 0,03}{9,7 \times 10^{-7}} = 33515,62 \text{ kPa}$$

Como:

$$\tau_m = \sqrt{(\tau_m')^2 + (\tau_m'')^2}$$

Donde:

τ_m = esfuerzo de trabajo resultante

Entonces:

$$\tau_m = \sqrt{(32474,23)^2 + (33515,62)^2}$$

$$\tau_m = 46667,68 \text{ kPa}$$

De igual manera se procede a calcular los esfuerzos de corte producidos por la componente de la amplitud de la fuerza (Fa).

$$\tau_a = 3315,15 \text{ kPa}$$

Una vez obtenidos los esfuerzos de corte debido a Fa y Fm se despeja el factor de seguridad utilizando el criterio de Goodman modificado para falla por fatiga.

$$\frac{\tau_m}{Se} + \frac{\tau_a}{Su} = \frac{1}{n}$$

Donde:

τ_m : esfuerzo de corte debido a Fm (kPa) = 46667,68 kPa

τ_a : esfuerzo de corte debido a Fa (kPa) = 3315,15 kPa

Se: resistencia a la fatiga del material (kPa) = 148237,32 kPa

Su: resistencia ultima del material (kPa) = 361974,8 kPa

n : factor de seguridad a fatiga

Entonces:

$$\frac{3315,15}{148237,32} + \frac{46667,68}{361974,8} = \frac{1}{n}$$

$$n = 6,6$$

Posterior al análisis realizado sobre las cargas de todas las estructuras, se decide usar el cordón de soldadura de 1/4 de pulgada (6,27 mm) para todas las demás estructuras, al igual que las dimensiones del perfil estructural seleccionado.

4.6.1.9-Cálculo hidráulico (7, figura 4.7)

El equipo hidráulico que se encargará de arrojar agua a alta presión sobre las frutas en el prelavado, cuenta con dos tuberías de plástico de dos (2) pulgadas de diámetro, ubicadas en la parte superior del cilindro de prelavado, las cuales cuentan a su vez con una serie de boquillas unidas a dicha tubería, la disposición de estas boquillas será de cinco (5) unidades cada 22,62 cm, lo cual da un total de ochenta (80), el agua será suministrada por un banco de bombas, el cual se encuentra ubicado en la parte posterior del cilindro, la disposición del sistema se muestra en las figuras 4.38 y 4.39.

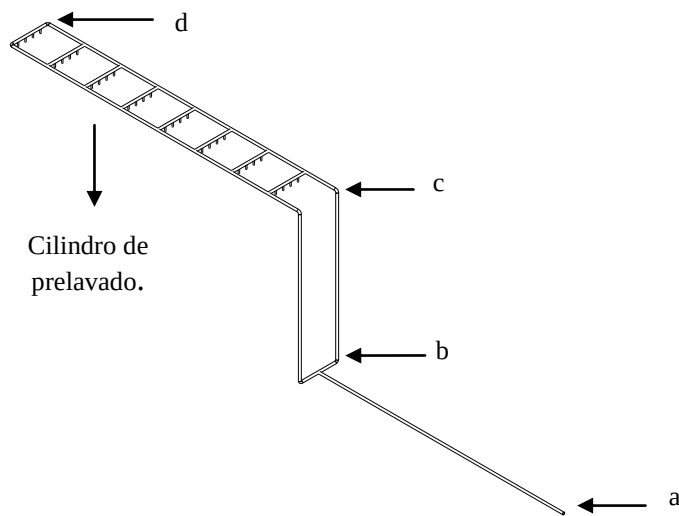


Figura 4.38. Disposición de Tuberías de agua sobre el cilindro de lavado. **Fuente.** Propia.

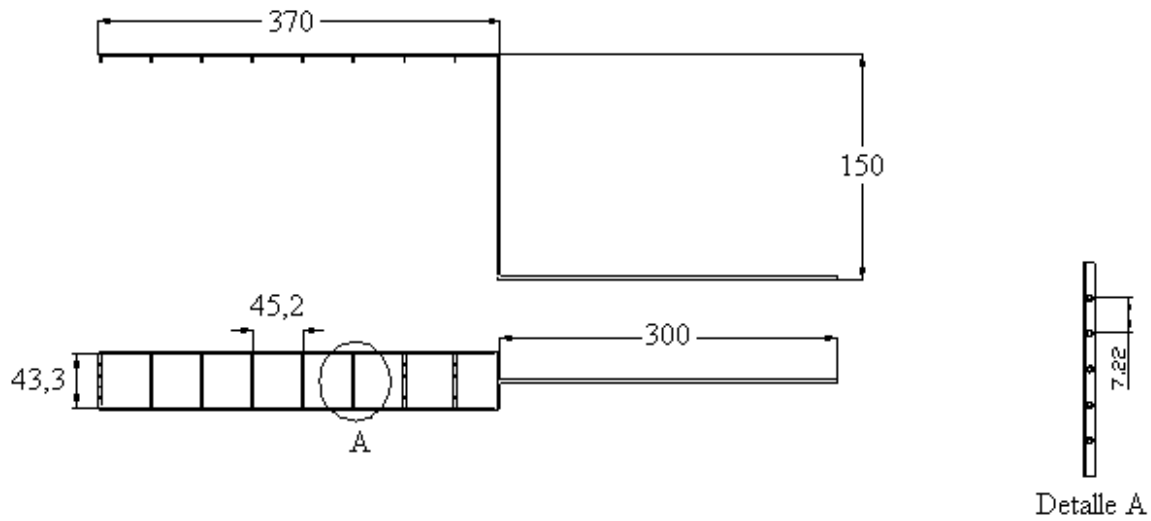


Figura 4.39. Detalle de Tuberías de agua. (Medidas en cm). **Fuente.** Propia.

Se asume que el cilindro deberá llenarse 35 % de su volumen de agua, esto con el fin de cubrir por completo la fruta.

$$V_{cilindro} = \frac{\pi \times D_{tubo}^2}{4} \times L_{tubo} = \frac{\pi \times (0.4826)^2}{4} \times (3.6576) = 0.67 m^3$$

$$V_{agua} = 0.35 \times V_{cilindro} = 0.35 \times 0.67 m^3 = 0.2345 m^3$$

$$V_{agua} = 0.2345 m^3 = 61,94 gal$$

$$Q_{Req} = \frac{V_{agua}}{t} = \frac{0,2345 m^3}{1 min}$$

$$Q_{Req} = \frac{61,94 gal}{1 min} = 61,94 \frac{gal}{min}$$

4.6.1.9.1-Selección de la boquilla

De los tres grandes grupos de boquillas existentes, se utilizaran las de chorro plano, las cuales poseen una mayor cobertura además de un “chorro” más delgado lo que aumenta la abrasividad del agua permitiendo así mejor arrastre de impurezas.

Una vez seleccionado el tipo de boquilla (anexo 10), es necesario obtener el caudal requerido a manejar por las mismas, para esto se debe tener la presión a la descarga de estas. Dicho valor se obtuvo mediante visitas a empresas procesadoras de alimentos (Inversiones mida y concentrados de frutas el REY), las cuales indicaron que la presión varía entre 30 y 50 psi, por esta razón se asume una presión de descarga de 40 psi. Aunque se podrá disminuir hasta 20 psi en el caso de frutas blandas (fresa y mora). En la figura 4.40 extraída de la referencia 20 se muestran los diferentes caudales de trabajo en gal/min de este tipo de boquilla.

Cálculo del caudal de la boquilla.

Paso 1.

Con la presión y el color de la boquilla se entra a la figura 4.33 y se lee el caudal manejado en gal/min.

Paso 2.

Se multiplica el caudal manejado por ochenta (80) el número de boquillas existentes en las dos tuberías, el caudal obtenido se compara con el necesario.

Color rojo (ver figura 4.31)

$$Q @ 40\text{psi} = 0,15 \text{ gal/min.}$$

$$Q_t = 80 \times Q @ P$$

$$Q_t = 80 \times 0,15 \text{ gal/min} = 12 \text{ gal/min} < Q_{req}$$

Color Naranja (ver figura 4.40).

$$Q @ 40\text{psi} = 0,40 \text{ gal/min.}$$

$$Q_t = 80 \times 0,40 \text{ gal/min} = 32 \text{ gal/min} < Q_{req}$$

Color Azul (ver figura 4.40).

$$Q @ 40\text{psi} = 0,80 \text{ gal/min.}$$

$$Q_t = 80 \times 0,80 \text{ gal/min} = 64 \text{ gal/min} > Q_{req}$$

Se escoge la de color azul $Q_{nom} = 0,80 \text{ gal/min}$, ya que es la boquilla que cumple con el caudal necesario, las flechas en la figura 4.40 muestran la selección.

Color	5 psi	10 psi	20 psi	30 psi	40 psi	60 psi	80 psi	100 psi	175 psi
Red	.05	.07	.11	.13	.15	.18	.21	.24	.31
Gray	.07	.10	.14	.17	.20	.25	.28	.32	.42
Black	.11	.15	.21	.26	.30	.37	.42	.47	.63
Orange	.14	.20	.28	.35	.40	.49	.57	.63	.84
Green	.18	.25	.35	.43	.50	.61	.71	.79	1.0
Yellow	.21	.30	.42	.52	.60	.73	.85	.95	1.3
Blue	.26	.40	.56	.69	.80	.98	1.1	1.3	1.7

Figura 4.40. Caudales de las boquillas. **Fuente.** Propia.

4.6.1.9.2-*Requerimiento energético del sistema.*

Para el cálculo de la energía hidráulica (H) en un punto cualquiera, utilizaremos la ecuación 4.37 extraída de la referencia 19, donde la energía hidráulica se expresa en metros de columna de fluido, el producto de “H” con el peso específico del fluido que circule por la tubería, arrojará la energía hidráulica en unidades de potencia (W), en nuestro caso “H”, será expresada en metros de columna de agua (m.c.H₂O), ya que el fluido que circulara por la tubería será agua.

$$H_x = H_y + h_{x-y} \quad \text{Ecuación 4.37}$$

Donde:

H_x y H_y : son disponibilidades en puntos.

h_{x-y} : es la pérdida de energía entre los puntos x-y.

$$H_b = H_c + h_{b-c} = H_d + h_{b-d}$$

Las disponibilidad existente en el punto “c” es de igual magnitud que la existente en el punto “d”, ya que poseen las mismas características en cuanto a energía cinética debido a que la tubería es del mismo diámetro en este tramo, por esta razón la velocidad del fluido es constante en el tramo, potencial debido a que ambos puntos están a la misma altura y estática, ya que poseen la misma presión estática. Partiendo de esto tenemos:

$$H_c = H_d \Rightarrow h_{b-c} = h_{b-d}$$

$$H_c = z_c + \frac{V_c^2}{2g} + \frac{p_c}{\gamma_{H_2O}}$$

Donde:

Hc: disponibilidad en c.

Vc: velocidad del fluido en c.

zc : altura en c.

pc: presión en c.

γ_{H_2O} : Peso específico del agua.

$$z_c = 1,8m$$

$$V_c = \frac{Q_c}{A}$$

Ecuación 4.38'

$$Q_c = Q_{boq} \times \text{Numerodeboq}$$

Ecuación 4.39'

$$V_c = 0,80 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times 40 = 32 \frac{\text{gal}}{\text{min}} = 0,097 \frac{m^3}{\text{min}} = 1,616 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

Donde:

Qc: Caudal del punto c.

Qboq: caudal de una boquilla.

A: Área de la tubería.

$$A = \frac{\pi \times D_{tub}^2}{4} =$$

$$D_{tub} = 2" = 0,0508m$$

$$A = \frac{\pi \times (0,0508m)^2}{4} = 2,02 * 10^{-3} m^2$$

$$V_c = \frac{1,616 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{2,02 * 10^{-3} m^2} = 0,797 m/s$$

$$P_c = 40 \text{ psi} = 275,8 \text{ Kpa} \quad \text{Ecuación 4.40}$$

$$\gamma_{H_2O} = \rho_{H_2O} @ (Tc^{\circ}) \times g = \rho_{H_2O} @ (Tc^{\circ}) \times g$$

$$\rho_{H_2O} @ (28c^{\circ}) = 1000 - \frac{(T - 4)^2}{180} \quad \text{Ecuación 4.41}$$

$$= 1000 - \frac{(28 - 4)^2}{180} = 996,8 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$\gamma = 996,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{S}^2} = 9,76 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$$

$$H_c = 1,8\text{m} + \frac{(0,797\text{m} / \text{S})^2}{2 \times 9,8(\text{m} / \text{S}^2)} + \frac{275,8\text{Kpa}}{9,76 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}} = 1,8\text{m} + 0,0326\text{m} + 28,25\text{m} = 30,08\text{m.c.H}_2\text{O}$$

$$h_{b-c} = h_{\text{por longitud de tuberías}} + h_{\text{por accesorios.}} \quad \text{Ecuación 4.42}$$

Para calcular las pérdidas por longitud en tramos utilizaremos la tabla 4.15 de la página 135 donde se ingresa con el diámetro exterior en mm de la tubería, el caudal manejado, y la presión en atmósferas, esto para tuberías de polietileno "pe" de media o alta densidad. Se obtienen las pérdidas por cada cien (100) metros de tuberías en metros de columna de agua.

Interpolando entre los valores resaltados de amarillo de la tabla 4.15, se tienen 0,75 m x cada 100 m de tubería.

$$L_{c-b} = 3,7\text{m} + 1,80\text{m} + 0,22 \text{ m} = 5,725 \text{ m}$$

$$h_L = (5,72\text{m} / 100 \text{ m}) \times 0,75 \text{ m} = 0,0437 \text{ m.c.H}_2\text{O}.$$

$$h_{\text{por longitud de tuberías}} = \sum L_{\text{tramos.}}$$

$$h_{\text{por accesorios}} = h_{\text{codos}} + h_{\text{boquillas}} + h_{\text{unionT}}$$

$$\varnothing = 63, Q \approx 5,80 \text{ m}^3/\text{h}, P \approx 4 \text{ atm.}$$

Tabla 4.15. Pérdida de carga por cada 100 m tuberías de “pe” de alta y media densidad.

	l/s	m3/h	4 atm %	6 atm %
50	2,00	7,20	5,00	5,00
	1,50	5,40	3,00	3,50
	1,00	3,60	1,40	1,70
	0,70	2,52	0,70	0,80
63	4,00	14,40	3,80	4,00
	3,00	10,80	2,50	3,00
	2,00	7,20	1,10	1,50
	1,00	3,60	0,20	0,40
90	7,00	25,20	2,00	3,00
	6,00	21,60	1,50	2,00
	5,00	18,00	1,00	1,50
	4,00	14,40	0,70	0,90

Fuente. Referencia 19.

Para la obtención de las pérdidas de energía en accesorios, se utilizará el método de las longitudes equivalentes, con la tabla 4.16 mostrada a continuación, la cual refleja las pérdidas en metros por cada accesorio. En el caso de las boquillas, el fabricante suministra las pérdidas equivalentes en metros. Por cada tubería se tienen 3 codos normales de 90°, 15 T normales, y 40 boquillas como muestra las figuras 4.38 y 4.39.

Tabla N°4.16. Pérdidas en accesorios.

Diámetro Nominal de los caños normales (Pulg)	Válvula de globo totalmente abierta	Válvula de retención	Codo normal o te de 6 mm de reducción	Te normal
1/2	5,18	1,22	0,46	1
3/4	6,71	1,83	0,61	1,37
1	8,24	2,44	0,82	1,74
1 _{1/2}	13,12	4,27	1,31	2,74
2	16,78	5,8	1,68	3,66
2 _{1/2}	20,53	7,01	1,98	4,27
3	25,51	9,76	2,44	5,18

Fuente. Referencia 13

$$h_{\text{Codos de } 90^\circ} = 3 \times 1,68\text{m} = 5,04 \text{ m.c.H}_2\text{O}$$

$$h_{\text{Boquillas}} = 40 \times 0,67\text{m} = 26,8 \text{ m.c.H}_2\text{O}$$

$$h_T = 15 \times 3,66\text{m} = 54,9 \text{ m.c.H}_2\text{O}$$

$$h_{\text{por accerios}} = \frac{(26,8 + 5,04 + 54,9)\text{m}}{100\text{m}} \times 0,75\text{m} = 0,651\text{m.c.H}_2\text{O}$$

$$h_{c-b} = 0,0437\text{m} + 0,651\text{m} = 0,694 \text{ m.c.H}_2\text{O}$$

$$H_b = 30,08\text{m} + 0,694\text{m} = 30,77\text{m} \approx 31 \text{ m.c.H}_2\text{O}$$

$$H_a = H_b + h_{a-b}$$

$$h_{a-b} = h_{\text{por longitud de tuberías}} + h_{\text{por accesorios.}}$$

Se debe volver a entrar a la tabla 4.17 pero ahora con un caudal de $11,64 \text{ m}^3/\text{s}$, interpolando entre los valores resaltados de verde, se tienen 2,8m por cada 100 m de longitud de tuberías.

$$h_{\text{por longitud de tuberías}} = \frac{3m}{100m} \times 2,8m = 0,01m.c.H_2O$$

$$h_{\text{por accesorios}} = h_{V \text{ de contraflujo}} + h_{V \text{ de Globo}} + h_{\text{unionT}} = (1 \times 7,01)m + (1 \times 20,43)m + (1 \times 3,66)m = 31,19 m.c.H_2O$$

$$h_{\text{por accesorios}} = \frac{31,19m}{100m} \times 2,8m = 0,8771m.c.H_2O$$

$$h_{a-b} = 0,01m + 0,8771m = 0,881 m.c.H_2O$$

$$H_a = 31m + 0,881m = 31,881m \approx 32 m.c.H_2O.$$

$$H_{\text{Bomba}} = H_a$$

El banco de bombas debe suministrar al menos 32 m.c.H₂O y un caudal nominal de $4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

4.6.2-Bandeja de descarga del cilindro de pre-lavado (2, Anexo 13.17)

Una vez la fruta este pre lavada, se deslizará por esta bandeja para caer en la mesa de selección. La figura 4.41 muestra la bandeja. La única restricción que se tiene para dimensionar la bandeja es que el ángulo de la misma respecto a la horizontal debe ser mayor al ángulo de deslizamiento β de la fruta, extraído del apéndice 1 de la referencia 11, el cual es 30 °. El anexo 13.16 muestra las dimensiones de la bandeja.

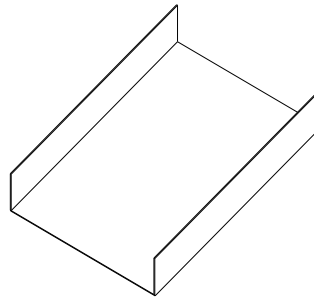


Figura 4.41. Bandeja de descarga. **Fuente.** Propia.

4.6.3- Mesa de selección (3, Anexo 13.17)

4.6.3.1- Funcionamiento

La figura 4.42 muestra la mesa de selección, la misma es una pieza fundamental en la línea de producción, ya que allí se descartará la materia prima que no cumpla con los requerimientos mínimos de calidad, como por ejemplo frutas podridas, frutas sucias, etc. La mesa de selección está conformada por una banda transportadora por donde viajará la materia prima a una velocidad baja, de tal manera que un par de operarios puedan descartar las frutas en mal estado.

4.6.3.2-Selección de la banda transportadora (1, figura 4.42)

Para el diseño de la mesa de selección se toman las siguientes consideraciones:

- Se desea que en ningún momento se “apilen” las frutas, es decir, que no se coloquen una por encima de otra, por esta razón se diseñará tomando como fruta más crítica la de mayor volumen específico. La cual es la parchita. (ver tabla 4.3).
- El diámetro promedio (ϕ) de la parchita será 0,075 m.
- Peso promedio de la parchita 110g.

- Ancho de la cinta sera 20" 0,508 m.
- La longitud de la bandeja es 4m.
- El tiempo de estancia en la bandeja 1 min.
- La capacidad requerida es de 6 kg/min.

Es necesario verificar, si las dimensiones establecidas, es decir el área efectiva de la mesa es suficiente para recibir la capacidad requerida de materia prima. Para esto calcularemos el área ocupada por la capacidad requerida, y el área efectiva de la mesa.

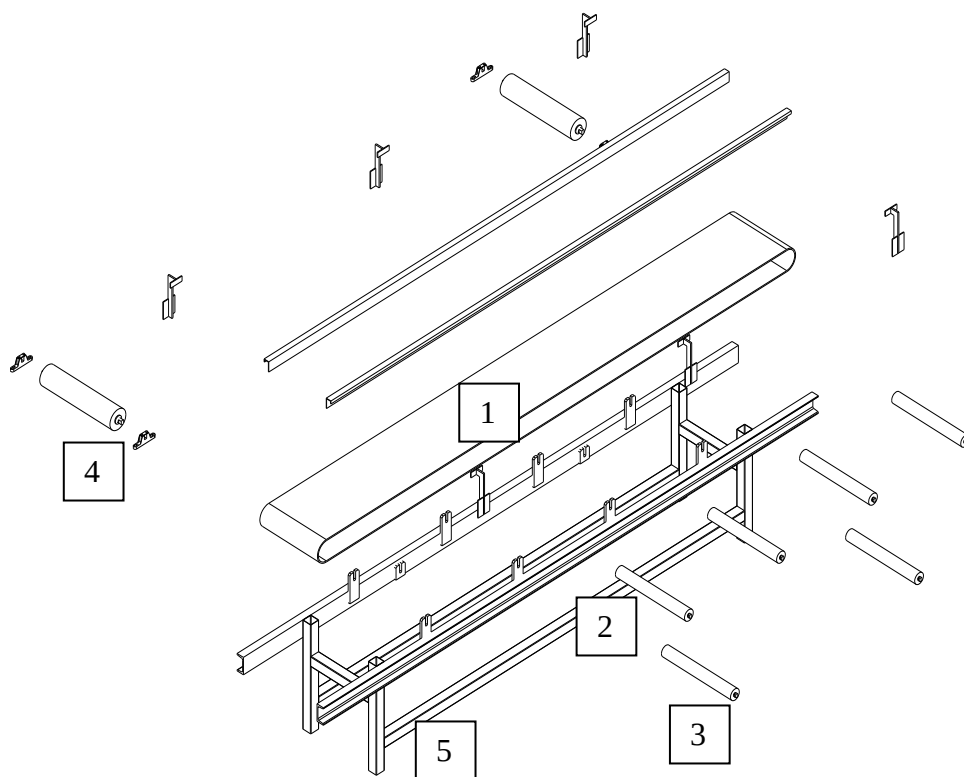


Figura 4.42. Mesa de selección. **Fuente.** Propia.

4.6.3.2.1-Área efectiva de la mesa (Ae)

Se obtiene al multiplicar el largo de la banda (l), por el ancho efectivo (ae) de la misma, ae se obtiene al restar diez (10) centímetros por lado a el ancho de la mesa (am), con el fin de no apilar las frutas.

$$ae = am - 20cm$$

$$= 0.508m - 0,2m = 0,308m$$

$$Ae = l \times ae = 4m \times 0,308m = 1,232m^2$$

4.6.3.2.2-Área ocupada por la capacidad requerida (Aem)

Primero calcularemos el área promedio de una fruta (Af), después obtendremos la cantidad de frutas que hay por kilogramo de fruta y luego multiplicamos este último dato por la capacidad requerida.

$$Af = \frac{\pi \times \phi_f^2}{4}$$

$$Af = \frac{\pi \times (7,5cm)^2}{4} = 44,1cm^2$$

$$unid/kg = \frac{1kg}{Peso / unid}$$

$$= \frac{1kg}{0,110kg / unid} = 9,09unid$$

$$Aocupada/kg = Af \times unid/kg$$

$$Aocupada/kg = 44,1 \frac{cm^2}{unid} \times 9,09 unid = 401 cm^2$$

$$Aocupada Total = Q \times Aoc / kg$$

$$= 6kg \times 401 \frac{cm^2}{kg} = 2406 cm^2$$

$$12320 cm^2 > 2406 cm^2 \quad \textbf{Se aprueba}$$

4.6.3.2.3-Velocidad máxima

La velocidad lineal de la cinta es un dato asumido, pero hay que corroborar que este entre los límites recomendados. Para obtener la velocidad de trabajo es necesario apoyarse en la figura 4.43, utilizando el tipo de material y el ancho de la cinta.

Para la selección del tipo de material (fruta) se necesitan siguientes características:

- Abrasividad: medianamente abrasivo, muy abrasivo no cortante, y muy abrasivo cortante.
- Tamaño de grano: muy grandes, medianos, Hojuelas, Granular, Finos, Frágil.

Para las frutas que se van a estudiar se escoge, un material medianamente abrasivo, ya que se consideran las puntas de la guanábana, y de tamaño muy grande. Para estos parámetros y un ancho de cinta de 20" se recomienda una velocidad no mayor a 400 pies/min. Las flechas indican cómo se utilizo la figura 4.43.

			Ancho de la banda						
CARACTERÍSTICAS		EJEMPLOS	14	16	18	20	24	30	36
Tamaños muy grandes clasificado o no	Medianamente abrasivo	Carbón, tierra	300	300	400	400	450	500	550
	Muy abrasivo no cortante	Grava de Banco	300	300	400	400	450	500	550
	Muy abrasivo cortante	Piedra de mina	250	250	300	350	400	450	500
Tamaño mediano clasificados o no	Medianamente abrasivo	Carbón, tierra	300	300	400	400	500	600	650
	Muy abrasivo	Escorias, coque piedra	300	300	400	400	500	600	650
Hojuelas		Virutas de madera							

Figura 4.43 Máxima velocidad recomendada para bandas transportadoras. Fuente referencia 11.

$$V_t = \frac{d}{t} = \frac{4m}{1\text{min}} = 4 \frac{m}{\text{min}} = 13,12 \frac{\text{pies}}{\text{min}} < 400 \frac{\text{pies}}{\text{min}} \quad \text{SE APRUEBA}$$

4.6.3.2.4-Capacidad Volumétrica

Para la obtención de la capacidad real de la banda es necesario fijar previamente ángulo de sobrecarga, que se refiere al ángulo formado por el material respecto de la horizontal al apilarse, el ancho de la banda, el perfil de la misma, que se refiere a si es plana, en “V” o en terna, y la velocidad lineal de la banda.

- $\beta = 30^\circ$
- ancho = 20”
- Perfil: Plano.
- Velocidad = 13,12 pies/min.

Con estos datos se lee en la tabla 3.6, página 46 de la referencia 11, que la capacidad de la banda a 1pie/min, es de $2,29 \text{ pies}^3/\text{H}$, con este valor y la velocidad real de la banda se obtiene la capacidad real.

$$Q_{\max} = 2,29 \frac{\text{pie}^3}{\text{H}} = 1,08 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

$$Q_{\max} = \frac{0,0382 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \times 13,12 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}{1 \frac{\text{pie}}{\text{min}}} = 0,5 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} = 0,23 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{V_{\text{Real}}} = 9,24 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} = 0,326 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} < 0,5 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \quad \text{SE APRUEBA}$$

4.6.3.3-Rodillos superiores e inferiores (2 y 3 figura 4.42)

4.6.3.3.1-Diámetros, separación y peso

Con el fin de garantizar que la estructura soporte adecuadamente la carga sobre el transportador, es necesario seleccionar correctamente tanto el diámetro de los rodillos, como la separación entre éstos.

El diámetro de los rodillos se selecciona tomando en cuenta el ancho y la velocidad de la correa, a través, de la figura 4.44 extraída de la referencia 11. Para cintas de 20" de ancho y velocidades menores a 400 pies/min, se recomiendan diámetros de entre 2,5" a 3,5". Se selecciona un rodillo de 3". Las flechas muestran la selección.

ANCHO (pulg)	Velocidad					
	Menor de 400 pies/min			Mayor de 400 pies/min		
14	2.5					
16	2.5	3.0				
18	2.5	3.0				
20	2.5	3.0	3.5			
24		3.0	3.5			
30		3.0	3.5	4.0		
36			3.5	4.0	5.0	
42			3.5	4.0	5.0	
48			3.5	4.0	5.0	
54				5.0		5.0
60				5.0	6.0	5.0
72				5.0	6.0	6.0

Figura 4.44. Diámetros recomendados para rodillos superiores. **Fuente.** Referencia 18.

En cuanto a la separación de los mismos, depende del ancho de la correa y del peso del material, para la selección se utiliza la figura 4.45. El peso específico más alto de las frutas que se están estudiando es el del durazno (ver tabla 4.3).

$$\lambda_{\text{durazno}} = 10,35 \text{ N/dm}^3 = 65,8 \text{ lbs/pie}^3.$$

ANCHO (pulg)	Estaciones portantes					
	Peso promedio del material (lbs/pie ³)					
	25	50	75	100	125	150
14						
16						
18	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
20						
24						
30	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	3.5
36						
42						
48						
54	4.0	4.0	3.5	3.5	3.0	3.0
60						
72						

Figura 4.45. Separación máxima entre rodillos superiores. **Fuente** referencia 18.

Para una banda de 20" de ancho y 65,8 lbs/pie³ de peso promedio, se debe tener una separación máxima de 4 pies. Como son 4 m = 13,12 pies.

$$\#R = \frac{L}{l_{\max}} = \frac{13,12 \text{ pies}}{4 \text{ pies}} = 3,28 \approx 4 \text{ rodillos.} \quad \text{Ecuación 4.43}$$

Por su parte para los rodillos de retorno es recomendable según la referencia 11 una separación máxima de 10 pies. De este modo se necesitan 3 rodillos de retorno, espaciados a 6,5 pies.

El peso de los rodillos se obtiene de la figura 4.46 extraída de la referencia 11 utilizando los de 4 pulgadas (10,2cm) del grupo I, los cuales tienen un peso para una cinta de 20" de 8 kg para los rodillos de avance y de 6,8 kg para los rodillos de retorno.

GRUPO	Ø DE RODILLOS TIPO DE RODA- MIENTOS	ANCHO DE LA CINTA		PESO DE LOS RODILLOS, kg	
		pulg	cm	Super.	Infer.
I Ejemplo Rex 1400	Ø 4" (102 mm) rodillos igua- les.	14	36	6,13	5,40
		16	41	6,95	5,95
		18	46	7,35	6,45
		20	51	7,99	6,86
	Rodamientos de bolas	24	61	9,08	7,85
		30	76	10,8	9,40
		36	91	12,0	10,2
II Ejemplo Rex 35000	Ø 5" (127 mm) rodillos latera- les mas cortos. Rodamientos cóni- cos.	20	51	11,9	10,0
		30	76	15,7	14,0
		42	107	20,3	18,7
		54	137	25,0	23,6
III Ejemplo Rex 4607	Ø 6" (152 mm) Rodillos latera- les mas cortos Rodamientos cóni- cos.	36	91	32,7	29,2
		48	122	41,0	37,5
		60	152	49,2	45,7
		72	183	57,5	54,0

Figura 4.46. Características de los rodillos de soporte. Fuente referencia 17.

4.6.3.4-Potencia requerida por el eje

Con la ecuación 4.44 extraída de la fuente 18, se obtiene la potencia requerida por el eje en hp.

$$N_{eje} = \frac{K \times v \times (l + 150 \text{ pies})}{10.000} + T \times \frac{l + 150 \text{ pies}}{33.000} + \frac{T \times h}{990} \quad \text{Ecuación 4.44}$$

Dónde:

l: Longitud de la banda = 4 m (13,12 pie)

v: Velocidad de la banda = 4 m/min = 13,12 pie/min.

Q_{max} : Capacidad máxima de la banda = 0,23 dm³/s =

K: factor de potencia. Depende del ancho de la correa y se encuentra en la figura 4.40, con un ancho de cinta de 20 pulg (0,508 m) se tiene una K= 0,185.

h: es la distancia vertical que se desplaza el material en pies, si el material baja h es negativo. h = 0.

T: toneladas de material manejado por hora (toneladas de 2000 lbf), se obtiene con la ecuación 4.45

$$T = \frac{Q_{max} \times \gamma_{mango}}{2000}$$

Ecuación 4.45

$$T = 0,23 \frac{dm^3}{s} \times 10,35 \frac{N}{dm^3} = 2,38 \frac{N}{s} = 8569,8 \frac{N}{h} = \frac{19265,6 \text{ lbf}}{2000} \frac{N}{h} \cong 2 \frac{T}{h}$$

ANCHO (Pulg)	FACTOR (K)
14	0.125
16	0.142
18	0.174
20	0.185
24	0.229
30	0.308
36	0.400
42	0.465
48	0.545
54	0.628
60	0.700
72	0.850

Figura 4.47. Factor de potencia que depende del ancho de la cinta. **Fuente** referencia 11.

$$N_{\text{eje}} = \frac{0,185 \times 13,12 \frac{\text{pies}}{\text{min}} \times (13,12 \text{ pies} + 150 \text{ pies})}{10.000} + 2 \frac{T}{h} \times \frac{13,12 + 150}{33.000} + \frac{2 \frac{T}{h} \times 0}{990}$$

$$N_{\text{eje}} = 0,04 + 0,01 = 0,05 \text{ Hp}$$

4.6.3.5-Potencia del motor

Utilizando la ecuación 4.10 extraída de la referencia 11.

$$N_{\text{motor}} = \frac{N_{\text{eje}}}{\eta_{\text{mec}}} \times F$$

Donde F es un factor de ajuste que depende de la potencia al eje obtenida, F se obtiene de la tabla 4.5, para una potencia de eje menor a 1 hp, F = 2, y η_{mec} se obtiene de la tabla 4.6, para una transmisión de poleas en “V”, $\eta_{\text{mec}} = 0,9$.

$$N_{\text{motor}} = \frac{0,05 \text{ Hp}}{0,9} \times 2 = 0,107 \text{ Hp}$$

Se selecciona un motor de 0,25 Hp = 186,42 W

4.6.3.6-Espesor y número de lonas

La selección de la banda apropiada es necesaria ya que aumenta la vida útil de la misma evitando roturas frecuentes y por tanto los gastos de mantenimiento serán menores. La lona debe soportar la tensión a la que va a ser sometida durante la operación, por esta razón es necesario determinar dicha tensión máxima (Tmax) con la ecuación 4.46, extraída de la referencia 11.

$$T_{\max} = \frac{N_{\text{motor}} \times 33.000}{V} \times (1 + R) \quad (\text{lbf}) \quad \text{Ecuación 4.46}$$

Donde V es la velocidad lineal de la banda en pies/min, y R es un factor que depende del tipo de tensor empleado y del arco de contacto entre la correa y la polea motriz. Se lee de la figura 4.48, Para esto se asume las condiciones más comunes:

- Tensor de tipo tornillo.
- Poleas recubiertas.
- Ángulo de contacto 180.

Arco de contacto (grados)	Tensor de tornillo		Tensor de contrapeso	
	Polea desnuda	Polea revestida	Polea desnuda	Polea revestida
150	1.20	1.00	0.84	0.67
180	0.97	0.80	0.64	0.50
190	0.91	0.75	0.59	0.46
200	0.85	0.71	0.54	0.42
210*	0.80	0.66	0.50	0.38
220	0.75	0.62	0.46	0.35
230	0.72	0.59	0.43	0.33
240	0.68	0.56	0.40	0.30
270	0.58	0.49	0.32	0.24

Figura 4.48. Factor R. Fuente .referencia 11.

$$T_{\max} = \frac{0,25hp \times 33000}{13,12 \text{ pie} / \text{min}} \times (1 + 0,8)$$

$$T_{\max} = 1131,8 \text{ Lbf} = 5,64 \text{ kN}$$

Una vez calculada la tensión máxima, la tensión por pulgada de ancho (T_a) será:

$$T_a = \frac{T_{\max}}{b} \quad \text{Ecuación 4.47}$$

Donde:

b: ancho de la banda en pulg.

$$T_a = \frac{1131,8 \text{ lbf}}{20 \text{ pulg}} = 56,6 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} = 9,94 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Para conocer la cantidad de lonas necesarias se utiliza la figura 4.49, extraída de la referencia 11 y mostrada a continuación, entrando con el peso específico del material y el ancho de la correa. Para una correa de 20" y un peso específico de materia prima entre (50-75) lbs/pie³, se tienen lonas de 28,32 y 36 OZ, escogiendo la de 32 OZ, se necesitarían 4 lonas. Las flechas sobre la figura indican la selección.

LONAS MINIMAS PARA SOPORTAR LA CARGA												
	Materiales fluidos y livianos (hasta 50 lbs/pie³). Granos, Carbón, Turba, Astillas, etc.		De 50 a 75 lbs/pie³. Borax, Arcilla seca, Cal, Azufre, Azúcar, Alúmina.			De 75 a 100 lbs/pie³. Escoria, Bauxita, Pizarra, Cemento, Caliza, Arena, etc.				Más de 100 lbs/pie³. Minerales, Rocas, Arena húmeda, Talco, etc.		
	28 oz	32 oz	28 oz	32 oz	36 oz	28 oz	32 oz	36 oz	42 oz	32 oz	36 oz	42 oz
14	3	3	4	4		5	4					
16	3	3	4	4		5	4					
18	4	4	5	4	4	6	5			5		
20	4	4	5	4	4	6	5			5		
24	4	4	5	4	4	6	6	5	5	6	6	
30	4	4	5	5	5	6	6	5	5	7	6	6
36	4	4	5	5	5	7	6	6	5	8	7	6

Figura 4.49. Tipos de lonas para cintas transportadoras. **Fuente** referencia 11.

Una vez obtenido el número de lonas, calculamos la tensión real máxima de la correa, la tabla 4.17, extraída de la referencia 18 y mostrada a continuación, nos refleja que para una lona de 32 oz, la tensión máxima es de 30 lbs/pulg. de ancho.

Tabla 4.17. Tensión admisible en correa de lonas.

Peso de fabrica en onzas	28	32	36	42
Tensión en por lona (Tl) (lbf / pulg de ancho)	25	30	32	40

Fuente referencia 11.

$$T_{\max} = \text{numero de lonas} \times Tl = 4 \times 30 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} = 120 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} = 21,01 \frac{\text{kN}}{\text{m}} > 9,94 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Ecuación 4.48

4.6.3.6.1-Espesor de goma de la banda

Esta característica depende de la abrasividad del material, se selecciona en primer lugar la goma de la cara de carga (cara superior de la banda) utilizando la figura 4.50.

En la figura 4.50 se tienen tres grandes grupos.

- Materiales no abrasivos o medianamente abrasivos.
- Materiales abrasivos no cortantes.
- Materiales abrasivos cortantes.

Para nuestro caso utilizaremos materiales abrasivos no cortantes, tomando en cuenta las puntas de las guanábanas, donde los espesores recomendados para granos mayores a 3" de diámetros equivalentes son (3/16)" o (1/4)". Se selecciona la de (1/4)" para mayor seguridad.

Materiales no abrasivos o moderadamente abrasivos	Materiales abrasivos		Materiales abrasivos cortantes	
Granos Astillas de madera Cal Fertilizantes	Roca fosfática Piedra caliza Carbón Arena		Granito Cuarzo Taconita Cobre	
Todos los tamaños	Hasta 3"	Más de 3"	Hasta 3"	Más de 3"
1/32"; 1/16"; 1/8"	1/8"; 3/16"	3/16"; 1/4"	3/16"; 1/4"	1/4"; 3/8"; 1/2"

Figura 4.50. Espesores recomendados para cubiertas de goma de la cara de carga. **Fuente** referencia11

Partiendo de la selección de la cara de carga se selecciona el de la cubierta posterior. En la figura 4.51 para gomas de la cara de carga de (1/4)" se utilizan gomas de (1/16)" de espesor para la cara posterior. La flecha muestra la selección.

Espesor de la cubierta Superior	Espesor de la cubierta Inferior
1/32	1/32
1/16	1/32
1/8	1/32; 1/16
3/16	1/16
1/4	1/16
3/8	3/32
1/2	1/8

Figura 4.51. Espesores recomendados para cubiertas de goma de la cara posterior.

Fuente referencia11

4.6.3.7- Mototambor (4 figura 4.42)

Este parámetro se selecciona utilizando un catálogo de mototambores. (Anexo 8), éstos son dispositivos que poseen todo el sistema de transmisión de potencia para bandas transportadoras (polea, eje, cojinetes, soportes, tensores, motor, sistema de transmisión).

Se entra con la potencia del motor, la velocidad de la banda, y el ancho de la misma, y se obtiene el diámetro de la polea y el peso de la misma.

Moto tambor Interrol 113E, diámetro 113mm, motor trifásico, peso 13,7 kg.

4.6.4- Elevador de cangilones (4, Anexo 13.17)

4.6.4.1-Funcionamiento

Este dispositivo se encargara de elevar la fruta ya lavada hasta una altura de 1,8 metros, desde la salida del cilindro de lavado, hasta la tolva de entrada de los rodillos trituradores. La figura 4.52, muestra el dispositivo.

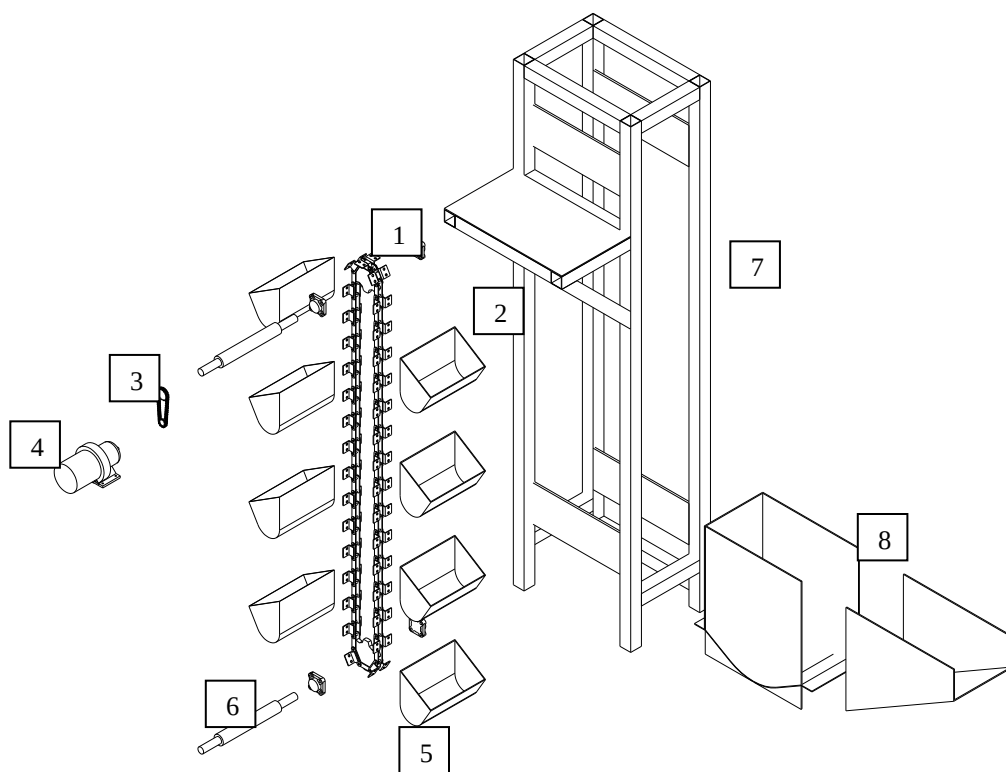


Figura 4.52. Elevador de cangilones. **Fuente.** Propia.

4.6.4.2-Selección del tipo de elevador

Se selecciona un elevador de cangilones de descarga perfecta de cadena, ya que este tipo de elevador es el recomendado para materiales que se deben tratar con cuidado, ya que se pueden estropear y perder mucha materia prima, además de afectar la calidad del producto.

4.6.4.2.1-Selección del cangilón

Para la selección del cangilón se utiliza la figura 4.53, donde se obtendrá las dimensiones del mismo, la capacidad, y la velocidad lineal. En primer término cada tabla presenta el tamaño máximo de los trozos que pueden ser transportados,

señalando además el tamaño máximo admisible cuando el material está constituido por una mezcla de trozos finos con grandes. En la segunda columna se indica las capacidades en toneladas por hora, cuando se transporta un material con un peso específico de cincuenta (50) lbs/pie³. Para escoger el elevador cuando el peso específico es distinto, se debe calcular el tonelaje de referencia (Q_{ref}) a partir de la ecuación 4.49 extraída de la referencia 17.

$$Q_{ref} = \frac{Q \times 50}{\gamma} \quad \text{Ecuación 4.49}$$

$$Q = 6 \frac{kg}{min} \times \frac{60}{1000} = 0,360 \frac{ton}{H}$$

Utilizando el menor peso específico de las frutas a transportar (mora), con el fin de obtener la capacidad más crítica.

$$\gamma_{mora} = 4,45 \frac{N}{dm^3} = 28,32 \frac{lbs}{pie^3}$$

$$Q_{ref} = \frac{0,360 \frac{ton}{H} \times 50 \frac{lbs}{pie^3}}{28,32 \frac{lbs}{pie^3}} = 0,735 \frac{ton}{H}$$

Se utilizará un factor de corrección por posible aumento de producción, F = 1,5

$$Q_{ref} = 0,735 \frac{tonf}{H} \times 1,5 = 1,11 \frac{tonf}{H} = 180,07 \frac{N}{min}$$

En la figura 4.46 extraída de la referencia 18, mostrada a continuación, para una capacidad de 1,11 tonf /H (180,07 N/min) el cangilón a escoger debe ser de 8X5 pulg,

las flechas rojas muestran esta selección, pero también se lee, que el tamaño máximo de mezcla sería tres 3 pulg para un 10 % de los trozos, y de tres cuartos $\frac{3}{4}$ de pulg para el resto, sabiendo que el diámetro mínimo de la parchita es de dos 2 pulg, y el máximo de cuatro 3,5 pulg, por esta razón se escoge el cangilón de 12X6 pulgadas, mostrada esta selección con flechas azules con el fin de satisfacer las necesidades y no sobre diseñar el sistema.

Tamaño máximo de los trozos		Capacidad (ton/hr)	Cangilones		Velocidad (pies/min)
Tamaño uniforme	10% del total (1)	Material de 50 lbs/pie ³ (2)	Dimensiones (pulg.)	Espaciamento (pulg)	
$\frac{3}{4}$	3	4.5	8x5	20	90
1	3 $\frac{1}{2}$	7.5	10x6	20	90
1 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{2}$	8.3	12x6	20	90
1 $\frac{1}{4}$	4	15	14x8	24	90
1 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	17	16x8	24	90
1 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	19	18x8	24	90
1 $\frac{3}{4}$	5	22	20x8	24	90
1 $\frac{3}{4}$	5	25	24x8	24	90

Figura 4.53 Características de elevadores de descarga perfecta. **Fuente** Referencia 11.

Especificaciones

Dimensiones: 12x8 pulgadas.

Espaciado (d): 20 pulgadas = 0,508 m

$Q_{max} = 8,3 \text{ ton/H} = 22,6 \text{ N/s}$

$V_{max} = 90 \text{ pie/min} = 0,457 \text{ m/s}$

4.6.4.2.2.-Velocidad

La velocidad del cangilón se calcula mediante la ecuación 4.50, extraída de la referencia 11.

$$V_{real} = V_{max} \times \frac{Q_{real}}{Q_{max}}$$

Ecuación 4.50

$$V_{Real} = 90 \frac{pie}{min} \times \frac{1,11 \frac{Ton}{H}}{8,3 \frac{Ton}{H}} = 12 \frac{pie}{min} = 3,66 \frac{m}{min} \approx 4 \frac{m}{min}$$

4.6.4.3- Selección de la cadena del elevador (1 figura 4.52)

4.6.4.3.1-Tensión de trabajo

Las ecuaciones mostradas a continuación se utilizan para calcular la tensión de trabajo T_o .

$$T_o = W_a + F_{dr} + P_i / 2$$

Ecuación 4.51

$$W_a = W_2 + W_3 + W_4$$

Ecuación 4.52

$$W_2 = W_c \times H$$

Ecuación 4.53

$$W_3 = W_0 \times (H/d)$$

Ecuación 4.54

$$W_4 = W_1 \times (H/d)$$

Ecuación 4.55

Donde

W_2 : peso de la cadena.

W_3 : peso de los cangilones.

W_4 : peso del material.

W_c : Peso lineal de la cadena.

Fdr: fuerza de dragado.

Pi: peso de la Catarina.

Para el cálculo de T_o es necesario asumir un tipo de eslabón de cadena para así poder conocer un peso tentativo de la misma (W_c), y una vez obtenida esta tensión se comparará con la tensión admisible por la cadena asumida.

4.6.4.3.2-Selección tentativa de la cadena

En primer lugar se toma la de menor tensión admisible de las del tipo “I” que son las recomendadas para elevadores de cangilones, la tomaremos de Figura 4.54, mostrada a continuación.

NOTACION (Código)	PASO, mm	ENTRE- CARAS, mm	PESO kg/m	CARGA adm kg
I 261-27	66,3	27,0	5,66	1240
I 400-63	101,6	54,0	10,3	2860
I 600-41	152,4	54,0	9,38	1860
I 476-84	120,9	66,7	15,2	3810
I 600-140	152,4	75,4	24,6	6360
I 600-84	152,4	66,7	13,9	3810

Figura 4.54. Tipos de cadenas para transportadores. **Fuente** Referencia 11.

Cadena tipo I 261-27

Paso = 66.3 mm.

Peso = 5,66 kgf/m = 55,46 N/m

T adm = 1260 kgf = 12380 N

$$W2 = 1,8m \times 5,66 \frac{kgf}{m} = 10,2kgf = 99,96N$$

4.6.4.3.3-Selección del tipo de envase (cangilón) (2 figura 4.52)

Para obtener el peso del cangilón W_0 se escoge un cangilón tipo “D” que son los recomendados para elevadores de descarga perfecta, las características del mismo las obtenemos en la Figura 4.55, mostrada a continuación, y en el anexo 1 ubicado en la pag 280 del presente trabajo.

ESTILO	PLANTA (pulg)	DIMENSIONES*, mm			CAPAC. MAX. (dm ³)	PESO (kg)
		LARGO	ANCHO	PROFUN.		
D	11 x 6	279	152	222	4,25	4,31
D	12 x 6	305	152	222	4,64	4,59
D	10 x 6	254	152	235	3,88	4,13
D	10 x 7	254	178	298	5,30	5,54
D	10 x 8	254	203	298	6,94	6,08

Figura 4.55. Tipos de envase (Cangilón). **Fuente** Referencia 11.

$$W0 = 4,59 \text{ kgf} = 44,98 \text{ N}$$

Con la ecuación 4.54 se obtiene $W3$:

$$W3 = \frac{1,8m}{0,508m} \times 4,59kgf = 16,3kgf = 159,74N$$

Para el cálculo del peso del material contenido en un cangilón ($W1$), es necesario multiplicar el volumen del mismo por el peso específico del material, que en este caso será el durazno, ya que como se muestra en la tabla 4.3 es la fruta que posee mayor peso específico, sin embargo la referencia 17 recomienda no utilizar la capacidad volumétrica total del cangilón, solo un 75 % de su capacidad.

$$V_{\max} = 4,64 \text{ dm}^3 = 0,00464 \text{ m}^3$$

$$V_{75\%} = 0,75 \times V_{\max} = 0,00348 \text{ m}^3$$

$$W1 = V_{75\%} \times \gamma_{\text{Durazno}} \quad \text{Ecuación 4.56}$$

$$W1 = 0,00348 \text{ m}^3 \times 10350 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 36,01 \text{ N} = 3,67 \text{ kgf}$$

Ahora con la ecuación 4.52 y 4.55, se obtiene W_a y W_4 respectivamente.

$$W_4 = \frac{1,8 \text{ m}}{0,508 \text{ m}} \times 3,67 \text{ kgf} = 13 \text{ kgf}$$

$$W_a = (10,2 + 16,26 + 13) \text{ kgf} = 39,46 \text{ kgf} = 386,74 \text{ N}$$

4.6.4.3.4-Cálculo de la fuerza de dragado (F_{dr})

La fuerza de dragado F_{dr} , es la que debe ejercer el elevador para introducir el material en el cangilon (envase), como su nombre lo indica el elevador debe “dragar”, sobre el material acumulado en la zona de carga.

$$F_{dr} = F_{dr} = 12 \times J \times \frac{D}{d} \times W1 \quad \text{Ecuación 4.57}$$

J: Factor de influencia del elevador, según la referencia 17, para materiales gruesos

$$J = 1$$

$$D: \text{diámetro de la rueda dentada.} = \frac{\text{Paso}}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad \text{Ecuación 4.58}$$

Z: Número de dientes de la rueda dentada. Para obtener este valor se utiliza la figura 4.56, donde se entra con E y la velocidad de giro, donde E, es el factor de corrección por velocidad. Para valores bajos de velocidad la grafica muestra que solo se toma E = 1, de esta manera con E = 1 y V = 4 m/min.

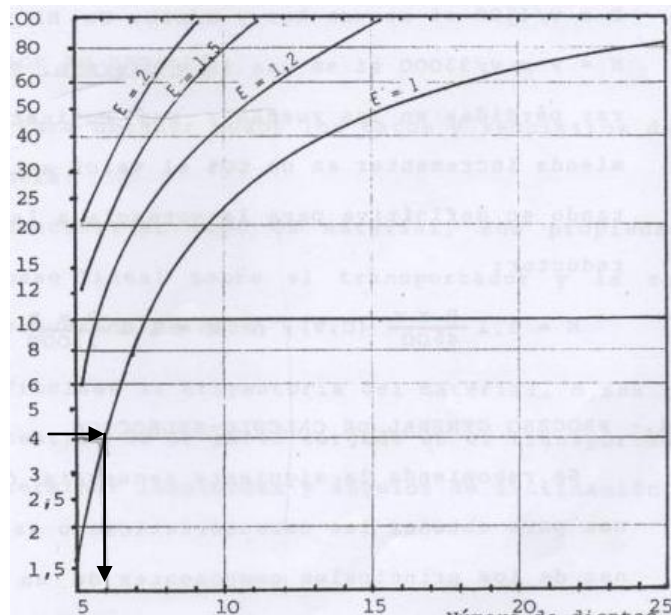


Figura 4.56. Número de dientes. **Fuente** Referencia 17.

Se tiene que Z = 6 dientes.

$$D = \frac{66mm}{\sin\left(\frac{180}{6}\right)} = 132,6mm$$

$$Fdr = \frac{12 \times 1 \times 132,6mm \times 3,67kgf}{508mm} = 6,9kgf = 67,62N$$

Pi: Peso de la rueda dentada (Aprox) = 10kgf = 98 N

$$P_i = \frac{10\text{kgf}}{2} = 5\text{kgf} = 49\text{N}$$

$$T_o = 39,46\text{ kgf} + 6,9\text{ kgf} + 5\text{ kgf} = 51,54\text{ kgf} = 505,09\text{ N}$$

$$T_{\text{trab}} = C_s \times T_o \quad \text{Ecuación 4.59}$$

Donde:

C_s : Factor de servicio de la cadena.

T_{trab} : tensión de trabajo de la cadena.

$$C_s = C_f \times C_c \times C_a \times C_i \quad \text{Ecuación 4.60}$$

C_f : Factor de frecuencia de choques va desde (1-1,2). Se asume 1,1

C_c : Factor de brusquedad en el modo de carga (1-1,5). Se asume 1,25

C_a : Factor por humedad, abrasividad, corrosividad, calor, etc (1-1,4). Se asume 1,4 por corrosividad de la fruta.

C_i : Factor de intensidad de trabajo. Si se trabaja 8 H/día 1,1; de 8H/día en adelante 1,2. Se escoge 1,1.

$$C_s = 1,1 \times 1,25 \times 1,4 \times 1,1 = 2,12$$

$$T_{\text{trab}} = 2,12 \times 51,54\text{kgf} = 109,26\text{kgf} = 1070,8\text{N}$$

$$1070,8\text{ N} \ll 12380\text{ N}$$

$$T_{\text{trab}} \ll T_{\text{adm}} \text{ (ver página 134)}$$

Con el número de dientes de la catarina ($z = 6$) y la tensión admisible T_{adm} , se selecciona una cadena comercial de paso 63 mm. (Anexo 4), recalculando el diámetro de la catarina con la ecuación 4.58.

$$D = \frac{63\text{mm}}{\sin\left(\frac{180}{6}\right)} = 126\text{mm}$$

4.6.4.3.5-Velocidad de giro recalculada.

$$\omega = \frac{V}{\pi \times D}$$

Ecuación 4.61

$$\omega = \frac{4 \frac{m}{\text{min}}}{\pi \times 0,123} = 63,49 \frac{1}{\text{min}} \approx 77 \text{Rpm} = 8,06 \text{rad} / s$$

4.6.4.4-Verificación de datos

Se recalcula la capacidad máxima del cangilón, con la velocidad de giro recalculada, y se compara con la requerida, la cual es 60 N/min.

$$P_m = \frac{W_1}{d} = \frac{3,67 \text{kgf}}{0,508 \text{m}} = 7,22 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

$$Q_{\text{max}} = P_m \times V = 7,22 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \times 4 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 28,89 \frac{\text{kgf}}{\text{min}} = 283,2 \frac{\text{N}}{\text{min}} \gg 60 \frac{\text{N}}{\text{min}}$$

Ecuación 4.62

4.6.4.5-Selección del motoeductor (4 figura 4.52)

4.6.4.5.1-Potencia requerida del eje (Neje)

La ecuación 4.63 extraída de la referencia 11, se utiliza para calcular la potencia requerida por el eje del elevador de cangilones, expresada en caballos de vapor.

$$Neje = \frac{1,6}{75} \times \left[(Q_{\max} \times h) + (Fdr \times v) + \left(1,1 \times \frac{W1}{g} + \frac{v^3}{d} \right) \right] \quad \text{Ecuación 4.63}$$

Donde:

$Q_{\max}$: Capacidad máxima del elevador = 174,53 N/min = 0,29 kgf /s.

h: Altura de descarga = 1,8 m.

Fdr: Fuerza de dragado = 67,62 N = 6,9 kgf

v: velocidad lineal del elevador = 4 m/min = 0,66 m/s

g: Aceleración de la gravedad = 9,8 m/s²

d: Espaciamiento entre cangilones = 0,508m

$$Neje = \frac{1,6}{75} \times \left[\left(0,29 \frac{kgf}{s} \times 1,8m \right) + \left(6,9kgf \times 0,06 \frac{m}{s} \right) + \left(1,1 \times \frac{3,67kgf}{9,8 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0,06 \frac{m}{s} \right)^3}{0,508m} \right) \right]$$

$$Neje = \frac{1,6}{75} \times \left[0,522 \frac{kgf \times m}{S} + 0,473 \frac{kgf \times m}{S} + 1,48 \times 10^{-4} \frac{kgf \times m}{S} \right]$$

$$Neje = \frac{1,6 \times 1,013 \frac{kgf \times m}{S}}{75} = 0,02cv = 14,7W$$

Luego con la ecuación 4.11.

$$N_{motor}(cv) = \frac{N_{eje} \times K}{\eta}$$

K: factor de corrección, ya que la potencia es menor a 1 Hp se toma 2, Tabla 4.5 de la página 66.

η : Eficiencia de la transmisión, cadena, con piñón y catalina (95%), extraída de la referencia 15.

$$N_{motor} = \frac{0,02cv \times 2}{0,95} = 0,045cv \approx \frac{1}{8} Hp = 93,21W$$

Se selecciona un motor de 1/8 hp (93,21W), 117 RPM (12,2 rad/s), ver anexo 16.2.

4.6.4.6-Selección de la cadena de transmisión de potencia (3 figura 4.52)

Para realizar esta selección se examina la referencia 11, el cual muestra el procedimiento de selección, las tablas utilizadas para dichos cálculos se encuentran allí con los números que se mencionaran posteriormente. En primer lugar se debe calcular la potencia corregida (N_c), esto se realiza al multiplicar la potencia que sale del motorreductor hacia la cadena por un factor de servicio (f_s), para choques moderados f_s es igual 1,3. (Ver anexo 17.1)

$$N_c = f_s \times N = 1,3 \times 93,21 = 121,17 W = 0,1625hp. \quad \text{Ecuación 4.64}$$

Del anexo 17.2, se verifica que una cadena N° 35 simple, de tipo A cumple con los requerimientos. Las características de dicha cadena son las siguientes:

Paso = 0,375 pulg = 9,5 mm

Ancho = 0,188 pulg = 4,77 mm

Resistencia a la tensión = 1760N

Diámetro de los rodillos = 0,2pulg = 5,08 mm.

Número de dientes = 17 dientes en su rueda Catarina

4.6.4.6.1-Diámetro de la Catarina

Utilizando la ecuación 4.58:

$$D = \frac{9,5mm}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = 51,83mm = 2,04 \text{ pulg}$$

4.6.4.6.2-Diámetro del Piñón

$\omega_{catarina} = 77 \text{ RPM} = 8,06 \text{ rad/s}$

$\omega_{piñón} = 117 \text{ RPM} = 12,2 \text{ rad/s}$

$$Rt = \frac{77}{117} = \frac{D_{catarina}}{D_{piñón}} = \frac{51,83mm \times 77}{117} = D_{piñón} = 34,11mm$$

$$\sin\left(\frac{180}{Z}\right) = \frac{9,5mm}{34,11} = 0,279$$

$$Z = \frac{180}{\arccos 0,279} = 11,1 \approx 11$$

Recalculando D para 11 dientes:

$$D = \frac{9,5mm}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{11}\right)} = 33,8mm$$

4.6.4.6.3-Tensión de la cadena (T_2)

$$T_2 = \frac{63.000 \times N_{mot}}{\omega \times r} \quad \text{Ecuación 4.65}$$

$$T_2 = \frac{63.000 \times 0,125hp}{77rpm \times 1,02 pulg} = 100,26lbf = 445,71N$$

Luego se calcula la longitud de la cadena en pasos, si se tiene una distancia entre centros “C” de 15 cm.

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{cat} + N_{piñ}}{2} + \frac{(N_{cat} - N_{piñ})^2}{4\pi^2 \times \left(\frac{C}{p}\right)} \quad \text{Ecuación 4.66}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \times 15}{0,95} + \frac{17 + 11}{2} + \frac{(17 - 11)^2}{4\pi^2 \times \frac{15}{0,95}} = (31,57 + 14 + 0,057)cm = 45,62 \text{ pasos} \approx 45 \text{ pasos}$$

Recalculando “C” para 45 pasos, C = 14,54 cm

4.6.4.7-Diseño del eje (6, figura 4.52)

Todas las fuerzas se ejercen el plano XY, quedando ilustrado el eje en la figura 4.57 y 4.58, donde las dimensiones se encuentran en cm.

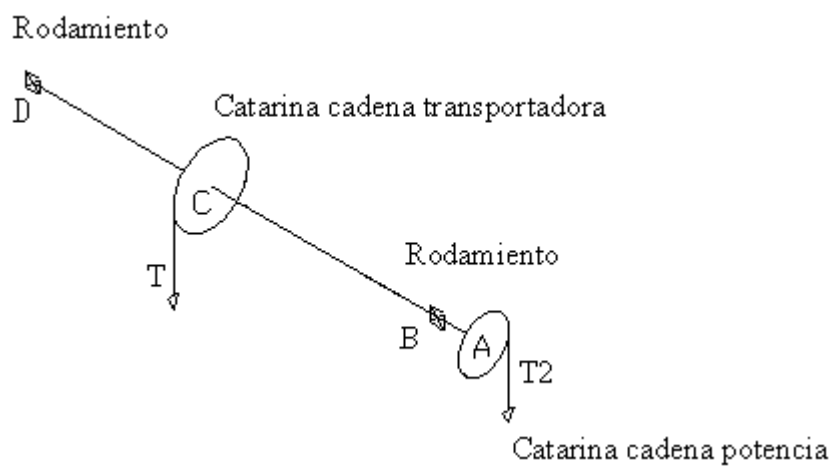


Figura 4.57. Elementos sobre el eje (6 figura 4.48). **Fuente.** Propia.

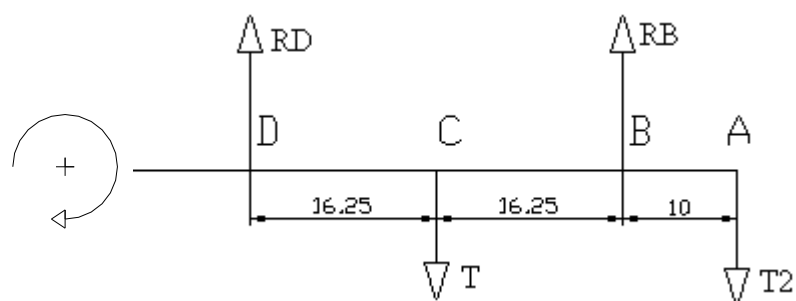


Figura 4.58. Cargas sobre el eje (6 figura 4.48). **Fuente.** Propia.

Donde:

RD: reacción en el punto D.

RB: reacción en el punto B.

T: tensión de la cadena del cangilón.

T₂: tensión de la cadena de transmisión de potencia.

$$\sum F_y = 0$$

$$T + T_2 + RD = RB$$

$$\sum MB = 0$$

$$-(RD \times \overline{BD}) - (T \times \overline{BC}) + (T_2 \times \overline{BA}) = 0$$

$$RD = \frac{(T_2 \times \overline{BA}) - (T \times \overline{BC})}{\overline{BD}}$$

$$RD = \frac{(445,71N \times 0,1m) - (968,9 \times 0,1625m)}{0,325m} = -347,3N$$

$$RB = (968,9 + 440,71 - 347,3)N = 1062,3N$$

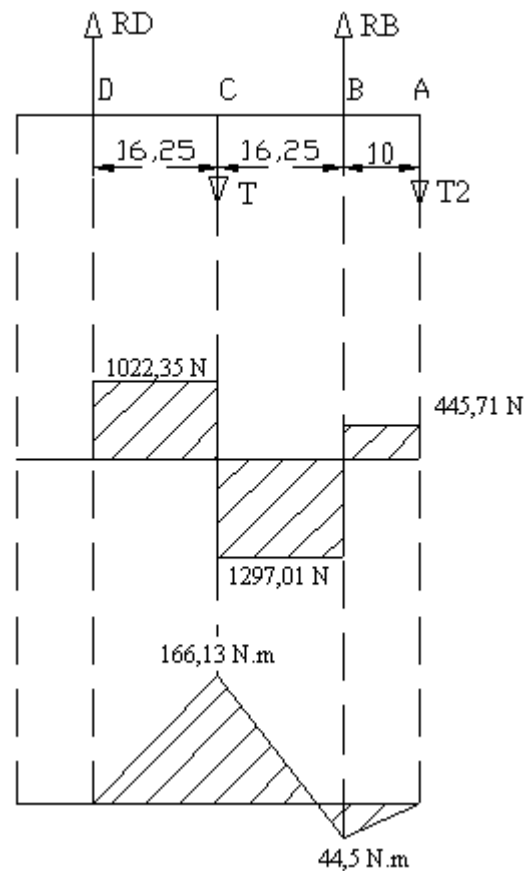


Figura 4.59. Diagrama de corte y momento flector. **Fuente.** Propia.

El eje se construirá de acero inoxidable AISI 304 recocido, cuyas propiedades mecánicas extraídas de la referencia 15 son:

- Resistencia a la fluencia $S_y = 276 \text{ MPa}$
- Resistencia ultima a la tensión $S_{ut} = 568 \text{ MPa}$
- Limite de resistencia a la fatiga $S_n = 0,5 S_{ut} = 293 \text{ MPa}$

La figura 4.60 muestra el diseño preliminar del eje, el cual cuenta con un anillo de sujeción y un cuñero de perfil en los puntos A y C, y chaflanes de borde cortante en los puntos B y D.

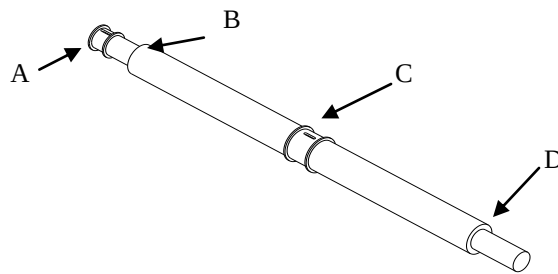


Figura 4.60. Diseño preliminar del eje. **Fuente.** Propia.

Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga (K_f).

Punto A y C:

- Ranura de anillo para sujeción: $K_f = 3$.
- Cuñero de perfil $K_f = 2$

Punto B y D:

- Chaflán de bordes cortantes $K_f = 2,5$, para una relación de diámetros de $(D/d) = 1,5$

Es necesario calcular el esfuerzo de fluencia de trabajo, tomando en cuenta los factores que inciden en el proceso.

$$S_n' = S_n \times C_s \times C_r \times C_t \quad \text{Ecuación 4.67}$$

Factor de tamaño (C_s):

Se asume que el diámetro debe ser menor a 2 pulgadas. Para diámetros menores de 2 pulgadas se utiliza la ecuación 4.68.

$$C_s = \left(\frac{D}{0,3} \right)^{0,068} = \left(\frac{2}{0,3} \right)^{0,068} = 1,13 \quad \text{Ecuación 4.68}$$

Factor de confiabilidad (C_r):

Este factor se toma de la tabla 4.20, asumiendo una confiabilidad del 99,99% se tiene que $C_r = 0,75$.

Tabla 4.18. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad que se desea	Factor de Confiabilidad
50%	1
90%	0,9
99%	0,81
99,99%	0,75

Fuente. Referencia 17

Factor de temperatura (Ct):

Se toma $Ct = 1$ asumiendo que la temperatura de trabajo será alta, para tener mayor seguridad.

Factor de Seguridad (Fs):

Para condiciones industriales típicas se recomienda un factor de seguridad de 2,5-3. Se asume 3.

$$Sn' = 293\text{Mpa} \times 1,13 \times 0,75 \times 1 = 248,3\text{MPa}$$

Se puede predecir que el punto más crítico para la parte gruesa del eje es el punto “C”, ya que aquí se tiene la fuerza de corte y el momento flector más alto, y para la parte más delgada estudiaremos el punto “B”, ya que allí se produce el momento torsor producido por la catalina del eje a diseñar.

Punto C.

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo se calcula con la ecuación 4.69.

$$D = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_F C}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 4.69}$$

$$Mt = \frac{63000 \times N(\text{hp})}{\omega(\text{Rpm})} \quad \text{Ecuación 4.70}$$

$$Mt = \frac{63000 \times 0,125 (hp)}{117 (Rpm)} = 67,31 (bs \times pu lg) = 7,6 (N \times m)$$

M_{FC} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto C M_{FC} es igual a 56,43 Nxm.

$$DC = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 56,43}{248,3} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{7,6}{276} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$DC = \left[30,55 \times \sqrt{0,465 + 5,02 \times 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{20,95} = 2,76 cm$$

Punto “B”

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo se calcula con la ecuación 4.69.

$$D = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_F B}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

M_{FB} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto B M_{FB} es igual a 44,58 N.m.

$$DB = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 44,58}{248,3} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{7,6}{276} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$DB = \left[30,55 \times \sqrt{0,29 + 5,02 \times 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{16,95} = 2,54 cm$$

Los diámetros obtenidos son:

- $DC = 2,76 \text{ cm.}$
- $DB = 2,54 \text{ cm.}$

Se corroboran los diámetros finales con la relación establecida para la obtención del Kf del chaflan de borde cortante, quedando de la siguiente forma:

$$\frac{DC}{DB} = 1,5 = dC = dB \times 1,5 = 2,54 \times 1,5 = 3,81 \text{ cm}$$

Los diámetros finales son:

- Tramo A-B, $d = 2,54 \text{ cm} = 1 \text{ pulg}$
- Tramo C-D, $d = 3,81 \text{ cm} = 1,5 \text{ pulg}$

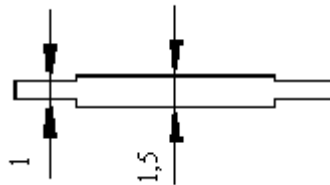


Figura 4.61. Diámetros finales del eje. **Fuente.** Propia.

4.6.4.8-Selección de los rodamientos (5 figura 4.52)

4.6.4.8.1-Rodamiento en el punto B

$$D_{\text{eje}} = 3,17 \text{ cm (1 pulg)}$$

Asumiendo 8 horas diarias de trabajo por un periodo de 10 años se determinan las horas de servicio.

$$L_{10H} = 10 \text{ años} \times \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}} \times \frac{8 \text{ horas}}{1 \text{ día}} = 29200 \text{ horas}$$

Como el eje girara a velocidad constante se pueden expresar las horas de servicio en millones de revoluciones aplicando ecuación 4.14.

$$L_{10} = \frac{60 \times \omega(RPM)}{10^6} \times L_{10H}$$

$$\omega = 125 \text{ RPM} = 13,08 \text{ rad/s}$$

$$L_{10H} = 29200 \text{ horas}$$

$$L_{10} = \frac{60 \times 125}{10^6} \times 29200 = 219 \text{ rev}$$

Pero también

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P} \right)^p$$

Donde:

L_{10} = vida nominal (10^6 revoluciones)

C_d = capacidad de carga dinámica (kN)

P = carga dinámica equivalente (kN)

p = exponente de vida

Se eligen rodamientos de bola ya que son ideales para soportar fuerzas radiales, con lo que el exponente de vida en este caso es de 3.

El rodamiento elegido debe tener una capacidad de carga mayor a la exigida y una velocidad de giro límite superior a la de servicio.

Despejando C_d

$$C_d = \left(\sqrt[p]{L_{10}} \right) \times P$$

p = exponente de vida, para rodamientos de rodillos su valor es igual a 3

$$P = R_B = 347,3 \text{ N}$$

$$L_{10} = 134,9 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C_d = \left(\sqrt[3]{134,9} \right) \times 0,347 \text{ kN} = 1,77 \text{ kN}$$

4.6.4.8.2-Rodamiento en el punto C

$$R_C = 1062,3 \text{ N}$$

$$C_d = \left(\sqrt[3]{134,9} \right) \times 1,062 \text{ kN} = 5,44 \text{ kN}$$

4.6.4.8.3-Rodamientos seleccionados para los apoyos

Fabricante: FAG

Catálogo: WL 41 520/3 SB, (Anexo 15.2)

Diámetro externo 62 mm

Diámetro interno 30 mm

Rodamiento: 6206

4.6.5- Cilindro de lavado. (5, Anexo 13.17)

4.6.5.1-Funcionamiento

Al salir del segundo elevador de cangilones (4, Anexo 4.17), la fruta cae en el cilindro de lavado, este dispositivo se encargará de desinfectar la fruta mediante la incorporación de una solución de hipoclorito de sodio al 1% (solución recomendada por la empresa concentrados de frutas el REY) el equipo será exactamente igual al cilindro de prelavado diseñado en la sección 4.6.1- *Sistema de prelavado* de la página 59 con la excepción de los fluidos que recorrerán la tubería, las mismas se muestran a continuación en la figura 4.62.

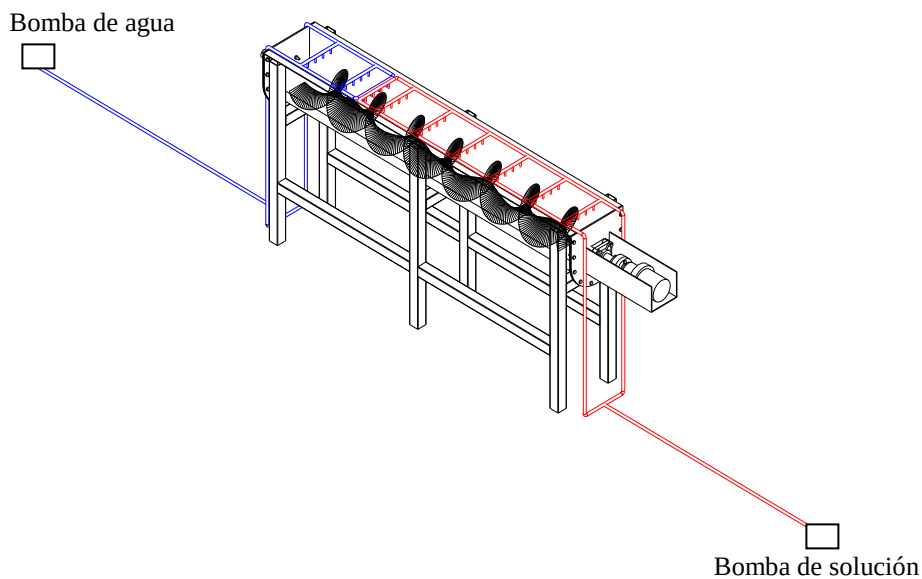


Figura 4.62. Sistema de lavado. **Fuente.** Propia.

El equipo se dividirá en dos etapas, la primera etapa del proceso es la desinfección, que se producirá al caer la solución de hipoclorito sobre la fruta, la solución será enviada mediante una bomba por una tubería (tubería de color rojo figura 4.63), la misma tendrá un recorrido de 2,5 m sobre el transportador y este

recorrido durará 40 s, posteriormente, se procede a eliminar el exceso de solución, mediante la inyección de agua, enviada por una bomba hacia una tubería (tubería de color azul figura 4.63) esta tubería tendrá una longitud de 1,157 m hasta el final del recorrido sobre el transportador, durando esta etapa 20 s (tiempo recomendada por la empresa concentrados de frutas el REY necesario para eliminar los restos de la solución). En la figura 4.63 se muestran las dimensiones, donde todas las medidas están en cm.

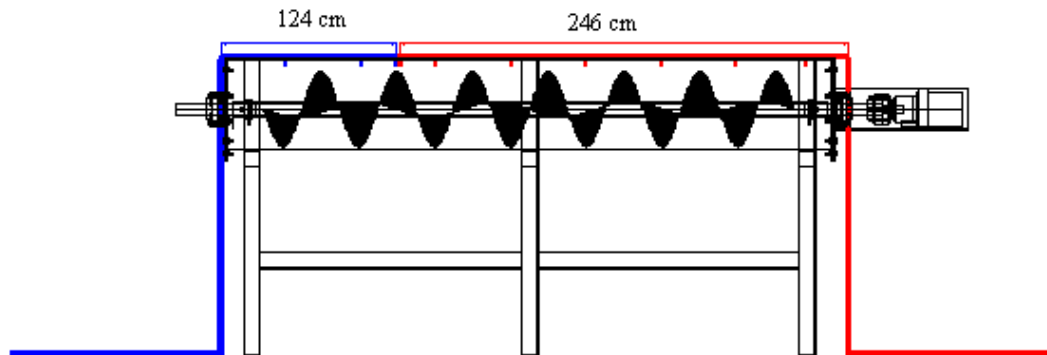


Figura 4.63 Tuberías del sistema de lavado. **Fuente.** Propia.

4.6.6 - Elevador de cangilones de la unidad de despulpado (6, Anexo 13.17)

4.6.6.1-Funcionamiento

Este cangilón se encargará de elevar la fruta lista para escaldar hasta una altura de 5,2 metros, desde la salida del cilindro de lavado hasta la tolva de entrada del molino de cuchillas.

4.6.6.2-Selección del tipo de elevador

Se selecciona un elevador de cangilones con las mismas características dimensionales que el descrito en la sección 4.6.4.2-Selección del tipo de elevador. En

esta sección se recalculará la tensión de la cadena, ya que debido al incremento de la altura del cangilón, habrán más cangilones, y por ende más carga.

4.6.6.3-Selección de la cadena transportadora.

Para el cálculo de la tensión de la cadena del elevador (T_o), es necesario asumir un tipo de eslabón de cadena para así poder conocer un peso tentativo de la misma, y una vez obtenida esta tensión se comparará con la tensión admisible ($T_o \text{ adm}$) de la cadena asumida.

4.6.6.3.1-Selección tentativa

Se tomará la misma cadena seleccionada para el elevador de la sección 4.6.4.3.2.

Cadena tipo I 261-27

Paso = 66.3 mm.

Peso: $W_c = 5,66 \text{ kgf/m} = 56,6 \text{ N/m}$

$T \text{ adm} = 1260 \text{ Kgf} = 12600 \text{ N}$

Con las ecuaciones 4.53 y 4.54 se obtiene W_2 y W_3 respectivamente.

$$W_2 = 5,2m \times 56,6 \frac{N}{m} = 294,32N$$

$$W_0 = 4,59 \text{ kgf} = 45,9 \text{ N}$$

$$W_3 = \frac{5,2m}{0,508m} \times 45,9N = 469,8N$$

Donde

W0 : Peso de un cangilón vacío (ver tabla 4.3).

W2: peso de la cadena.

W3: peso de los cangilones.

Para el cálculo del peso del material (W1) contenido en un cangilón, es necesario multiplicar el volumen máximo del mismo (Vmax) por el peso específico del durazno, que como lo muestra la tabla 4.3 es la fruta que posee mayor peso específico, sin embargo la referencia 11 recomienda no utilizar la capacidad volumétrica total del cangilón, solo un 75 % de su capacidad. Vmax se obtiene de la figura 4.55.

$$V_{\max} = 4,64 \text{ dm}^3$$

$$V_{75\%} = 0,75 \times V_{\max} = 3,48 \text{ dm}^3$$

$$W1 = V_{\max} \times \gamma_{\text{Durazno}}$$

$$W1 = 3,48 \text{ dm}^3 \times 10,84 \frac{\text{N}}{\text{dm}^3} = 37,72 \text{ N} = 3,67 \text{ kgf}$$

Con la ecuación 4.55 vista en la página 133, se obtiene W4.

$$W4 = \frac{5,2m}{0,508m} \times 37,72 \text{ N} = 386,11 \text{ N}$$

Donde:

W4: peso del material.

Con la ecuación 4.52, se obtiene W_a .

$$W_a = 294,3 \text{ N} + 469,8 \text{ N} + 386,72 \text{ N} = 1150,21 \text{ N}$$

F_{dr} (fuerza de dragado) = 67,62 N; no varía su valor respecto a la calculada en la sección 4.6.4.3.4, al aumentar la altura del elevador.

P_i : Peso de la rueda dentada = 10kgf = 98 N; como se asumió la misma cadena también se asume la misma Catarina que en la sección 4.6.4.3.

$$\frac{P_i}{2} = \frac{98 \text{ N}}{2} = 49 \text{ N}$$

Con la ecuación 4.51, se obtiene la tensión de la cadena T_0 .

$$T_0 = 1150,21 \text{ N} + 49 \text{ N} + 67,62 \text{ N} = 1268,4 \text{ N}$$

Con la ecuación 4.51, se obtiene T_{trab} .

$$T_{trab} = C_s \times T_0$$

Donde:

C_s : Factor de servicio de la cadena, se calcula con la ecuación 4.60, extraída de la referencia 11.

T_{trab} : tensión de trabajo.

$$C_s = C_f \times C_c \times C_a \times C_i$$

C_f : Factor de frecuencia de choques va desde (1-1,2). Se asume 1,1

Cc: Factor de brusquedad en el modo de carga (1-1,5). Se asume 1,25

Ca: Factor por humedad, abrasividad, corrosividad, calor, etc (1-1,4). Se asume 1,4 por corrosividad de la fruta.

Ci: Factor de intensidad de trabajo. Si se trabaja 8H/día = 1,1; de 8H/día en adelante igual a 1,2. Se escoge 1,1.

$$C_s = 1,1 \times 1,25 \times 1,4 \times 1,1 = 2,12$$

$$T_{trab} = 2,12 \times 1268,4 N = 2689 N$$

$$2689 N \ll 12600 N$$

$$T_{trab} \ll T_{adm}$$

4.6.6.4-Verificación de datos

4.6.6.4.1-Potencia requerida por el eje (Neje)

La potencia del eje en cv, se calcula con la ecuación 4.63.

$$N_{cv} = \frac{1,6}{75} \times \left[(Q_{\max} \times h) + (F_{dr} \times v) + \left(1,1 \times \frac{W_1}{g} + \frac{v^3}{d} \right) \right]$$

Donde:

$Q_{\max}$: Capacidad máxima del elevador = 174,53 N/min = 0,29 kgf /s.

h: Altura de descarga = 5,2 m.

Fdr: Fuerza de dragado = 67,62 N = 6,9 kgf

v: velocidad lineal del elevador = 4 m/min = 0,66 m/s

g: Aceleración de la gravedad = 9,8 m/s²

d: Espaciamiento entre cangilones = 0,508m

$$N_{cv} = \frac{1,6}{75} \times \left[\left(0,30 \frac{kgf}{s} \times 5,2m \right) + \left(3,67kgf \times 0,067 \frac{m}{s} \right) + \left(1,1 \times \frac{3,67kgf}{9,8 \frac{m}{s^2}} \times \frac{\left(0,067 \frac{m}{s} \right)^3}{0,508m} \right) \right]$$

$$N_{cv} = \frac{1,6}{75} \times \left[1,65 \frac{kgf \times m}{s} + 0,237 \frac{kgf \times m}{s} + 1,48 \times 10^{-4} \frac{kgf \times m}{s} \right]$$

$$N_{cv} = \frac{1,6 \times 1,883 \frac{kgf \times m}{s}}{75} = 0,04cv = 29,4W$$

4.6.6.4.2-Potencia del motor

Se obtiene con la ecuación 4.10.

$$N_{motor}(cv) = \frac{N \times K}{\eta}$$

K: factor de corrección, se toma 2, ya que la potencia es menor a 1 Hp, ver tabla 4.5.

η : Eficiencia de la transmisión (95%), transmisión cadena de rodillos, piñón y catarina, extraída de la referencia 17.

$$N_{motor} = \frac{0,04cv \times 2}{0,95} = 0,09cv \approx 66,15W$$

Se selecciona un motor de 1/8 hp (93,21W), 117RPM (14,13 rad/s), ver anexo 16.2

4.6.6.5 -Selección de la cadena de transmisión

La cadena seleccionada es la misma que la del elevador de cangilones calculado anteriormente en la sección 4.6.4.6-Selección de la cadena de transmisión de potencia (3 figura 4.52).

4.6.6.6-Diseño del eje

Todas las fuerzas se ejercen el plano XY, quedando ilustrado el eje en la figura 4.64 y 4.65, donde las dimensiones se encuentran en cm.

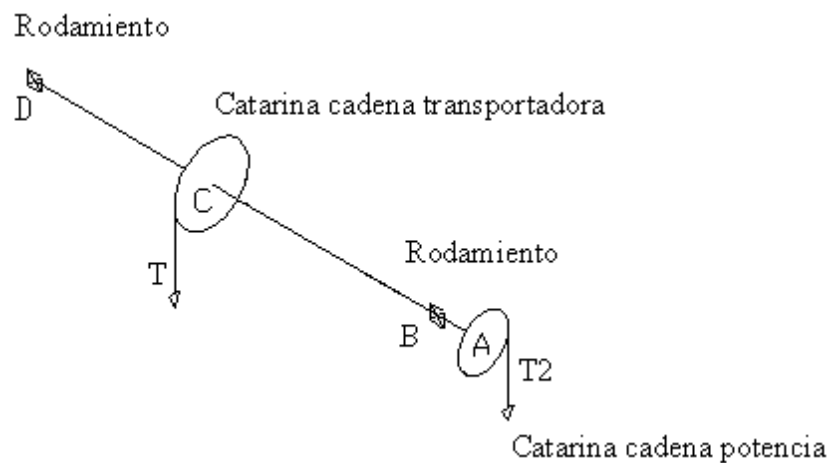


Figura 4.64. Elementos sobre el eje del elevador. **Fuente.** Propia.

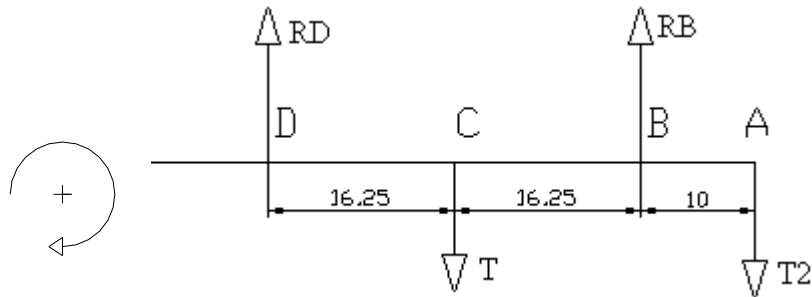


Figura 4.65 Cargas sobre el eje. **Fuente.** Propia.

$$\sum Fy = 0$$

$$P + F1 + RD = RB$$

$$\sum MB = 0$$

$$-(RD \times \overline{BD}) - (P \times \overline{BC}) + (F1 \times \overline{BA}) = 0$$

$$RD = \frac{(F1 \times \overline{BA}) - (P \times \overline{BC})}{\overline{BD}}$$

$$RD = \frac{(445,71N \times 0,1m) - (2319,36 \times 0,1625m)}{0,325m} = -1022,35N$$

$$RB = (2319,36 + 445,71 - 1022,35)N = 1742,71N$$

El material utilizado para el eje será igual al seleccionado en la página 156, para el diseño del eje del primer cangilón.

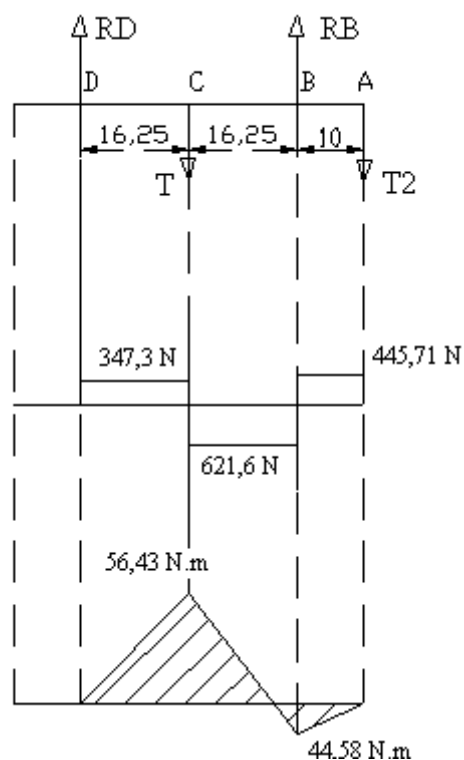


Figura 4.66. Diagrama de corte y momento flector. **Fuente.** Propia.

Los factores de concentración de esfuerzos y de seguridad son iguales a los asumidos en la página 156 y 157 respectivamente, debido a que las condiciones de trabajo son las mismas y la geometría del eje es similar.

La figura 4.67 muestra el diseño preliminar del eje, el cual cuenta con un anillo de sujeción y un cuñero de perfil en los puntos A y C, y chaflanes de borde cortante en los puntos B y D.

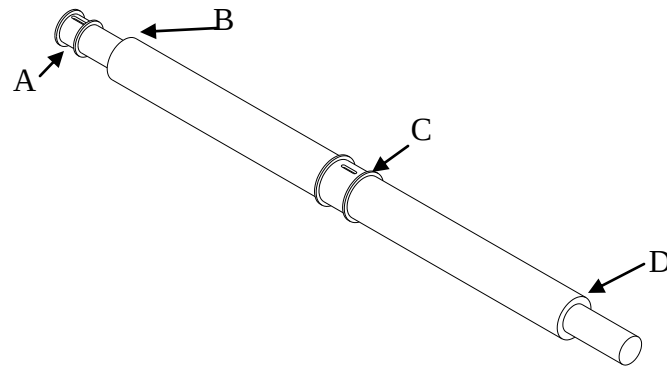


Figura 4.67 Diseño preliminar del eje. **Fuente.** Propia.

Se puede predecir que el punto más crítico para la parte gruesa del eje es el punto “C”, ya que aquí se tiene la fuerza de corte y el momento flector más alto, y para la parte más delgada estudiaremos el punto “B”, ya que allí se produce el momento torsor producido por la catarina del eje a diseñar.

Punto C

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo se calcula con la ecuación 4.69.

$$D = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_F C}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$T = \frac{63000 \times N(hp)}{\omega(Rpm)} = \frac{63000 \times 0,125(hp)}{117(Rpm)} = 67,3l(bs \times pu lg) = 7,6(N \times m)$$

M_{FC} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto C siendo igual a 166,13 Nxm.

$$DC = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 166,13}{248,3} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{7,6}{276} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$DC = \left[30,55 \times \sqrt{4,02 + 5,02 \times 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{58,4} = 3,87 \text{ cm}$$

Punto B

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo se calcula con la ecuación 4.65.

$$D = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_F B}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{Sy} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

M_{FB} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto B siendo igual a 44,58 Nxm.

$$DB = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 44,58}{248,3} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{7,6}{276} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$DB = \left[30,55 \times \sqrt{0,29 + 5,02 \times 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{16,6} = 2,55 \text{ cm}$$

Los diámetros obtenidos son:

- $DC = 3,87 \text{ cm.}$
- $DB = 2,55 \text{ cm.}$

Se corroboran los diámetros finales con la relación establecida para la obtención del Kf del chaflán de borde cortante, quedando de la siguiente forma:

$$\frac{DC}{DB} = 1,5 = DB = \frac{DC}{1,5} = \frac{3,87}{1,5} = 2,58 \text{ cm}$$

Los diámetros finales son:

- Tramo A-B, $D = 2,58 \text{ cm} = 1,01 \text{ pulg}$ se escoge 1, pulg.
- Tramo C-D, $D = 3,87 \text{ cm} = 1,52 \text{ pulg}$ se escoge 1,5 pulg.

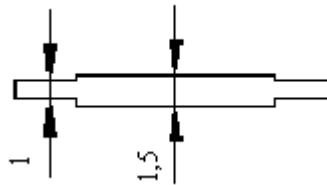


Figura 4.68. Dimensiones del eje. **Fuente.** Propia.

4.6.6.7-Selección de rodamientos

El procedimiento y las ecuaciones utilizadas son iguales a las de la sección 4.6.1.5 selección de los rodamientos.

Datos:

$$RD = P = 1022,35 \text{ N}$$

$$RB = P = 1742,21 \text{ N}$$

$$D_{\text{eje}} = 3,17 \text{ cm (1,25 pulg)}$$

$$\omega = 125 \text{ RPM} = 13,1 \text{ rad/s}$$

p = exponente de vida, para rodamientos de rodillos su valor es igual a 3

4.6.6.7.1-Rodamientos seleccionados para los apoyos D y B

Fabricante: FAG

Catalogo: WL 41 520/3 SB, ver anexo 15.2

Diámetro externo 62mm

Diámetro interno 30mm

Rodamiento: 6206

4.6.7-Molino de cuchillas (7, Anexo 13.17)

Es necesario cortar algunas frutas con el fin de poder extraer la pulpa de manera más eficiente, el caso más notable es el de la parchita, ya que posee una concha dura, además en muchas ocasiones la pulpa se encuentra adherida a la concha., por esta razón se diseñó un mecanismo de cuchillas de corte. La figura 4.69 muestra la disposición de los elementos del sistema.

4.6.7.1-Funcionamiento

La fruta cae desde el elevador de cangilones a la tolva de carga del molino (4), posteriormente las cuchillas seccionan la fruta en trozos. El dispositivo está conformado por dos ejes paralelos (1) sostenidos por rodamientos (3), que llevan acoplados a ellos cuchillas (2), los cuales se intercalan formando una especie de trampa para la fruta. Los ejes giran a alta velocidad, cada uno impulsado por un motoreductor (5), que transmiten su potencia a través una cadena (6), produciendo el corte de la fruta al chocar con ella. La figura 4.70, muestra una vista de planta de dichos ejes (las medidas están en cm).

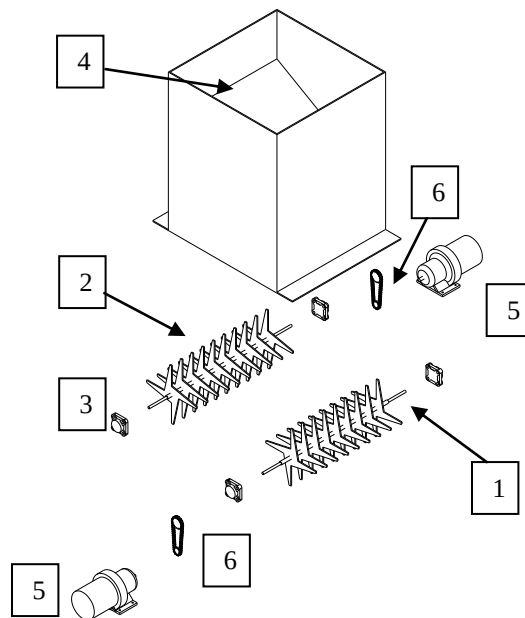


Figura 4.69. Molino de cuchillas. **Fuente.** Propia.

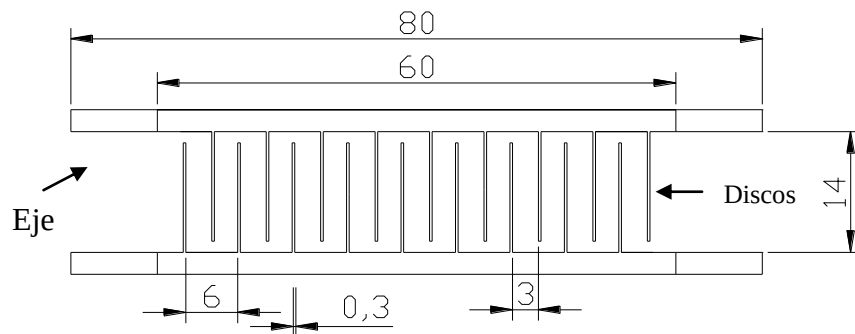


Figura 4.70. Vista superior del molino de cuchillas. **Fuente.** Propia.

El radio de las cuchillas se asumió como el mayor de los diámetros de las parchitas el cual es 9 cm, y la separación entre ellas se asumió como el mínimo radio e las mismas el cual es de 4,5 cm (ver tabla 4.3).

Los cálculos de este proceso se realizarán haciendo una analogía con el proceso de cizallado, este consiste en impactar un objeto con una herramienta filosa con el fin de realizar un corte en el objeto.

4.6.7.2-Velocidad de rotación de las cuchillas

Se refiere a la velocidad con que avanza la herramienta de corte sobre la pieza, a medida que el material es más duro esta velocidad debe ser menor. Existen valores recomendados para cada material, este se tomará de la tabla 5.8 de la referencia 14.

En la tabla no existen referencias para corte de frutas, se toma el material más suave de todos los existentes en la misma, el cual es el magnesio, se recomienda una velocidad de corte de 50 m/min.

$$v_c = \frac{\pi \times \phi_f \times \omega}{1000} \quad \text{Ecuacion 4.71}$$

Donde:

v_c : Velocidad de corte: 50 m/min

ϕ_f : Diámetro máximo de la parchita = 0,9 dm (ver tabla 4.3)

ω : velocidad de rotación

Despejando la velocidad de rotación (ω) de la ecuación 4.71 se tiene:

$$\omega = \frac{1000 \times V_c}{\pi \times \phi_f}$$

$$\omega = \frac{50 \frac{m}{min}}{\pi \times 0,9m} = 125,27rpm \approx 125Rpm = 13,1rad / s$$

4.6.7.3-Fuerza de corte (F_c)

La fuerza de corte necesaria para romper la fruta se obtendrá con la ecuación 4.72, extruida de la referencia 14.

$$F_c = \gamma f \times l \times d \quad \text{Ecuación 4.72}$$

Donde:

l : Representa la longitud de corte, la cual se tomará como el diámetro máximo de la parchita (0,9 dm).

d : Representa la profundidad del corte realizado, también se tomara como el diámetro máximo de una parchita (0,9 dm).

γf : Representa la presión para romper el material, la referencia 14 indica que según métodos experimentales, para frutas dicha presión debe ser igual al 80 % de su esfuerzo de compresión. En la tabla 4.4, se verifica que para la parchita la resistencia a la compresión es 4,9 kPa (0,05 kgf/cm²). Sustituyendo los datos en la ecuación 4.72:

$$F_c = 0,05 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 9\text{cm} \times 9\text{cm} = 8,06\text{kgf} = 79,03\text{N}$$

4.6.7.4-Momento torsor (M_t)

El momento torsor generado por la fuerza de corte según la ecuación 4.73 extraída de la referencia 14, y suponiendo un diámetro de disco (D_d) de 11 pulg, será:

$$M_t = F_c \times \frac{D_d}{2} \quad \text{Ecuación 4.73}$$

$$Mt = 79,03kgf \times \frac{0,28m}{2} = 11,06N \times m$$

4.6.7.5-Potencia requerida por el eje (Neje)

La potencia consumida por el eje (Neje) para cortar la fruta, será calculada con la ecuación 4.74 asumiendo una eficiencia de corte del 90%.

$$Neje = \frac{Fc \times Vc}{\eta_{corte}} \quad \text{Ecuación 4.74}$$

$$Neje = \frac{79,03N \times 0,8333 \frac{m}{s}}{0,9} = 73,173W$$

4.6.7.6-Selección del motorreductor (5 figura 4.68)

La potencia será transmitida desde el motorreductor hasta el eje, mediante una cadena de rodillos. Asumiendo una eficiencia de la cadena de 95%. La potencia del motorreductor se calcula con la ecuación 4.75.

$$Nmot = \frac{Neje}{\eta_t} \quad \text{Ecuación 4.75}$$

$$Nmot = \frac{73,173W}{0,95} = 81,3W = 0,102hp \approx 0,125hp$$

Se selecciona un motor de 0,125 hp (93,21 W) y una velocidad de giro de 159 rpm (16,65 rad/s), ver anexo 16.3.

4.6.7.7-Selección de la cadena de transmisión (2 figura 4.68)

En primer lugar se debe calcular la potencia corregida (N_c), esto se realiza al multiplicar la potencia que sale del motorreductor hacia la cadena por un factor de servicio (f_s), para choques moderados f_s es igual 1,3. (Ver anexo 17.1)

$$N_c = f_s \times N = 1,3 \times 93,21 \text{ W} = 121,17 \text{ W} = 0,1625 \text{ hp.}$$

Se verifica que es una cadena N°35 simple de tipo A, (ver anexo 17.2).

Paso = 0,375 pulg

Ancho = 0,188 pulg.

Resistencia a la tensión = 1760N.

Diámetro de los rodillos = 0,2pulg.

Número de dientes (Z): 17 dientes en la Catarina

4.6.7.7.1-Diámetro de la Catarina (D_{cat})

Con la ecuación 4.58, se calcula el diámetro de la Catarina.

$$D_{cat} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} = \frac{9,5mm}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = 51,83mm = 2,04 \text{ pulg}$$

4.6.7.7.2-Diámetro del Piñón ($D_{piñ}$)

En primer lugar se calcula la relación de transmisión entre el piñón y la catarina.

$$Rt = \frac{\omega_{piñon}}{\omega_{Catarina}} = \frac{159rpm}{125rpm} = \frac{D_{cat}}{D_{piñ}} \Rightarrow D_{piñ} = \frac{51,83mm \times 125}{159} = D_{piñ} = 40,75mm$$

$$D_{piñ} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \Rightarrow \sin\left(\frac{180}{Z}\right) = \frac{9,5mm}{40,75mm} = 0,234$$

$$\sin\left(\frac{180}{Z}\right) = 0,234 \Rightarrow Z = \frac{180}{\arcsin(0,234)} = 13,3 \approx 13 \text{ dientes}$$

Recalculando D para 13 dientes.

$$D = \frac{9,5mm}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)} = 39,8mm$$

4.6.7.7.3-Tensión de la cadena (T_2)

Se calcula la tensión de la cadena de transmisión de potencia (T_2) con la ecuación 4.65.

$$T_2 = \frac{63.000 \times N_{mot}}{\omega \times r}$$

$$T_2 = \frac{63.000 \times 0,125hp}{125rpm \times 1,02 pulg} = 61,76lbf = 274,72N$$

La longitud de la cadena en pasos, se calcula con la ecuación 4.66, si se tiene una distancia entre centros “C” de 15 cm.

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{cat} + N_{piñ}}{2} + \frac{(N_{cat} - N_{piñ})^2}{4\pi^2 \times \left(\frac{C}{p}\right)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \times 15}{0,95} + \frac{17 + 13}{2} + \left(\frac{(17 - 13)^2}{4\pi^2 \times \frac{15}{0,95}} \right) = (31,57 + 15 + 0,025) = 46,6 \text{ pasos} \approx 46 \text{ pasos}$$

Recalculando "C", para 46 pasos, $C = 14,84\text{cm}$

4.6.7.8-Cálculo del diámetro del eje (3 figura 4.68)

El eje estará conformado por un tubo porta cuchillas, a éste se soldarán las nueve (9) cuchillas, a su vez el tubo estará unido al eje a través de un par de chavetas en los extremos del mismo (ver anexo 14.8). Para el cálculo del eje en primer lugar se estudiarán todas las cargas presentes en dicho eje, las cuales son las generadas por: la tensión de la cadena de transmisión de potencia sobre el eje (T2), la fuerza de corte (Fc) generada en cada cuchilla, y las reacciones generados por los rodamientos (RD y RB). En la figura 4.71 se muestra un detalle del eje y las cuchillas.

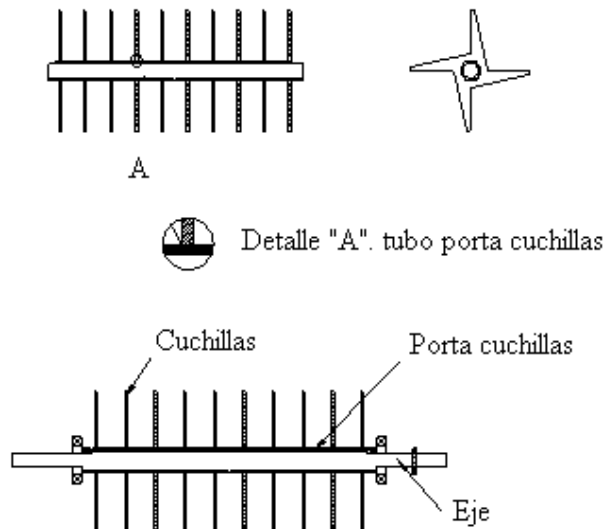


Figura 4.71. Detalle del eje. **Fuente.** Propia.

Todas las fuerzas se ejercen en el plano XY, quedando ilustrado el eje en la figura 4.72, donde las dimensiones se encuentran en cm.

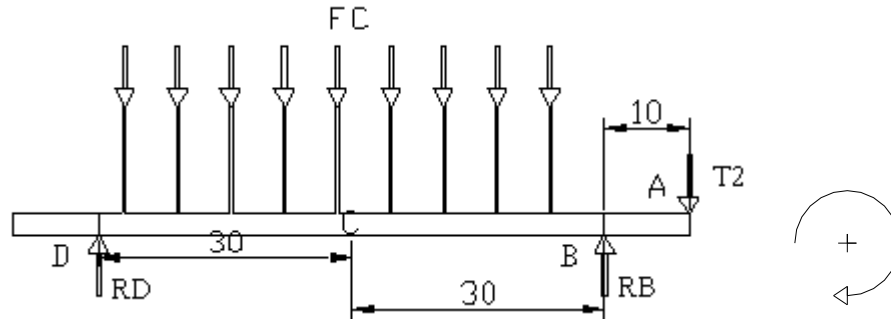


Figura 4.72. Cargas sobre el eje. **Fuente.** Propia.

Donde:

Fc: fuerza de corte (aplicada en cada disco).

T2: Tensión de la cadena de transmisión de potencia.

RD: Reacción en el punto D.

RB: Reacción en el punto B.

$$\sum F_y = 0$$

$$9F_c + T_2 = RB + RD$$

$$RB = T_2 + 9F_c - RD$$

$$\sum MC = 0$$

$$-(RB \times \overline{CB}) - (T_2 \times \overline{AC}) + (RD \times \overline{DC}) = 0$$

$$RD = \frac{(T_2 \times \overline{AC}) - (RB \times \overline{CB})}{\overline{DC}}$$

$$RD = \frac{(T_2 \times \overline{AC}) - ((T_2 + 9Fc - RD) \times \overline{CB})}{\overline{DC}}$$

$$RD = \frac{(274,72N \times 0,4m) - ((274,72N + (9 \times 79,03N) + R2) \times 0,3m)}{0,30m} =$$

$$(0,3R2 + 0,3R2)m = 109,88(N \times m) - 295,71(N \times m)$$

$$RD = \frac{-185,83(N \times m)}{0,6m} = -309,71N$$

$$RB = 274,7N + 9 \times 79,03N - (-309,71N)$$

$$RB = 1295,41N$$

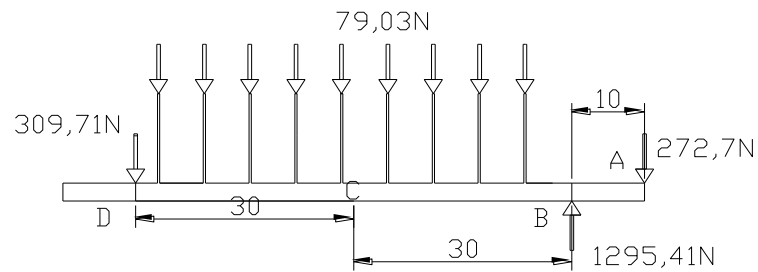


Figura 4.73. Cargas sobre el eje calculadas. **Fuente.** Propia.

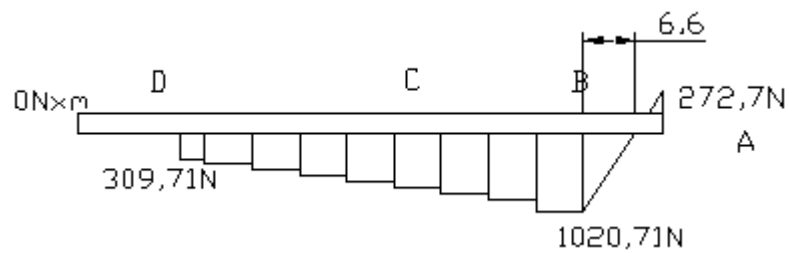


Figura 4.74. Diagrama de corte. **Fuente.** Propia.

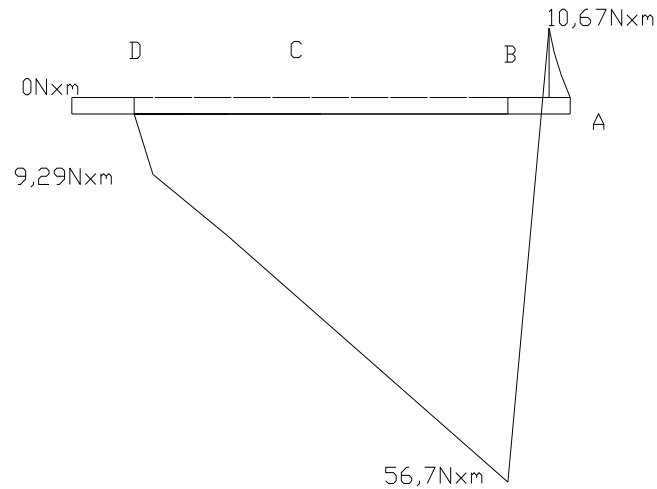


Figura 4.75. Diagrama de momento flector sobre el eje. **Fuente.** Propia.

El material utilizado para el eje será igual al seleccionado para el diseño del eje del primer cangilón.

Los factores de concentración de esfuerzos y de seguridad son iguales a los asumidos en la página 156 y 157 respectivamente, debido a que las condiciones de trabajo son las mismas y la geometría del eje es similar.

La figura 4.76 muestra el diseño preliminar del eje, el cual cuenta con un anillo de sujeción. (Anexo 13.8, pág. 3.17) y un cuñero de perfil en el punto A, dos chaflanes de borde cortante en los puntos B y D, cuñeros de perfil en los puntos B y D.

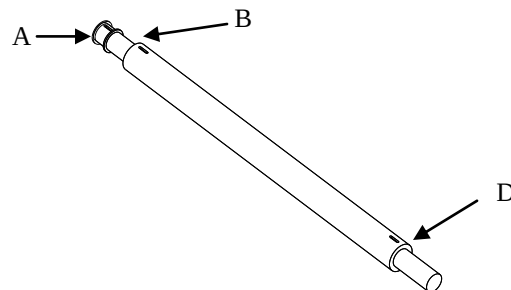


Figura 4.76 Diseño preliminar del eje. **Fuente.** Propia.

Se puede predecir que el punto más crítico para la parte gruesa del eje es el punto “B”, ya que en este punto se encuentra la fuerza de corte y el momento flector más alto, para la zona más delgada estudiaremos el punto “A”, ya que allí se produce el momento torsor producido por la catalina.

Punto B.

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo se calcula con la ecuación 4.69.

$$D = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_F a}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{Sy} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$T = \frac{63000 \times N(hp)}{\varpi(Rpm)} = \frac{63000 \times 0,125(hp)}{125(Rpm)} = 63l(bs \times pu lg) = 7,11(N \times m)$$

M_{Fb} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto B, M_{Fb} es igual a 386,19Nxm.

$$DB = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 56,7}{237,33} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{7,11}{276} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$DB = \left[30,55 \times \sqrt{0,51 + 4,97 \times 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{21,81} = 2,79cm$$

Punto “A”

Se presenta tensión por esfuerzo de corte, el esfuerzo a torsión admisible se obtiene mediante la ecuación 4.76.

$$\tau_{Adm} = \frac{0,577 \times Sy}{fs} \quad \text{Ecuación 4.76}$$

$$\tau_{Adm} = \frac{0,577 \times 276 \text{Mpa}}{3} = 53,08 \text{Mpa}$$

Donde:

τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible.

Sy : Resistencia a la fluencia.

fs : Factor de seguridad.

El esfuerzo cortante real se calcula con la ecuación 4.77.

$$\tau_{real} = \frac{4 \times F_{neta}}{3 \times A} = \quad \text{Ecuación 4.77}$$

Donde:

τ_{Real} : Esfuerzo cortante real.

F_{neta} : Fuerza de corte neta.

A : Área de la sección transversal del eje.

$$\tau_{real} = \frac{4 \times 112,19 \text{N}}{3 \times \frac{\pi \times D^2}{4}} = \frac{190,45}{D^2}$$

Como el esfuerzo admisible debe ser mayor o igual al esfuerzo real se igualan ambos términos, quedando el diámetro en cm despejado como:

$$\tau_{Adm} = \tau_{Real} = \frac{190,45}{D}$$

$$DA = \sqrt{\frac{190,45}{53,08}} = \sqrt{3,58cm^2} = 1,89cm$$

Se recomienda aumentar el diámetro un 6% quedando:

$$DA = 1,06DA' = 2,0cm$$

Los diámetros obtenidos son:

- DB = 2,79cm.
- DA = 2 cm.

Se recalcula con la relación establecida para la obtención del Kf del chaflán de borde cortante, quedando de la siguiente forma:

$$\frac{DB}{DA} = 1,5 = DB = DA \times 1,5 = 2 \times 1,5 = 3,0cm$$

Los diámetros finales son:

- Tramo A-B, D = 2,0cm = 0,78 pulg se escoge 1 pulg.
- Tramo B-D, D = 3, cm = 1,18 pulg se escoge 1,5 pulg.

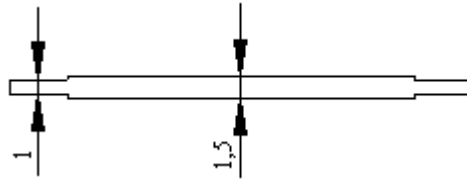


Figura 4. 77. Eje del molino de cuchillas. **Fuente.** Propia.

4.6.7.9-Selección de los rodamientos (4 figura 4.68)

El procedimiento y las ecuaciones utilizadas son iguales a las de la sección 4.6.1.5 selección de los rodamientos, de la página 72.

Datos:

$$RD = 309,71 \text{ N} = P$$

$$RB = 1295,41 \text{ N} = P$$

$$D_{\text{eje}} = 2,54 \text{ cm (1 pulg)}$$

$$\omega = 125 \text{ RPM} = 13,1 \text{ rad/s}$$

$$p = 3 \text{ (exponente de vida para rodamientos de bolas)}$$

4.6.7.9.1-Rodamientos seleccionados para los apoyos D y B

Fabricante: FAG

Catálogo: WL 41 520/3 SB, ver anexo 15.3.

Diámetro externo 47mm

Diámetro interno 25mm

Rodamiento: 16005

4.6.8-Cocina de escaldado (8, Anexo 13.17)

La figura 4.78 muestra la disposición de los elementos. Este dispositivo será el encargado de realizar el proceso de escaldado, un proceso muy empleada en las industrias alimentarias cuyos objetivos son: ablandar un alimento para hacer más fácil su posterior pelado y despulpado, la inactivación de enzimas y se suele realizar como etapa previa a procesos de congelación.

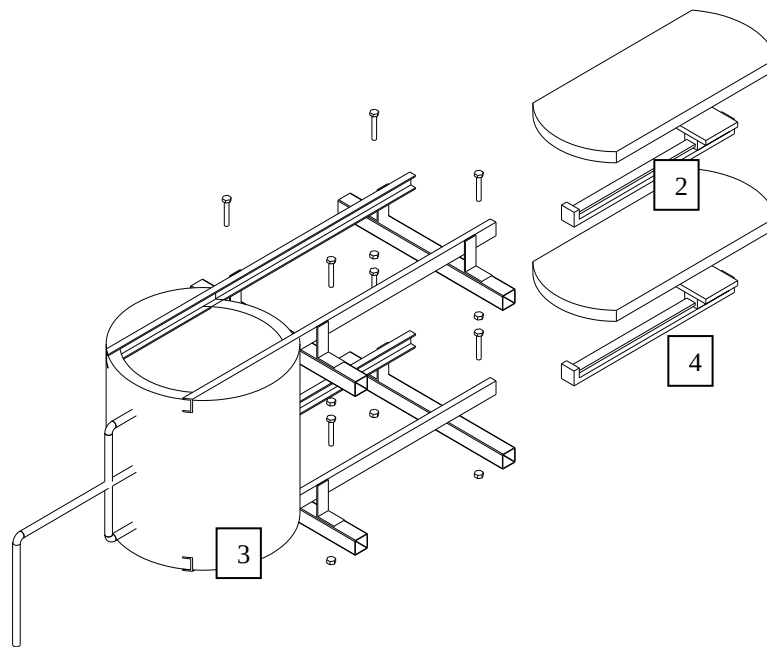


Figura 4.78. Cocina de escaldado. **Fuente.** Propia.

4.6.8.1-Funcionamiento

La fruta entrará desde la tolva de carga (figura 4.79) a la cocina por medio de la fuerza de gravedad, y una vez adentro se suministrará vapor de agua a una presión de dos Bar (200 kpa), dicho vapor será suministrado por una caldera. La forma de la cocina será cilíndrica, estará compuesta por tres capas, la primera será una capa de acero inoxidable que estará en contacto con la fruta, por encima de ésta estará una

capa de aislante térmico, y finalmente se tendrá otra lámina de acero inoxidable (ver figura 4.72, página 172). Las dimensiones de la cocina se estimarán una vez obtenido el tiempo que la fruta estará en la misma.

4.6.8.2-Temperaturas del proceso

Temperatura de la fruta al final del proceso (T_f)

Según los experimentos empíricos realizados con anterioridad sobre el proceso de escaldado, y referencias de las empresas visitadas se estima que el centro de la fruta debe alcanzar una temperatura entre 60 a 80 °C. En consecuencia se fija una temperatura media de 70°C.

Temperatura de la pared exterior de la cocina (T_e)

Esta temperatura debe ser fijada en un valor que no signifique un riesgo para el operario, ni equipos cercanos a la cocina, por esta razón la misma será fijada en 60°C.

Temperatura del medio ambiente interno del cilindro ($T_{\infty i}$)

De acuerdo a los estudios realizados con anterioridad sobre el proceso de escaldado, y referencias de las empresas visitadas se sugiere que para un escaldado con agua se debe tener una temperatura de 100 °C, mientras que si se va a escaldar con vapor de agua, se debe tener una temperatura de 120 °C.

Temperatura del ambiente ($T_{\infty e}$)

La temperatura promedio de la ciudad de Valencia es aproximadamente de 28 °C.

4.6.8.3-Cálculos de transferencia de calor y potencia del horno

El coeficiente de convección interno del horno ($h_{convint}$) fue obtenido mediante la visita a la empresa “CONCENTRADOS DE FRUTAS EL REY”, la cual indicó el coeficiente de convección interna de un dispositivo similar al que se diseñará a continuación.

$$h_{convint} = \frac{Q_{convint}}{A \times (T_{\infty i} - T_i)} \quad \text{Ecuación 4.78}$$

$$h_{convint} = 59,94 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Luego de obtener el $h_{convint}$, se procede a estimar el tiempo necesario para conseguir la temperatura deseada en el centro de la fruta, en primer lugar se calcula el número de Biott el cual permitirá conocer el tipo de transferencia de calor que se presenta en este caso.

4.6.8.4-Tiempo necesario de cocinado

4.6.8.4.1-Cálculo del número de Biott (Bi)

Los valores del número de Biott (Bi) inferiores a 0.1 implican que la conducción de calor dentro del cuerpo es mucho más rápida que la convección en la superficie de éste. Por esta razón se dice que, el calentamiento es uniforme, este caso el tiempo de cocción se debe calcular a través de métodos gráficos, si $Bi > 0,1$, el tiempo se puede calcular de manera analítica con la ecuación 4.79. [23]

$$Bi = \frac{h_{conv} \times L_c}{K_f} \quad \text{Ecuación 4.79}$$

Donde:

L_c : Es la distancia que debe penetrar el calor a través de la fruta, es decir, la distancia promedio desde la superficie de la fruta hasta la semilla, para el estudio se tomará el durazno ya que es la fruta más dura, y por consiguiente la de más difícil cocción. El diámetro promedio del durazno se encuentra entre (0,15-0,4) dm, siendo el promedio de 0,275 dm.

K_f : Es el coeficiente de transferencia de calor. se obtiene con la ecuación 4.80, extraída de la referencia 14.

$$K_f = 0,148 + 0,493 * \% \text{agua} \quad \text{Ecuación 4.80}$$

El durazno es un 80 % de agua y 20 % de sólido, según la referencia 14.

$$K = 0,148 + 0,493 * 0,8 = 0,542 \quad \frac{W}{m \times K}$$

C_p : Es el calor específico de las frutas, se obtiene con la ecuación 4.81, extraída de la referencia 14.

$$C_p = 0,837 + 3,349 * \% \text{agua} \quad \text{Ecuación 4.81}$$

$$C_p = 0,837 + 3,349 * 0,8$$

$$C_p = 3,51 \frac{kJ}{kg \text{masa} \times C} = 3510 \frac{J}{kg \text{masa} \times C} \times \frac{1^\circ C}{273K} = 12,86 \frac{J}{kg \text{masa} \times K}$$

$$Bi = \frac{59,94 \frac{W}{m^2 \times K} \times 0,0275m}{0,542 \times \frac{W}{m \times K}} = 3,04$$

Mediante las ecuaciones 4.82 y 4.83, extraídas de la referencia 23, se obtiene el tiempo que debe estar la fruta dentro de la cocina.

$$t = - \frac{\ln \frac{(T_i - T_{\infty i})}{(T_{\infty e} - T_{\infty i})}}{\psi} \quad \text{Ecuación 4.82}$$

$$\psi = \frac{h \times A_{fruta}}{m \times C_p} \quad \text{Ecuación 4.83}$$

$$A_f = \pi \times r^2 \quad \text{Ecuación 4.84}$$

$$A_f = \pi \times (0,04m)^2 = 4,75 \times 10^{-3} m^2$$

$$mf = \rho_{Durazno} \times Vf$$

$$mf = 1,084 \frac{kgmasa}{dm^3} \times 0,282 dm^3 = 0,3kg$$

Donde:

t : tiempo de cocción

$h_{convint}$: coeficiente de convección interno.

mf : masa de la fruta.

Vf : volumen máximo de la fruta (tabla 4.3, durazno) = $0,282 \text{ dm}^3$

ψ : constante de tiempo.

A_f : área de la fruta.

r : Radio máximo de la fruta (tabla 4.3, durazno) = 4dm.

ρ_{Durazno} : Densidad del durazno (tabla 4.3).

Entonces:

$$\psi = \frac{59,94 \frac{W}{m^2 \times K} \times 4,75 \times 10^{-3} m^2}{0,3kgmasa \times 12,86 \frac{J}{kg \times K}} = 0,103, \frac{1}{s}$$

$$t = -\frac{\ln \frac{(110 - 120)}{(40 - 120)}}{0,103 \frac{1}{s}} = 20,188s$$

4.6.8.5-Dimencionamiento del cilindro

El tiempo de cocción necesario es de 20,188 s, pero para compensar el tiempo en que se dejan abiertas las tapas y para asegurar el proceso se cocinará por 40 s, por otra parte es necesario estimar el tiempo de carga y de descarga de la cocina, este tiempo se determinó experimentalmente obteniendo tiempos similares de carga y de descarga de 3 s por kgmasa, es decir que para 6 kgmasa, que es la capacidad requerida se necesitan 36 s, solo en carga y descarga, esto sumado con el tiempo de cocción, sobrepasa el minuto, por esta razón se tiene que diseñar la cocina como mínimo para 12 kgmasa, teniendo un tiempo de carga y descarga de 72 s sumados con los 40 s de cocción suman 112 s, menos de 120 s, tiempo máximo en que se deben cocinar 12 kgmasa para satisfacer las necesidades del diseño, las cuales son 6 kgmasa/min. Por otro lado como en todos los equipos antes diseñados se toma un factor de aumento de producción en este caso será de 5. De esta manera la cocina de escaldado se diseñará para 60 kgmasa cada dos minutos, es decir un peso (F) de 589 N de fruta.

El volumen del cilindro se estimará partiendo del volumen ocupado por 60 kgmasa de fruta lo cual representa la capacidad de diseño de la cocina, la cual se determino anteriormente, más una holgura asumida del 10% del volumen ocupado por dicha cantidad de fruta.

Es necesario conocer el número de unidades (X) que hay en 60 kgmasa de fruta, así que aplicamos la simple relación:

Sabemos que cada unidad de fruta pesa 0.09 kgmasa y la capacidad de diseño de la cocina es de 60 kgmasa entonces:

$$X = \frac{1 \text{ unidad}}{0,09 \text{ kgmasa}} \times 60 \text{ kgmasa} \approx 660 \text{ unidades}$$

Conocida la cantidad de unidades de frutas que hay en 60 kgmasa de fruta, es necesario determinar el volumen ocupado por estas usando la ecuación 4.85

$$V_{\text{fruta}} = X \times V_{\text{promedio / fruta}} \quad \text{Ecuación 4.85}$$

Donde:

V_{fruta} : Volumen total de la fruta.

$V_{\text{promedio/fruta}}$: Volumen promedio de la fruta (tabla 4.3, durazno) = 0.2025 dm^3 .

X: Número de unidades en 60 kgmasa de fruta = 660 unidades.

Entonces:

$$V_{\text{fruta}} = 660 \text{ unidades} \times 0,2025 \text{ dm}^3 = 133,65 \text{ dm}^3$$

$$V_{cilindro} = V_{fruta} \times 1,10$$

$$V_{cilindro} = 133,65 \times 1,10 = 147,015 dm^3$$

$$V_{cilindro} = \pi \times r_{Cilindro}^2 \times l_{Cilindro}$$

$$r_{Cilindro} = \sqrt{\frac{V_{cilindro}}{\pi \times l_{Cilindro}}}$$

Asumiendo una altura del cilindro ($l_{Cilindro}$) de 60 cm = 6 dm, se tiene el radio del cilindro ($r_{Cilindro}$):

$$r_{Cilindro} = \sqrt{\frac{147,015 dm^3}{\pi \times 6 dm}} = \sqrt{7,792 dm^2} = 2,79 dm = 27,9 cm$$

4.6.8.6-Calor máximo absorbido por la fruta (qf)

Utilizando la ecuación 4.86 se tiene que:

$$qf = m_{Fruta} \times Cp_{fruta} \times \Delta T$$

Ecuación 4.86

$$qf = 60 kgmasa \times 12,6 \frac{J}{kgmasa \times K} \times (393,15 - 301,15) K = 69552 J$$

4.6.8.7- Potencia requerida para realizar el proceso

4.6.8.7.1- Potencia para escaldar la fruta (Qf)

Como se ha indicado anteriormente en la sección 4.6.8.3, el tiempo necesario para escaldar la fruta es igual a 20,188 s. utilizando la ecuación 4.87 se calcula la potencia necesaria para escaldar la fruta.

$$Qf = \frac{qf}{t}$$
Ecuación 4.87

$$Qf = \frac{69552J}{20,188s} = 3460,3W$$

4.6.8.7.2-Pérdidas de calor por las paredes del cilindro

Para el cálculo de potencia que sale por las paredes, es necesario calcular el coeficiente de convección externo, en donde se considera convección natural sobre una placa dispuesta verticalmente.

Las propiedades del aire atmosférico se deben obtener a la temperatura media de película Tf , la misma se calcula con la ecuación 4.88 extraída de la referencia 23 y a una presión de 1 atm (101 kpa). Estas propiedades se extraen de la del anexo 14.

$$Tf = Te - T\infty e$$
Ecuación 4.88

$$Tf = \frac{60 + 28}{2} = 44^{\circ}C = 317,15K$$

Ahora se calcula el número de Rayleigh con el fin de verificar que tipo de transferencia de calor se tiene. El mismo se calcula con la ecuación 4.89 extraída de la referencia 23.

$$Ra = \frac{g \times \beta \times (Te - T\infty e) \times L^3}{\nu^2} \times Pr$$
Ecuación 4.89

Donde:

$$K_{\text{vaporH}_2\text{O}} = 0,02699 \frac{W}{m \times ^\circ K}$$

ν : viscosidad cinemática = $1,75 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$

Pr: presión reducida = 0,7241

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$\beta = \frac{1}{317,15K}$$

$$Ra = \frac{9,81 \times 3,25 \times 10^{-3} \times (40 - 28) \times 0,60^3}{(1,75 \times 10^{-5})^2} \times 0,7241 = 195.393.366$$

Se tiene convección pura ya que $Ra > 1000$. Ahora con la ecuación 4.90 extraída de la referencia 23 se calcula el número de Nusselt, para luego conseguir el coeficiente de convección externa (h) despejándolo de la ecuación 4.90 cuya fuente es la referencia 23.

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times Ra^{\left(\frac{1}{6}\right)}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr^{\left(\frac{9}{16}\right)}} \right)^{\left(\frac{8}{27}\right)} \right]} \right\}^2 \quad \text{Ecuación 4.90}$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times 195393366^{\left(\frac{1}{6}\right)}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7241^{\left(\frac{9}{16}\right)}} \right)^{\left(\frac{8}{27}\right)} \right]} \right\}^2 = \left(0,825 + \frac{9,32}{1,14} \right)^2 = 81$$

$$Nu = \frac{h \times L}{K} \Rightarrow h = \frac{Nu \times K}{L}$$

Ecuación 4.91

$$h = \frac{81 \times 0,02699 \frac{W}{m \times ^\circ K}}{0,6m} = 3,64 \frac{W}{m^2 \times ^\circ K}$$

$$Q_{paredes} = h \times A_p \times \Delta T$$

Donde:

A_p : Área de las paredes.

ΔT : diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del cilindro.

$$A_p = \pi \times r_{Cilindro} \times l_{Cilindro}$$

$$A_p = \pi \times 0,28m \times 0,60m = 1,05m^2$$

$$Q_{paredes} = 3,64 \times 1,05 \times (60 - 28) = 122,3W$$

Una vez conocido el calor perdido exteriormente (q_{cond}), se procede a calcular el espesor del material aislante con el fin de conseguir las condiciones deseadas. Para ello se aplica una red de resistencias en serie, tal como lo muestra la figura 4.79.

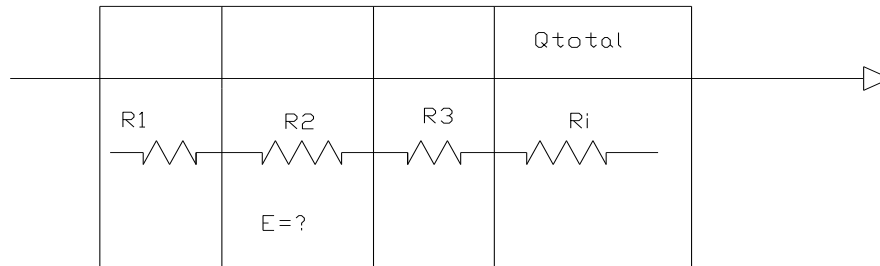


Figura 4.79. Resistencia a la transferencia de calor de los componentes de la cocina. **Fuente.** Propia.

$$T_{\infty i} - T_e = q_{cond} \times (R_i + R_1 + R_2 + R_3) \quad \text{Ecuación 4.92}$$

$$T_e - T_{\infty e} = q_{cond} \times R_e \quad \text{Ecuación 4.93}$$

Donde:

$T_{\infty i}$: Temperatura del interior del cilindro = 120 ° C.

T_e : Temperatura exterior = 60 ° C.

$T_{\infty e}$: Temperatura ambiente = 28 ° C.

R_1 : Resistencia térmica de la primera lámina de acero.

R_2 : Resistencia térmica del material aislante.

R_3 : Resistencia térmica de la segunda lamina de acero.

R_i : Resistencia térmica por convención interna.

Dividiendo 4.92 entre 4.93

$$R_2 = \left(\frac{T_{\infty i} - T_e}{T_e - T_{\infty e}} \right) \times R_e - (R_i + R_1 + R_3)$$

La resistencia del aislante (R_2) se puede calcular con la ecuación 4.94.

$$R_2 = \frac{\varepsilon^2}{K^2} \quad \text{Ecuación 4.94}$$

Despejando el espesor de la fibra de aislante (ε_2) y sustituyéndolo en la ecuación 4.94 se tiene que:

$$\varepsilon_2 = \left[\left(\frac{T_{\infty i} - T_e}{T_e - T_{\infty e}} \right) - \left(\frac{1}{h_{\infty i}} + \frac{\varepsilon_1}{K_1} + \frac{\varepsilon_3}{K_3} \right) \right] \times K_2$$

$$\varepsilon_2 = \left[\left(\frac{120 - 60}{60 - 28} \right) - \left(\frac{1}{59,94} + 2 \times \frac{0,005}{58} \right) \right] 0,07$$

$$\varepsilon_2 = (0,515 - 0,02) \times 0,07 = 0,03465m$$

4.6.8.7.3-Pérdidas de calor por la tapa inferior y superior del cilindro (Q_t)

$$A_t = \pi \times r_{Cilindro}^2$$

$$A_t = \pi \times (0,28m)^2 = 0,246m^2$$

$$Q_t = h \times A_t \times (T_e - T_{\infty e})$$

$$Q_t = 3,64 \times 0,246 \times (60 - 28) = 28,65W$$

Donde:

A_t : Área de la tapa (área de la tapa superior es igual a el área de la tapa inferior)

h : Coeficiente de convección externa.

Q_t : Calor perdido por las tapas.

Como son iguales las dos tapas $Q_{tt} = 2 \times Q_t = 57,3W$.

4.6.8.8-Calor total necesario (Q_{total})

$$Q_{total} = Q_f + Q_p + Q_{tt}$$

Donde:

Q_f : Calor necesario para calentar la fruta.

Q_p : Calor perdido por las paredes del cilindro.

Q_{tt} : Calor total perdido por las tapas del cilindro.

$$Q_{total} = 3460,3 + 122,3 + 57,3 = 3640W$$

Asumiendo una eficiencia del 50 % debido a la constante apertura y otros factores, la potencia que debe suministrar la caldera debe de ser:

$$Q_{Cal} = \frac{Q_{total}}{\eta}$$

$$Q_{Cal} = \frac{3640W}{0,5} = 7280W$$

4.6.9-Tolva de carga de la cocina y despulpadora (9, Anexo 13.17)

La tolva de entrada de la cocina y de la despulpadora son similares estarán ubicadas justo debajo de la entrada de ambos dispositivos, y se encargará de direccionar la fruta hacia ellos.

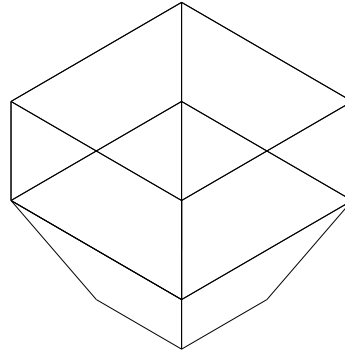


Figura 4.80. Tolva de carga. **Fuente.** Propia.

4.6.9.1- Dimensionamiento

El anexo 13.10 del presente trabajo muestra las dimensiones. El volumen de la tolva será delimitado por la capacidad de la cocina. El volumen máximo que podrá tener la cocina será el ocupado por 589 N de fruta. La sección transversal de la tolva será cuadrada, e irá disminuyendo progresivamente hasta la descarga de la misma que poseerá 3 dm de ancho. El volumen requerido por la tolva sería:

$$V_{tolva} = 60 \text{ kgmasa} \times 1,015 \frac{\text{dm}^3}{\text{kg}} \times 1,5 = 91,35 \text{ dm}^3 \approx 100 \text{ dm}^3$$

La tolva presenta dos etapas, la primera es el área de carga y es un paralelepípedo de base cuadrada de lado (l) 6 dm y de altura h_1 , la segunda área es una pirámide cuya base superior es igual a la base del paralelepípedo, y la base inferior es de lado (a) 2,5 dm. El ángulo de inclinación de la pirámide (δ) se recomienda que sea 30° mayor al ángulo de deslizamiento, como se mencionó en cálculos anteriores el mismo es de 30° , así que el ángulo de inclinación será de 60° , la figura 4.81 muestra lo antes mencionado.

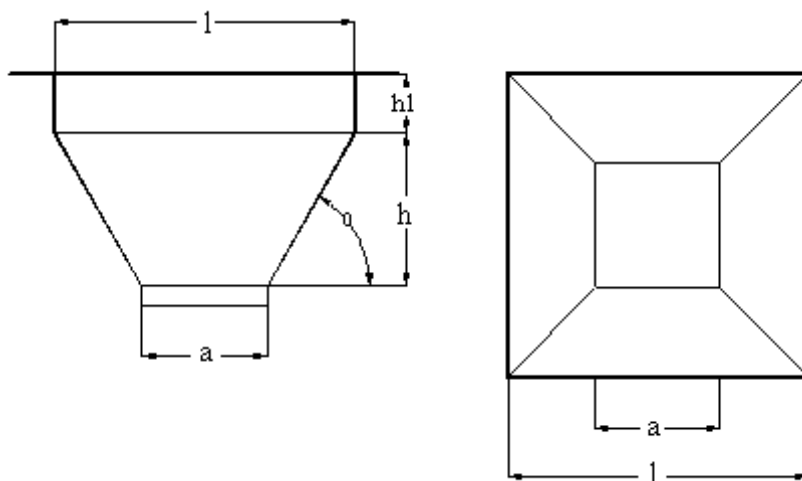


Figura 4.81. Dimensionamiento de la tolva de carga. **Fuente.** Propia.

$$h = 17,5cm \times tg(\delta)$$

$$h = 30,31cm$$

$$V_{tolva} = V_{paralelepipedo} + V_{piramide}$$

$$V_{tolva} = (l \times l \times h_1) + \left[\frac{h}{3} \times (a^2 + (a \times l) + l^2) \right]$$

$$V_{tolva} = (6 \times 6 \times h_1) dm^3 + \left[\frac{3,031}{3} \times (2,5^2 + 2,5 \times 6 + 6^2) \right] dm^3 \quad \text{Ecuación 4.95}$$

$$h_1 = \frac{(100 - 57,8) dm^3}{36 dm^2} = 1,17 dm = 11,7 cm$$

$$100 dm^3 = (36 dm^2 \times h_1) + 57,8 dm^3$$

4.6.9.2-Diseño de las tapas de la cocina y de la tolva

La figura 4.82, muestra la forma de la tapa, y el anexo 13.12 muestra sus dimensiones. Como se mencionó anteriormente la carga y la descarga de la cocina de escaldado se producirá a través de la fuerza de gravedad, por esta razón es necesario controlar este proceso y seguir con la continuidad del mismo.

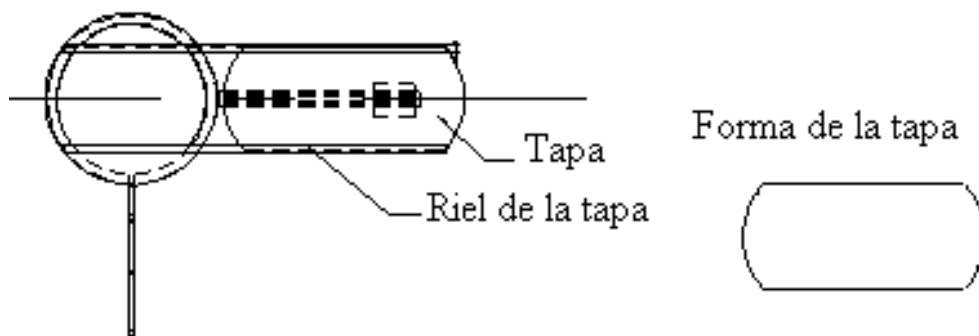


Figura 4.82. Tapa de la cocina. **Fuente.** Propia.

En la parte superior de la cocina estará instalada la tolva de carga, dicha tolva poseerá una tapa que permita el paso de la fruta cuando la cocina descargue toda su capacidad, y se cerrará cuando entre en la cocina la cantidad de fruta necesaria. Esto se podrá lograr gracias a la instalación de un cilindro neumático que estará unido a la tapa de dicha tolva, el cilindro neumático recibirá órdenes de una electro válvula que estará conectada a un sistema electroneumático, el cual se programará para enviar la señal de abrir y cerrar la tolva automáticamente.

En la parte superior e inferior de la cocina se encontrará una tapa que funcionará de la misma forma que la tapa de la tolva de carga con la única variante de que el tiempo de apertura y cierre serán distintos en todos los casos. La figura 4.82, muestra la disposición de dichos elementos.

4.6.9.3-Proceso electroneumático

1. En el anexo 12, se muestran los actuadores encargado de mover las tapas con sus respectivas válvulas, además del esquema electroneumático. El cilindro neumático número 1, representa la tapa de descarga de la tolva, el cilindro neumático número 2, representa la tapa de entrada de la cocina, el cilindro neumático número 3, representa la tapa de salida de la cocina.
2. Al iniciar el proceso de despulpado estará inicialmente cerrada la tapa de la tolva de carga (1), la tapa de la entrada de la cocina (2) y la tapa de la salida de la cocina (3), por esta razón estarán activados los finales de carrera S2, S4, y S6.
3. El operario al verificar la existencia de suficiente fruta en la tolva de entrada, pulsa el botón de arranque del sistema S7, abriendo simultáneamente la tapa de entrada de la cocina y la tapa de descarga de la tolva.
4. Una vez abierta completamente dichas tapas se activan los finales de carrera S1, S3, en este instante empieza el conteo del temporizador T1, que posee un set point de 36 s, que es el tiempo estimado de carga de la cocina, a su vez comienza el conteo del temporizador T4, que posee un set point de 116 s, éste será el tiempo que tomará realizar un ciclo y enviar la señal de apertura mediante el relee K12, de las tapas 1 y 2 cada inicio de un ciclo.
5. Cuando entren los 12 kgmasa de fruta que se necesitan cocinar, se cierran automáticamente ambas tapas gracias al relé K8, que fue activado por el temporizador T1.

6. Al activarse nuevamente los finales de carrera S2, S4 y S6, además del relee K8, se activa el temporizador T2, que es el encargado de esperar el tiempo de cocinado, el mismo posee un set point de 40 s.
7. Al pasar los 30 s, el temporizador T2 activa el relee K10, que envía la señal al cilindro 3 para que abra la tapa de salida de la cocina.
8. Una vez abierta totalmente la tapa de salida de la cocina, se activa el temporizador T3, que posee un set point de 36 s, y es el encargado de esperar que se descargue la totalidad de la fruta.
9. Al pasar los 36 s, la tapa de la salida de la cocina se cierra automáticamente gracias a su temporizador de cierre T3.
10. Una vez cerrada la tapa de la salida de la cocina se activa nuevamente el final de carrera S6, que junto al S2, S4, y la señal de el temporizador T4, que se activa ya que pasaron los de su set point, se activa el relee K12, que abre simultáneamente las dos tapas de carga de la cocina y ha transcurrido un ciclo, esto en aproximadamente en 116 s. tomando en cuenta que cada apertura o cierre de una tapa dura aproximadamente 1 s.
11. Se repite la secuencia desde el paso numero 4.

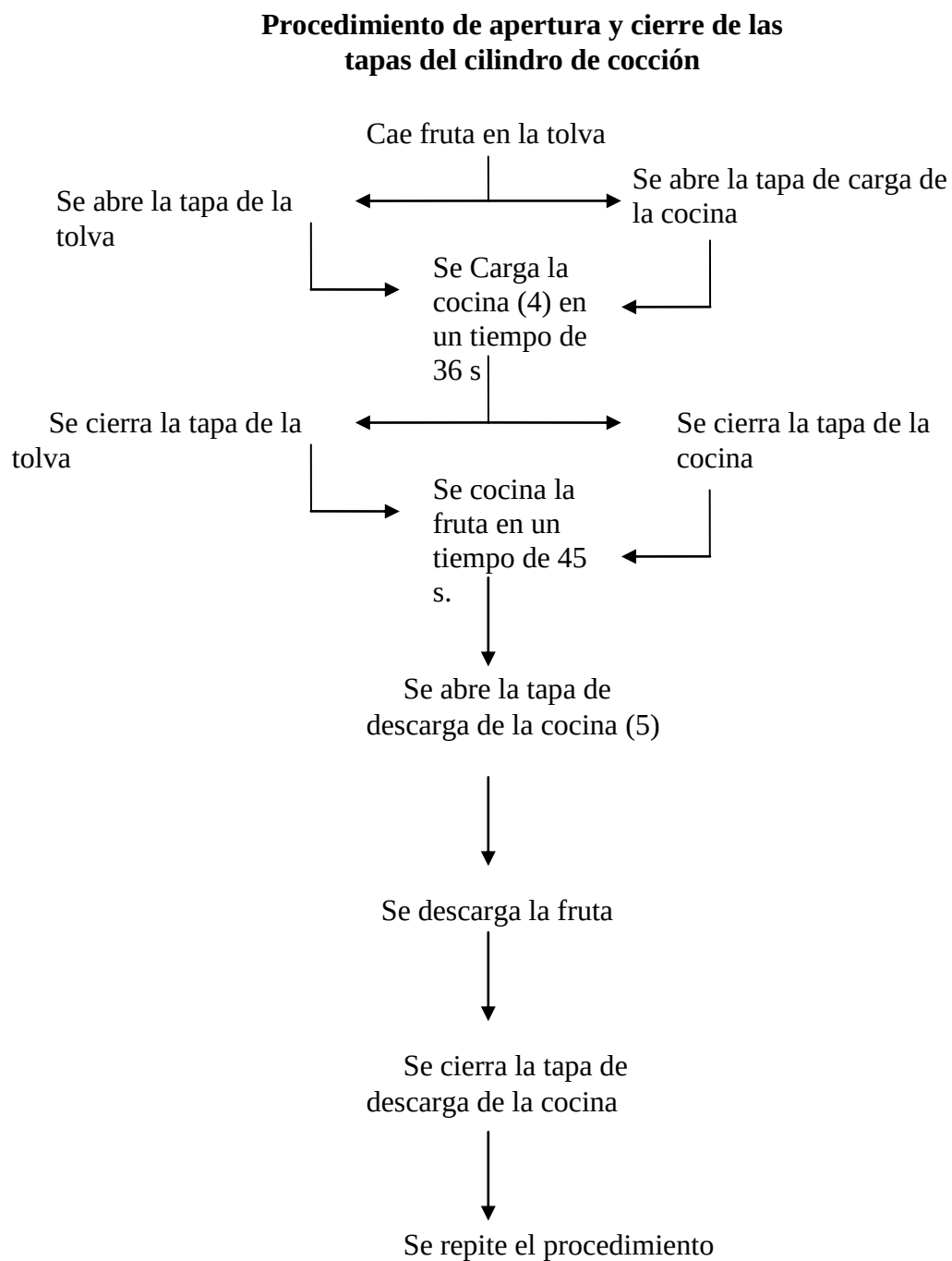


Figura 4.83. Esquema del proceso. **Fuente.** Propia.

4.6.9.4. -Fuerza de roce

La fuerza de roce se producirá entre los rieles de la tapa y esta última, esta fuerza de roce (F_r) será igual para todas las tapas ya que, están bajo la misma carga, que es el peso de la fruta (W_f) el cual es 589 N. Como se sabe la fuerza de roce se obtiene al multiplicar la fuerza normal por el coeficiente de deslizamiento (μ) entre las dos superficies. Para el contacto de dos aceros inoxidables, como es el caso de las tapas y los rieles, se recomienda un coeficiente de fricción estático (μ_e) de 0,15.

$$F_r = FN \times \mu_e$$

Ecuación 4.96

Realizando un diagrama de cuerpo libre sobre la tapa, se tiene:

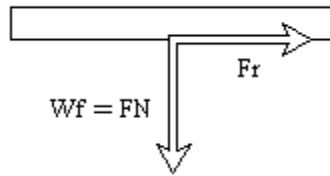


Figura 4.84. Diagrama de cuerpo libre sobre la tapa de la cocina. **Fuente.** Propia.

De él se desprende que el peso de las frutas (w_f) es igual a la fuerza normal (FN).

Entonces:

$$F_r = FN \times \mu_e = 589 \times 0.15 = 88.35N$$

El cilindro neumático debe vencer esta fuerza de roce para poder abrir y cerrar las tapas de la cocina, es decir la fuerza que genera el cilindro escogido debe ser mayor 88,35 N.

4.6.9.5-Selección de los elementos electro neumáticos

Tabla 4.19. Elementos electro neumáticos.

Elemento	Cantidad	Característica	Marca y modelo
Cilindro neumático	3	Cilindro de doble efecto sin vástago, longitud total 760 mm, carrera del vástago 560mm, diámetro del embolo 25 mm, fuerza admisible 295 N. presión 2 bar (200 kpa).	Festo Modelo DGC-G
Temporizador	4	Relee temporizador con retardo a la excitación, carga 100 – 240 VAC, tiempo de retardo desde 0-768s,	Lovato Modelo 31-AT1P-240
Finales de carrera	6	Frecuencia máxima de empleo: 3600 ciclos/h, Velocidad de accionamiento: 0,5-1,5m/s, Vida mecánica: >10 millones de ciclos, Corriente térmica nominal Ith: 10 A.	Lovato Modelo KB A1 S11
Electroválvula	3	Electroválvula 5/2 vías Temperatura ambiente -35 a +80 °C , Medios Aire comprimido lubricado y sin lubricar, Presión Nominal de 1-10 Bar	Burquert, modelo estándar.
Interruptores	2	Interruptores normalmente abiertos. Corriente térmica convencional al aire libre Ith: 16A, 25A, 32A y 40A (Tipo GS...B...) - 63A, 80A, 100A y 125A (Tipo GS...MB...)	Lovato versión mando directo

Elemento	Cantidad	Característica	Marca y modelo
Contactores	25	Tetrapolares, 20A en categoría AC1, alimentación de control AC o DC	Lovato Minicontactores serie BG
Compresor de aire limpio	1	Compresor de aire limpio, presión máxima 6 bar (600 kpa), 120 VAC.	JUN-AIR, modelo OF311.

Fuente. Propia.

4.6.10- Despulpadora y refinadora (10 y 11, Anexo 13.17)

4.6.10.1- Funcionamiento

La figura 4.85 muestra la configuración de la máquina. Una vez la fruta sale de la cocina cae en la tolva de entrada (1) de la máquina despulpadora por efecto de la fuerza de gravedad, al entrar en la máquina la fruta se deposita dentro de un filtro o tamiz horizontal (2) dentro del cual se encuentran 3 espas (3) que están unidas longitudinalmente a un eje (4) que gira a elevadas revoluciones, por efecto de la fuerza centrífuga las espas envían la fruta hacia los extremos del tamiz.

Luego de que las frutas estén pegadas a las paredes del filtro la combinación entre la fuerza centrífuga y el arrastre que las paletas aplican sobre la materia prima, obligará al desprendimiento de la pulpa forzándola a salir a través de los orificios del tamiz.

Las semillas y conchas evacuan el dispositivo en la dirección del eje gracias a la inclinación que poseen las espas, que imitan el funcionamiento de un transportador

helicoidal, al salir la mezcla por el tamiz, cae por efecto de gravedad hacia el ducto de salida (5) de la despulpadora hasta entrar en la máquina refinadora (6) que se encargará de terminar de extraer los restos de semillas y conchas que quedan en la mezcla para así obtener el producto final.

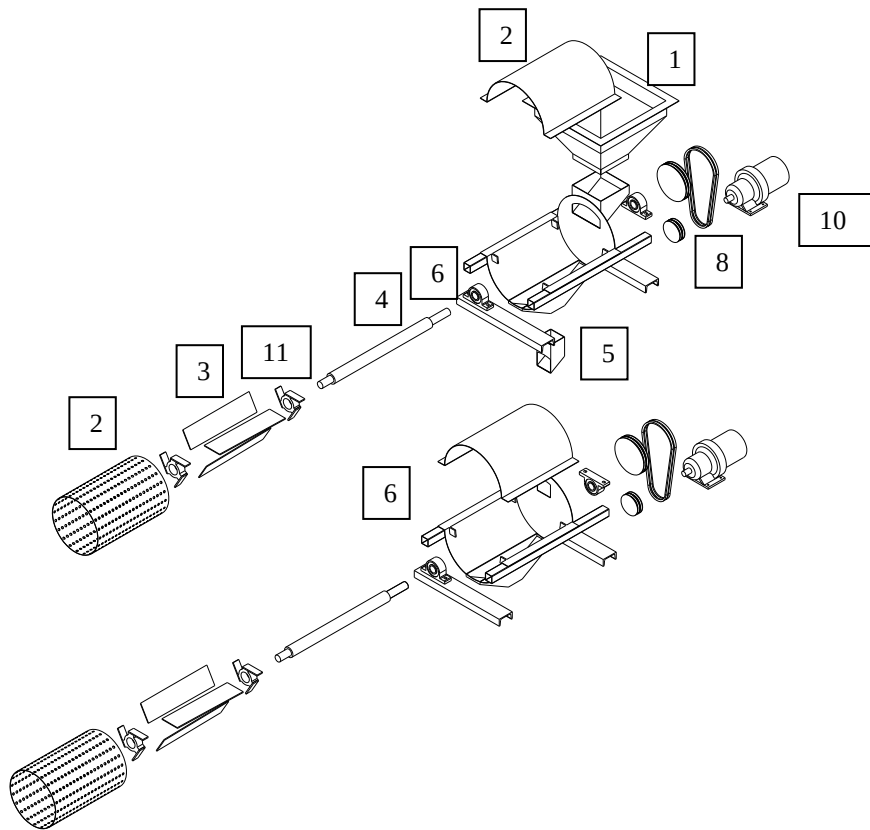


Figura 4.85. Despulpadora y refinadora. **Fuente.** Propia.

4.6.10.2- Dimensionamiento de la despulpadora

La capacidad de la máquina despulpadora se limitará por la capacidad que pueda entrar a la misma, y ésta a su vez es la capacidad máxima de salida de la cocina de escaldado, la cual es de 30 kgmasa/min.

El diámetro del cilindro será un tanto más pequeño en magnitud que el del cilindro de lavado y prelavado el cual es de 5,08 dm, ya que en esa etapa del cálculo la fruta más grande era el mango, el cual para el proceso de despulpado estará reducida a trozos pequeños luego de pasar por el molino de cuchillas. Por estas razones se selecciona un cilindro de 16 pulg de diámetro es decir 4,1 dm. La longitud se asume igual al radio de la cocina de escaldado, es decir 60 cm.

Conocida la capacidad requerida y las dimensiones de la máquina despulpadora es necesario conocer la velocidad de giro que las aspas deben tener para satisfacer la producción requerida.

Para poder estimar esta velocidad de giro, se realiza una analogía suponiendo que cada una de las aspas de la máquina despulpadora se asemeja a la hélice de un tornillo sinfín de un paso muy largo, con la particularidad de que éste posee tres entradas, es decir tres hélices

La capacidad máxima de un transportador helicoidal de una sola hélice se calcula con la ecuación 4.8.

$$Q_{\max} = 15 \times \pi \times D^2 \times P \times \omega \times F$$

Donde:

$Q_{\max}$: capacidad máxima del transportador (pies³/min).

D : Diámetro de la hélice (pies).

P : Paso de la hélice (pies).

ω : Velocidad de giro de la hélice (RPM).

F : Factor de carga, que depende del material a transportar.

Capacidad máxima ($Q_{\max}$)

La capacidad ($Q_{\max}$) de cada helice será igual a un tercio (1/3) de la capacidad total de la despulpadora, la cual se fijo en la sección “4.6.10.2- Dimensionamiento de la despulpadora”, es decir 10 kg masa/min, calculando la capacidad volumétrica con la ecuación 4.6.

$$Q_v = Q \times \nu$$

Donde:

Q_v : Capacidad volumétrica de la despulpadora.

Q = Capacidad de la despulpadora (kgmasa/min) = 10 kg/min.

ν = Densidad del durazno (dm^3/kg) = 1.54 dm^3/kg .

Entonces:

$$Q_v = 10 \text{ kg} / \text{min} \times 1,54 \text{ dm}^3 / \text{kg} = 15,4 \text{ dm}^3 / \text{min} = 32,66 \text{ pie}^3 / \text{H}$$

Diámetro de la hélice (D)

En este caso al ser el equipo de tres hélices se realizará el cálculo para una sola tomando un diámetro equivalente, utilizando el área ocupada por una sola entrada, dicha área se muestra en la figura 4.86.

Para los cálculos dimensionales se asumirá un diámetro de eje de 3 pulg (7,62 cm), y una vez obtenidas las fuerzas actuantes sobre el eje, se recalculará el diámetro del mismo.

$$A = \frac{(\pi D f^2 - \pi d^2) / 4}{3}$$

Donde:

A: Área de la sección rayada (figura 4.83).

Dt: Diámetro del tamiz (m) = 0,41 m.

d: Diámetro del eje (m) = 0,0762 m.

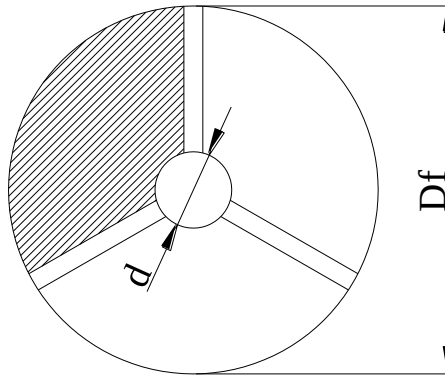


Figura 4.86. Corte transversal de la despulpadora. **Fuente.** Propia.

Entonces:

$$A = \frac{\pi(Dt^2 - d^2)/4}{3} = \frac{\pi(0,41^2 - 0,0762^2)/4}{3} = 0,0424 \text{ m}^2$$

Se calcula el diámetro equivalente.

$$A = \frac{\pi \times (De3)^2}{4}$$

Donde:

A: Área de la sección rayada figura 4.82 (m²).

De3: Diámetro equivalente de la sección rayada (m).

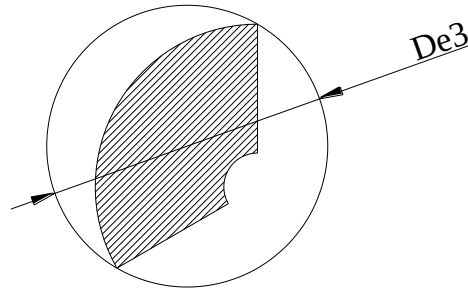


Figura 4.87. Diámetro equivalente. **Fuente.** Propia.

Despejando $De3$.

$$De3 = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

$$De3 = \sqrt{\frac{4 \times 0,0424}{\pi}} = 0,23 \text{ m}$$

P : Paso de la hélice

Para obtener el paso de la hélice se sabe que la inclinación de estas será de un (1) grado, desde el punto de inicio del eje hasta el punto final del mismo, de allí se puede deducir que al girar la hélice un grado la fruta avanza 60 cm gracias al efecto de transportador helicoidal que le da la inclinación de los ejes a la máquina, con una sencilla relación podemos obtener cuanta distancia se necesita para que la hélice gire 360° sobre el eje, es decir, se complete un paso, y así saber cuál es el paso de la misma.

De lo anteriormente se deduce la siguiente relación.

$$P = 360^\circ \times \frac{60 \text{ cm}}{1^\circ} = 21600 \text{ cm.}$$

Luego con este paso evaluaremos la velocidad de rotación calculada y analizaremos los resultados obtenidos.

El factor F es un porcentaje de llenado se asumirá 15% como el de los cilindros de prelavado y lavado.

Velocidad de giro (ω)

De la ecuación 4.8, se despeja ω , es importante destacar que la ecuación 4.8, da la capacidad para cilindros que posean al menos un paso completo, pero en este caso como la longitud del cilindro es una fracción del paso se debe dividir la capacidad máxima obtenida por un factor de corrección, quedando la ecuación 4.8 de la capacidad real Q_{Real} de la siguiente manera.

$$Q_{\text{Real}} = \frac{15 \times \pi \times D^2 \times P \times \omega \times F}{Fco}$$

El factor de corrección (Fco) se obtiene al dividir la longitud total del cilindro entre la longitud de la despulpadora.

$$Fco = \frac{P}{l} = \frac{216m}{0,6m} = 360$$

Despejando la velocidad de giro (ω) de la ecuación 4.8, queda:

$$\omega = \frac{Q \times Fco}{15 \times \pi \times D^2 \times P \times F}$$

Donde:

Q : Capacidad volumétrica (pie^3/min) = $32,66 \text{ pie}^3/\text{min}$.

D : Diámetro de la hélice (pie) = $0,76 \text{ pie}$.

P : Paso de la hélice (pie) = $708,66 \text{ pie}$.

F : Factor de llenado = $0,15$.

F_{co} : Factor de corrección = 360 .

Entonces:

$$\omega = \frac{32,66 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \times 360}{15 \times \pi \times (0,76 \text{ pie})^2 \times 708,66 \text{ pie} \times 0,15} = 4,061 \text{ RPM} = 0,42 \text{ rad/s}$$

La velocidad necesaria para trasladar esa capacidad es muy baja, así que se debe calcular la velocidad de giro que genere la fuerza centrífuga necesaria para enviar la fruta a los extremos del tamiz.

4.6.10.3-Cálculo de las cargas

4.6.10.3.1-Peso de la fruta

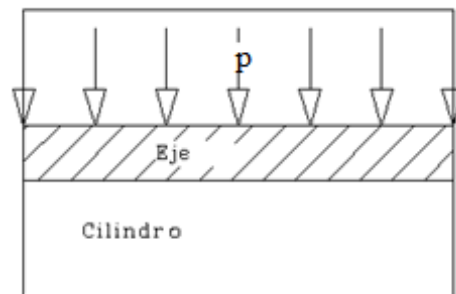


Figura 4.88. Peso de la fruta sobre el eje. **Fuente.** Propia.

Será una carga distribuida por toda la superficie del eje, y su valor máximo sería al suponer que toda la fruta estaría en la parte superior del cilindro, la figura 4.88

muestra lo descrito. Como se enfatizó anteriormente en la sección 4.6.10.1 la capacidad máxima del cilindro sería el 100% de su volumen ocupado, en el caso de la máquina despulpadora nos referimos al máximo volumen de frutas que puede contener el tamiz, el peso (W) generado por este volumen (V) se obtiene al multiplicar el mismo por el peso específico del durazno que es de las frutas a despulpar que mayor peso específico posee, posteriormente se obtiene el peso por unidad de longitud (W_m).

$$W = \frac{\pi D_f^2}{4} \times l \times \gamma_{Durazno}$$

Donde:

W: Peso de las frutas (N).

D_t : Diametro del tamiz (m) = 0,41 m.

l: longitud del tamiz (m) = 0,6 m.

$\gamma_{Durazno}$: Peso específico del durazno $10,35 \text{ N/dm}^3 = 0,01035 \text{ N/m}^3$

Entonces:

$$W = \frac{\pi D_f^2}{4} \times l \times \gamma_{Durazno} = \frac{\pi (0,41)^2}{4} \times 0,6 \times 0,01035 = 819,67 \text{ N}$$

El peso lineal (W_m) sería:

$$W_m = \frac{W}{l} = \frac{819,67 \text{ N}}{0,6 \text{ m}} = 1366,12 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

4.6.10.3-Fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga (F_c) es la que tiende a alejar del centro los objetos del centro de rotación, mediante la velocidad tangencial perpendicular al radio en un movimiento circular, gracias a esta fuerza la fruta se alejará del eje de la máquina hacia los extremos de la misma y forzara a salir la pulpa por los agujeros del tamiz que rodea a las aspas. Esta fuerza se puede deducir de la figura 4.89. Realizando una sumatoria de fuerzas.

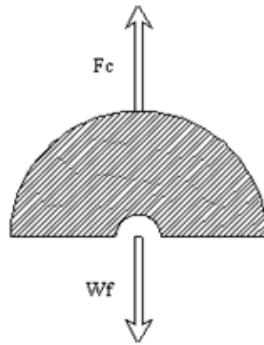


Figura 4.89 Fuerzas sobre el eje. **Fuente.** Propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$p = F_c \Rightarrow m \times g = m \times \alpha$$

$$g = \alpha = 9.8m/s^2$$

Para lograr levantar la masa es necesario girar a la aceleración de la gravedad. Como se asumió un eje de 3 pulg se calcula la velocidad de giro (ω) despejándola de la ecuación 4.97, que posteriormente será recalculada una vez obtenido el diámetro final del eje.

$$\alpha = \omega^2 \times r$$

Ecuación 4.97

$$\omega = \sqrt{\frac{\alpha}{r_2 - r_1}}$$

Donde:

r_2 : radio del tamiz (m) = 0,205 m.

r_1 : radio del eje (m) = 0,0762 m.

Entonces: $\omega = \sqrt{\frac{\alpha}{r_2 - r_1}}$

$$\omega = \sqrt{\frac{\alpha}{r_2 - r_1}} = \sqrt{\frac{9,8m/s^2}{(0,205 - 0,0762)m}} = 445,5RPM \approx 500RPM = 53rad/s$$

Como se puede notar la velocidad obtenida es muy superior a la necesaria para satisfacer la capacidad máxima necesaria, por esta razón se toma $\omega = 500RPM$ (53 rad/s).

4.6.10.4-Momento torsor sobre el eje

4.6.10.4.1-Momento de inercia rotacional

$$Mt_{Fruta} = MI_{Fruta} = I\alpha$$

Ecuación 4.98

$$I = m \times r$$

Ecuación 4.99

$$r = r_2 - r_1$$

Donde:

I : Inercia rotacional de la masa de fruta (kgmasa.m).

α : Aceleración angular (m/s^2) = 9,81 m/s^2 .

m : Masa de fruta (kg.masa) = 83.64 kg.masa.

r_2 : radio del tamiz (m) = 0,205 m.

r_1 : radio del eje (m) = 0,0762 m.

Entonces:

$$I = 83,64kg.masa \times (0,205 - 0,0762)m = 10,76kgmasa.m$$

$$MI_{Fruta} = 10,76kg \times m \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 105,55N.m$$

4.6.10.4.2-Momento torsor debido a la fuerza de roce

La fuerza de roce se genera entre la superficie del tamiz que se encuentra fija y la materia prima que trata de girar impulsada por el movimiento circular que llevan las hélices que están acopladas al eje.

La fuerza de roce se puede calcular con la ecuación 4.96, donde μ_e es el coeficiente de fricción estático entre las zonas en contacto, el mismo se tomará estático y no dinámico, ya que el estático es mayor que el dinámico, así aseguraremos que al inicio del movimiento del eje se podrá vencer esta fuerza de roce.

$$Fr = FN \times \mu_e$$

Donde:

FN: Fuerza normal.

Fr: fuerza de roce.

P: peso de la fruta.

La figura 4.90 muestra el diagrama de cuerpo libre sobre la zona más crítica del cilindro, la cual es la parte inferior del mismo, realizando una sumatoria de fuerzas en el eje “Y” se tiene:

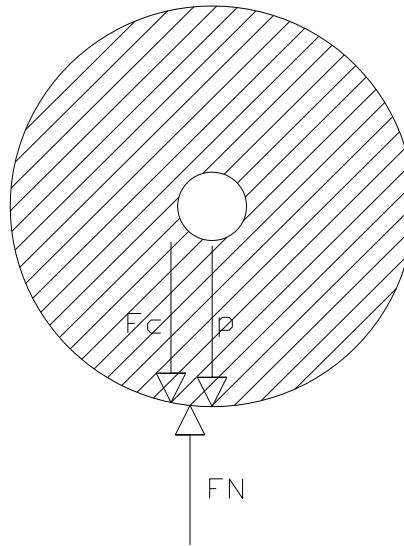


Figura 4.90 Diagrama de cuerpo libre sobre la zona más crítica del cilindro. **Fuente.** Propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$FN - P - Fc = 0$$

$$FN = P + Fc$$

$$FN = (m \times g) + (m \times \alpha)$$

$$FN = \left(83,64kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} \right) + \left(83,64kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$FN = (697N) + (697N) = 1394N$$

Una vez obtenida la fuerza normal, obtenemos la fuerza de roce, asumiendo un coeficiente de roce estático de 0,4.

$$Fr = 1394 \times 0,4 = 557,68N$$

El momento tursor generado por esta fuerza se obtiene con la ecuación 4.100.

$$M_{FR} = FR \times r \quad \text{Ecuación 4.100}$$

$$r = (0,205 - 0,0762)m = 0,1288m$$

$$M_{FR} = 557,68N \times 0,1288m = 71,81N \times m$$

Como ambos torques están en el mismo sentido se pueden sumar algebraicamente, y así obtener el torque final necesario para realizar este trabajo.

$$T_{total} = M_{FR} + MI_{Fruta}$$

$$T_{total} = (71,81 + 89,63)N \times m$$

$$T_{total} = 161,44N \times m$$

Como factor de seguridad tomaremos 1,25 así obtendremos el torque final, quedando el torque real en 201,81N.m. Luego se calcula potencia del eje.

$$N(watt) = (201,813N \times m) \times 8,333RPS = 1681,131watt = 2,254Hp$$

4.6.10.5-Potencia del motorreductor (10 figura 4.78)

Con la ecuación 4.11 se calcula la potencia del motorreductor.

$$N_{mot}(Hp) = \frac{N_{eje} \times K}{\eta_{Transmision}}$$

- $N_{eje} = 2,254 \text{ Hp}$.
- $K = 1,25$ factor de corrección de la potencia mecánica tomado del Tabla 4.6 de la página 67.
- $\eta_{Transmision} = 0,93$ eficiencia de la transmisión de potencia entre el motor reductor y el eje tomado de la referencia 17, “Par de poleas y correas en V”.

$$N_{mot}(Hp) = \frac{2,254 \times 1,25}{0,96} = 2,935hp \approx 3hp$$

Ahora se escoge un motorreductor comercial, marca Sumitomo de 2,2 KW y 768 RPM (81,2 rad/s), ver anexo 16.4

4.6.10.6-Selección de la correa de transmisión (8 figura 4.84)

Debido a la alta velocidad a la cual girará la despulpadora, y a las posibles vibraciones, se decide colocar como medio de transmisión de potencia una correa trapezoidal, con poleas acopladas a los ejes. El diámetro de la polea impulsora se fija en 17,78 cm (7 pulg), y el de la polea impulsada (7 figura 4.84) en 26,67 cm (10,5 pulg).

Relación de transmisión

$$Rt = \frac{D_{lm \text{ pulsada}}}{D_{lm \text{ pulsora}}} = \frac{10,5}{7} = 1,5$$

$$\omega_{lm \text{ pulsora}} = Rt \times \omega_{lm \text{ pulsada}}$$

$$\omega_{lm \text{ pulsora}} = 1,5 \times 500rpm = 750rpm$$

Se recalcula la velocidad de la polea impulsada.

$$Rt = \frac{\omega_{impulsora}}{\omega_{lm\ pulsada}} = \omega_{lm\ pulsada} = \frac{\omega_{impulsora}}{Rt} = \frac{768RPM}{1,5} = 512RPM$$

La longitud de la correa (Lp), se calcula con la ecuación 101, extraída de la referencia 17.

$$Lp = (2 \times C) + (1,57 \times (D_{lm\ pulsora} + D_{lm\ pulsada})) + \left[\frac{D_{lm\ pulsada}^2 - D_{lm\ pulsora}^2}{4 \times C} \right] \text{ Ecuación 4.101}$$

Asumiendo una distancia entre centros “C” de 15,35 pulg, se calcula Lp. Si se sabe que $D_{Impulsada} < C < 3(D_{lm\ pulsora} + D_{lm\ pulsada})$

$$Lp = (2 \times 15,35) + (1,57 \times (10,5 + 7)) + \left[\frac{(10,5 - 7)^2}{4 \times 15,35} \right]$$

$$Lp = (30,7 + 27,47 + 0,199) \text{ pulg} = 58,37 \text{ pulg}$$

Es necesario seleccionar una correa estándar, así que se utiliza la tabla N°17.7 de la referencia 17, para una banda tipo B que soporta 2,1 hp por cada banda, se tiene una $Lp = 58,8$ pulg, por esto se debe recalculan “C”.

$$C \text{ recalculada} = 15,37 \text{ pulg} = 39,03 \text{ cm}$$

$$10,5 < 15,37 < 52,5$$

La referencia 17 indica que la velocidad de giro de una banda no debe ser menor a 1000 pie/min, V se puede calcular con la ecuación 102.

$$V = \frac{\pi \times \omega \times r}{12} = \frac{2 \times \pi \times 768 \text{ Rpm} \times 3,5 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg} / \text{pie}} = 1407,43 \frac{\text{pie}}{\text{min}} = 11,08 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Ecuación 4.102}$$

4.6.10.6.1-Número de bandas necesarias

Como se indicó anteriormente cada banda tipo B, soporta 2,1 hp de potencia, es necesario corregir la potencia a transmitir por un factor que depende del ángulo de contacto entre la polea y la correa, y un factor de longitud de banda.

El factor del ángulo de contacto se obtiene mediante la figura 4.91 extraída de la referencia 17, entrando con el ángulo de contacto βd , el cual se obtiene con la ecuación 4.103

$$\beta d = \pi - 2 \times \text{sen}^{-1} \frac{D_{\text{lm pulsada}} - D_{\text{lm pulsora}}}{2 \times C} \quad \text{Ecuación 4.103}$$

$$\beta d = 180 - 10,660 = 169,93$$

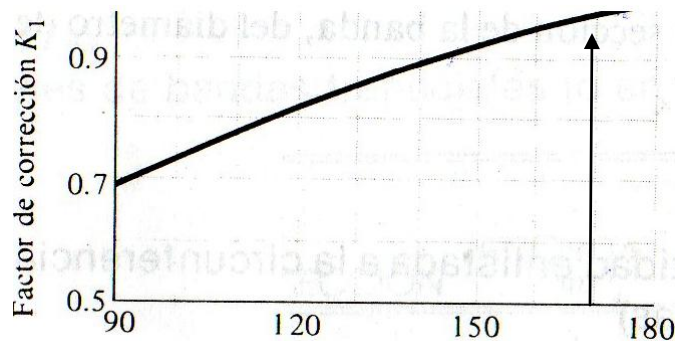


Figura 4.91. Factor del Ángulo. **Fuente:** Referencia 17.

Se lee en la tabla $F\beta = 0,95$.

El factor de longitud se lee de la figura 4.92 extraída de la referencia 17, entrando con la longitud calculada y el tipo de banda. $FL = 0,9$.

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 192
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

Figura 4.92. Factor de longitud. **Fuente:** Referencia 17.

La potencia corregida por banda se calcula con la ecuación 4.104.

$$N_{\text{corregida}} = N_{\text{porbanda}} \times F\beta \times FL \quad \text{Ecuación 4.104}$$

$$N_c = 2,1hp \times 0,95 \times 0,9 = 1,8hp$$

El número de bandas sería:

$$N^{\circ} \text{ bandas} = \frac{N}{N_c} = \frac{3}{1,8} = 1,67 \approx 2 \text{ bandas.}$$

4.6.10.7-Fuerza de la polea sobre el eje

Al actuar la polea se generan dos tensiones de signo contrario como muestra la figura 4.93, la fuerza resultante llamada “Fuerza neta” F_n , es la suma algebraica de

las dos tensiones. La fuerza neta resultante se genera en el plano XY, y se puede calcular con la ecuación 4.105 extraída de la referencia 17.

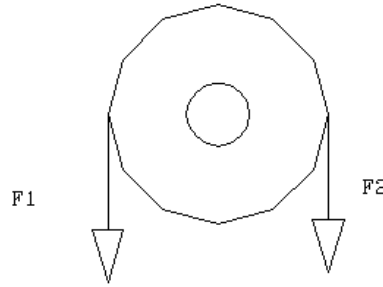


Figura 4.93. Tensiones sobre la polea. **Fuente** propia.

$$F_n = F_1 + F_2$$

$$F_1 - F_2 = \frac{63000 \times P(\text{hp})}{\omega_{\text{lm pulsada}}(\text{RPM}) \times \frac{D_{\text{lm pulsada}}(\text{pulg})}{2}} \quad \text{Ecuación 4.105}$$

La velocidad de la polea impulsada es de 512 RPM (53,61 rad/s), el diámetro es de 26,67 cm (10,5 pulg), la potencia del motor es de 2,2 kW (3 hp).

$$F_1 - F_2 = \frac{63000 \times 3\text{hp}}{512\text{RPM} \times \frac{10,5}{2}} = \frac{189000}{2688} = 70,31\text{bf} = 314,32\text{N}$$

La relación entre F_2 y F_1 extraída de la referencia 17 es la siguiente:

$$6 \leq \frac{F_1}{F_2} \leq 12$$

Tomando la mayor fuerza posible tenemos que $F_1=12F_2$, sustituyendo en la ecuación 4.104.

$$F_1 - F_2 = 72 \text{ lbf} = 314,32 \text{ N}$$

$$F_1 - \frac{F_1}{12} = 321,88 \text{ N}$$

$$\frac{11F_1}{12} = 321,88 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{12 \times 321,88 \text{ N}}{11} =$$

$$F_2 = 351,14 \text{ N} - 321,88 \text{ N} = 29,26 \text{ N}$$

$$F_n = F_1 + F_2$$

$$F_n = 351,14 \text{ N} + 29,26 \text{ N} = 380 \text{ N}$$

4.6.10.8-Cálculo del diámetro del eje

En primer lugar se estudiarán todas las cargas presentes en el mismo, las cuales son las generadas por la polea sobre el eje, el peso de la fruta, y las reacciones generados por los rodamientos.

Todas las fuerzas se ejercen en el plano XY, quedando ilustrado el eje en la figura 4.94, donde las dimensiones se encuentran en cm.

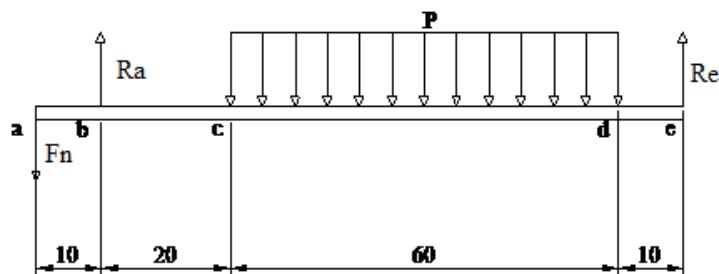


Figura 4.94. Diagrama de cuerpo libre. Fuente. propia

$$\sum Fy = 0$$

$$Fn + P = Rb + Re$$

$$Re = Fn + P - Rb$$

$$\sum MA = 0$$

$$(Rb \times \overline{ab}) - (P \times \overline{ac}) + (Re \times \overline{ae}) = 0$$

$$Rb = \frac{(P \times \overline{ac}) - (Re \times \overline{ae})}{\overline{ab}}$$

$$Rb = \frac{(P \times \overline{ac}) - ((Fn + P + R) \times \overline{ae})}{\overline{ab}}$$

$$Rb = \frac{\left(\left(1366,12 \frac{N}{m} \times 0,60m \right) \times 0,60m \right) - \left(\left(380 + \left(1366,12 \frac{N}{m} \times 0,60m \right) + Rb \right) \times 1m \right)}{0,10m}$$

$$Rb = (0,1Rb + Rb)m = 491,8(N \times m) - 380(N \times m) - 819,67(N \times m)$$

$$Rb = \frac{707,86(N \times m)}{1,1m} = -643,5N$$

$$Re = Fn + P - Rb$$

$$Re = [(380 + 819,6 - (-643,5))]N = 1843,1N$$

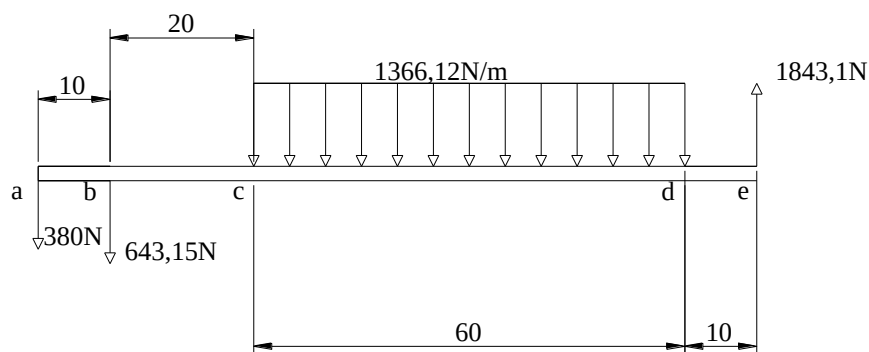


Figura 4.95. Diagrama de Fuerzas. **Fuente** propia.

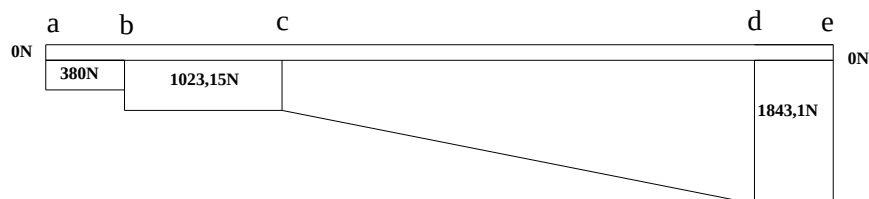


Figura 4.96. Diagrama de Corte. **Fuente** propia.

El área bajo la curva del diagrama de corte representa el momento flector generado por las fuerzas distribuidas sobre el eje.

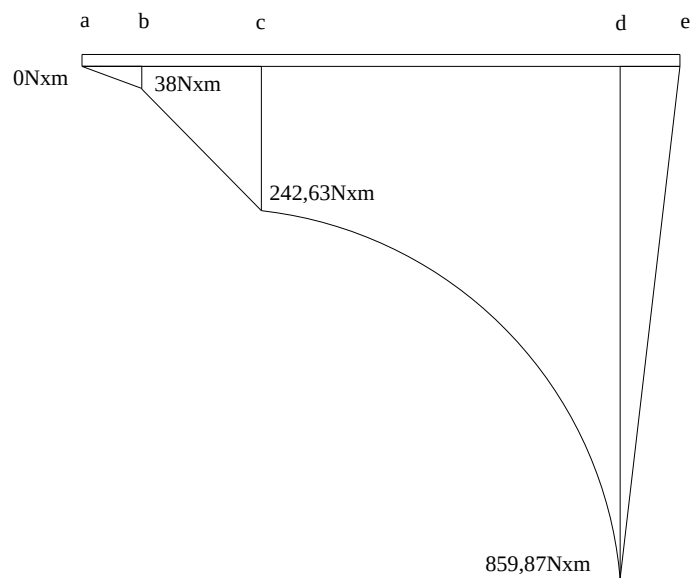


Figura 4.97. Diagrama de Momento. **Fuente** propia

La figura 4.98 muestra el diseño preliminar del eje, el cual cuenta con un anillo de sujeción y un cuñero de perfil en el punto a, dos chaflanes de borde cortante en los puntos b y e, y anillos de sujeción con cuñeros de perfil en los puntos c y d puntos donde irán incrustados los elementos de sujeción de las hélices (11).

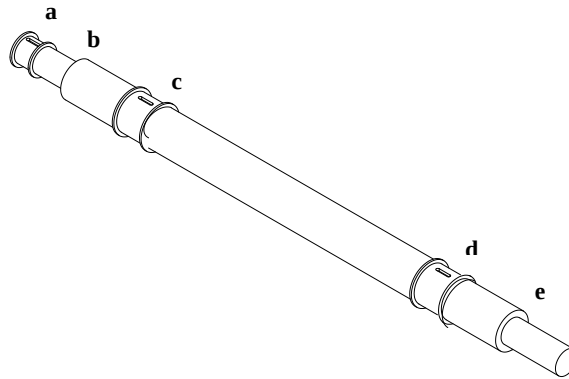


Figura 4.98. Diseño preliminar del eje. **Fuente.** propia

El material utilizado para el eje será igual al seleccionado en la página 156, para el diseño del eje del primer cangilón.

Los factores de concentración de esfuerzos y de seguridad son iguales a los asumidos en la página 156 y 157 respectivamente, con la salvedad del factor de tamaño el cual se calcula con la ecuación 4.105

Factor de tamaño (C_s):

Se asumió desde un principio el diámetro del eje de 3" Para diámetros de 2 a 10 pulgadas se utiliza la ecuación 4.105.

$$C_s = (d)^{-0,19} = (3)^{-0,19} = 0,81 \quad \text{Ecuación 4.105.}$$

Quedando $S_n' = 178 \text{ Mpa.}$

Punto A

Se presenta tensión por esfuerzo de corte, el esfuerzo a torsión admisible se obtiene mediante la ecuación 4.76.

$$\tau_{Adm} = \frac{0,577 \times SY}{fs}$$

$$\tau_{Adm} = \frac{0,577 \times 276Mpa}{3} = 53,1Mpa$$

Donde:

τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible.

Sy: Resistencia a al fluencia.

fs: Factor de seguridad.

El esfuerzo cortante real se calcula con la ecuación 4.77.

Donde:

τ_{Real} : Esfuerzo cortante real.

Fneta: Fuerza de corte neta.

A: Area de la sección transversal del eje.

$$\tau_{real} = \frac{4 \times Fneta}{3 \times A} =$$

$$\tau_{real} = \frac{4 \times 380N}{3 \times \frac{\pi \times D^2}{4}} = \frac{645,1}{D^2}$$

Como el esfuerzo admisible debe ser mayor o igual al esfuerzo real igualamos ambos términos, quedando el diámetro en cm despejado como:

$$\tau_{Adm} = \frac{645,1}{D}$$

$$Da = \sqrt{\frac{645,1}{53,1}} = \sqrt{12,148 \text{ cm}^2} = 3,48 \text{ cm}$$

Se recomienda aumentar el diámetro un 6% quedando:

$$Da = 1,06 D' = 3,688 \text{ cm}$$

Punto B

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo con la ecuación 4.69.

$$Db = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_F a}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$T = \frac{63000 \times N(\text{hp})}{\varpi(Rpm)} = \frac{63000 \times 3(\text{hp})}{500(Rpm)} = 378 l(\text{bs} \times \text{pu lg}) = 42,71(N \times m)$$

M_{Fb} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto b $M_{Fb} = 38$ N.m.

$$Db = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 38}{178} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{42,71}{276} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Db = \left[30,55 \times \sqrt{0,41 + 0,018} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{19,98} = 2,714 \text{ cm}$$

Punto C

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo con la ecuación 4.69.

$$Dc = \left[\frac{32 \times fs}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kf \times M_{Fc}}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

M_{Fc} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto c, M_{Fc} es igual a 242,63 Nxm.

$$Dc = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 242,63}{178} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{42,71}{276} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Dc = \left[30,55 \times \sqrt{16,72 + 0,018} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{124,99} = 5 \text{ cm}$$

Punto D

Se presenta flexión completamente invertida y torsión constante, el diámetro mínimo con la ecuación 4.69.

M_{Fd} se lee del diagrama de momento flector sobre el eje en el punto d M_{Fd} es igual a 859,87 N.m.

$$Dd = \left[\frac{32 \times 3}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{3 \times 859,87}{178} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{42,71}{276} \right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Dd = \left[30,55 \times \sqrt{210,02 + 0,018} \right]^{\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{442,75} = 7,62 \text{ cm}$$

Los diámetros obtenidos son:

- $D_a = 3,68 \text{ cm.}$
- $D_b = 2,71 \text{ cm.}$
- $D_c = 5 \text{ cm.}$
- $D_d = 7,62 \text{ cm.}$

El diámetro mayor en la sección crítica bd, es $D_d = 7,62 \text{ cm}$, por lo cual se tomara para esta sección, el diámetro de la sección ab, se recalcula con la relación establecida para la obtención del K_f , quedando de la siguiente forma:

$$\frac{D_d}{D_b} = 1,5 = D_b = \frac{D_d}{1,5} = \frac{7,62 \text{ cm}}{1,5} = 5,08 \text{ cm}$$

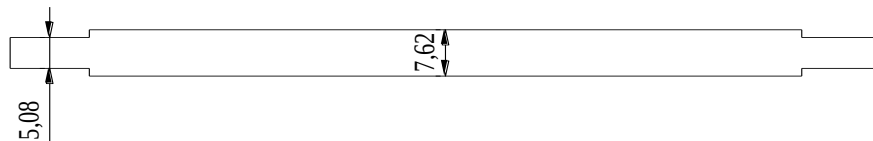


Figura 4.99. Eje de la despulpadora. **Fuente.** propia

4.6.10.9- Selección de los rodamientos

El procedimiento y las ecuaciones utilizadas son iguales a las de la sección 4.6.1.5 selección de los rodamientos.

Datos:

$$R_b = 643,15 \text{ N} = P$$

$$R_e = 1843,1 \text{ N} = P$$

$$D_{eje} = 7,62 \text{ cm (3 pulg)}$$

$$\omega = 512 \text{ RPM} = 53,61 \text{ rad/s}$$

$$p = \text{exponente de vida} = 3$$

4.6.10.9.1-Rodamientos seleccionados para los apoyos b y e

Fabricante: FAG

Catalogo: WL 41 520/3 SB, ver anexo 15.4

Diametro externo 80 mm

Diametro interno 50 mm

Rodamiento: 6010.2RSR

4.6.10.10-Filtros o tamices de la despulpadora y refinadora

Estos elementos serán contruidos igualmente de acero AISI-304, tendrán forma cilíndrica como la despulpadora y rodearán las hélices de la misma, estará unido al cilindro mediante la sujeción de pernos, ya que los mismos se cambian dependiendo de la fruta que se esté procesando. La figura 4.98 muestra la disposición del tamiz y los pernos que lo acoplan a la máquina.

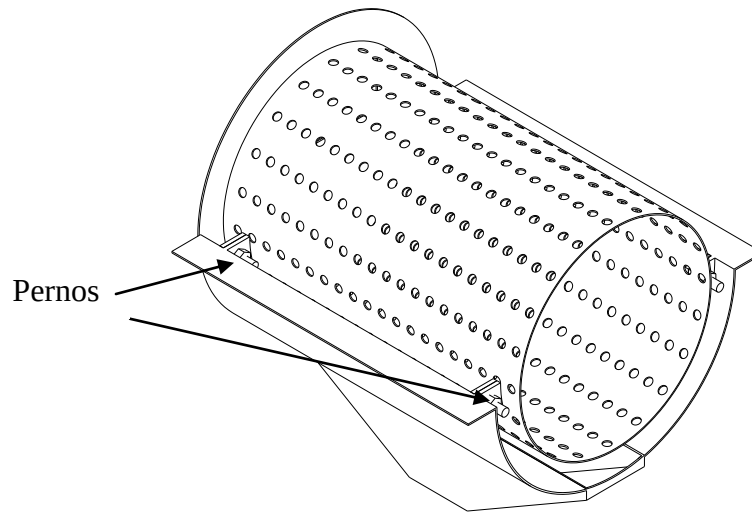


Figura 4.100. Tamiz o filtro sujeto a el cilindro. **Fuente.** propia

Los diámetros de los orificios del filtro, varían dependiendo de la máquina y de la fruta que se esté trabajando. La tabla 4.20 muestra los diferentes diámetros según la máquina y la fruta.

Tabla 4.20. Diámetros de los orificios de los filtros.

Fruta	Despulpado (mm)	Refinado (mm)
Parchita	1	0.25
Guanábana	5	1
Durazno	5	1
Fresa	1	0.25
Mora	1	0.25
Guayaba	1	0.25
Mango	5	1

Fuente. Propia.

4.7- ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA DEL PROYECTO

La rentabilidad es el rendimiento, ganancia que produce un proyecto. Se llama proyecto rentable no sólo al que evita las pérdidas, sino que, además, permite obtener una ganancia, un excedente por encima del conjunto de gastos de la empresa.

La rentabilidad hace referencia al beneficio, lucro, utilidad o ganancia que se ha obtenido de un recurso o dinero invertido. La rentabilidad se considera también como la remuneración recibida por el dinero invertido. La rentabilidad de cualquier inversión debe ser suficiente de mantener el valor de la inversión y de incrementarla. Dependiendo del objetivo del inversionista, la rentabilidad generada por una inversión puede dejarse para mantener o incrementar la inversión, o puede ser retirada para invertirla en otro campo. Para determinar la rentabilidad es necesario conocer el valor invertido y el tiempo durante el cual se ha hecho o mantenido la inversión.

Para la evaluación de la rentabilidad del proyecto se utilizó el modelo de valor actual, el cual representa la rentabilidad expresada en una cantidad de dinero en la actualidad, el valor presente neto es una única cantidad referida al tiempo cero y representa un premio si es positiva, o un fracaso si es negativa, para una tasa de interés elegida. La evaluación de este modelo se hace mediante la ecuación 106.

$$VA = \sum_{t=0}^n FT(1+i)$$

Ecuación 4.106

El costo de la línea instalada en planta fue presupuestado por la empresa de manufactura llamada CALTUCA C.A, en la tabla 4.24 de la página 237 se muestra dicho presupuesto. La tasa de rendimiento “i” será del 15%.

4.7.1-Estudio económico financiero

4.7.1.1-Periodo de estudio

En la evaluación de proyectos existen muchos indicadores que definen el periodo de estudio, tales como:

- ✓ La vida útil de los equipos y herramientas.
- ✓ La demanda del mercado.
- ✓ El tiempo de pago del préstamo.
- ✓ Entre otros.

Para este caso se tomará en consideración el tiempo de pago del préstamo, el cual será de cinco (5) años comenzando a partir del año 2009; siendo este último el año cero (2009).

4.7.1.2- Estimación de flujos monetarios

Los flujos monetarios calculados para este avance del proyecto son: capital fijo, capital de trabajo, costos operacionales, otras inversiones en capital fijo y capital de trabajo e ingresos brutos.

4.7.1.3- Ingresos

Son las entradas de dinero provenientes de las empresas que contratan el servicio. Su cálculo se obtiene de la multiplicación de la producción anual por el precio de venta, menos los costos de producción.

Los costos de producción de una planta de estas características son de diversas fuentes, entre los cuales tenemos, costos de materias primas, gastos administrativos, gastos en insumos, gastos de servicios públicos, entre otros. Para conocer estos costos se visitó la empresa, “Concentrados de Frutas el REY” la cual indicó cuales son básicamente los gastos de producción más significativos en el proceso, más no especificó el valor de cada uno de estos gastos, debido a políticas de la empresa, mas sin embargo, proporcionó un aproximado de los gastos totales que se tienen por kilogramo de pulpa de fruta y el costo al que ellos facturan dicho kilogramo, también indicaron que estos precios están sujetos a cambios debido a diversos factores, como por ejemplo la estación en que se esté, la inflación, entre otros factores, por esta razón los valores suministrados son un promedio de los precios que se obtuvieron desde el 31 de enero de 2008 hasta el 31 de enero de 2009. En la tabla 4.21 se muestra el costo por kilogramo de fruta y el precio de facturado del mismo.

Tabla 4.21.Costos de producción y precio de venta de cada fruta.

Fruta	Costo de producción en Bsf	Precio de Venta en Bsf
Parchita	4,70	6,70
Guanábana	5,00	6,80
Durazno	2,90	4,90
Fresa	4,20	6,10
Mora	4,10	6,10
Guayaba	2,50	4,50
Mango	2,90	5,00

Fuente. Propia.

Sin embargo es importante mencionar que estos precios incluyen empaquetado y traslado de la mercancía a los clientes de la empresa, indican que el precio por empaquetado oscila entre 0,30-0,60 Bsf/kg, pudiendo tomar el promedio de 0,45

Bsf/kg, y el traslado tiene un costo de 0,25 Bsf/kg, lo que indica que los verdaderos costos e ingresos que tomaremos para el estudio serán mostrados en la tabla 4.22.

Tabla 4.22. Ganancia por fruta.

Fruta	Costo de producción en Bsf	Precio de Venta en Bsf	Ganancia en Bsf
Parchita	4,00	6,00	2,00
Guanábana	4,30	6,10	1,80
Durazno	2,20	4,20	2,00
Fresa	3,50	5,40	1,90
Mora	3,40	5,40	2,00
Guayaba	1,70	3,80	2,10
Mango	2,20	4,30	2,10

Fuente. Propia.

Cada una de las frutas posee volúmenes de venta distintos, en la tabla 4.23 se muestra el porcentaje de ventas según el tipo de fruta.

Tabla 4.23. Porcentaje de ventas según el tipo de fruta.

Fruta	Porcentaje de ventas en el mes
Parchita	10
Guanábana	20
Durazno	20
Fresa	20
Mora	20
Guayaba	5
Mango	5

Fuente. Propia.

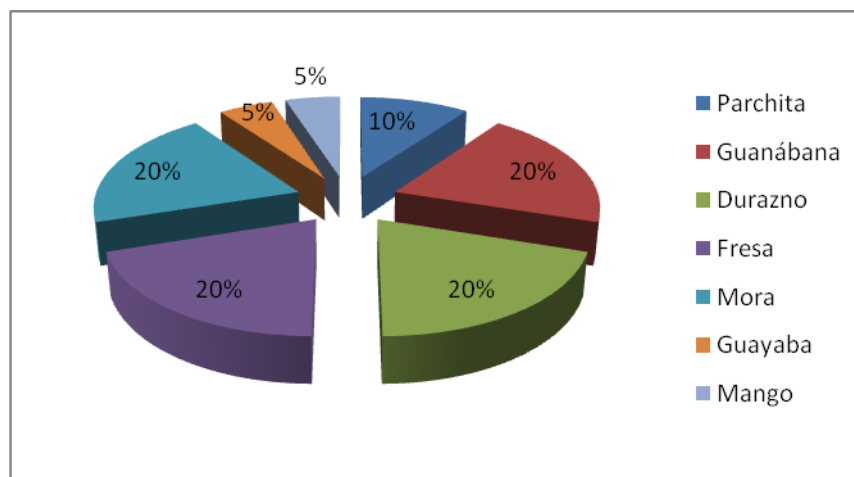


Figura 4.101. Distribución de las ventas. Fuente. Empresas visitadas. **Fuente.** Propia.

La ganancia mensual de la empresa se obtendrá posteriormente con la ecuación 4.107.

$$G = Q \times \sum \% \text{produccion} \times \text{Ganancia}_{\text{porfruta}}$$

Ecuación 4.107

$$G = 15000 \frac{\text{Kg}}{\text{mes}} \times \left[\begin{array}{l} (2 \times 0,1) + (1,8 \times 0,2) + (2 \times 0,2) \\ + (1,9 \times 0,2) + (2 \times 0,2) + \\ (2,10 \times 0,05) + (2,10 \times 0,05) \end{array} \right] \text{Bsf}$$

$$G = 15.000 \frac{\text{Kg}}{\text{mes}} \times [0,20 + 0,36 + 0,4 + 0,38 + 0,40 + 0,105 + 0,105] \text{Bsf}$$

$$G = 15.000 \frac{\text{Kg}}{\text{mes}} \times [1,95] \text{Bsf} = 29250 \frac{\text{Bsf}}{\text{mes}} \times 12 \frac{\text{mes}}{\text{año}} = 351.000 \frac{\text{Bsf}}{\text{año}}$$

4.7.1.4-Inversión inicial (II)

Inversión inicial es el desembolso de dinero al que es necesario recurrir para la adquisición de todas las facilidades de producción. Está integrada por:

$$II=CF_0+CT_0$$

Ecuación 4.108

Donde:

CF_0 : Capital Fijo inicial

CT_0 : Capital de Trabajo inicial

Ahora,

4.7.1.4.1-Capital Fijo Inicial (CF_0)

$$CF_0=AFT+AFI$$

Ecuación 4.109

AFT: Activos Fijos Tangibles

AFI: Activos Fijos Intangibles

Cálculos tipo:

$AFT = \sum \text{Costos de Maquinarias y Equipos}$

$AFI = \sum \text{Costos de Otras inversiones}$

Tabla 4.24. Presupuesto de la línea de despulpado. (Fuente CALTUCA C.A.)

Artículo	Cantidad	Descripción	Precio unitario en (Bsf)	Precio Total en (Bsf)
Cilindro de prelavado	1	Transportador helicoidal con sistema de aspersión de agua.	80.000	80.000

Artículo		Cantidad	Descripción	Precio unitario en (Bsf)	Precio Total en (Bsf)
Cilindro de Lavado		1	Transportador helicoidal con sistema de aspersión de agua y cloro.	90.000	90.000
Mesa de selección		1	Banda trasportadora con bandeja de entrada.	60.000	60.000
Elevador de Frutas		2	Elevador de cangilones de 1,8 m de altura	40.000	80.000
Elevador de Frutas		1	Elevador de cangilones de 5,2 m de altura	50.000	50.000
Unidad de cocinado, despulpado y refinado	Escaldador	1	Cilindro vertical con caldera y tubería	250.000	250.000
	Despulpadora	1	Maquina despulpadora con filtros varios		
	Refinadora	1	Máquina Refinadora con filtros varios		
Total			610.000 Bsf		

Fuente. Caltuca C.A.

Tabla 4.25. Mobiliario, equipos de oficina y otros.

Maquinarias y equipos	Cantidad	Vida útil	Valor residual (Bsf.)	Precio unidad (Bsf.)	Total (Bsf.)
Escritorio secretarial	2	5	400	800	1.600
Archivo 4 gavetas	2	5	200	500	1.000
Escalera	1	15	100	500	500
Balanza	1	15	0	1.000	1.000
Carrucha	2	15	400	500	1.000
Fax	1	5	0	500	500
Computadora	2	5	2.000	2.500	5.000
Impresora multifuncional	1	5	500	1.500	1.500
Estantería	2	5	2.000	2.000	4.000
Papelera	10	5	0	50	500
Bomba centrífuga	2	5	200	1.000	2.000
Tanque de agua 1200 L	1	10	1.000	2.000	2.000
Aire acondicionado tipo split con control remoto 18000 BTU	1	5	1.000	3.000	3.000
Bebadero balancín casillero	1.	8	500	1.500	1.500
Total			8.300		27.100

Fuente. Propia.

Tabla 4.26. Otras inversiones.

Otras inversiones 2007	Forma de estimarlo	Monto (Bsf.)
Entrenamiento del personal		5.000
Inventario de materia prima e insumos	5 días de las ventas	6.600
Inventarios de productos terminados	7 días de ventas	9.300
Efectivo en caja y cuentas por cobrar	10 mes de ventas promedio	13.300
Otros gastos		5.000
Total		39.200

$$\text{Total II} = 610.000 + 27.100 + 39.200 = 676.300 \text{ Bsf.}$$

4.7.1.5-Financiamiento

Para realizar este proyecto se propone solicitar un crédito de BANFOANDES por el 70% del total de la inversión inicial, el resto de la inversión se financiara con capital propio con un costo de oportunidad equivalente a la tasa pasiva de la banca privada.

La tasa de interés fue tomada del Banco de Venezuela para el mes de enero de 2009, la cual fue de 17,00 % fija.

Cálculo Tipo:

$$D_{\text{inicial}} = 70\% * II \quad \text{Ecuación 4.110}$$

Donde:

II: Inversión Inicial.,

D_{inicial} : Deuda Inicial.

$$D_{\text{inicial}} = 0,7 * (676.300 \text{ Bsf.}) = 473.410 \text{ Bsf.}$$

Cuota = R

Donde:

$$P = D_{\text{inicial}}$$

$$R = P * (R/P_{i;n}) = (R/P_{17\%5}) = 473.410 \text{ Bsf.} \times (0,312563864)$$

$$R = 147.970,859 \text{ Bsf.}$$

Descomposición de la cuota:

$$\text{Cuota} = \text{Amort.} + \text{Interes}$$

$$\text{Interés} = i * P \quad \text{Ecuación 4.111}$$

$$\text{Interés} = 0,17 * 473.410 \text{ Bsf} = 80.479,7 \text{ Bsf} \quad \text{Ecuación 4.112}$$

$$\text{Amort} = \text{Cuota} - \text{Interes}$$

$$A = 147.970,859 \text{ Bsf} - 80.479,7 \text{ Bsf}$$

$$A = 67.491,159 \text{ Bsf.}$$

$$D_{\text{año 2009}} = D_{\text{inicial}} - \text{Amort}$$

$$D_{\text{año 2009}} = 473.410 \text{ Bsf.} - 67.491,159 \text{ Bsf.}$$

$$D_{\text{año 2009}} = 405.918,84 \text{ Bsf.}$$

Tabla 4.27. Amortización del préstamo.

Año	Deuda Inicial (P) (Bsf)	Amortización (Bsf)	Interés (Bsf)	Cuota (R) (Bsf)	Deuda Final (Bsf)
2010	473.410	67.491,159	80.479,7	147.970,859	405.918,84
2011	405.918,84	78.964,659	69.006,2	147.970,859	326.954,181
2012	326.954,181	92.388,64	55.582,22	147.970,859	234.565,531
2013	234.565,531	108.094,71	39.876,14	147.970,859	126.470,81
2014	126.470,81	126.470,81	21.500,038	147.970,859	0,0

Fuente. Propia.

4.7.2-Cálculo del valor actual

En la figura 4.102 se muestra los flujos de caja que se obtendrán durante el periodo de estudio.

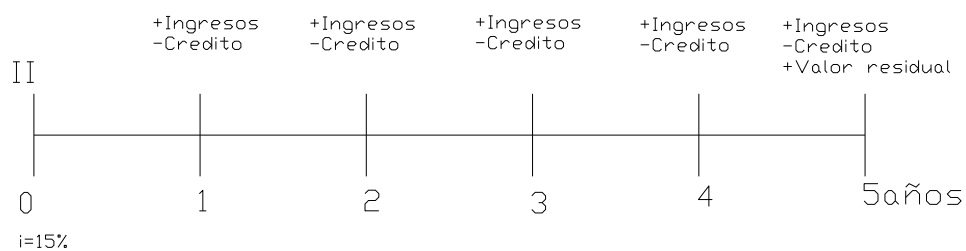


Figura 4.102. Flujos monetarios. **Fuente.** Propia.

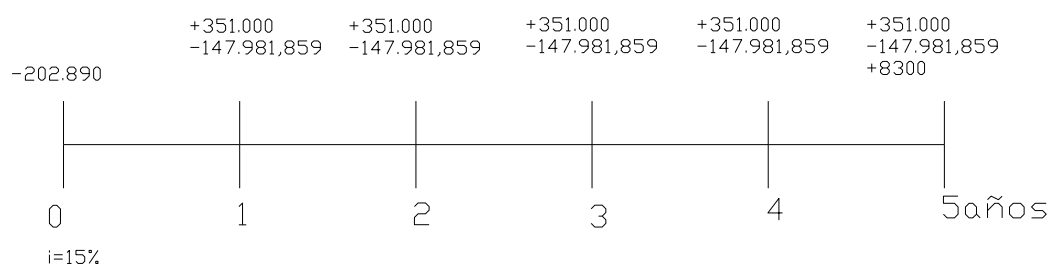


Figura 4.103. Flujos monetarios calculados. **Fuente.** Propia.

$$VA = -202.890 + \left\{ 4 \times \left[203018,14 \times (1 + 0,15)^{-1} \right] \right\} + \left[211318,141 \times (1 + 0,15)^{-1} \right]$$

$$VA = -(202.890 + 706.150,052 + 183.754,9)Bs\text{f} = 687.014,95Bs\text{f}$$

El proyecto será rentable, teniendo una ganancia neta en 5 años de 687.014,95Bs\text{f}.

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 CONCLUSIONES

Se pudo verificar que el peso y volumen específico son las propiedades de las frutas que influyen en mayor medida en el diseño de todos los elementos del proyecto.

La línea diseñada es capaz de despulpar las siguientes frutas durazno, fresa, guanábana, guayaba, mango, mora y parchita.

El diseño de la máquina despulpadora requirió proyectar todos los procesos previos al despulpado a saber: lavado, selección, desinfección y escaldado.

Se puede garantizar que la línea es capaz de producir 15.000 kgmasa/mes, teniendo la posibilidad de duplicar esta producción.

El diseño automatizado de la cocina de escaldado, permite la continuidad del proceso.

El empleo de aspas unidas longitudinalmente a un eje que gira a altas revoluciones, permite realizar el proceso de despulpado de frutas con semillas de distintos tamaños.

De acuerdo al estudio de factibilidad económica del proyecto, el mismo resulta rentable, obteniendo un valor actual del proyecto de 687.014,95Bsf.

5.2 RECOMENDACIONES

Se recomienda diseñar e implementar un plan de mantenimiento de todos y cada uno de los equipos que conforman la línea de despulpado, con el fin de mejorar el rendimiento de los mismos y aumentar su vida útil.

Agregaría valor al proyecto, diseñar un sistema de abastecimiento continuo de la línea, es decir un dispositivo que alimente automáticamente el primer elevador de cangilones de la línea, con el fin aumentar el grado de automatización del proyecto.

Es recomendable diseñar el sistema de embalado o empaquetado de la pulpa para su posterior distribución.

Se recomienda diseñar e implementar un plan de limpieza de todos y cada uno de los equipos que conforman la línea de despulpado, para garantizar el higiene de la misma.

Se recomienda diseñar un plan de análisis de riesgo, con el fin de minimizar las posibilidades de accidentes laborales durante la operación de la línea.

Diseñar un procedimiento de control de calidad en las distintas etapas de transformación de la materia prima, así como el producto final.

Realizar un procedimiento operativo estándar (POE), sobre la implementación del sistema con el fin de operar la línea de manera correcta.

DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

Símbolo	Nombre	Unidad
A	Área	m ²
Bi	Número de Biott	-
C	Distancia entre centros	m
Cp	Calor específico	kJ/(kg.K)
d	Distancia entre centros	m
D	Diámetro	m
<i>f</i>	Factor de corrección de carga	-
<i>F</i>	Factor del porcentaje de llenado	-
F	Fuerza	N
Fco	Factor de corrección de carga	-
fp	Factor de producción	-
<i>fs</i>	Factor de choques	-
<i>Fs</i>	Factor de servicio	-
G	Ganancia	Bsf
h	Altura	m
h _{x-y}	Pérdidas por tramo	m.c.H ₂ O
<i>h</i>	Coeficiente de transferencia de calor por convección.	W/(m ² .K)
H	Energía hidráulica (disponibilidad)	m.c.H ₂ O
I	Inercia	m ⁴
K	Coeficiente de transferencia de calor por convección	W/(m.K)
l	Longitud	M
<i>L</i> _{10H}	Horas de servicio	H
m	Masa	kg
Mf	Momento flector	N.m

Mt	Momento torsor	N.m
N	Potencia	W
Nu	Número de Nusselt	-
P	Paso	m
p	Presión	Pa
p	Exponente de vida	
q	Calor	J
Q	Capacidad	kg/s
Q	Caudal	m ³ /s
Q	Potencia calorífica	W
Qmp_{req}	Capacidad de materia prima requerida	kg masa/min
$Qpul_{req}$	Capacidad de pulpa requerida	kg masa/min kg masa/mes
Qv	Capacidad volumétrica	m ³ /min
r	Radio	m
R	Reacción	N
Rt	Relación de transmisión	-
Sn	Límite de resistencia a la fatiga	Pa
Sn´	Esfuerzo de fluencia de trabajo	Pa
Sut	Resistencia última a la tensión	Pa
Sy	Resistencia de fluencia	Pa
Sv	Resistencia del material a la fuerza de corte	Pa
t	Tiempo	s
T	Temperatura	°C
v	Velocidad lineal	m/s
V	Volumen	m ³
VA	Valor actual	Bsf

W	Peso	N
z	Energía potencial (Altura)	m.c.H ₂ O
Z	Número de dientes	-
β	Ángulo de sobrecarga o ángulo de contacto	°
η	Eficiencia	%
ψ	Constante de tiempo	1/s
σ	Esfuerzo a flexión	Pa
ω	Velocidad de giro	rad.s ⁻¹
τ	Esfuerzo cortante	Pa
γ^f	Esfuerzo de compresión	Pa
λ	Peso Específico	N/m ³
ν	Volumen específico	m ³ /kg
φ	Diámetro equivalente	m
δ	Ángulo de deslizamiento	-
η_A	Porcentaje de aprovechamiento	%

Catálogo de los cangilones

ANEXO 1

TYPE D



www.go4b.com

FREE Engineering Design
Service - See page 28

Deep Pattern

Pressed Seamless Steel Bucket

- For free flowing materials
- For materials elevated at slower speeds with gravity discharge
- Mainly for heavy duty applications

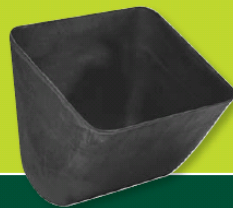
Diseño profundo

Cangilón de acero estampado

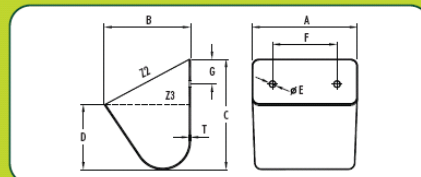
- Para materiales de caída libre
- Para materiales elevados a velocidades más lentas y con descarga por gravedad
- Principalmente para aplicaciones pesadas

Pressed Seamless Steel

Chapa de acero estampada,
sin soldaduras



INDUSTRIAL



						Capacity / Capacidad (Litros)			Bolt Holes / Agujeros			
No.	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	T (mm)	kg	Z2 (total)	Z3 (water)	No.	E (Ø mm)	F (mm)	G (mm)
D8	152	102	130	79	2.0	0.68	1.15	0.75	To customer specification Según especificaciones del cliente			
D18	178	114	152	92	3.0	1.50	1.70	1.15				
D21	203	127	146	86	3.0	1.50	2.10	1.35				
D55	229	152	200	111	3.0	2.59	3.95	2.40				
D58	254	152	200	111	2.0	1.84	4.40	2.65				
D61	254	152	200	111	3.0	2.59	4.40	2.65				
D64	279	152	200	111	3.0	2.77	4.85	3.00				
D66	305	152	200	111	1.5	1.54	5.20	3.20				
D69	305	152	200	111	3.0	3.02	5.20	3.20				
D70	305	152	200	111	4.7	4.74	5.20	3.20				
D86	305	171	225	117	3.0	3.36	6.40	3.70				
D96	356	184	229	108	3.0	3.99	7.80	4.35				
D106	381	184	229	108	3.0	4.26	8.50	4.60				
D108	381	184	229	108	4.7	6.71	8.5	4.60				
D118	457	191	254	133	3.0	5.76	12.20	7.65				
D120	457	191	254	133	4.7	9.00	12.20	7.65				
D160	406	197	244	140	3.0	5.17	10.75	7.20				
D180	406	197	244	140	4.7	7.89	10.75	7.20				
D123	508	203	273	149	4.7	10.54	15.25	9.25				
D131	619	210	298	127	3.0	7.80	20.00	9.50				
D132	619	210	298	127	4.7	12.61	20.00	9.50				
D181	381	222	254	140	4.7	7.94	12.15	7.35				

* Non stock item - Only made to order.

* Hecho bajo pedido.

Catálogo de los rodillos

ANEXO 2



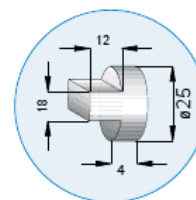
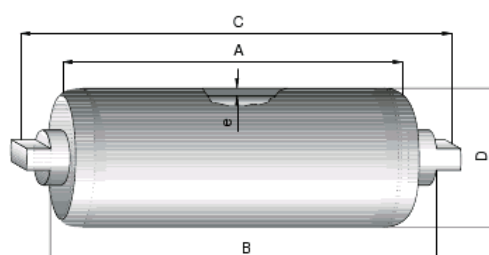
RODILLOS LISOS

15

RODAMIENTO 6205 EJE Ø25

**Serie
M / S-25**

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	76	89	102	108	127	133	152	159
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3,6	3,8	4	4	4,5	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	2,2
CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,7	2	2,3	2,4	2,9	3,1



Colocación en ARTESA

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø76	Peso partes móviles Ø76
300					
400	160	168	192	2,50	1,75
500	200	208	232	2,89	1,98
650	250	258	282	3,35	2,27
800	315	323	347	3,95	2,66
1000	380	388	412	4,54	2,93
1200	465	473	497	5,32	3,38
1400	530	538	562	5,93	3,61
1600	600	608	632	6,65	4,02
1800	670	678	702	7,14	4,40
2000	750	758	782	7,94	4,90

Notas

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

Observaciones

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:
Peso de la tabla (Rod.Ø76) x Constante (T ó T1).
Ej. Peso (Ø89/160) = peso (Ø76/160) x T
Peso = 2,5 x 1,1 = 2,75 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107
UNE 58-232-92

Colocación en "V"

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø76	Peso partes móviles Ø76
300	200	208	232	2,89	1,98
400	250	258	282	3,35	2,27
500	315	323	347	3,95	2,66
650	380	388	412	4,54	2,93
800	465	473	497	5,32	3,38
1000	600	608	632	6,56	4,09
1200	700	708	732	7,48	4,60
1400	800	808	832	8,40	5,15
1600	900	908	932	9,31	5,67
1800	1000	1008	1032	10,23	6,20
2000	1100	1108	1132	11,15	6,75

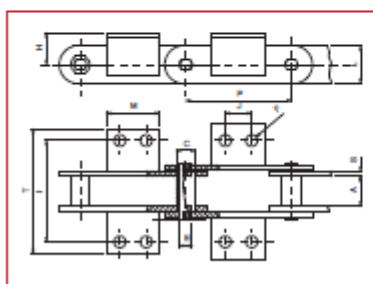
Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø76	Peso partes móviles Ø76
300	400	408	432	4,73	3,06
400	500	508	532	5,64	3,56
500	600	608	632	6,56	4,09
650	750	758	782	7,94	4,88
800	950	958	982	9,77	5,94
1000	1150	1158	1182	11,61	7,05
1200	1400	1408	1432	13,90	8,30
1400	1600	1608	1632	15,70	9,33
1600	1800	1808	1832	17,50	10,36
1800	2000	2008	2032	19,40	11,18
2000	2200	2208	2232	21,24	12,55

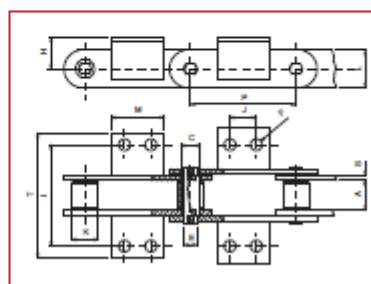
Catálogo de las cadenas transportadoras

ANEXO 3

Aletas para cadenas transportadoras de ejes macizos según norma DIN 8165



Sin rodillo



Con rodillo pequeño tipo A

Norma DIN 8165	P	A	C	RODILLOS				EJE E	MALLAS		ALETAS				f	T max	Angulo
PV 40	50 63 80 100 125	18	15	20	32	40	48	10	25	3	50	20	25 30 45 50 60	— — 25 30 30	6,6	100	25x3
PV 63	63 80 100 125 160 200	22	18	26	40	50	60	12	30	4	68	30	40 45 50 60 70 80	— 25 30 40 50 60	9	110	30x3
PV 90	63 80	25	20	30	48	63	73	14	35	5	80	35	30 45	— 25	9	130	40x4

Catálogo del cilindro neumático

ANEXO 4

Actuadores lineales DGC-G

Hoja de datos

FESTO

Función


www.festo.com

Juegos de piezas de
repuesto
→ 23

- Diámetro
8 ... 63 mm
- Carrera
1 ... 8 500 mm



Datos técnicos generales								
Diámetro de émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Carrera [mm]	1 ... 1 500	1 ... 2 000	1 ... 3 000	1 ... 8 500			1 ... 5 000	
Conexión neumática	M5			G $\frac{1}{8}$		G $\frac{1}{4}$		G $\frac{3}{8}$
Funcionamiento	Doble efecto							
Construcción	Actuador sin vástago							
Tipo de arrastre	Cilindro ranurado, acoplamiento mecánico							
Guía	Ejecución básica							
Posición de montaje	Indistinta							
Amortiguación → 15	P	Sin posibilidad de regulación		-				
	PPV	-		Regulable en ambos lados				
	YSR...	Ajuste automático en ambos lados		-				
Carrera de amortiguación con amortiguación PPV [mm]	-		16,5	15,5	17,5	29,5	29,8	31,1
Detección de posiciones	Para detectores de posición							
Tipo de fijación	Fijación de perfil							
	Pies de fijación							
	Montaje directo							
Velocidad máxima [m/s]	1	1,2	3					

! Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.

Condiciones de funcionamiento y del entorno								
Diámetro de émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Presión de funcionamiento [bar]	2,5 ... 8		2 ... 8			1,5 ... 8		
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación							
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	+5 ... +60		-10 ... +60					
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾	2							
Certificación	C-Tick							

¹⁾ Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

²⁾ Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]								
Diámetro de émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Fuerza teórica con 6 bar	30	68	153	295	483	754	1 178	1 870
Energía de impacto en las posiciones finales	→ 15							

Pesos [g]								
Diámetro de émbolo	8	12	18	25	32	40	50	63
Peso básico con carrera de 0 mm	170	290	546	1 004	2 126	4 121	9 050	14 040
Peso adicional por 10 mm de carrera	9	12	22	34	54	77	116	150
Masa móvil	36	65	178	287	508	1 312	2 850	4 330

Tablas y figuras para dimensionar los cilindros de lavado

ANEXO 5

5.1

REV. 7/2009/10

LENGTH -1/16"

C PITCH TOLERANCE

B THICKNESS OF BUTT WELDED FLIGHTS

A DIAMETER TOLERANCE

FLIGHTING FITTED SNUG TO PIPE WITH INTERMEDIATE WELDS

END LUGS PER MANUFACTURER'S STANDARDS

CENTERLINE FIRST COUPLING BOLT HOLE

G

F

H BOLT HOLE

FLIGHTING APPROX. 90° BOTH ENDS

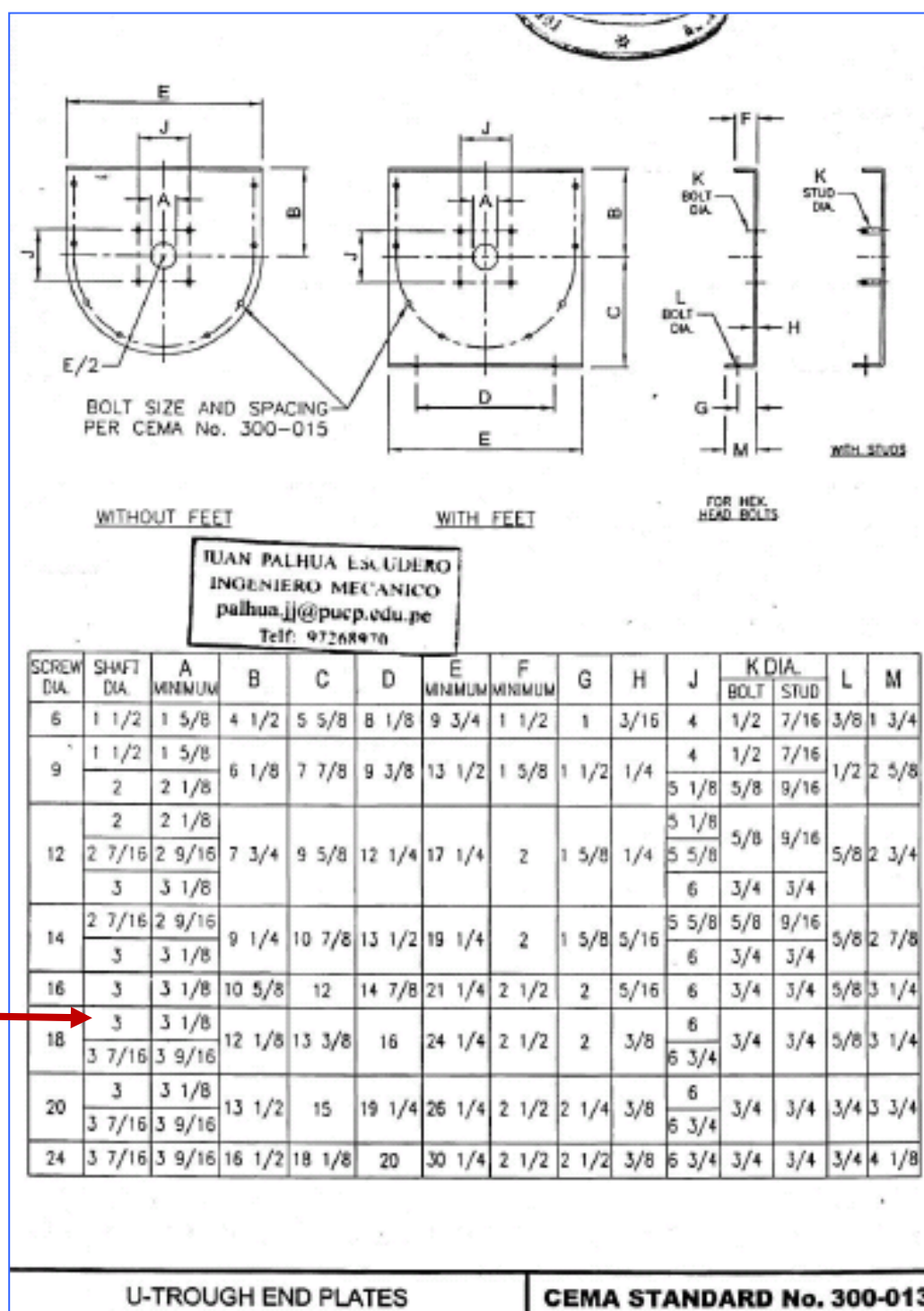
LISTED SCREW DIA. AND PITCH	CPLG. DIA.	SIZE DESIGN- ATION	PIPE SIZE SCH. 40 INCHES	LENGTH FEET AND INCHES	A		B	C		D		F	G	H
					DIAMETER TOLERANCE	FLIGHT THICK- NESS		PITCH TOLERANCE	BUSHING BORE INSIDE DIA.	SPACING 1ST BOLT HOLE	CENTERS 2ND BOLT HOLE			
					PLUS	MINUS		PLUS	MINUS	MIN.	MAX.			
INCHES					INCHES									
6	1 1/2	65309	2	9'-10"	1/16	3/16	10 GA	3/8	1/4	1.505	1.516	7/8	3	17/32
	1 1/2	65312	2	9'-0"	1/16	3/16	3/16	3/8	1/4	1.505	1.516	7/8	3	17/32
9	1 1/2	95312	2	9'-0"	1/16	3/16	3/16	1/2	1/4	1.505	1.516	7/8	3	17/32
	2	95412	2 1/2	9'-0"	1/16	3/16	3/16	1/2	1/4	2.005	2.016	7/8	3	21/32
12	2	95416	2 1/2	9'-0"	1/16	1/4	1/4	1/2	1/4	2.005	2.016	7/8	3	21/32
	2	125412	2 1/2	11'-10"	1/8	5/16	3/16	3/4	1/4	2.005	2.016	7/8	3	21/32
	2 7/16	125512	3	11'-9"	1/8	5/16	3/16	3/4	1/4	2.443	2.458	15/16	3	21/32
	2 7/16	125516	3	11'-9"	1/8	5/16	1/4	3/4	1/4	2.443	2.458	15/16	3	21/32
14	3	125616	3 1/2	11'-9"	1/8	5/16	1/4	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	125624	3 1/2	11'-9"	1/8	3/8	3/8	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
16	2 7/16	145512	3	11'-9"	1/8	5/16	3/16	3/4	1/4	2.443	2.458	15/16	3	21/32
	3	145616	3 1/2	11'-9"	1/8	5/16	1/4	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
18	3	145624	3 1/2	11'-9"	1/8	3/8	3/8	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	165612	3 1/2	11'-9"	1/8	3/8	3/16	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
20	3	165616	3 1/2	11'-9"	1/8	3/8	1/4	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	165624	3 1/2	11'-9"	1/8	3/8	3/8	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	165632	3 1/2	11'-9"	1/8	1/2	1/2	3/4	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	185616	3 1/2	11'-9"	3/16	3/8	1/4	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
24	3	185624	3 1/2	11'-9"	3/16	3/8	3/8	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	185632	3 1/2	11'-9"	3/16	1/2	1/2	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
	3 7/16	185716	4	11'-8"	3/16	3/8	1/4	3/4	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
	3 7/16	185724	4	11'-8"	3/16	3/8	3/8	3/4	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
28	3 7/16	185732	4	11'-8"	3/16	1/2	1/2	3/4	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
	3	205616	3 1/2	11'-9"	3/16	3/8	1/4	7/8	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
	3	205624	3 1/2	11'-9"	3/16	3/8	3/8	7/8	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
	3 7/16	205716	4	11'-8"	3/16	3/8	1/4	7/8	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
32	3 7/16	205724	4	11'-8"	3/16	3/8	3/8	7/8	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
	3 7/16	205732	4	11'-8"	3/16	1/2	1/2	7/8	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
	3 7/16	245716	4	11'-8"	3/16	3/8	1/4	7/8	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
	3 7/16	245724	4	11'-8"	3/16	3/8	3/8	7/8	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32
36	3 7/16	245732	4	11'-8"	3/16	1/2	1/2	7/8	1/2	3.443	3.467	1 1/2	4	29/32

JOAN PALMUA ESCUDERO

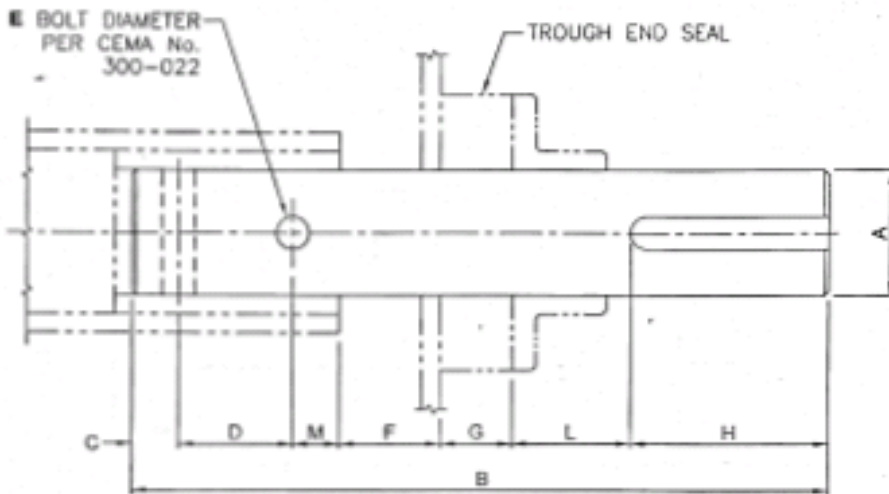
SECTIONAL FLIGHT CONVEYOR SCREWS

CEMA STANDARD No. 300-002

5.2



5.3



■ BOLT DIAMETER PER CEMA No. 300-022

TROUGH END SEAL

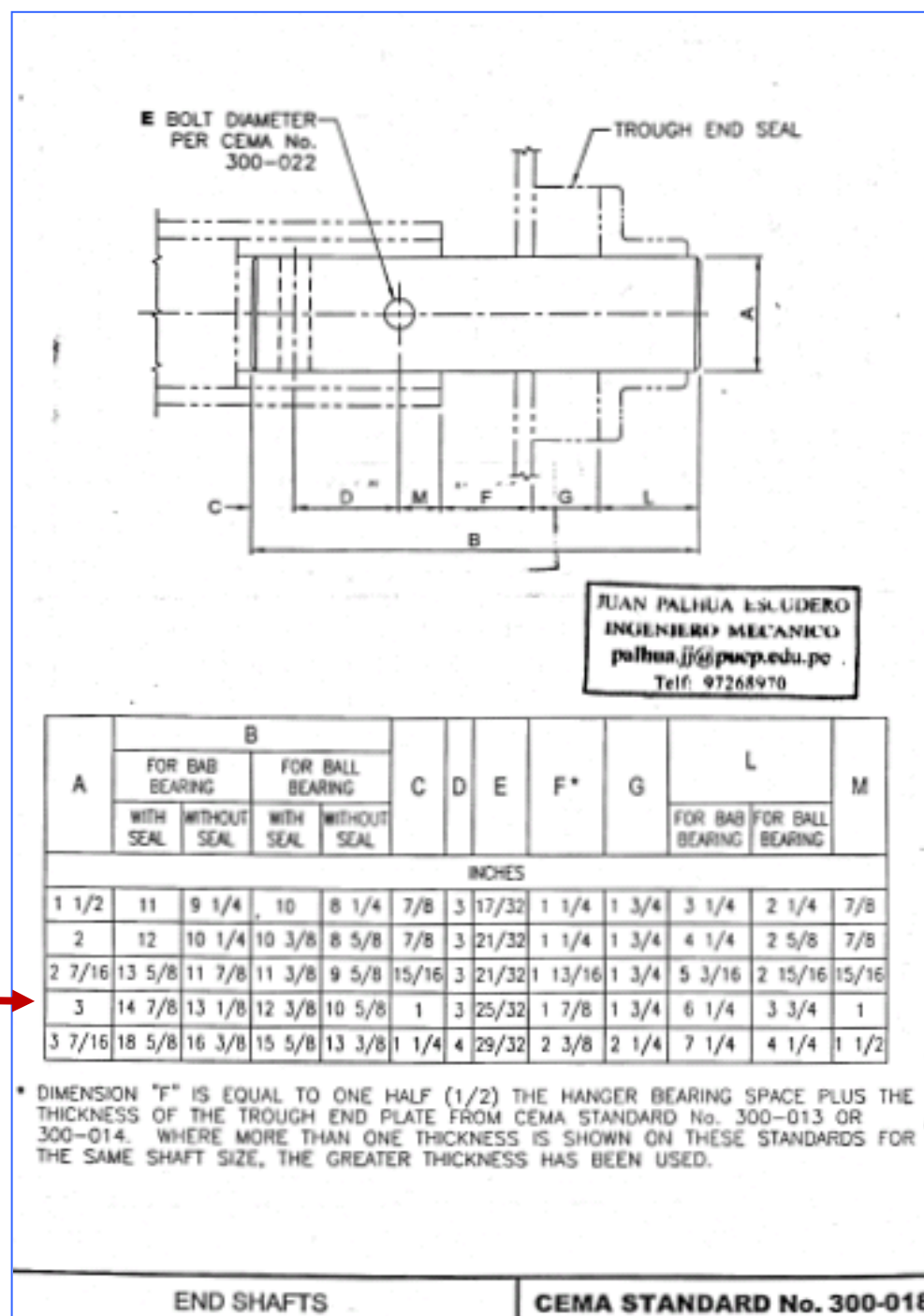
RUAN PALHUA ESCUDERO
INGENIERO MECANICO
 palhua.ijj@pucp.edu.pe
 Telf: 97268970

A	B				C	D	E	F*	G	H	L		M
	FOR BAB BEARING		FOR BALL BEARING								FOR BAB BEARING	FOR BALL BEARING	
	WITH SEAL	WITHOUT SEAL	WITH SEAL	WITHOUT SEAL									
INCHES													
1 1/2	14 1/4	12 1/2	13 1/4	11 1/2	7/8	3	17/32	1 1/4	1 3/4	3 1/4	3 1/4	2 1/4	7/8
2	16 1/2	14 3/4	14 7/8	13 1/8	7/8	3	21/32	1 1/4	1 3/4	4 1/2	4 1/4	2 5/8	7/8
2 7/16	19 1/8	17 3/8	16 7/8	15 1/8	15/16	3	21/32	1 13/16	1 3/4	5 1/2	5 3/16	2 15/16	15/16
3	20 7/8	19 1/8	18 3/8	16 5/8	1	3	25/32	1 7/8	1 3/4	6	6 1/4	3 3/4	1
3 7/16	25 7/8	23 5/8	22 7/8	20 5/8	1 1/4	4	29/32	2 3/8	2 1/4	7 1/4	7 1/4	4 1/4	1 1/2

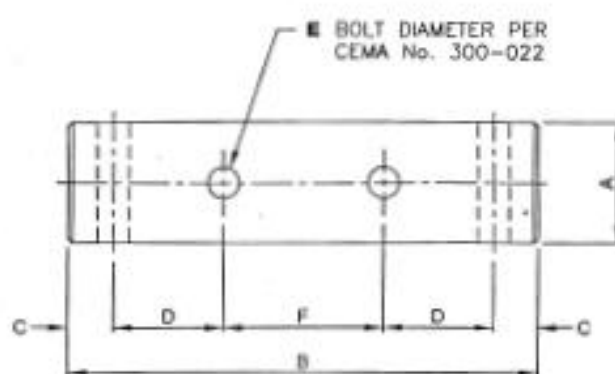
* DIMENSION "F" IS EQUAL TO ONE HALF (1/2) THE HANGER BEARING SPACE PLUS THE THICKNESS OF THE TROUGH END PLATE FROM CEMA STANDARD No. 300-013 OR 300-014. WHERE MORE THAN ONE THICKNESS IS SHOWN ON THESE STANDARDS FOR THE SAME SHAFT SIZE, THE GREATER THICKNESS HAS BEEN USED.

DRIVE SHAFTS	CEMA STANDARD No. 300-01
---------------------	---------------------------------

5.4



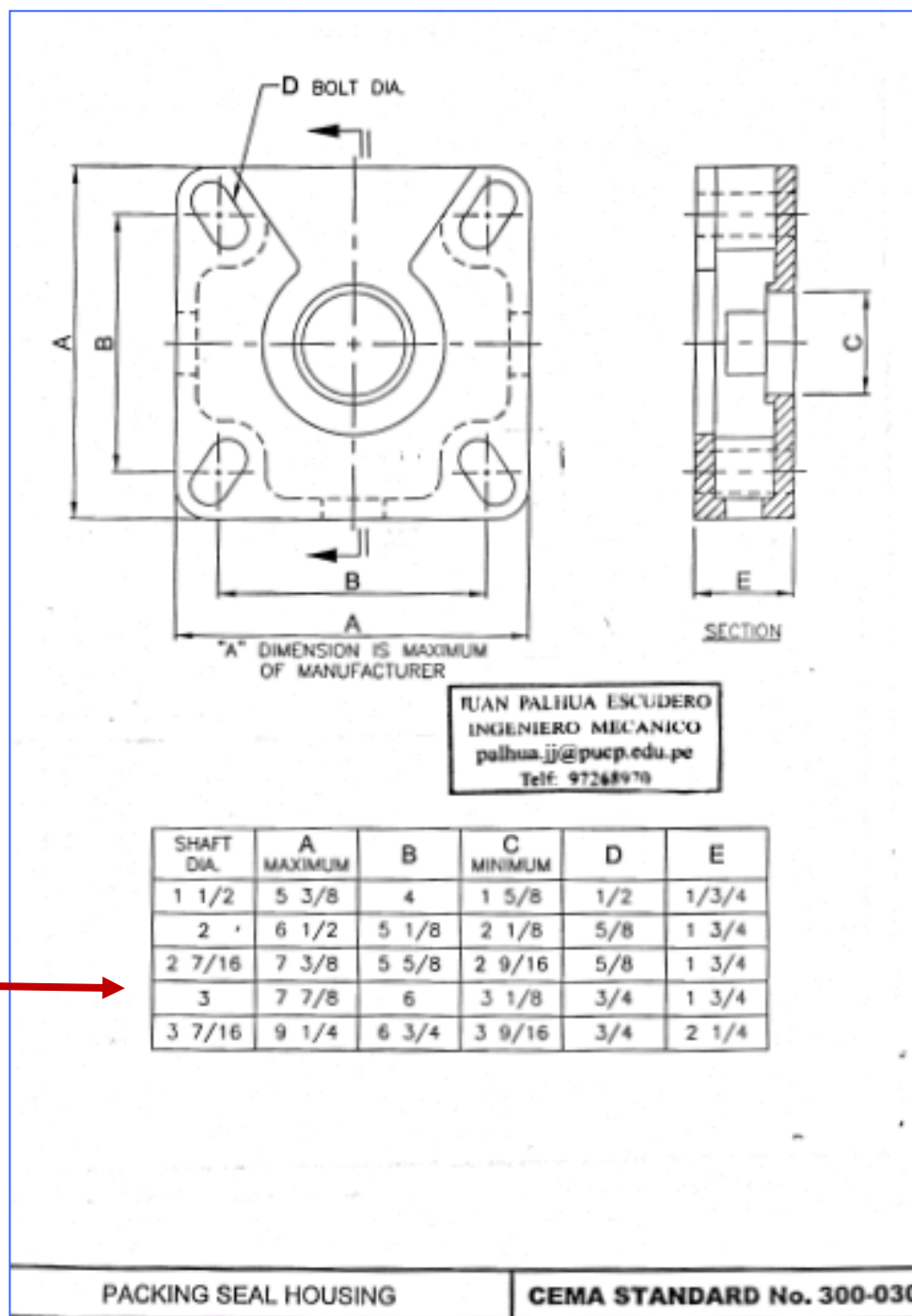
5.5



JUAN PALHUA ESQUEDERO
INGENIERO MECANICO
palhua.jj@puap.edu.pe
Telf: 97268970

A	B	C	D	E	F
1 1/2	11 1/2	7/8	3	17/32	3 3/4
2	11 1/2	7/8	3	21/32	3 3/4
2 7/16	12 3/4	15/16	3	21/32	4 7/8
3	13	1	3	25/32	5
3 7/16	17 1/2	1 1/4	4	29/32	7

5.6



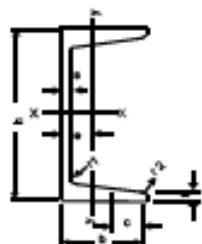
Catálogo perfil UPN

ANEXO 6

HIERROBECO, C.A.

VIGAS UPN

CATALOGO DE PRODUCTOS

**DIMENSIONES**

h: Altura
b: Ancho del ala
s: Espesor del alma
t: Espesor del ala
r: Ángulo

Para $h \leq 300$ inclinación: $8\% C=b/2$
Para $h \geq 300$ inclinación: $5\% C=(b-s)/2$

MOMENTO RESPECTO A LOS EJES

I = Momento de Inercia.
S = Momento de Resistencia
R = Radio de Inercia siempre referido al eje
De reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros

Calidad $\Rightarrow$ ASTM - A - 36. $\Rightarrow$ ST - 37 - 2.Norma $\Rightarrow$ Covenin 2390-56

UPN	DIMENSIONES (mm)						AREA cm ²	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
									EJE X - X			EJE Y - Y		
	h	b	s	t	r ₁	r ₂			I _x cm ⁴	S _x cm ³	R _x cm	I _y cm ⁴	S _y cm ³	R _y cm
80	80	45	6.0	8.0	8.0	4.0	11.0	8.65	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33
100	100	50	6.0	8.5	8.5	4.5	13.5	10.6	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47
120	120	55	7.0	9.0	9.0	4.5	17.0	13.4	364	60.7	4.62	43.2	11.10	1.59
140	140	60	7.0	10.0	10.0	5.0	20.4	16.0	605	86.4	5.45	62.7	14.70	1.75
160	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	24.0	18.8	925	116.0	6.21	85.3	18.30	1.89
180	180	70	8.0	11.0	11.0	5.5	28.0	22.0	1350	150.0	6.95	114.0	22.40	2.02
200	200	75	8.5	11.5	11.5	6.0	32.2	25.3	1910	191.0	7.71	148.0	27.00	2.14
220	220	80	9.0	12.5	12.5	6.5	37.4	29.4	2690	245.0	8.48	197.0	33.60	2.30
240	240	85	9.5	13.0	13.0	6.5	42.3	33.2	3600	300.0	9.22	248.0	39.60	2.42
260	260	90	10.0	14.0	14.0	7.0	48.3	37.9	4820	371.0	9.99	317.0	47.80	2.56
280	280	95	10.0	15.0	15.0	7.5	53.3	41.8	6280	448.0	10.90	399.0	57.20	2.74
300	300	100	10.0	16.0	16.0	8.0	58.8	46.1	8030	535.0	11.70	495.0	67.80	2.90
320	320	100	14.0	17.5	17.5	8.7	75.8	59.5	10870	679.0	12.10	597.0	80.60	2.81
350	350	100	14.0	16.0	16.0	8.0	77.3	60.6	12840	734.0	12.90	570.0	75.00	2.72
380	380	102	13.5	16.0	16.0	8.0	80.4	63.1	15760	829.0	14.00	615.0	78.70	2.77
400	400	110	14.0	18.0	18.0	9.0	91.5	71.8	20350	1020.0	14.90	846.0	102.00	3.04

ESTRUC
DE ACI
EN ACI

Catálogo tubo estructural

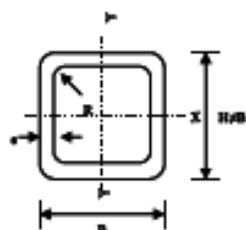
ANEXO 7

HIERROBECO, C.A.

CATALOGO DE PRODUCTOS



SECCIÓN CUADRADA



Materia Prima: Acero - A-500 Grade C
 Esfuerzo De Fluencia $F_y = 3.515 \text{ kgf/cm}^2$
 $F_b = 0.69 \times F_y$

Recomendado como Columna, para cargas axiales grandes,
 momentos moderados y (KL) grandes.
 + Norma Colombiana: 2063-2005

Longitud 12 Metros.

DIMENSIONES			SECCIÓN A cm ²	PESO kgf/m	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
H x B mm	a mm	r mm			I cm ⁴	S cm ³	r cm
60 x 60	2.25	3.38	5.02	3.94	27.40	9.13	2.34
70 x 70	2.25	3.38	5.92	4.65	44.60	12.74	2.74
90 x 90	2.50	3.75	8.54	6.70	107.46	23.88	3.55
100 x 100	3.00	4.50	11.32	8.89	175.10	35.02	3.93
110 x 110	3.40	5.10	14.10	11.07	263.04	47.82	4.32
120 x 120	4.00	6.00	18.01	14.14	397.30	66.22	4.70
135 x 135	4.30	6.45	21.85	17.15	612.27	90.71	5.29
155 x 155	4.50	6.75	26.39	20.72	982.43	126.77	6.10
175 x 175	5.50	8.25	36.25	28.46	1709.23	195.34	6.87
200 x 200	5.50	8.25	41.75	32.77	2597.67	259.77	7.89
200 x 200	7.00	10.50	52.36	41.10	3194.10	319.41	7.81
220 x 220	7.00	10.50	57.96	45.50	4314.30	392.21	8.63
220 x 220	9.00	13.50	73.18	57.45	5317.27	483.39	8.52
260 x 260	9.00	13.50	87.58	68.75	9038.52	695.27	10.16
260 x 260	11.00	16.50	105.41	82.74	10656.87	819.76	10.06

Catálogo moto tambor

ANEXO 8

8.1



Mototambor Interroll 138E

El mototambor Interroll 138E, con caja de engranajes helicoidales, trabaja con un rendimiento del 95% de la potencia nominal, con un diámetro compacto de sólo 138 mm. Con RL mínimo de 300 mm y potencias del rango de 0,1 a 0,75 kW, este tamaño de mototambor es adecuado para la gran mayoría de aplicaciones de trabajo medios: Cintas transportadoras de proceso alimentario, de líneas de montaje, transportadoras farmacéuticas, equipos de pasado y de embalaje, cintas transportadoras de facturación en aeropuertos, transportadores sales de despiece y polimeria, detección de metales, cintas transportadoras de clasificación de corrales, transportadores agrícolas ligeros y manipulación de productos a granel. El mototambor Interroll 138E tiene la protección IP65/67 como estándar y está disponible en acero inoxidable para aplicaciones sujetas a lavado.

Extras opcionales:
Véase página 32 y contraportada.

Especificaciones estándar mototambor Interroll 138E

- Tubo perforado de acero de 138 mm tratado con aceite antioxidante.
- Alojamiento de rodamientos en fundición inyectada de aluminio.
- Extremos del eje de acero tratados con aceite antioxidante.
- Triple sistema de junta del eje, grado de protección IP65/67 (EN60034-5)
- Caja de terminales de fundición inyectada de aluminio
- Voltaje: disponibles los voltajes más frecuentes (especificar)
- Disponible en amplio rango de voltajes
- Motor trifásico de inducción con un voltaje dado – voltaje alto o bajo
- Está disponible la conexión alternativa estrella triángulo
- Disponible en 50 o 60 Hz
- Dimensiones externas idénticas a las de 138S
- Uno de los dos tapones lleva un imán para filtrar el aceite
- Motor de CA de inducción con aislamiento del bobinado de clase F
- Rotor equilibrado dinámicamente
- Caja de engranajes liviana de fundición inyectada de aluminio
- Se recomienda cambiar el aceite cada 10.000 horas de trabajo
- RL mín. de 300 mm (0,75 kW: mín. RL320)
- Disponibles longitudes RL no estándares.
- Sin mantenimiento
- Monofásico

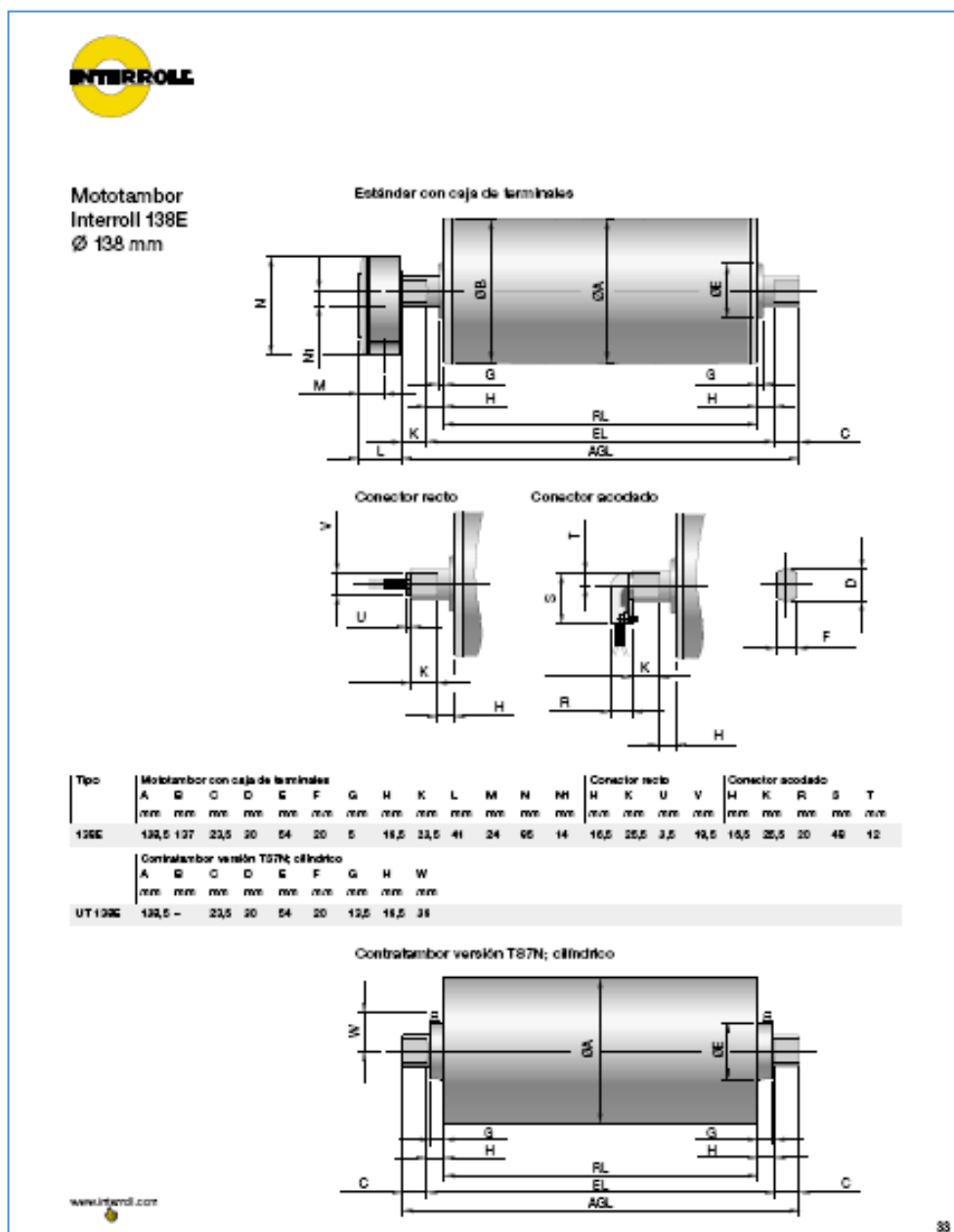
El condensador de arranque es opcional, pero muy recomendado. Si nos preguntamos por qué, tenga en cuenta que los motores monofásicos sin condensador de arranque tienen un par de arranque de sólo el 70% del par nominal (ya más comentarios en la página 68)

- Para usar sólo en posición horizontal

Especificaciones técnicas calidad alimentaria TSN7 mototambor Interroll 138E

- Tubo de acero inoxidable, AISI 304
- Ejes de acero inoxidable, AISI 303
- Alojamiento de rodamientos recubierto de acero inoxidable, AISI 304
- Tapones del aceite de acero inoxidable, AISI 304 – con imán
- Caja de terminales de aluminio o caja de terminales revestido de polvo de aluminio (revestimiento no tóxico).
- Alternativamente, conector recto de acero inoxidable, AISI 303, ambos con el conductor suelto.
- Sellos de acero inoxidable relubricables, AISI 303
- Grado de protección IP65/67 (EN60034-5)
- Opción: aceite y grasa calidad alimentaria aprobada por FDA y USDA
- Consulta página 60 sobre soportes
- Consulta páginas 63-64 sobre condiciones ambientales y las páginas 66-67 sobre información importante

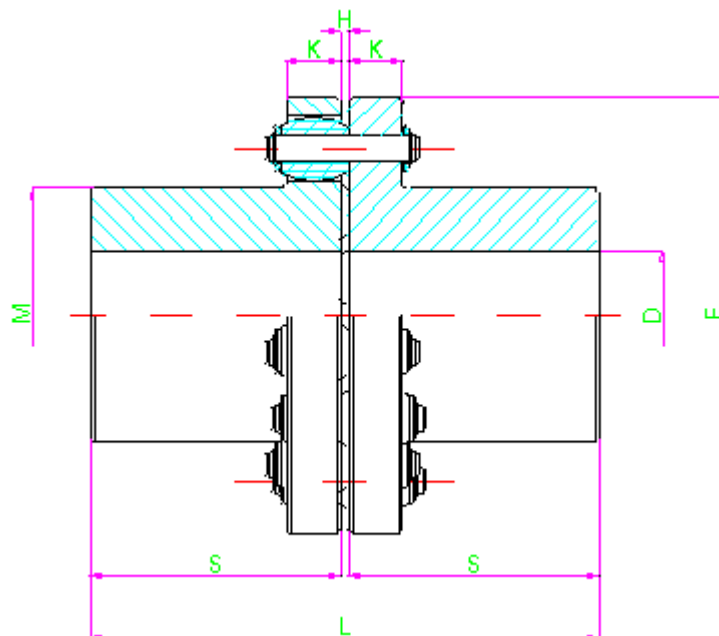
8.2



Catálogo Acoplamiento

ANEXO 9

Acoplamiento Tipo: E / P



(TAB-B) ELECCIÓN DEL TIPO DE ACOPLAMIENTO

TIPO	Mt [N*m]	PD ² [m ² Kg]	N/n HP/giros	D		F [mm]	L [mm]	M [mm]	S [mm]	H [mm]	K [mm]	N° pernos	Peso [Kg]	Desalineamiento	
				Bruto [mm]	Max. [mm]									Paralelo o Radial [mm]	r.p.m. Max.
E120P	350	0,021	0,048	*	45	120	143	71	70	3	20	10	6	0,12	6000
E140P	600	0,062	0,084	*	55	140	163	85	80	3	20	14	9	0,14	5300
E160P	900	0,111	0,112	*	60	160	183	102	90	3	20	16	14	0,16	4500
E180P	1300	0,173	0,182	*	65	180	204	103	100	4	25	12	17,5	0,18	4000
E200P	1800	0,351	0,251	*	75	200	234	118	115	4	25	14	24	0,2	3600
E225P	2600	0,92	0,363	45	90	225	264	145	130	4	25	16	36	0,225	3200
E250P	4600	1,29	0,642	40	95	250	305	147	150	5	38	14	49	0,25	3000
E300P	6500	2,87	0,907	50	110	300	365	182	180	5	38	16	84	0,3	2500
E350P	10500	5,33	1,47	60	120	350	406	200	200	6	60	12	130	0,35	2200
E400P	14500	12,31	2,02	70	140	400	446	230	220	6	60	14	190	0,4	1800
E450P	21000	21,3	2,93	75	160	445	487	252	240	7	72	12	260	0,45	1600
E500P	30000	36,5	4,18	75	180	495	527	288	260	7	72	14	350	0,5	1400
E550P	39000	60	5,44	75	210	545	567	322	280	7	72	16	450	0,55	1200
E630P	90000	112	12,56	130	250	625	567	375	280	7	90	14	710	0,63	1000
E680P	110000	163	15,36	150	270	680	567	405	280	7	90	16	980	0,68	900
E800P	158000	220	22,06	130	280	795	607	420	300	7	90	20	1100	0,8	760
E900P	220000	268	30,72	200	300	900	607	450	300	7	90	22	1250	0,9	680
E1100P	380000	452	53,07	280	350	1100	807	550	400	7	100	28	2520	1,1	600

Catálogo de las Boquillas de Aspersión

ANEXO 10

PROMAX® Miniature QUICK *VeeJet* Spray Nozzles

Standard Spray

Small Capacity



QMVV

ProMax Miniature Quick VeeJet nozzle spray tips

Optional KYNAR® body strainer



QPM nozzle body



Optional external O-ring
(CP7717-2/13-VI)



Spray tip



Red
.15 gpm



Gray
.20 gpm



Black
.30 gpm



Orange
.40 gpm



Green
.50 gpm



Yellow
.60 gpm



Blue
.80 gpm

Capacities at 40 psi.

FLAT SPRAY NOZZLES

DESIGN FEATURES

ProMax Miniature Quick VeeJet flat spray nozzles are a compact size designed for applications requiring a small profile. The nozzles are molded of a chemically coupled, glass-reinforced, engineering grade of polypropylene and offer exceptional durability and chemical resistance.

The nozzle tips can be installed and removed quickly without tools by a simple 1/4 turn.

• Spray tips are color-coded by flow rate for easy identification.

• Internal stop for positive alignment of spray tip.

• Standard internal VITON® O-ring.

• Optional external O-ring is available for additional protection against contaminants.

• Nozzle bodies are available with 1/8" and 1/4" inlet connections.

• Spray tips and bodies are also available in KYNAR. Consult your local sales engineer for more information.

FOR MORE QUICKJET® SYSTEM
INFO SECTION A

PERFORMANCE DATA

Nozzle Inlet Conn. NPT or BSPT (M)	Spray Angle at 40 psi							Capacity Size	Spray Tip Color	Capacity (gallons per minute)								
										5 psi	10 psi	20 psi	30 psi	40 psi	60 psi	80 psi	100 psi	175 psi
	25°	40°	50°	65°	80°	95°	110°											
1/8, 1/4	●	●	●	●	●	●	●	.015	Red	.05	.07	.11	.13	.15	.18	.21	.24	.31
	●	●	●	●	●	●	●	.02	Gray	.07	.10	.14	.17	.20	.25	.28	.32	.42
	●	●	●	●	●	●	●	.03	Black	.11	.15	.21	.26	.30	.37	.42	.47	.63
	●	●	●	●	●	●	●	.04	Orange	.14	.20	.28	.35	.40	.49	.57	.63	.84
	●	●	●	●	●	●	●	.05	Green	.18	.25	.35	.43	.50	.61	.71	.79	1.0
	●	●	●	●	●	●	●	.06	Yellow	.21	.30	.42	.52	.60	.73	.85	.95	1.3
	●	●	●	●	●	●	●	.08	Blue	.28	.40	.56	.69	.80	.98	1.1	1.3	1.7
	●	●	●	●	●	●	●											



Spraying Systems Co.®

Phone 1-800-95-SPRAY, Fax 1-888-95-SPRAY
Outside the U.S., Phone 1(630) 665-5000, Fax 1(630) 260-0847
Visit our Web Site: www.spray.com, email: info@spray.com

Catálogo de fibra aislante

ANEXO 11



Fiberfrax

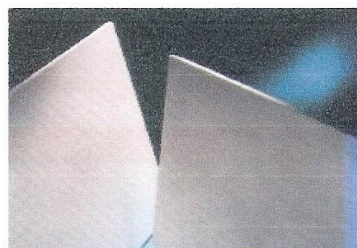
Especificación del Producto

Placa Duraboard® 1600

La placa **Duraboard 1600** es una placa rígida para altas temperaturas, obtenida a partir de una combinación de fibras Fiberfrax y fibras policristalinas Fibermax para altas temperaturas.

Como toda la familia Fiberfrax, las placas **Duraboard 1600** poseen baja conductividad térmica, estabilidad en altas temperaturas y excelente resistencia al choque térmico y al ataque químico. Esta combinación de fibras que componen las placas **Duraboard 1600** hace que el encogimiento a elevadas temperaturas sea extremadamente pequeño y que las placas posean densidad uniforme en todo su espesor.

Debido a su elevada resistencia mecánica y su alto módulo de ruptura, las placas **Duraboard 1600** pueden ser utilizadas en áreas donde existan altas velocidades de gases y erosión. Estas placas pueden ser fácilmente cortadas, agujereadas y mecanizadas facilitando su instalación.



Propiedades Físicas Típicas

Color	Crema
Límite de uso continuo *	1600°C
Punto de Fusión	1870°C
Densidad nominal	200 - 300 kg/m³
Módulo de ruptura típico (almacenada)	$6,0 \times 10^5$ N/m²

Retracción Lineal - Condición de homogeneidad 24 h

1340°C	1,0%
1500°C	1,2%
Perdida al Fuego	4 a 6%

Conductividad Térmica vs. Temperatura Media (ASTM - C - 177)**

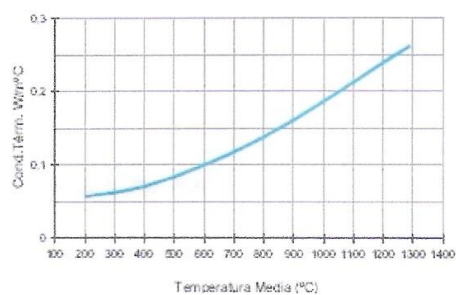
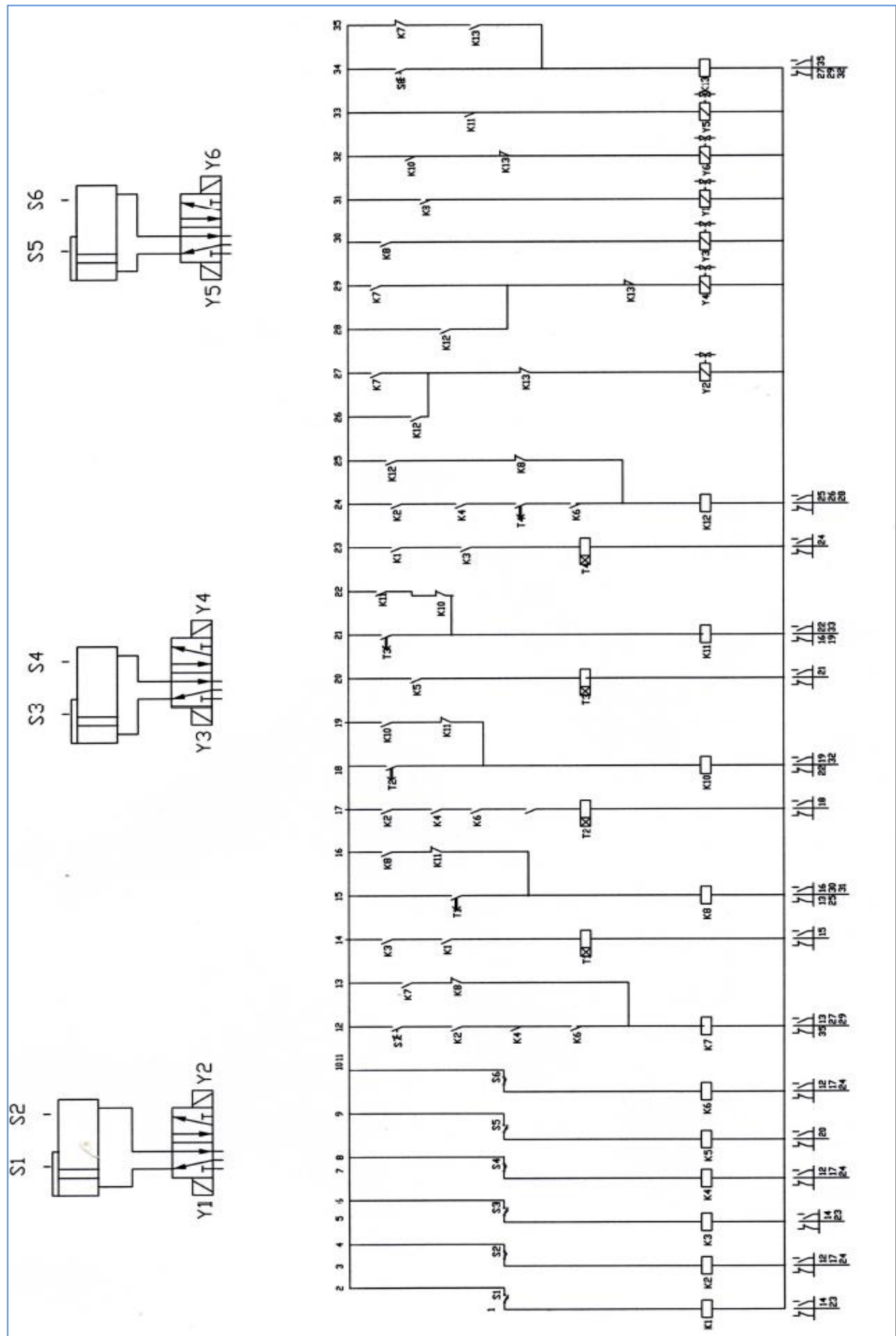


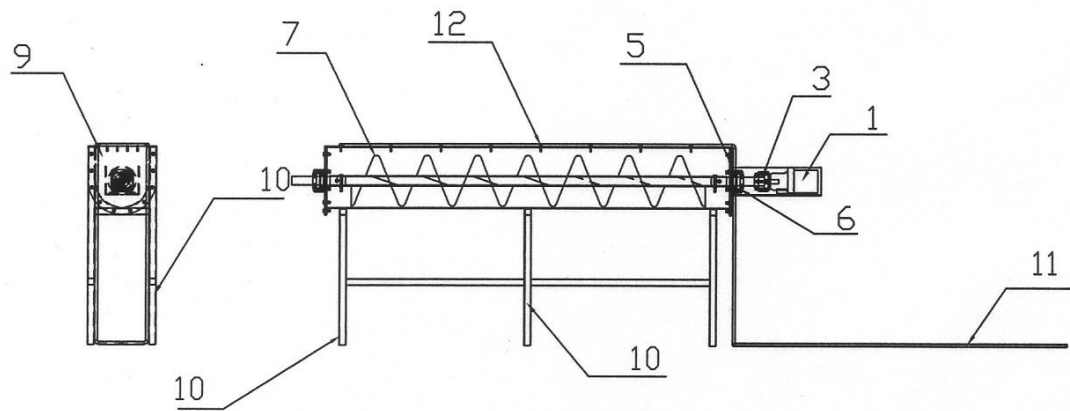
Diagrama electro neumático

ANEXO 12

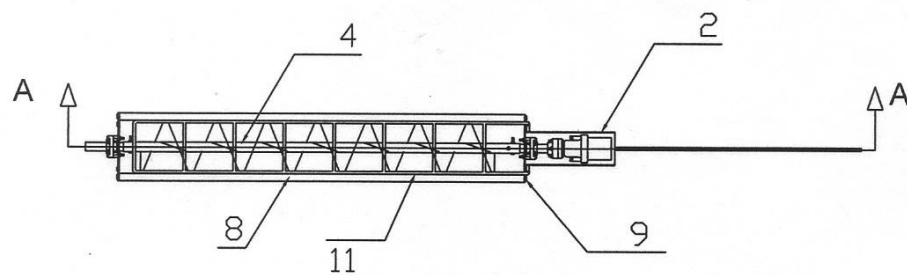


Planos de Construcción

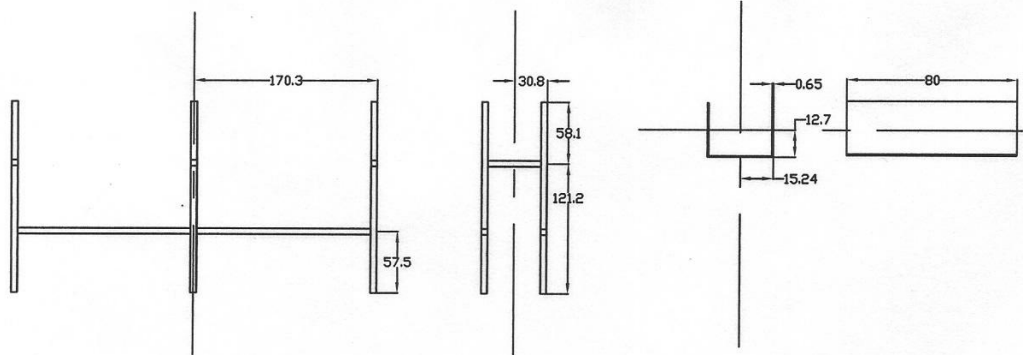
ANEXO 13



CORTE A-A

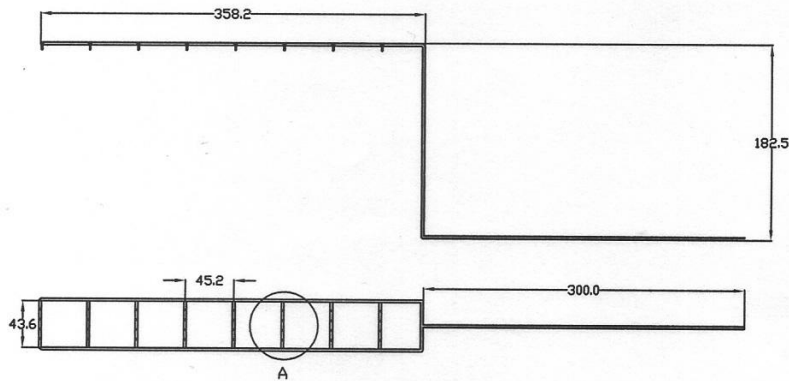


36	BOQUILLAS ASPERSORAS	12		
1	TUBERÍA	11		
1	ESTRUCTURA	10	ASTM A-36	60x60mm
2	TAPAS	9	AISI 304	
1	CANAL	8	AISI 304	
1	HÉLICE	7	AISI 304	
2	SELLO	6	AISI 304	
2	RODAMIENTO	5		
1	EJE	4	AISI 304	
1	ACOPLE	3		
1	SOPORTE MOTOR REDUCTOR	2	AISI 304	
1	MOTOR REDUCTOR	1		
Cantidad	Denominación	Número	Material	Obs
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja		
		Revisa		
Escala 1:2	CILINDRO PRE LAVADO-CONJUNTO ARMADO		TG2	
			LÁMINA	13.1



Detalle 1. Estructura de soporte.
Escala 1:4

Detalle 2. Soporte Motor Reductor.
Escala 1:2



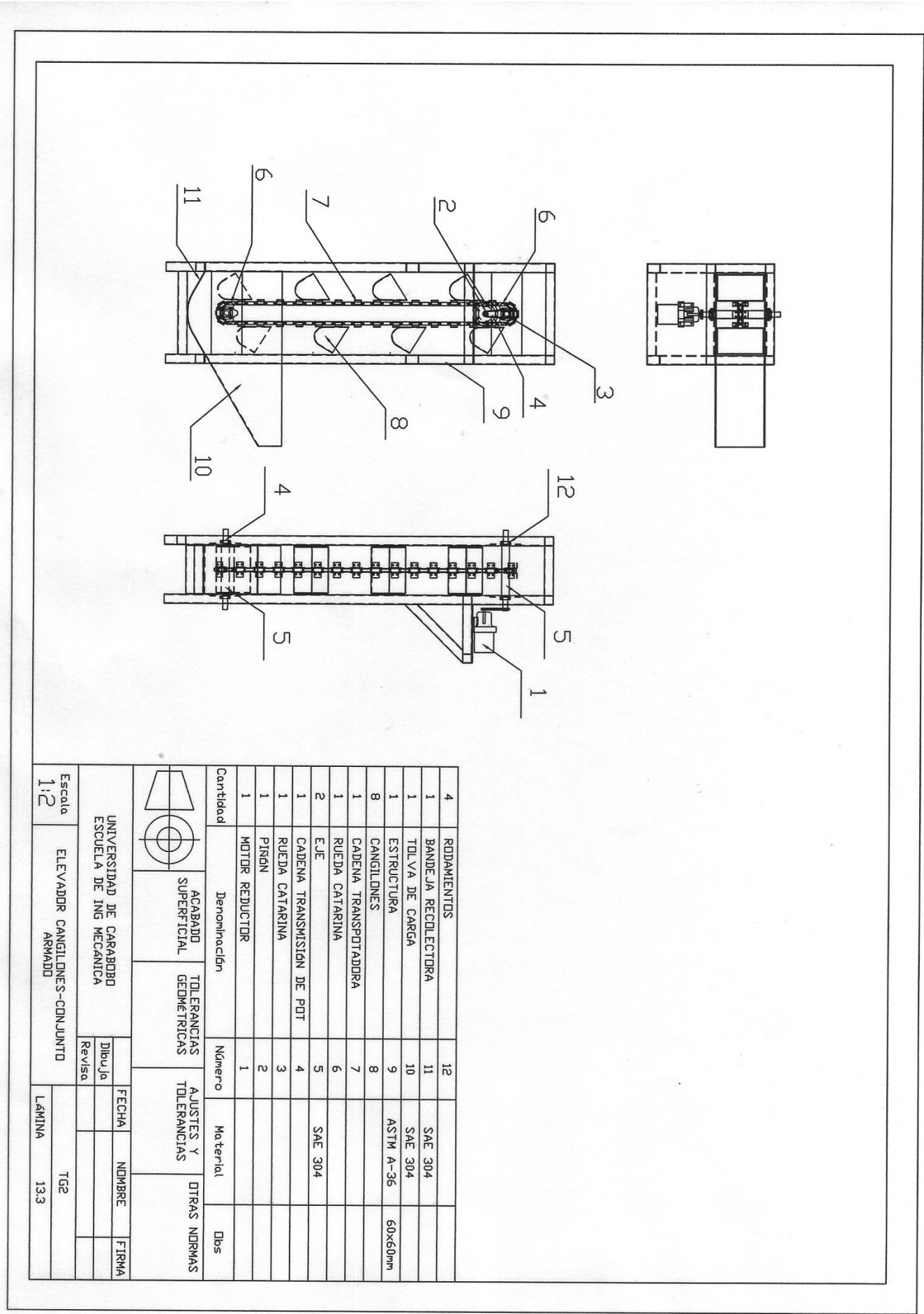
Detalle 3. Emsamble de tuberías del sistema de limpieza.
Escala 1:4

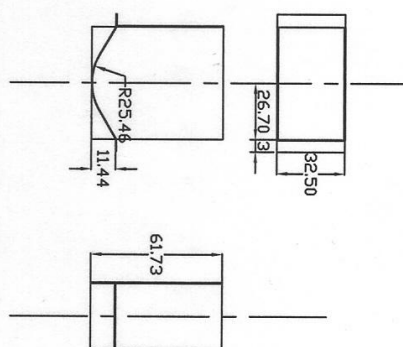
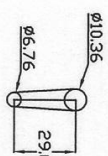
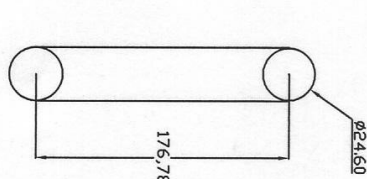
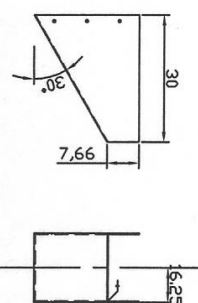
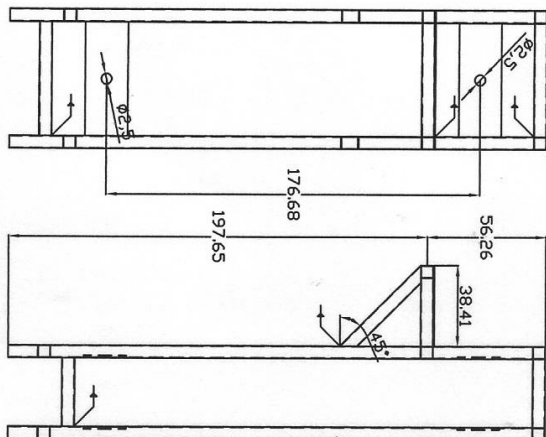
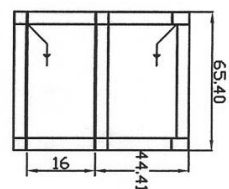


Detalle Z

* Los detalles de los elementos restantes se muestran en los anexos señalados en las observaciones que aparecen en el listado de piezas.

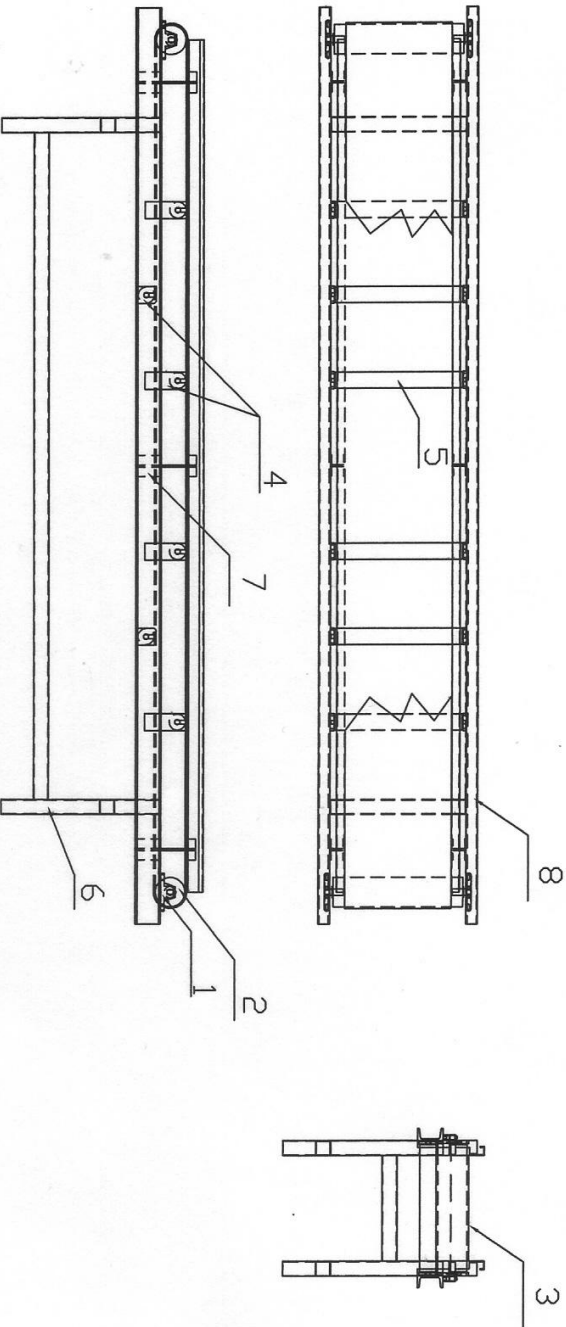
36	BOQUILLAS ASPERSORAS	12		
1	TUBERÍA	11		
1	ESTRUCTURA	10	ASTM A-36	60x60mm
2	TAPAS	9	AISI 304	
1	CANAL	8	AISI 304	
1	HÉLICE	7	AISI 304	
2	SELLO	6	AISI 304	
2	RODAMIENTO	5		
1	EJE	4	AISI 304	
1	ACOPLE	3		
1	SOPORTE MOTOR REDUCTOR	2	AISI 304	
1	MOTOR REDUCTOR	1		
Cantidad	Denominación	Número	Material	Obs
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja		
		Revisa		
Escala 1:2	CILINDRO PRE LAVADO-DETALLES		TG2	
			LÁMINA	13.2



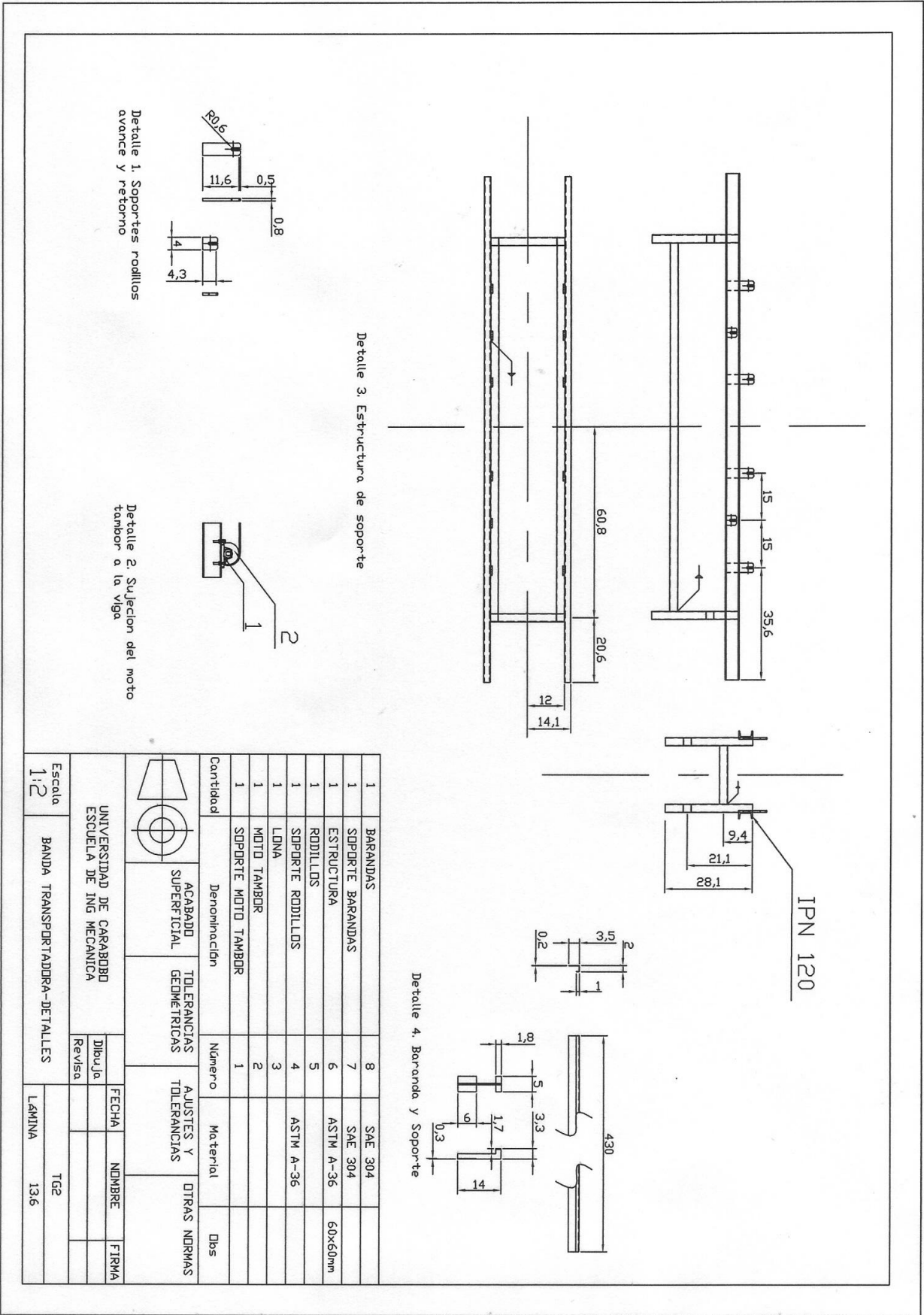


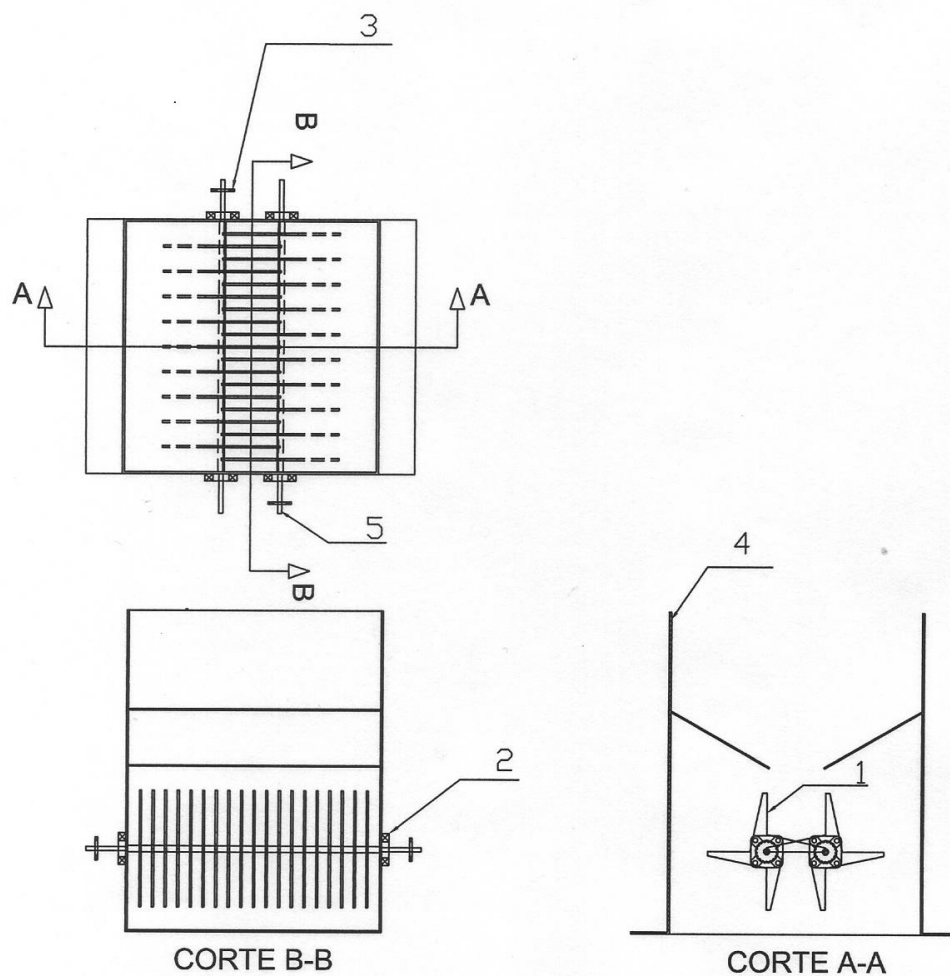
4	RODAMIENTOS	12		
1	BANDEJA RECOLECTORA	11	SAE 304	
1	TOLVA DE CARGA	10	SAE 304	
1	ESTRUCTURA	9	ASTM A-36	60x60mm
8	CANGILONES	8		
1	CADENA TRANSPORTADORA	7		
1	RUEDA CATARINA	6		
2	EJE	5	SAE 304	
1	CADENA TRANSMISION DE POT	4		
1	RUEDA CATARINA	3		
1	PIÑON	2		
1	MOTOR REDUCTOR	1		
Cantidad	Denominación	Número	Material	Dbs

	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMETRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
Escala 1:2	UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECANICA				
		Dibuja	FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Revisa			
		Tgr			
		LÁMINA	13.4		

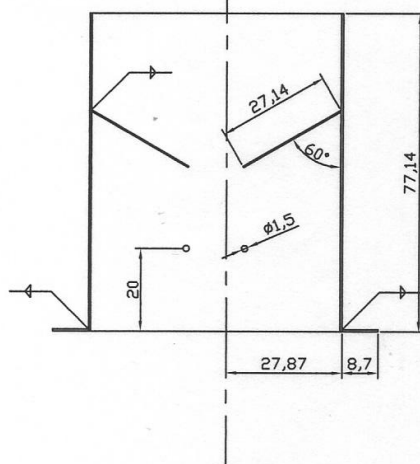
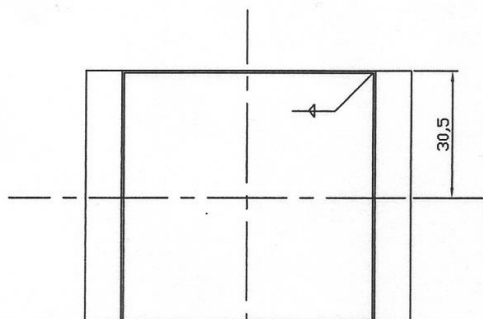


1	BARANDAS	8	SAE 304	
1	SOPORTE BARANDAS	7	SAE 304	
2	ESTRUCTURA	6	ASTM A-36	60x60mm
1	RODILLOS	5		
1	SOPORTE RODILLOS	4	ASTM A-36	
2	LONA	3		
2	MOTO TAMBOR	2		
1	SOPORTE MOTO TAMBOR	1		
Cantidad	Denominación	Número	Materia	Obs
ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS GEOMETRICAS AJUSTES Y TOLERANCIAS OTRAS NORMAS				
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECANICA FECHA NOMBRE FIRMA Dibuja Revisa				
Escala 1:2 BANDA TRANSPORTADORA-CONJUNTO ARMADO TIG2 LAMINA 13.5				

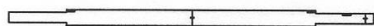




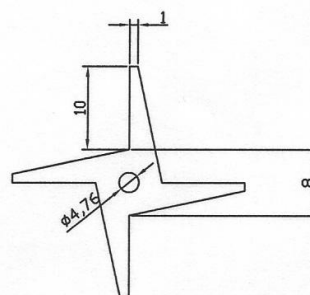
1	EJE	5	SAE 304	
1	CARCAZA	4	SAE 304	
1	CATARINA	3		
1	RODAMIENTOS	2		
1	CUCHILLAS	1	SAE 304	
Cantidad	Denominación	Número	Material	Obs
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		Dibuja	FECHA	NOMBRE
		Revisa		FIRMA
Escala 1:1	MOLINO DE CUCHILLAS-CONJUNTO ARMADO		TG2	
			LÁMINA	13.7



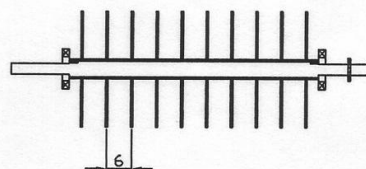
Detalle 3. Carcaza



Detalle 4. Eje

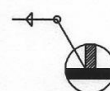
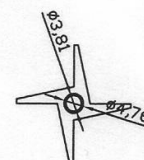
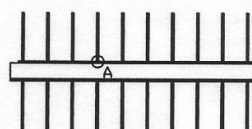


Detalle 1. Cuchillas Escala 2:1



Detalle 3. Montaje cuchillas

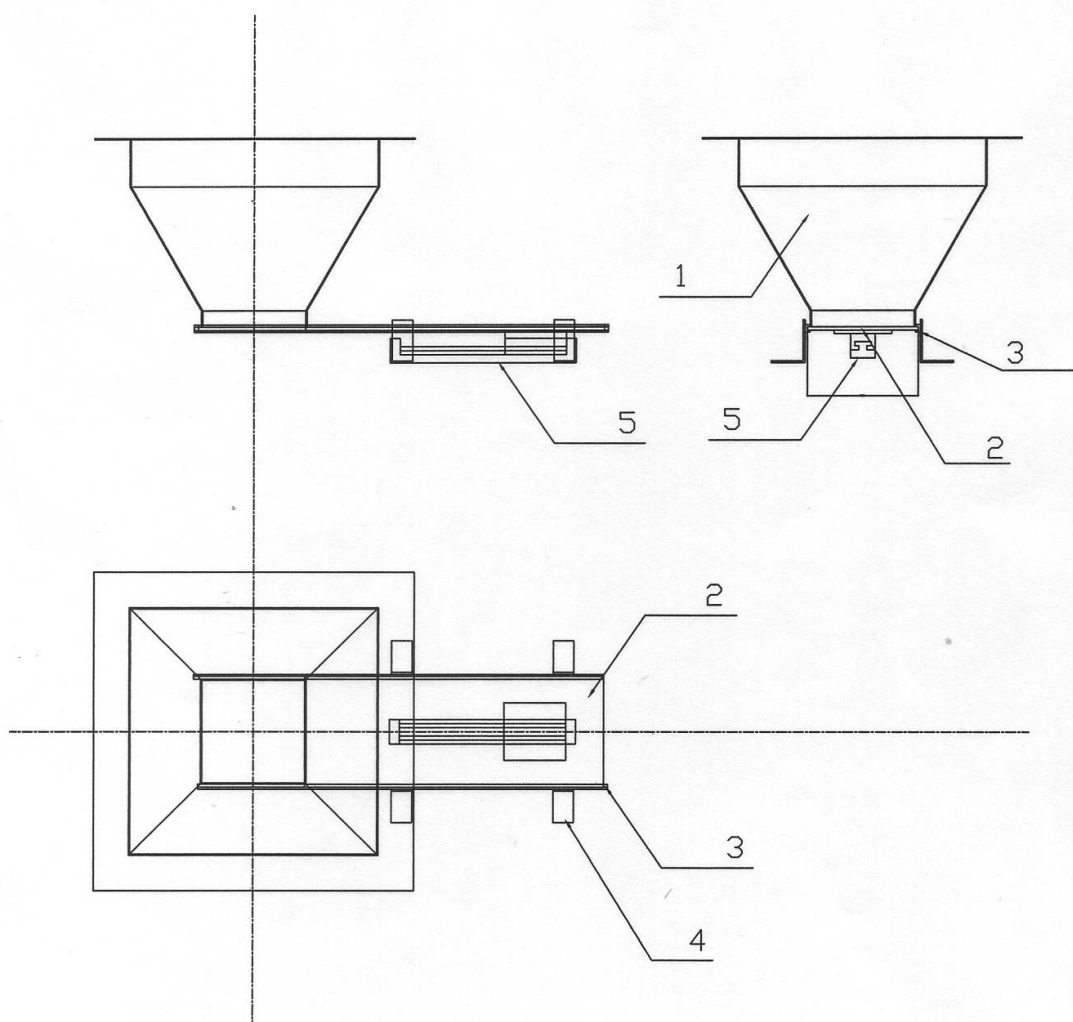
* Numero de cuchillas 19, 10 para eje derecho y 9 para el eje izquierdo.



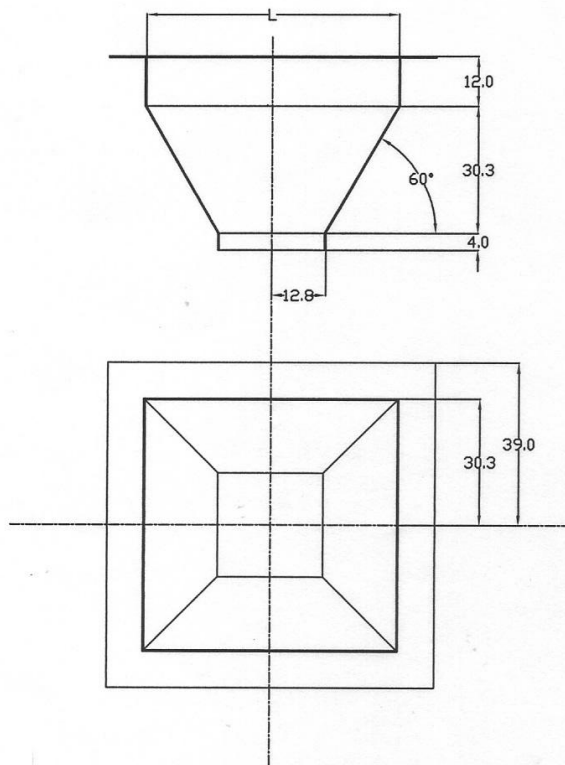
DETALLE A

DETALLE 5. TUBO PORTA CUCHILLAS

1	EJE	5	SAE 304	
1	CARCAZA	4	SAE 304	
1	CATARINA	3		
1	RODAMIENTOS	2		
1	CUCHILLAS	1	SAE 304	
Cantidad	Denominación	Número	Material	Dibs
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		Dibujó	FECHA	NOMBRE
		Revisa		FIRMA
Escala 1:1	MOLINO DE CUCHILLAS-DETALLES		TG2	
			LÁMINA	13.8

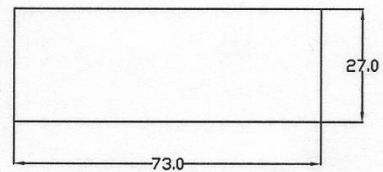


1	CILINDRO NEUMÁTICO	5		
1	SOPORTE DE LOS RIELES	4	AISI 304	
1	RIELES GUÍAS DE LAS TAPA	3	AISI 304	
1	TAPA DE LA TOLVA	2	AISI 304	
1	TOLVA	1	AISI 304	
Cantidad	Denominación	Número	Material	Obs
	ACABADO SUPERFICIAL		TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		Dibuja	FECHA	NOMBRE
		Revisa		FIRMA
Escala 1:2	TOLVA CARGA CILINDRO COCCIÓN		TG2	
			LÁMINA	13.9



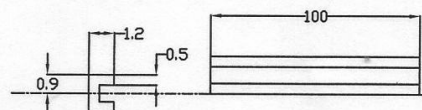
* ESPESOR DE LAMINA 3 mm.

DETALLE 1. TOLVA DE CARGA CILINDRO DE COCCION
ESCALA 1:1

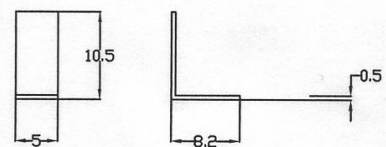


* ESPESOR DE LA TAPA 8 mm.

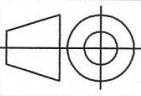
DETALLE 2. TAPA
ESCALA 1:1

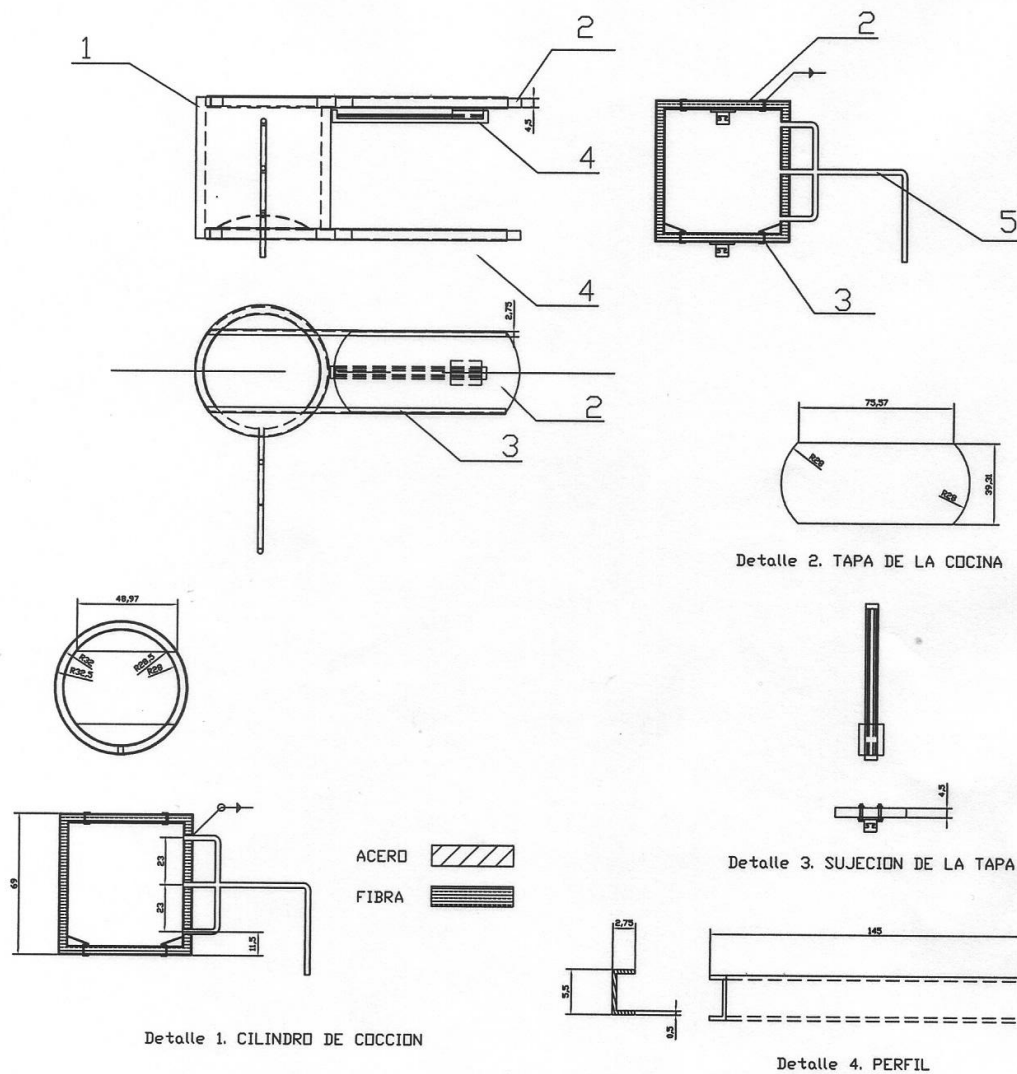


DETALLE 3. RIELES GUIA DE LA TAPA
ESCALA 5:1

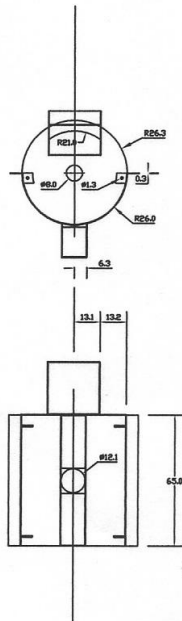


DETALLE 3. SOPORTE DE LOS RIELES
ESCALA 2:1

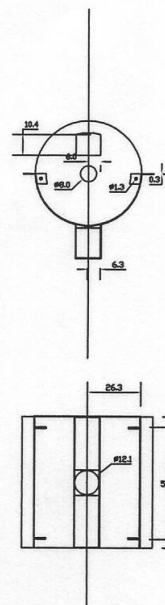
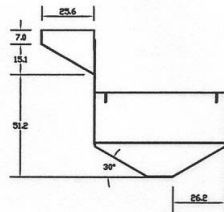
1	CILINDRO NEUMÁTICO	5			
1	SOPORTE DE LOS RIELES	4	AI SI 304		
1	RIELES GUÍAS DE LAS TAPA	3	AI SI 304		
1	TAPA DE LA TOLVA	2	AI SI 304		
1	TOLVA	1	AI SI 304		
Cantidad	Denominación	Número	Material	Obs	
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA			FECHA	NOMBRE	FIRMA
			Dibuja		
			Revisa		
Escala 1:2	TOLVA CARGA CILINDRO COCCIÓN		TG2		
LÁMINA 13.10					



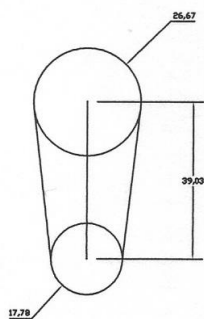
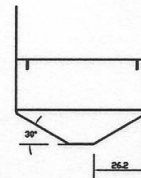
2	PLACA DESVIADORA	6	AISI 304	
1	TUBERÍA DE VAPOR	5	AISI 304	
2	CILINDRO NEUMÁTICO	4		
2	RIELES GUÍAS DE LAS TAPAS	3	AISI 304	
2	TAPAS DEL CILINDRO	2		
2	CILINDRO DE COCCIÓN	1		
Cantidad	Denominación	Número	Material	Dibs
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibujó		
		Revisó		
Escala 1:2	COCINA-CONJUNTO ARMADO-DETALLES		TG2	
			LÁMINA 13.11	



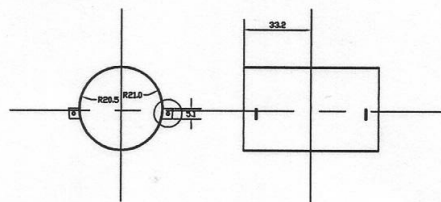
Detalle 5. Carcasa Despulpadora



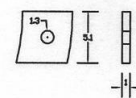
Detalle 6. Carcasa Refinadora



Detalle 7. Esquema transición de potencia



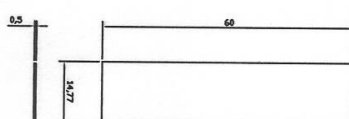
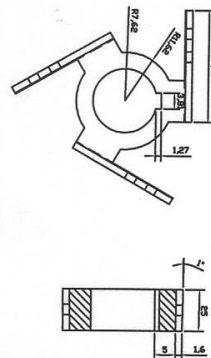
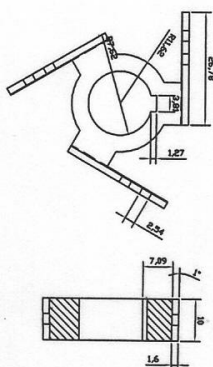
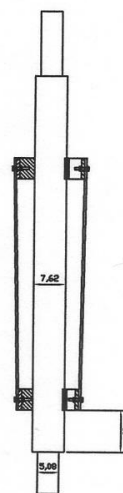
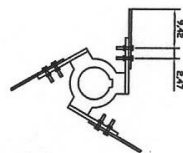
Detalle 6. Filtro



Detalle Z

* El diametro de los orificios del filtro se muestran en la tabla

UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECANICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja		
		Revisa		
Escala 1:2	DESPULP-REFINADORA-CONJUNTO ARMADO	TG2		
		LAMINA	13.13	

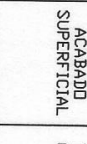


Detalle 1. Eje Superior Despulpadora-Refinadora

Detalle 2. Sопorte Aspas Izquierdo

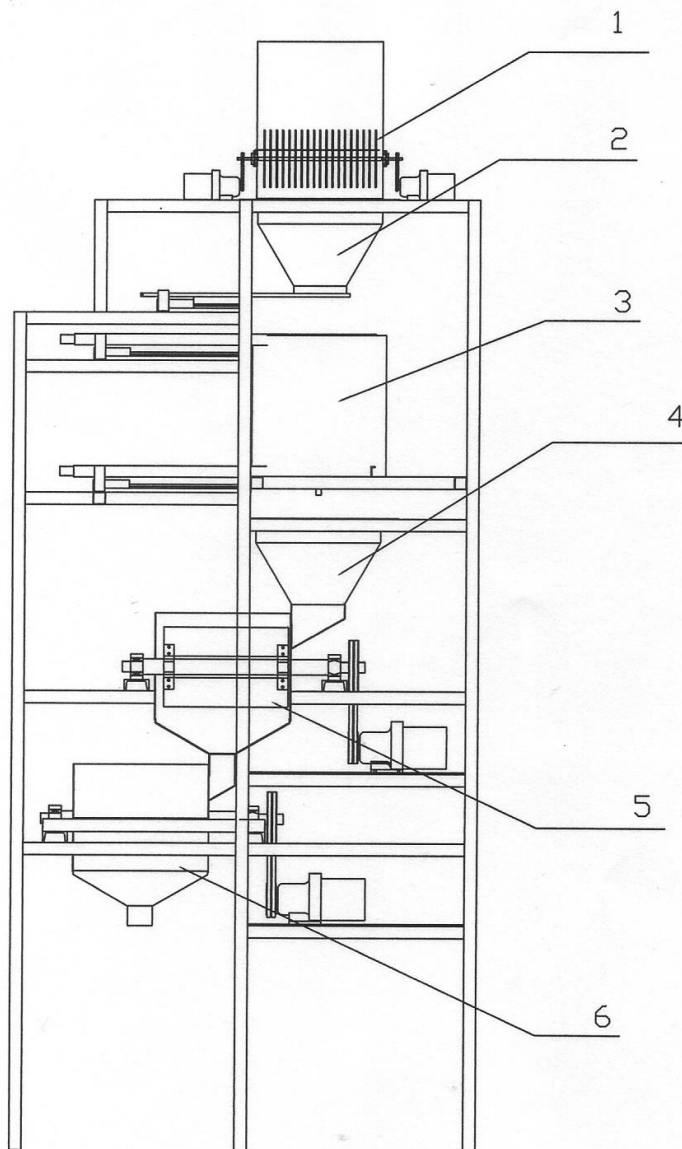
Detalle 3. Soporte Aspás Derecho

Detalle 4. Aspas

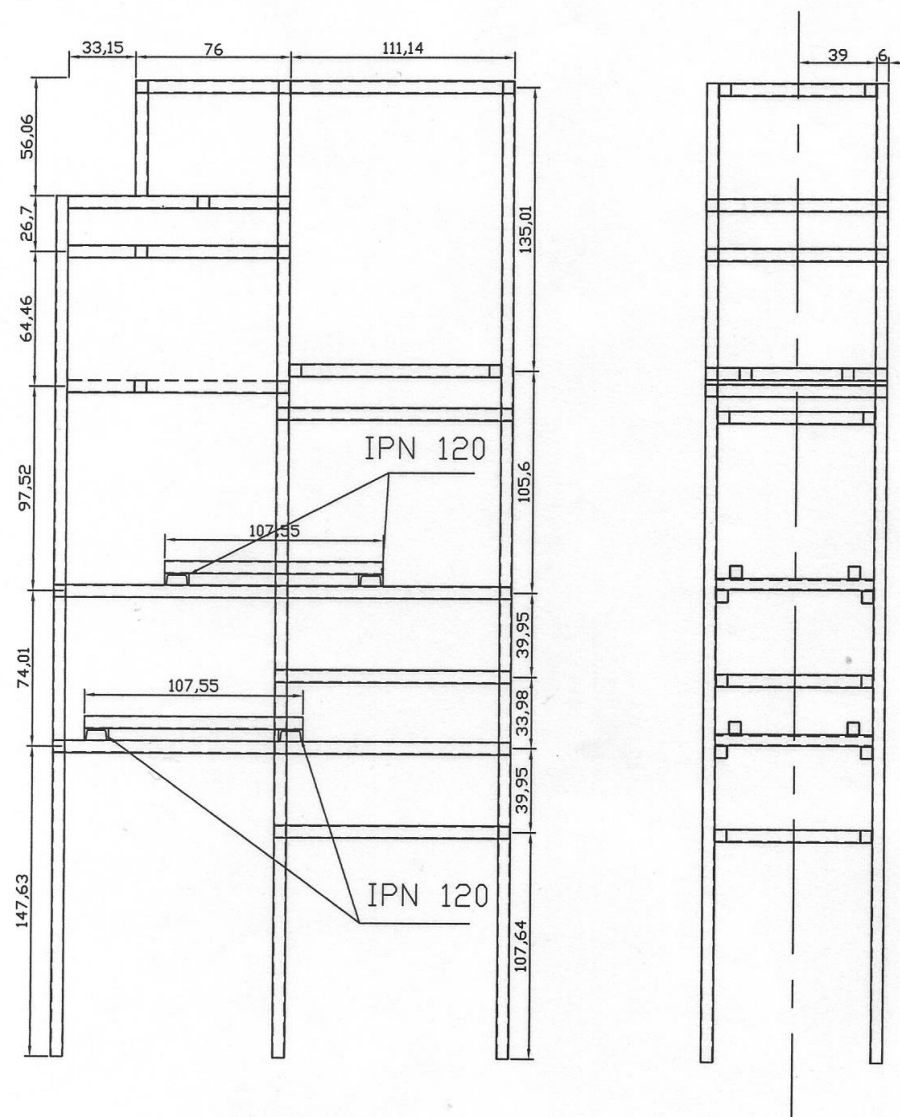
	UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECANICA		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMETRICAS		AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	2	RODAMIENTO	13	
								4	TOL VA DE DESCARGA	12	AI SI 304
								1	TOL VA DE CARGA	11	AI SI 304
								1	CARCAZA	10	AI SI 304
								4	SOPORTE FILTRO	9	AI SI 304
								1	FILTRO	8	AI SI 304
								2	SOPORTE ASPAS	7	AI SI 304
								3	ASPAS	6	AI SI 304
								1	EJE	5	SAE 304
								1	BANDA TRAPEZOIDAL	4	
								1	POLEA EJE	3	
								1	POLEA MOTOR	2	
								1	MOTOR REDUCTOR	1	

Cantidad	Denominación	Número	Materia	Dbs
----------	--------------	--------	---------	-----

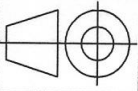
Escala	DESPULP-REFINADORA-CONJUNTO ARMADO	TGE	
1:2		LAMINA	13.13

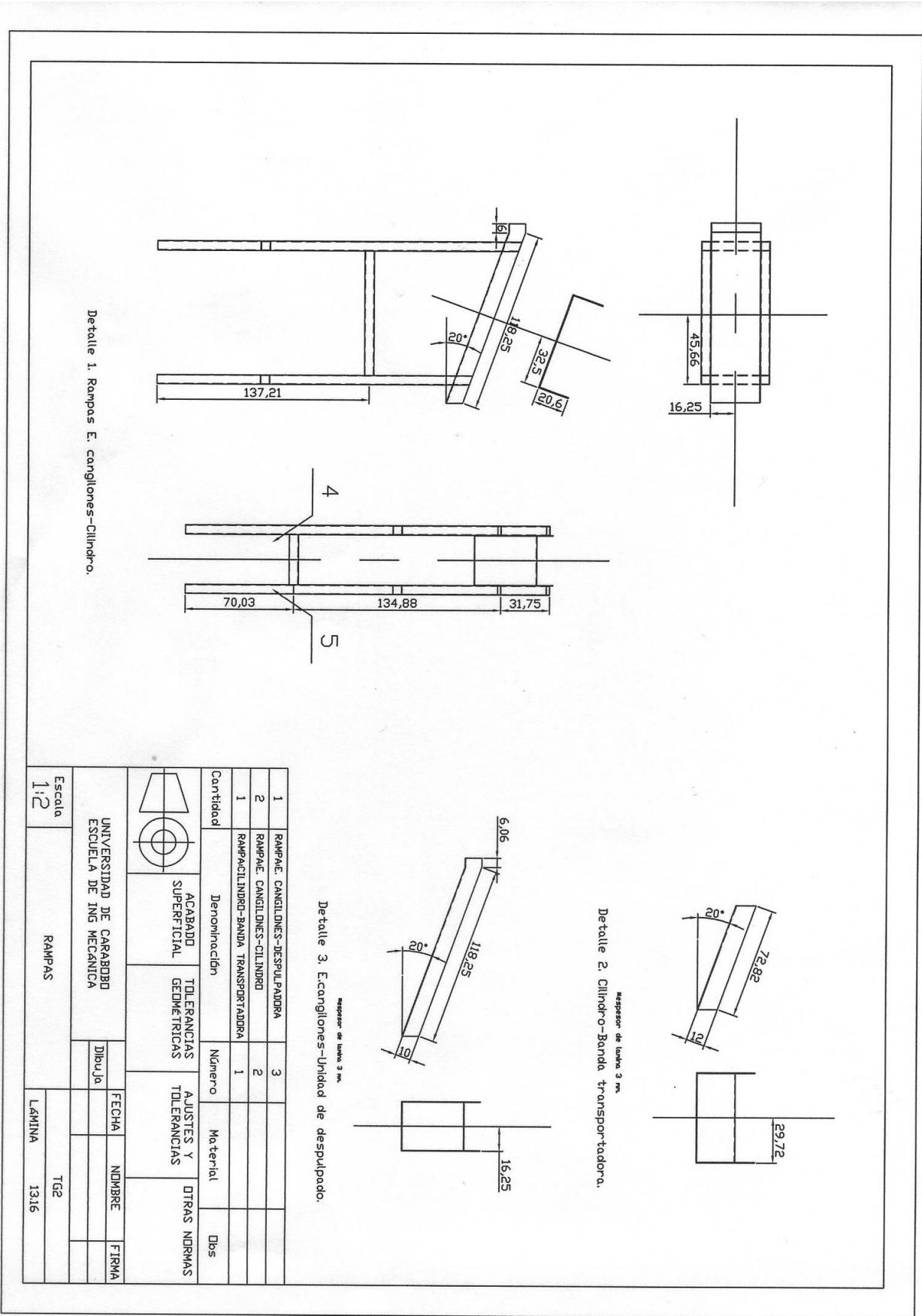


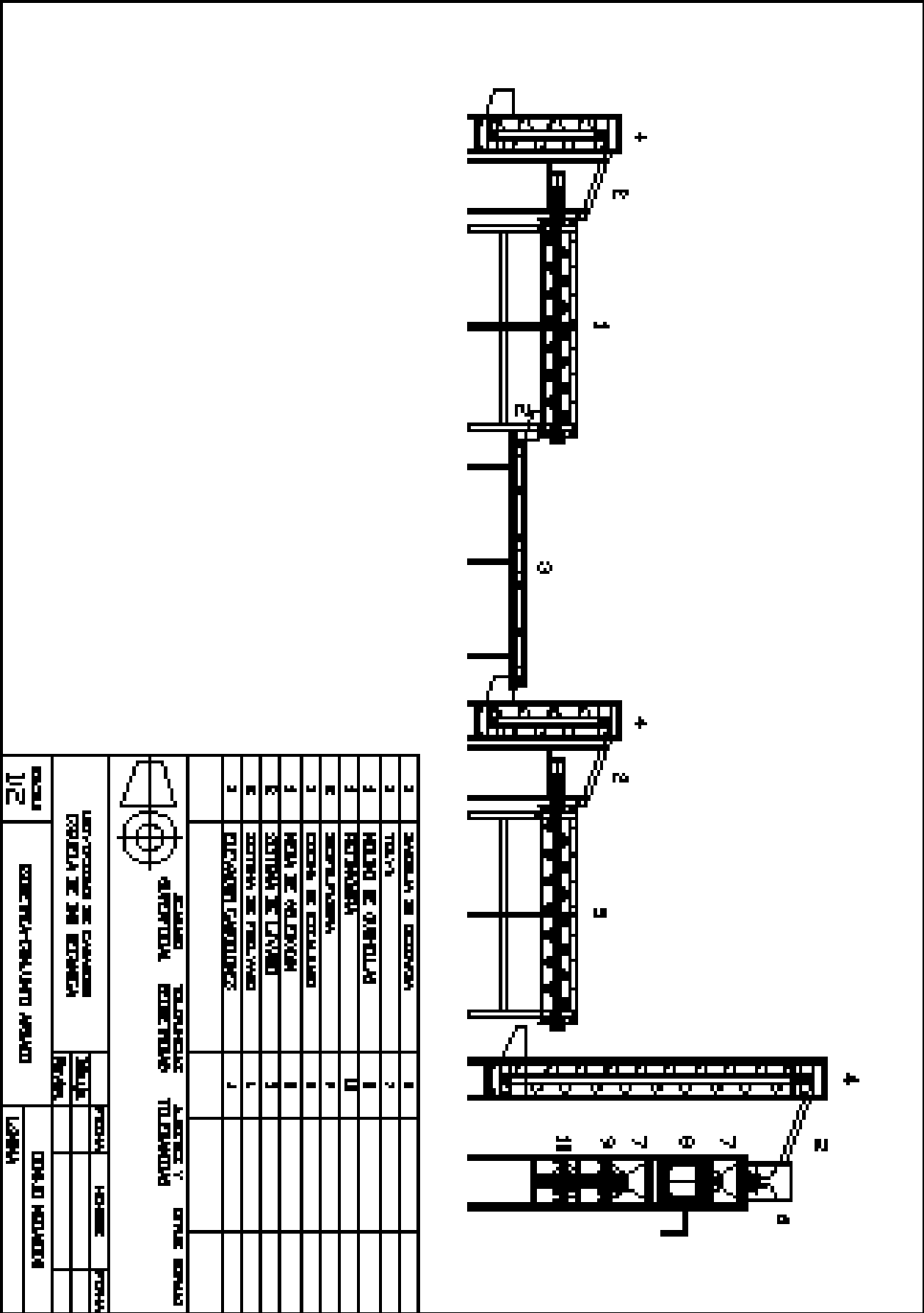
1	REFINADORA 2 ETAPA	4		
1	DESPULPADORA 1 ETAPA	5		
1	TOLVA DECARGA CILINDRO	4		
1	CILINDRO COCCIÓN	3		
1	TOLVA CARGA CILINDRO	2		
1	MOLINO DE CUCHILLAS	1		
Cantidad	Denominación	Número	Material	Obs
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibujó		
Escala 1:2		Revisó		
		TG2		
UNIDAD DE DESPULPADO-CONJUNTO ARMADO		LÁMINA 13.14		

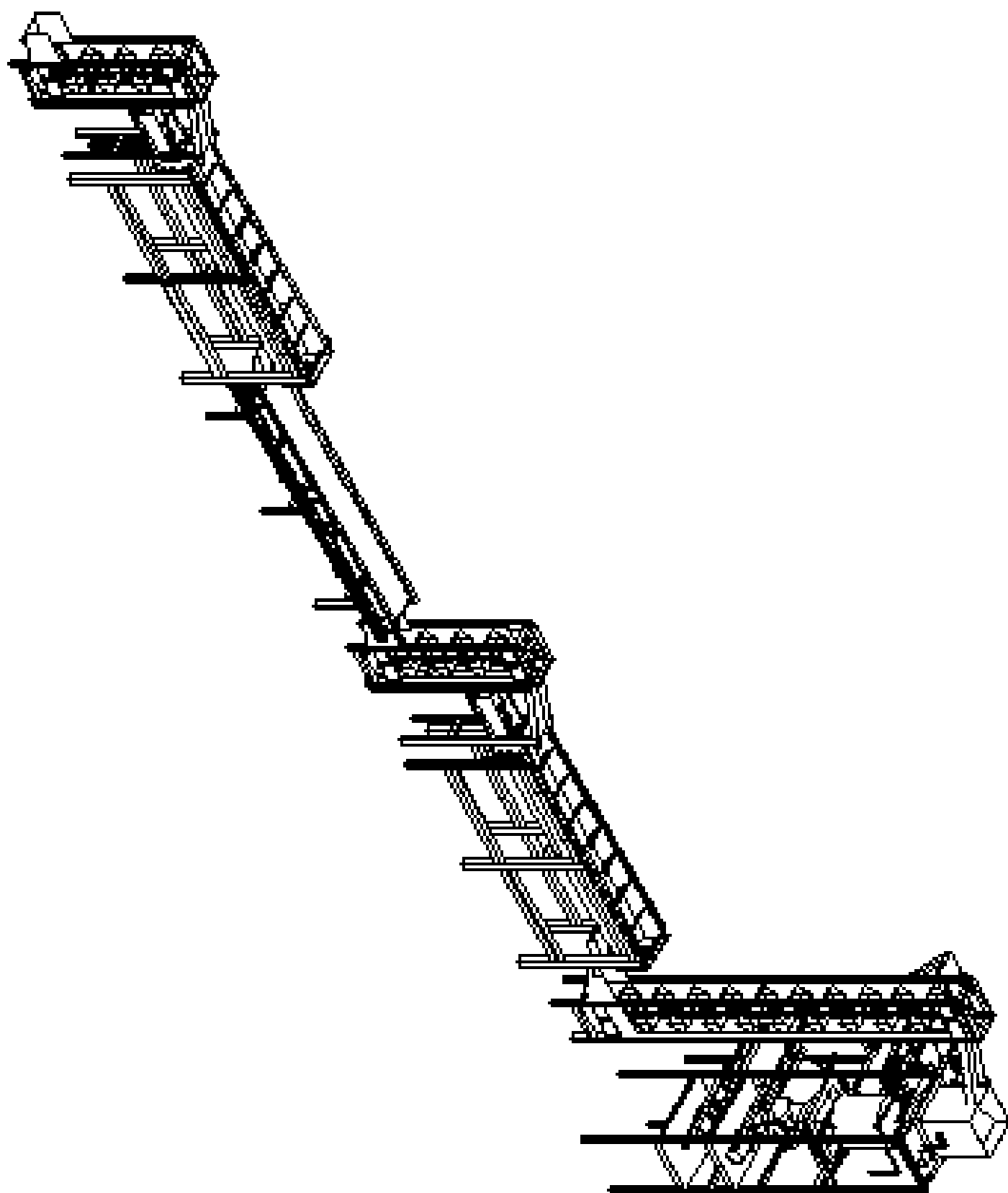


* TODOS LOS TUBOS ESTRUCTURALES USADOS SON DE SECCION CUADRADA 60X60 mm, MENOS LOS INDICADOS EN EL DIBUJO.

1	ESTRUCTURA	1	ASTM A-36	
Cantidad	Denominacion	Numero	Material	Obs
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMETRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE ING MECANICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja		
		Revisa		
Escala	ESTRUCTURA UNIDAD DESPULPADO	TG2		
1:2		LAMINA	13.15	







Tablas termodinámicas

Propiedades del aire a presión de 1 atm.

TABLA 1

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $C_p, \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Rodamientos

Anexo 15.1

Eje	Dimensiones										Peso kg	Capacidad · Factor de carga					Velocidad límite min ⁻¹	Denominación abreviada Rodamientos FAG	Medidas auxiliares									
	d mm	D	B	C	T	r ₁₀ , r ₁₅ mm	r ₁₀ , r ₁₅ mm	a mm	J mm	C ₁ kN		e mm	Y	C ₂ kN	Y ₂	D ₁ mm			D ₂ mm	D ₃ mm	D ₄ mm	B ₁ mm	B ₂ mm	C ₁ · f ₁ mm	C ₂ · f ₂ mm			
53,975	53,975	88,0	19,05	13,492	19,05	2,3	2	21	73	0,444	60	0,55	1,1	81,5	0,5	750	KLM806548 LMB9061	60	63	80	85	2	4,5	2,3	2			
60,325	60,325	130,175	33,338	29,813	36,513	5,2	3,3	42	97,3	2,13	145	0,82	0,73	173	0,4	5300	KHM911245 HM911210	74,4	87	109	125,6	6	4	8,2	3,3			
69,85	69,85	136,05	3								200	0,78	0,77	236	0,42	4800	KHP13649 HP13610	82	95	124	138	5	12,5	3,6	3,3			
71,438	71,438	120	3								153	0,36	1,67	224	0,92	5300	K47390.47420	79	86	107	114	4	6	3,6	3,3			
75,987	75,987	131,975									208	0,33	1,8	300	0,99	5000	KHM215249 HM215210	85	98	118	126	7	7	7,1	3,6			

Cilindro de lavado

Anexo 15.2

Elevador de cangilones

Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r ₁ mm	H mm	H ₁ mm	J mm		d _{yn.} C ₁ kN	stat. C ₂ kN				D ₁ mm	D ₂ mm	r ₃ mm
30	30	62	16	1	52.1	54.9	40	0.195	19.3	11.2	14000	14000	6206	35.6	55.4	1
	30	62	16	1	52.1	54.9	40	0.205	19.3	11.2	14000	14000	6206 W2008	35.6	55.4	1
	30	62	16	1	52.1	54.9	40	0.201	19.3	11.2	11000	14000	6206 ZR1	35.6	55.4	1
	30	62	16	1	52.1	54.9	40	0.201	19.3	11.2	7500		6206 ZR5R	35.6	55.4	1
	30	62	16	1	52.1	54.9	40	0.211	19.3	11.2	7500		6206 ZR5R1W2008B	35.6	55.4	1

Molino de
cuchillas

Eje	Dimensiones							Peso (kg)	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d	D	B	r _s min	H	H ₁	J		dyn. C	stat. C ₀				D ₁ min mm	D ₁ max	r ₀ max
	mm				mm	mm	mm		kN							
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	18000	19000	6204	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	18000	19000	S6204.W203B	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	15000	19000	6204.2ZR	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	10000		6204.2RSR	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55	10000		S6204.2RSR.W203B	25,6	41,4	1
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55	10000		6204.2RSR	25,6	41,4	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8	34000	18000	6304	27	45	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153	16	7,8	34000	18000	S6304.W203B	27	45	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	14000	18000	6304.2ZR	27	45	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	9500		6304.2RSR	27	45	1
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8	9500		62904.2RSR	27	45	1
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15	25000	15000	6404	29	63	1
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65	19000	14000	16005	27	45	0,3

Despulpadora

50	50	80	10	0,6	70,5	60,1	0,181	16	13,2	20000	7500	6010	53,2	76,8	0,6
50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,272	20,8	15,6	20000	10000	6010	54,6	75,4	1
50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,26	20,8	15,6	20000	10000	6010.W203B	54,6	75,4	1
50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,282	20,8	15,6	6500	10000	6010.22R	54,6	75,4	1
50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,283	20,8	15,6	5600		6010.2R5R	54,6	75,4	1
50	80	16	1	70,1	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	5600		6010.2R5R.W203B	54,6	75,4	1

Motorreductores

ANEXO 16

ANEXO 16.1

CYCLO® 6000 Gearmotors

60 Hz Frame Size Selection Tables

1/2 HP

60 Hz, 1750 RPM

Dimensions Pages

Foot

Mount (H)

4.2-4.29

F-Flange (F)

4.44-4.65

Cilindro de lavado

Output Speed RPM	Output Torque In•lbs	Service Factor		Overhung Load lbs	SELECTION					Option Inverter Duty
		SF	AGMA Class		HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	
8	2650	-	-	1210	05	61060A	Y		231	-
	4020	1.15	I	2200	05	61200B	Y	A	231	AV
	4020	1.39	II	2200	05	61250B	Y	B	231	AV
	4020	1.72	III	3300	05	61300C	Y	C	231	-
	4020	2.07	III	3300	05	61350C	Y	C	231	-
	4020	2.70	III	3590	05	61400B	Y	C	231	AV
6.41	4620	-	-	2200	05	61200B	Y		273	AV
	4740	1.18	I	2200	05	61250B	Y	A	273	AV
	4740	1.46	II	3300	05	61300C	Y	B	273	-
	4740	1.75	III	3300	05	61350C	Y	C	273	-
	4740	2.28	III	3590	05	61400B	Y	C	273	AV

Cilindro de lavado

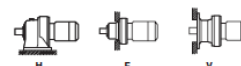
Dimensiones y pesos

Model	Motor HP	Pole	Without Brake					Appx Wt (lb)	With Brake					MS	MT	Appx Wt (lb)
			C	O	AB	L	MP		C	O	AB	L	MP			
CNHM06-6110/6Y	1/2	4	14.29	9.29	5.04	2.32	4.88	42	15.51	9.29	5.04	3.58	4.88	2.40	-	44
CNHM08-6110/6Y	3/4	4	15.87	9.29	5.43	3.82	5.83	49	17.80	9.29	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	55
CNHM1-6110/6Y	1	4	16.87	9.29	5.43	3.82	5.83	49	17.80	9.29	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	55
CNHM1H-6110/6Y	1.5	4	17.17	9.45	5.63	3.94	6.30	55	19.41	9.45	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	66
CNHM2-6110/6Y	2	4	17.17	9.45	5.63	3.94	6.30	55	19.41	9.45	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	66
CNHM3-6110/6Y	3	4	17.95	9.69	5.91	4.13	6.81	64	20.43	9.69	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	77
CNHM5-6110/6Y	5	4	19.33	10.47	6.54	5.00	8.35	86	22.17	10.47	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	108
CNHM08-6120/6Y	3/4	4	16.65	9.17	5.43	3.82	5.83	68	18.35	9.17	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	75
CNHM1-6120/6Y	1	4	16.65	9.17	5.43	3.82	5.83	68	18.35	9.17	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	75
CNHM1H-6120/6Y	1.5	4	17.95	9.45	5.63	3.94	6.30	77	20.39	9.45	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	88
CNHM2-6120/6Y	2	4	17.95	9.45	5.63	3.94	6.30	77	20.39	9.45	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	88
CNHM3-6120/6Y	3	4	18.74	9.69	5.91	4.13	6.81	86	21.22	9.69	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	101
CNHM/PHHM5-6120/6Y	5	4	19.65	10.47	6.54	5.00	8.35	108	22.48	10.47	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	130
CNHM/PHHM8-6120/6Y	7.5	4	21.38	10.47	6.54	5.00	8.35	123	24.21	10.47	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	146
CNHM08-612HY	3/4	4	16.65	9.96	5.43	3.82	5.83	71	18.35	9.96	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	77
CNHM1-612HY	1	4	16.65	9.96	5.43	3.82	5.83	71	18.35	9.96	5.43	5.51	5.83	3.66	4.17	77
CNHM1H-612HY	1.5	4	17.95	10.24	5.63	3.94	6.30	79	20.39	10.24	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	90
CNHM2-612HY	2	4	17.95	10.24	5.63	3.94	6.30	79	20.39	10.24	5.63	6.38	6.30	4.53	4.49	90
CNHM3-612HY	3	4	18.74	10.47	5.91	4.13	6.81	88	21.22	10.47	5.91	6.61	6.81	4.76	4.88	104
CNHM/PHHM5-612HY	5	4	19.65	11.26	6.54	5.00	8.35	110	22.48	11.26	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	132
CNHM/PHHM8-612HY	7.5	4	21.38	11.26	6.54	5.00	8.35	126	24.21	11.26	6.54	7.83	8.35	5.20	6.18	148

ANEXO 16.2

CYCLO® 6000 Gearmotors

Frame Size Selection Tables 60 Hz

1/8 HP
 60 Hz, 1750 RPM

 Elevador de
 cangilones

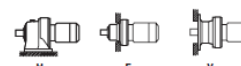
Output Speed RPM	Output Torque In•lbs	Service Factor		Overhung Load lbs	SELECTION					Option Inverter Duty
		SF	AGMA Class		HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	
292	27.5	2.00	III	170	01	6060	Y	C	6	AV
219	36.7	2.00	III	194	01	6060	Y	C	8	AV
159	50.4	2.00	III	265	01	6060	Y	C	11	AV
135	59.6	2.00	III	265	01	6060	Y	C	13	AV
117	68.8	2.00	III	265	01	6060	Y	C	15	AV
103	78.0	2.00	III	265	01	6060	Y	C	17	AV
83.3	96.4	2.00	III	265	01	6060	Y	C	21	AV
70.0	115	1.10	I	265	01	6060	Y	A	25	AV
		1.66	III	265	01	6065	Y	C	25	AV
		2.30	III	307	01	6070	Y	C	25	AV

Dimensions Pages	
Foot Mount (H)	4.2–4.29
V-Flange (V)	4.30–4.43
F-Flange (F)	4.44–4.65

ANEXO 16.3

CYCLO® 6000 Gearmotors

Frame Size Selection Tables 60 Hz

1/8 HP
 60 Hz, 1750 RPM

 Molino de
 cuchillas

Output Speed RPM	Output Torque In•lbs	Service Factor		Overhung Load lbs	SELECTION					Option Inverter Duty
		SF	AGMA Class		HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	
292	27.5	2.00	III	170	01	6060	Y	C	6	AV
219	36.7	2.00	III	194	01	6060	Y	C	8	AV
159	50.4	2.00	III	265	01	6060	Y	C	11	AV
135	59.6	2.00	III	265	01	6060	Y	C	13	AV
117	68.8	2.00	III	265	01	6060	Y	C	15	AV
103	78.0	2.00	III	265	01	6060	Y	C	17	AV
83.3	96.4	2.00	III	265	01	6060	Y	C	21	AV
70.0	115	1.10	I	265	01	6060	Y	A	25	AV
		1.66	III	265	01	6065	Y	C	25	AV
		2.30	III	307	01	6070	Y	C	25	AV

Dimensions Pages	
Foot Mount (H)	4.2–4.29
V-Flange (V)	4.30–4.43
F-Flange (F)	4.44–4.65

ANEXO 16.4

Despulpadora

CYCLO® 6000 Gearmotors

Frame Size Selection Tables 60 Hz

3 HP

60 Hz, 1750 RPM



Output Speed	Output Torque	Service Factor		Overhung Load	SELECTION					Option	
					HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio		
768	303	1.07	I	687	3	6100	Y	A	3	-	
		1.45	II	680	3	6105	Y	B	3	-	
350	505	1.07	I	813	3	6100	Y	A	5	-	
		1.45	II	806	3	6105	Y	B	5	-	
292	605	1.07	I	867	3	6100	Y	A	6	-	
		1.45	II	867	3	6105	Y	B	6	-	
		1.61	III	981	3	6110	Y	C	6	AV	
		1.78	III	981	3	6115	Y	C	6	AV	
219	807	1.07	I	965	3	6100	Y	A	8	-	
		1.45	II	965	3	6105	Y	B	8	-	

Dimensions Pages

Foot Mount (H) 4.2-4.29

V-Flange (V) 4.30-4.43

F-Flange (F) 4.44-4.65

Tabla de cadenas de transmisión

ANEXO 17

ANEXO 17.1

TABLA 17-11

Factores de servicio sugeridos K_S para transmisiones de bandas en V

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

ANEXO 17.2

TABLA 17-13

Dimensiones de cadenas de rodillos estándares (fabricación estadounidense)

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	DIÁMETRO DE RODILLO in (mm)	ESPACIAMIENTO DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Accesorios para instalaciones hidráulicas. Disponible en: <http://www.leonindustrial.com>.
2. Bolaga, E y Romero, C. (1991). Diseño y construcción de un prototipo de despulpadora de NIM. Trabajo especial de grado publicado. Escuela Politécnica Nacional, Quito.
3. Castillo, M. y Morillo, A. (2005). *Diseño y automatización del sistema de limpieza de los tanques de almacenamiento y de fabricación de líquidos en una empresa de fabricación de productos de limpieza y aseo personal*.
4. Catalogo de rodamientos FAG, (pagina Web), Disponible en www.FAG.com.
5. Catálogo N° 04.601.50.005 de motoreductores SUMITOMO, série CYCLO 6000, disponible en www.sumitomo.com.
6. Elementos de transmisión de potencia flexibles. (pagina Web), Disponible en : www.eurotras.com.
7. Factibilidad económica de proyectos. (2008). [On-line].Disponible en: www.geocities.com/SiliconValley/Pines/7894/sistemas/factibilidad.
8. FESTO PNEUMATICS. (2007), Festo Didactic, [Pagina Web en linea], disponible en <http://www.festo.com.ve>.
9. Fundación EROSKI guía práctica sobre frutas. (2008). [On-line]. Disponible en: www.frutas.consumer.es.

10. Generalidades de los frutos. (2008). [On-line].
Disponibile en : www.wikipedia.org/wiki/Frutas.
11. Gómez, E, y Rachadell, F. Manejo de Materiales. Universidad de Carabobo.
12. INFOAGRO toda la agricultura en internet.(2008). [On-line].
Disponibile en : <http://www.infoagro.com>.
13. Mora, D. (2005). *Diseño y animación de una máquina despulpadora de mango*. Trabajo especial de grado publicado. Universidad Experimental del Táchira, San Cristóbal.
14. Operaciones unitarias en la ingeniería de alimentos. (página Web),
Disponibile en : www.amvediciones.com.
15. Prieto, C. Fundamentos y Metodología para el Proyecto de Cintas y Cadenas transportadora. (Ultima edición). Universidad de Carabobo.
16. Ruiz, H. y Silva O. E. (2008). *Rediseño de una linea de extrusión y enfriamiento de barras y perfiles de laton*.
17. Sigley, J y Mischke, C. (1998). Diseño de Ingeniería Mecánica. (5ta edición), Naucaplan de Juarez, México ; Mc Graw Hill.
18. Trabajo especial de grado no publicado. Universidad de Carabobo, Valencia.
Román, E. (2003). *Estudio de factibilidad para el montaje de una empresa industrial procesadora y comercializadora de frutas en el municipio de San José de Cúcuta*. Trabajo especial de grado publicado. Universidad Francisco de Paula Santander, San José de Cúcuta.

19. Tuberías para agua.[On-line]. Disponible en :
http://www.elriego.com/informa_te/abacos/perdcarga_PE_admd.htm.
20. Tuberías y accesorios para instalaciones hidráulicas. Disponible en :
http://www.plastigama.com.ec/pdfs/agricola/tuby_acc%20pvc_pe_bd.pdf.
21. Vargas, J. (1981). *Diseño y construcción de un prototipo de despulpadora de café*. Trabajo especial de grado publicado. Escuela Politécnica Nacional, Quito.
22. Vilchez, N. (2005). *Estrategias creativas en el diseño mecánico*. Universidad de Carabobo, Valencia.
23. Yunus, A, Cengel, C. (2004), Transferencia de Calor. (2da Edición), México Mc Graw Hill.