

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **DISEÑO, SIMULACIÓN Y MAQUETA DE UNA LAVADORA VERTICAL DE 400 KILOGRAMOS PARA EL PROCESO DE REDUCCIÓN Y POSTERIOR TEÑIDO DEL ÍNDIGO**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN  
MECÁNICA**

**LUIS ALBERTO ALBIA VERA**

**velurois@hotmail.com**

**JORGE WASHINGTON LIGÑA ORTEGA**

**Jorge\_l2007@hotmail.com**

**DIRECTOR: Ing. JAIME VARGAS T.**

**jaime.vargas@epn.edu.ec**

**Quito, Marzo 2009**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Luis Alberto Albia Vera y Jorge Washington Ligña Ortega, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

LUIS A. ALBIA V.

---

JORGE W. LIGÑA O.

## CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por LUIS ALBERTO ALBIA VERA y JORGE WASHINGTON LIGÑA ORTEGA, bajo nuestra supervisión.

---

ING. JAIME VARGAS

DIRECTOR

---

ING. ORWIELD GUERRERO

COLABORADOR

## **DEDICATORIA**

Dedico el presente trabajo a DIOS por ser lo que soy.

A mis padres y hermanos, en especial a mi padre, por quererme, apoyarme y no dejarme vencer.

**LUCHO**

A DIOS por iluminarme en los momentos difíciles de mi vida.

A mis padres Néstor Ligña y Victoria Ortega.

A mis hermanos, pero en especial a Gladys y Susana.

A todos mis sobrinos, especialmente para Alexander.

**JORGE**

## **AGRADECIMIENTOS**

A DIOS, por estar siempre conmigo.

A mis padres, en especial a mi padre quien con su apoyo, consejos y amistad nos alentó para culminar esta etapa de nuestra vida.

Mi eterna gratitud para el Ing. Jaime Vargas T. que más que un profesor ha sido un amigo y un apoyo en toda la etapa de mi formación profesional.

A mis amigos, LOS GALARGA, con quienes compartí y sigo compartiendo este largo camino de ser mejores cada día.

A mi compañero de tesis y a todas las personas que directa e indirectamente apoyaron para la culminación de este Proyecto de Titulación.

Al personal administrativo de la gloriosa Facultad de Ingeniería Mecánica, en especial a la Sra. Adriana Pavón y Doña Glorita Castellanos.

**LUCHO**

En primer lugar a DIOS por darme salud.

A mis padres, en especial a mi madre que siempre estuvo conmigo apoyándome.

A mis hermanos que siempre confiaron en mí, en especial para Gladys y Susana.

A mis sobrinos, en especial para Alexander quien es mi razón de llegar al lugar en el que me encuentro.

Al Ing. Jaime Vargas T. por brindarme su confianza y apoyo durante mi etapa como estudiante.

A mi compañero de tesis y su Padre quien supo alentarnos para culminar con nuestro Proyecto de Titulación.

Un sincero agradecimiento a todo el personal administrativo de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

**JORGE**

## INDICE

RESUMEN.....	xv
PRESENTACION.....	xvii
CAPÍTULO I .....	1
INTRODUCCIÓN AL ÍNDIGO .....	1
1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS .....	1
1.1.1 COMPOSICIÓN DEL ÍNDIGO .....	1
1.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL PROCESO .....	2
1.2.1 ESTUDIO DE LA TELA .....	2
1.2.2 EL LAVADO .....	2
1.3 DEFINICIÓN DE UNA LAVADORA.....	3
1.4 TIPOS DE LAVADORAS.....	3
1.4.1 LAVADORAS DE TIPO FRONTAL O DE CARGA FRONTAL.....	3
1.4.2 LAVADORAS DE TIPO HORIZONTAL O DE CARGA SUPERIOR .....	4
1.4.3 MÁQUINAS LAVADORAS PROPIAMENTE DICHAS .....	5
1.4.4 MÁQUINAS LAVADORAS-SECADORAS.....	5
1.5 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA LAVADORA.....	6
1.6 PROCESOS QUE REALIZA LA MÁQUINA .....	7
1.6.1 TRATAMIENTO PREVIO (DESGOMADO Y SUAVIZADO) .....	7
1.6.2 ESTONADO .....	10
1.7 PROCESO DE TEÑIDO .....	14
1.7.1 COLORANTES MÁS USADOS .....	14
1.7.2 DETERGENTES.....	17
1.7.3 SUAVIZANTES.....	18
1.7.4 RELACION DE BAÑO (RB).....	18
1.8 AGUA .....	19
1.8.1 AGUAS DURAS .....	20
1.8.2 AGUAS BLANDAS .....	20
1.8.3 AGUAS NEUTRAS.....	20
1.8.4 AGUAS ALCALINAS .....	20

1.8.5	DUREZA.....	21
1.8.6	CONSIDERACIONES SOBRE EL PH.....	23
1.8.7	PRODUCTOS QUÍMICOS .....	23
1.9	ACERO INOXIDABLE .....	25
1.9.1	RESISTENCIA A LA CORROSIÓN DE LOS ACEROS.....	
	INOXIDABLES.....	26
1.9.2	ALGUNOS USOS DE LOS ACEROS INOXIDABLES.....	26
CAPITULO II .....		28
ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....		28
2.1	DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO Y LOS PARÁMETROS FUNCIONALES.....	28
2.1.1	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES .....	28
2.1.2	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	28
2.2	ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	32
2.2.1	CAPACIDAD.....	32
2.2.2	TIPO DE CARGA .....	32
2.2.3	DIMENSIONES FÍSICAS .....	32
2.2.4	COSTOS .....	32
2.3	ALTERNATIVA A.....	33
2.3.1	LAVADORA TIPO HORIZONTAL.....	33
2.4	ALTERNATIVA B.....	35
2.4.1	LAVADORA DE TIPO VERTICAL .....	35
2.5	MÉTODO DE SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	36
2.5.1	CAPACIDAD.....	37
2.5.2	TIPO DE CARGA .....	37
2.5.3	DIMENSIONES FÍSICAS .....	38
2.5.4	COSTO.....	38
2.6	ESQUEMA DE LA MÁQUINA SELECCIONADA.....	40
2.7	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	41
2.7.1	CONTROL DE DIMENSIONAMIENTO .....	41
2.7.2	CONTROL DE ELEMENTOS UTILIZADOS.....	41
2.7.3	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	41

CAPITULO III .....	43
DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	43
3.1 DISEÑO DEL TAMBOR .....	44
3.1.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL TAMBOR .....	44
3.1.2 DISEÑO DE LAS ASPAS .....	45
3.1.3 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN EL TAMBOR .....	47
3.2 SELECCIÓN DE LA FUENTE DE POTENCIA.....	51
3.2.1 CÁLCULOS DE LA POTENCIA DEL MOTOR .....	52
3.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR MEDIO DE POLEAS .....	61
3.3.1 CÁLCULO DEL NÚMERO DE BANDAS .....	61
3.3.2 CÁLCULO DE FUERZAS EN LAS BANDAS .....	68
3.4 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL .....	70
3.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS .....	79
3.5.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO .....	79
3.5.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO .....	79
3.5.3 SELECCIÓN DEL SOPORTE PARA RODAMIENTO .....	81
3.5.4 DISEÑO DE LENGUETAS .....	82
3.6 ANÁLISIS DE PLACA PORTA CHUMACERAS .....	82
3.7 SISTEMA DE SELLO MECANICO .....	86
3.7.1 SELECCIÓN DEL SELLO MECÁNICO .....	86
3.7.2 SELECCIÓN DE LA EMPAQUETADURA.....	87
3.8 DISEÑO DEL CILINDRO EXTERIOR O CARCAZA.....	87
3.8.1 EFICIENCIA DE LAS JUNTAS.....	87
3.8.2 CÁLCULO DE LOS PERNOS PARA SUJETAR LA CARCAZA .....	89
3.9 DISEÑO DEL DESAGUE .....	98
3.9.1 DISEÑO DEL LA TUBERÍA DE DESAGÜE .....	98
3.9.2 SISTEMA DE APERTURA Y CIERRE DEL DESAGÜE .....	100
3.10 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO .....	101
3.11 DISEÑO DEL SISTEMA DE BISAGRA .....	103
3.11.1 DISEÑO ESTÁTICO DEL PASADOR .....	103
3.11.2 DISEÑO DINÁMICO DEL PASADOR .....	106



3.12	DISEÑO DEL BASTIDOR .....	107
3.12.1	DISEÑO DE LA BASE FIJA .....	107
3.12.2	DISEÑO DE LA BASE MOVIL.....	110
CAPITULO IV .....		114
CONSTRUCCION, MONTAJE PRUEBAS DE CAMPO Y COSTOS DE FABRICACIÓN .....		114
4.1	GENERALIDADES .....	114
4.2	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA. ....	114
4.2.1	REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	114
4.2.2	MÁQUINAS Y EQUIPOS:.....	115
4.2.3	HERRAMIENTAS:.....	115
4.2.4	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN: .....	115
4.2.5	MATERIA PRIMA. ....	115
4.2.6	ELEMENTOS NORMALIZADOS Y SELECCIONADOS.....	115
4.2.7	LISTADO DE ELEMENTOS A CONSTRUIR.....	115
4.2.8	HOJA DE PROCESOS.....	116
4.3	MONTAJE DE LA MÁQUINA .....	116
4.4	PRUEBAS DE CAMPO .....	116
4.4.1	MATERIALES Y EQUIPOS A UTILIZAR EN LAS PRUEBAS DE CAMPO .....	116
4.4.2	PROCEDIMIENTO A SEGUIR PARA LAS PRUEBAS.....	116
4.5	COSTO DE FABRICACION DE LA MÁQUINA .....	117
4.5.1	COSTO DE MATERIALES .....	121
4.5.2	COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS .....	121
4.5.3	COSTO DE FABRICACIÓN .....	121
4.5.4	COSTO DE DISEÑO .....	121
4.5.5	COSTO TOTAL .....	122
CAPITULO V .....		123
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		123
5.1	CONCLUSIONES.....	123
5.2	RECOMENDACIONES .....	124

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	125
ANEXOS .....	126

## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.1</b>	Ventajas y desventajas del proceso alcalina/oxidativa.....	9
<b>Tabla 1.2</b>	Ventajas y desventajas del proceso alfa amilase.....	10
<b>Tabla 1.3</b>	Sugerencias de relación de baño para lavandería.....	19
<b>Tabla 1.4</b>	Parámetros de evaluación del agua.....	21
<b>Tabla 1.5</b>	Clasificación del agua por su contenido de calcio y magnesio. ....	23
<b>Tabla 1.6</b>	Propiedades mecánicas especificadas para los aceros inoxidable .....	27
<b>Tabla 2.1</b>	Asignación de jerarquía para cada atributo.....	37
<b>Tabla 2.2</b>	Puntuaciones de atributos y valores de evaluación de las alternativas (Valores de evaluación 0 a 10).....	38
<b>Tabla 2.3</b>	Resultado del método de atributos ponderados.....	39
<b>Tabla 3.1</b>	Características del motorreductor seleccionado .....	61
<b>Tabla 3.2</b>	Factor de corrección de potencia.....	66
<b>Tabla 3.3</b>	Características de las poleas seleccionadas .....	67
<b>Tabla 3.4</b>	Características del rodamiento seleccionado.....	80
<b>Tabla 3.5</b>	Características del soporte de pie seleccionado.....	81
<b>Tabla 3.6</b>	Características de la lengüeta seleccionada.....	82
<b>Tabla 3.7</b>	Datos para una placa empotrada.....	85
<b>Tabla 3.8</b>	Propiedades de la empaquetadura .....	87
<b>Tabla 3.9</b>	Datos del cilindro neumático seleccionado .....	100
<b>Tabla 3.10</b>	Datos del cilindro hidráulico seleccionado .....	102
<b>Tabla 3.11</b>	Datos del cilindro hidráulico seleccionado .....	102
<b>Tabla 3.12</b>	Datos del pasador de la bisagra.....	104
<b>Tabla 3.13</b>	Datos del perfil HEB140.....	107
<b>Tabla 3.14</b>	Datos del perfil HEB120.....	111

<b>Tabla 4.1</b>	Rubros que componen la inversión total .....	118
<b>Tabla 4.2</b>	Costo de diseño .....	122
<b>Tabla 4.3</b>	Costo Total de la lavadora .....	122

## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.1</b>	Lavadoras de carga frontal.....	4
<b>Figura 1.2</b>	Lavadoras de carga superior.....	5
<b>Figura 1.3</b>	Datos obtenidos del proceso de desgomado (Fabicon S.A. Planta Confeccionista).....	8
<b>Figura 2.1</b>	Máquinas horizontales.....	33
<b>Figura 2.2.</b>	Máquinas verticales.....	35
<b>Figura 2.3</b>	Bosquejo de la lavadora vertical de 400 kilogramos.....	40
<b>Figura 3.2.</b>	Cálculo de un segmento circular. ....	46
<b>Figura 3.3</b>	Teorema de Steiner para ejes paralelos.....	56
<b>Figura 3.4</b>	Ábaco para la selección de correas.....	63
<b>Figura 3.5</b>	Bosquejo de ubicación de las poleas. ....	65
<b>Figura 3.6</b>	Esquema de arco de contacto en poleas. ....	66
<b>Figura 3.7.</b>	Dimensiones de poleas seleccionadas tipo C. ....	68
<b>Figura 3.8</b>	Croquis del eje principal. ....	70
<b>Figura 3.9</b>	Diagrama de cuerpo libre del eje principal. ....	71
<b>Figura 3.10</b>	Diagrama de cortante respecto al plano X-Y.....	72
<b>Figura 3.11</b>	Diagrama de cortante respecto al plano X-Z. ....	73
<b>Figura 3.12</b>	Diagrama de momentos respecto al plano X-Y. ....	74
<b>Figura 3.13</b>	Diagrama de momentos respecto al plano Z-Y. ....	75
<b>Figura 3.14.</b>	Dimensiones de rodamientos de rodillos a rótula.....	81
<b>Figura 3.15</b>	Dimensiones del soporte de pie. ....	82
<b>Figura 3.16</b>	Esquema de placa plana cargada y empotrada. ....	83
<b>Figura 3.17</b>	Bosquejo del sistema de prensa estopa.....	86

<b>Figura 3.18</b>	Placas sujetas mediante pernos.....	90
<b>Figura 3.19</b>	Principio de Torricelli. ....	98
<b>Figura 3.20</b>	Diagrama de funcionamiento del sistema hidráulico .....	101
<b>Figura 3.21</b>	Bomba hidráulica seleccionada.....	103
<b>Figura 3.22</b>	Datos obtenidos para el eje en el programa SAP2000.....	105
<b>Figura 3.23</b>	Medidas del perfil HEB 140 .....	108
<b>Figura 3.24</b>	Forma de la base fija .....	108
<b>Figura 3.25</b>	Datos obtenidos en el programa SAP 2000 para la base fija .....	109
<b>Figura 3.26</b>	Forma de la base móvil .....	111
<b>Figura 3.27</b>	Datos obtenidos en el programa SAP 2000 para la base móvil ...	112

## INDICE DE ANEXOS

ANEXO A. GUIA DE CONSTRUCCION DE LAS PIEZAS.....	127
ANEXO B. COSTOS DE MATERIALES.....	135
ANEXO C. DATOS TECNICOS DEL EQUIPO.....	136
ANEXO D. MATERIALES UTILIZADOS .....	137
ANEXO E. PLANOS DE CONTRUCCION Y MONTAJE.....	138
ANEXO F. FORMATO PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	138

## RESUMEN

El presente proyecto describe el DISEÑO, SIMULACIÓN Y MAQUETA DE UNA LAVADORA VERTICAL DE 400 KILOGRAMOS PARA EL PROCESO DE REDUCCIÓN Y POSTERIOR TEÑIDO DEL ÍNDIGO.

El Capítulo I involucra la recopilación de información básica necesaria para comprender el funcionamiento de éste tipo de máquina, así como de los componentes y accesorios que la conforman.

El Capítulo II consiste en bosquejar las diferentes alternativas de diseño, las cuales se analizan frente a diversos criterios de selección. Con el estudio de alternativas se busca optimizar los diversos sistemas que componen la lavadora. El análisis y selección de alternativas se realiza con un método de toma de decisiones que se detalla claramente en este capítulo.

En el Capítulo tres se desarrolla el diseño de la lavadora, se calculan las fuerzas desarrolladas durante el proceso de lavado, para lo cual se recurre a diagramas de cuerpo libre y sistemas de ecuaciones lineales. De esta manera, se establecen los esfuerzos soportados por cada elemento constitutivo de la máquina, utilizando fórmulas establecidas por distintos autores, los que sirven para determinar las características fundamentales de los mismos, como son, dimensiones y materiales.

El cuarto capítulo trata de la construcción, montaje y costos de fabricación de la lavadora. Con miras a que se construya esta máquina se establecen guías de construcción de cada elemento, es decir, los planos de taller, así como también el costo a la fecha que tendría la fabricación. En este se incluyen; el costo de diseño, materia prima, elementos normalizados, de construcción, adicionales, y por último el costo total.



Finalmente en el quinto capítulo se resumen y extraen las observaciones relevantes del desarrollo de diseño y construcción por medio de las conclusiones y recomendaciones.

## PRESENTACION

Desde el inicio de la vida en el planeta, el objetivo del hombre es, ha sido y será la satisfacción de sus necesidades.

Con este propósito se ha generado la más amplia gama de ideas y proyectos, ya que siendo la imaginación del hombre una fuente inagotable de problemas y soluciones, lo que sumado a su inmediato afán por competir y siempre ser mejor, lo han llevado a un viaje de superación, del fuego al rayo láser, de la rueda a los transbordadores espaciales, etc.

Pero el Ecuador no puede ser la excepción, y, aunque la historia y la economía nos han relegado a un lugar poco relevante dentro de esta carrera tecnológica, se debe buscar dentro de las posibilidades, los elementos que ayuden a superar este retraso.

La solución puede ser, evitar convertirse en un simple consumidor de ciencia extranjera, y más bien siguiendo el ejemplo de aquellas empresas que una vez fueron pequeñas y que ahora son grandes y competitivas, aprovechar los conocimientos desarrollados por otros, aprovecharlos y usarlos para mejorar la ciencia y tecnología por y para ecuatorianos.

De esta forma se presenta la propuesta; el Diseño de una lavadora vertical, con lo cual se pretende reducir costos, puesto que la importación de este tipo de maquinaria es muy alta, el equipo diseñado consiste en un sistema de lavado, reducción y teñido del índigo, la máquina lava y reduce el espesor de la pieza

confeccionada de índigo en un inicio, luego de esto inicia el proceso de teñido de esta materia prima, cumpliendo así la función para la cual es diseñada.

El propósito de esta máquina es acelerar el proceso de manufactura de prendas confeccionadas en este material, debido a que este proceso es fundamental en la línea de producción de prendas de índigo.

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN AL ÍNDIGO

### 1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

El índigo es un tejido duro de algodón elaborado mediante el sistema sarga, en el que los hilos longitudinales (urdimbre) están teñidos de azul, y los hilos transversales (trama) son blancos. Por eso las prendas tienen un color distinto por el anverso y el reverso.

El legendario emigrante alemán Levi Strauss patentó en 1873 sus “waist overalls” (overol de cintura) con ribetes para hacer ropas de trabajo a los mineros, ropas que resistieran la vida a la intemperie y el peso en los bolsillos del mineral encontrado, durante el período de gran descubrimiento de oro en California. Estos pantalones fueron rematados con refuerzos de cobre, y eran todos del color marrón usado para las tiendas y sin bolsillos traseros. Combinado con los resistentes tejidos de algodón importados de la ciudad francesa de Nimes, esto se sumó a una exitosa historia de moda que no ha tenido rival hasta la actualidad. El material utilizado por Strauss es el índigo.

#### 1.1.1 COMPOSICIÓN DEL ÍNDIGO

Cuanto más algodón por metro cuadrado tenga un pantalón, más resistente es la prenda (su gramaje está entre 440 y 510 g/m<sup>2</sup>). Para conocer cuan tupido es el tejido (esto es, su densidad) se mide el número de hilos longitudinales y transversales por centímetro cuadrado. Una de las características clave de una prenda confeccionada en índigo es su duración. Para comprobar esta duración se somete a las prendas a una prueba de resistencia que terminaba cuando el tejido se rompe en su totalidad. Para conseguir pasar esta prueba las prendas deben soportar al menos una fuerza de 736 Newton en forma longitudinal y 589 Newton en forma transversal.<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Revista “CONSUMER. es EROSKI”, N° 84, Enero 2005

## **1.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL PROCESO**

### **1.2.1 ESTUDIO DE LA TELA**

Las telas utilizadas en la confección de los pantalones conocidos como "jeanes", están compuestas por un porcentaje de 100 % al 98 % de algodón, por lo que se realiza un estudio preliminar a cerca de las propiedades de este tipo de fibra.

La fibra de algodón, formada casi exclusivamente por celulosa algo brillante y sedosa, está constituida por una sola célula. Algunas características de este tipo de fibra son las siguientes:

- Las fibras de algodón son estables, se acortan un poco cuando se mojan, pero al secarse se restaura su longitud original.
- El encogimiento de las telas de algodón no es una propiedad de las fibras sino más bien se debe al acabado de la tela.
- El algodón se deteriora con los ácidos, pero no con los álcalis.
- Al ser lavada con detergentes fuertes y bajo condiciones apropiadas soporta blanqueadores de cloro.
- Es resistente a los disolventes orgánicos, pudiéndose lavar con seguridad.
- Esta fibra no es termoplástica, se la puede planchar con seguridad a temperaturas relativamente altas.

### **1.2.2 EL LAVADO**

En un primer momento, la ropa se lava cociéndola en agua caliente y jabón, en ciertas ocasiones la prenda se golpea con maderos en forma de palas, para luego ser colocada en tinas de madera.

En 1780 Robinsón de Lancashire diseña y patenta una máquina para lavar y escurrir la ropa.

Dos años después el inglés Henry Siedger logra construir una máquina para lavar, hecha de madera y con forma de tinaja; ésta debía ser impulsada a mano valiéndose de una manivela. Transcurre un largo tiempo sin que esta máquina

sufra cambios sustanciales importantes, hasta que en 1901, el norteamericano Alva Fisher inventa la primera lavadora eléctrica, acoplando a uno de los modelos existentes un motor eléctrico que impulsa un tambor de acero, además, posee un mecanismo automático que invierte el sentido de giro de vez en cuando para que la ropa no se apelmace.

### **1.3 DEFINICIÓN DE UNA LAVADORA**

Fundamentalmente, la lavadora es una máquina que sirve para lavar prendas confeccionadas, ahorrando esfuerzo, tiempo y agua. Ésto se lo consigue mezclando agua con jabón o detergente, en esta mezcla se coloca la ropa sucia moviéndola a velocidad dentro de un tambor.

Actualmente, las lavadoras poseen mecanismos de centrifugado. Por esta razón la ropa expulsa parte del agua acumulada durante el proceso de lavado. Estas cuentan también con diferentes programas de velocidad y temperatura dependiendo del tejido de la ropa.

### **1.4 TIPOS DE LAVADORAS**

En la actualidad existen mucha variedad de lavadoras, todas con ligeros cambios dependiendo del fabricante de las mismas, pero toda esta variedad se agrupa en dos grupos fundamentales de lavadoras que son:

- Lavadoras de tipo frontal o de carga frontal
- Lavadoras de tipo lateral o de carga superior

A continuación se detallan brevemente cada una de las lavadoras.

#### **1.4.1 LAVADORAS DE TIPO FRONTAL O DE CARGA FRONTAL**

En estas máquinas la carga de ropa sucia se la hace por la parte frontal de la máquina, en donde existe una puerta que sirve para la carga y descarga de las prendas. (Ver figura 1.1)



**Figura 1.1** Lavadoras de carga frontal

#### **1.4.2 LAVADORAS DE TIPO HORIZONTAL O DE CARGA SUPERIOR**

En estas máquinas la carga de las prendas se la realiza por una puerta ubicada en la parte superior de la máquina. Este tipo de lavadoras suelen ser las más utilizadas debido a la comodidad ergonómica que ofrecen, debido a que al no tener que agacharse para cargar las prendas no se adopta posiciones incómodas para la espalda. (Ver figura 1.2)



**Figura 1.2** Lavadoras de carga superior

Existe también una clasificación complementaria, esta se base en las funciones que desempeña la máquina de lavar, de acuerdo a ésto se tiene:

- Máquinas lavadoras propiamente dichas
- Máquinas lavadoras-secadoras

A continuación se explica brevemente en qué consiste cada una de ellas.

### **1.4.3 MÁQUINAS LAVADORAS PROPIAMENTE DICHAS**

Son máquinas que solo lavan la ropa sin escurrirla, es decir, es una lavadora común.

### **1.4.4 MÁQUINAS LAVADORAS-SECADORAS**

Aquí se tiene que además del proceso de lavado estas máquinas también cumplen la función de secado, es decir, son dos máquinas en una. El secado previo de la ropa se realiza una vez que esta cumple el proceso de lavado, para



esto se vale del centrifugado que no es más que hacer girar el tambor a velocidades elevadas (entre 700-1200 RPM) con esto se logra que la ropa se escurra.

## **1.5 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA LAVADORA**

El principio de funcionamiento de los tipos de lavadoras existentes en el mercado se basan en:

Su funcionamiento se basa en el giro que se genera sobre un recipiente, normalmente cilíndrico, dentro del cual se mezcla agua, detergente, suavizante y ropa sucia. Este movimiento provoca a la vez la mezcla del detergente con la suciedad y el movimiento relativo entre el agua y la ropa, con lo que se desarrolla el proceso de limpieza.

El movimiento es provocado por un motor eléctrico que está unido mediante un eje al tambor. En las lavadoras automáticas hay un programador que permite que la lavadora realice distintos procesos de lavado según se seleccione, con distintas velocidades de giro, ciclos en los que permanece la lavadora girando a temperatura deseada.

En los modelos más corrientes de lavadora automática el programador es un dispositivo electromagnético de forma cilíndrica que tiene una serie de posiciones señaladas. Cuando se selecciona un programa, el mando comienza a girar dependiendo de las señales que recibe de una serie de sensores, como pueden ser los de control de temperatura o nivel de agua.

Conforme se produce este giro una serie de contactos se van produciendo entre el programador, el motor de la lavadora y las válvulas de entrada y salida del agua, a partir de estos contactos y las señales que mandan los sensores anteriormente citados se desarrollan los programas de lavado. En los últimos modelos, estos dispositivos electromagnéticos se sustituyen por un microprocesador que controla todo el proceso y por sensores electrónicos más seguros y fiables que los electromecánicos.

## **1.6 PROCESOS QUE REALIZA LA MÁQUINA**

Para tratamientos de géneros de algodón 100%, se consideran los siguientes procesos:

- Tratamiento previo ( Desgomado y Suavizado )
- Estonado y enzimático
- Tinturado o teñido
- Combinaciones

### **1.6.1 TRATAMIENTO PREVIO (DESGOMADO Y SUAVIZADO)**

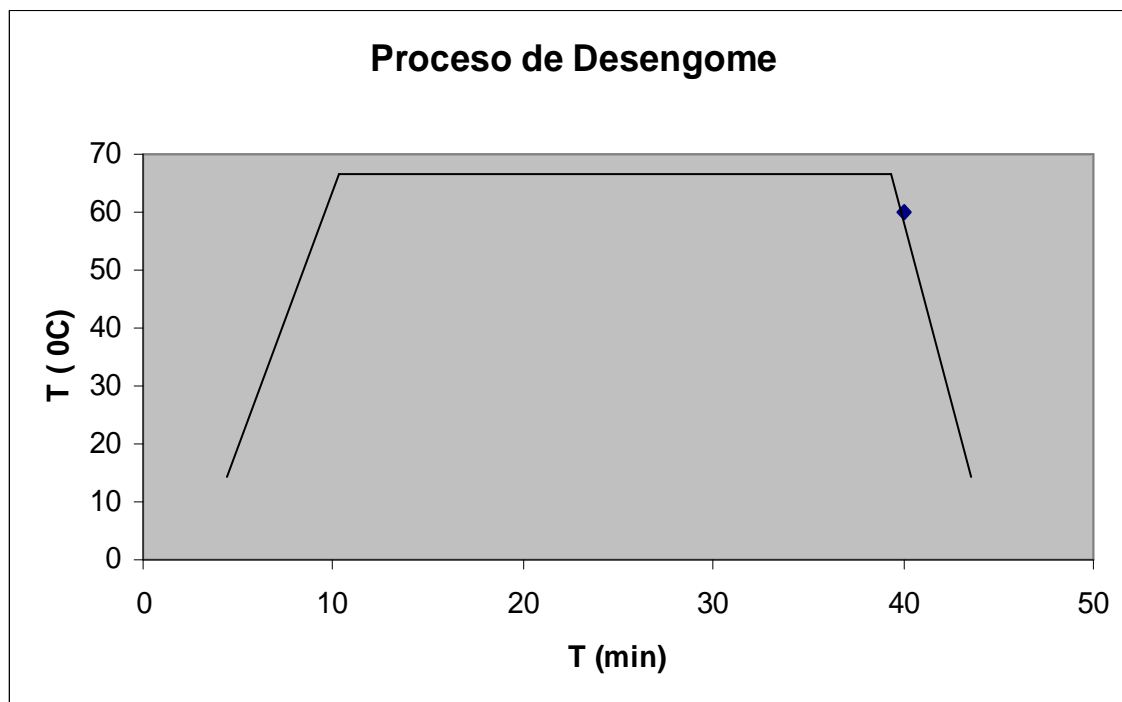
Con el objeto de eliminar la película cerinosa natural, la goma o apresto que recubre a la fibra de algodón e impurezas adheridas, es menester tratarlos con un detergente sintético en una solución altamente alcalina a una temperatura adecuada y por un tiempo predeterminado. Para el caso de procesos enzimáticos con piedra o sin piedra, antes del blanqueo óptico, se realiza este paso con la aplicación de enzimas obtenidas de la fermentación de un moho no patógeno, el cual sirve como coadyuvante tecnológico en el acabado de los géneros (En los procesos pueden ser telas o prendas ya confeccionadas). A continuación se muestra los parámetros que rigen este proceso:

- Antiquiebre 1 gramo/litro
- Alfa amilaza 0,3%
- Humectante 0,2 gramo/litro
- Tiempo 15 min
- Temperatura 60° C
- Dos enjuagues
- Relación de baño RB: 1:2

Existen dos tipos de desgomado o desalmidonado:

- Desgomado por Alcalina / oxidativa
- Desgomado por Alfa Amilase (enzimático)

La figura 1.3 muestra el tiempo y temperatura en el proceso de desgomado.



**Figura 1.3** Datos obtenidos del proceso de desgomado (Fabicon S.A. Planta Confeccionista)

**Fuente:** Fabicon S.A. Planta Confeccionista

#### 1.6.1.1 Desgomado por Alcalina / Oxidativa

Es un proceso que consiste en quitar el almidón por impacto alcalino y por oxidación. Este tipo de desalmidonado utiliza una mezcla de productos tales como: detergente, humectante, álcalis, peróxido y estabilizador, bajo acción del tiempo y de la temperatura. Se trabaja normalmente a una temperatura de 80° C y un tiempo promedio de 20 min.

En la tabla 1.1 se muestran varias ventajas y desventajas del proceso de desgomado (alcalina/oxidativa).

**Tabla 1.1** Ventajas y desventajas del proceso alcalina/oxidativa

<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
Proporciona el arrastre de productos que no son en base de almidón (goma, ceras, pigmentos naturales, etc.)	Utiliza muchos productos, necesita por lo tanto un mejor control.
Mayor reducción de color.	Normalmente trabaja con temperaturas superiores a 80° C
Favorece un mejor efecto de estonado en las costuras.	Tiene mayor tendencia a formación de pliegues
Menor grado de redeposición en detalles blancos.	Necesita de enfriamiento para evitar el impacto térmico.
	Eventualmente necesita neutralización o enjuagues que reduzcan el efecto de las célulases, principalmente cuando ha utilizado con piedras.
	Proporcionan mayor encogimiento.
	Toque más áspero

**Fuente:** Ing. CARLA BAUAB “Manual de lavandería y tintorería”, Índigos y Brines

### **1.6.1.2 Desgomado por Alfa Amilase (Enzimático)**

El proceso consiste en retirar el almidón a través de una reacción química, es decir, se rompe la estructura química del almidón por digestión enzimática, formando pequeñas cadenas de materias solubles como: dextrina, maltosas y azúcares.

Existen en el mercado mezclas sinérgicas de enzimas, aditivos y humectantes, de modo que se facilita el proceso.

La tabla 1.2 muestra ventajas y desventajas del proceso enzimático Alfa Amilase.

**Tabla 1.2** Ventajas y desventajas del proceso alfa amilase

<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
Facilidad de usos	Proporcionan alta redeposición del colorante índigo
Normalmente tienen menor costo con relación a desalmidonado oxidativo.	Normalmente sufren grandes variaciones, por fueren inestables y sensibles a álcalis.
Acción rápida sobre las gomas que basase en almidón.	No hay métodos accesibles de control de sus concentraciones.
Menor probabilidad de formación de rayas y pliegues	
Mejor toque	

**Fuente:** Ing. CARLA BAUAB “Manual de lavandería y tintorería”, Índigos y Brines

### 1.6.2 ESTONADO

El estonado es la pérdida homogénea de color en la superficie de la ropa, que se identifica por la aparición de puntos blancos, el contraste que se observa es un indicador de la intensidad del lavado.

Este proceso se aplica para dar un aspecto de envejecimiento a la ropa o piezas confeccionadas, se obtiene con el uso de PIEDRAS. Actualmente el estonado se emplea en todos los procesos de envejecimiento, sean físicos o químicos.

Se puede obtener el estonado de las siguientes maneras:

- Estonado con piedras
- Estonado con enzimas
- Estonado con piedras y enzimas

#### 1.6.2.1 Estonado con piedras

Se fundamenta en la pura abrasividad, para esto se utiliza Piedra Cinasita, el proceso cuenta con largos períodos de aplicación.

La abrasividad sobre la superficie del tejido lleva a una liberación de pequeñas fibrillas, que dan al tejido la suavidad conocida como peletización o piel de durazno.

A pesar del excelente aspecto de la pieza lavada, la principal desventaja de las piedras es la depreciación de las máquinas, que periódicamente necesitan de reparos o cambio de tambor y una mayor cantidad de mano de obra para sacar las piedras del área de trabajo que, en muchos casos pueden venir contaminadas con materiales impropios y metales agregados a ellas, los que dañan el tejido o dificultan la acción de los productos químicos que se utilizan durante el proceso.

Actualmente existen otros tipos de productos que amplían la abrasividad en el baño, pudiendo ser químicos o minerales de baja granulación, en algunos casos con la posibilidad de recuperación, disminuyendo los contaminantes sólidos en los líquidos y los costos, ellos pueden ser útiles también en tejidos finos.

Cuando se utiliza piedras se debe tener cuidado con el tipo de tejido y partes de la pieza a ser enjuagadas. El tipo de piedra que se utilice es muy importante, pues cuanto menor es el espesor del tejido mayor es la posibilidad de formar agujeros o roturas de hilos.

Las piedras tienen diversos pesos (densidad) y con puntas rígidas facilitando así la perforación del tejido.<sup>2</sup>

#### **1.6.2.2 Estonado con enzimas**

Se caracteriza por el uso de enzimas biológicas del tipo celulase. La enzima ataca la superficie de los hilos de algodón, lo que genera que el colorante se escame. El aspecto es obtenido en períodos cortos de tiempo.

Las enzimas más usadas son las ácidas, que tienen una acción muy fuerte sobre el algodón, y, para obtener un lavado (estonado) se requiere de un período de entre 30 a 60 minutos.

---

<sup>2</sup> Ing. CARLA BAUAB "Manual de lavandería y tintorería", Índigos y Brines; Pg. 28; 29

Las enzimas ácidas del tipo celulase producen una redeposición de las partículas de índigo liberadas en la superficie del tejido.

Las enzimas neutras (son taponadas) no son tan activas, por lo que se requiere períodos mayores para el proceso y dosis superiores para obtener una apariencia semejante a los de las enzimas ácidas, pero la redeposición del índigo es relativamente baja, se reducen las cantidades de enjuagues con relación a la enzima ácida.

Al utilizar enzimas se debe controlar parámetros como: temperatura y pH del agua, además se debe evitar el calentamiento con vapor directo.

### **1.6.2.3 Estonado con piedras y enzimas**

Se utiliza el efecto de estonado enzimático con abrasividad de las piedras, proporcionando alto efecto de envejecimiento en tiempos más cortos.

Para completar el proceso de estonado se debe pasar por seis subprocesos que son los que se listan y describen a continuación:

- Desgome
- Estonado
- Reducción
- Neutralizado
- Blanqueo
- Suavizado

### **1.6.2.4 Desgome**

Consiste en quitar la goma o apresto de las prendas que adquieren durante el proceso en los telares.

### **1.6.2.5 Estonado**

Consiste en crear un medio óptimo a las enzimas para que éstas puedan actuar sobre el índigo y de esta manera crear el efecto deseado en la prenda. Para este proceso se utilizan los siguientes parámetros:

- RB: 1:1,5
- Enzima acida de 0,3 – 1%
- PH 5,5
- Piedra pómez 10%
- Temperatura 55° C
- Tiempo 45 – 90min (a mayor tiempo más desgaste del índigo)
- Dos enjuagues

#### **1.6.2.6 Reducción**

Consiste en bajar de color a la prenda mediante el uso de reductores; esto bajo los siguientes parámetros:

- RB: 1: 2
- Reductor (destroza o azúcar modificada) 2%
- Sosa cáustica 2%
- Temperatura 90° C
- Tiempo 20 min
- Tres enjuagues:
- 1 caliente 60° C
- Dos fríos a temperatura ambiente

La prenda al final de este proceso queda con un Ph alcalino.

#### **1.6.2.7 Neutralizado**

Consiste en devolver a la prenda su Ph normal al que se encuentra antes del proceso, para lo cual se usa ácido para recuperar este Ph, bajo los siguientes parámetros:

- RB: 1:1,5
- Acido 1gramo/litro
- Tiempo 10 min
- Temperatura 50° C
- enjuagues



### **1.6.2.8 Blanqueo**

Consiste en resaltar los puntos blancos causados por las enzimas en el proceso de estonado, sirve para avivar la fibra (opaco), se controla los siguientes parámetros:

- RB: 1:2
- Carbonato 2 gramos/ litro
- Blanqueador óptico: 0,3%
- Peróxido de hidrogeno: 4 gramos/ litro
- Tiempo 15 min
- Temperatura 60° C
- Dos enjuagues

### **1.6.2.9 Suavizado**

Se encuentra en todos los procesos para mejorar la apariencia y al tacto, trabaja con temperaturas de cerca de 40°C.<sup>3</sup>

## **1.7 PROCESO DE TEÑIDO**

### **1.7.1 COLORANTES MÁS USADOS**

El añil fue de gran importancia en las culturas prehispánicas, ya que de sus hojas y tallos se obtuvo un color azul oscuro, para teñir las fibras de algodón, empleadas en la confección de mantos, túnicas, taparrabos, etc.

El añil es la más versátil de todas las tinturas naturales.

La naturaleza física y química del algodón permite que se pueda tinturar con las siguientes clases de colorantes:

- Colorantes directos o sustantivos
- Colorantes reactivos

---

<sup>3</sup> Ing. ORLANDO RAMIREZ; "Fabicon S.A."

- Colorantes sulfurosos
- Colorantes a la tinta

Cada uno de estos, tienen sus características especiales de solidez, brillantez, tonalidad, tinturación, economía y aplicación.

#### **1.7.1.1 Colorantes directos o sustantivos**

Cuando se trata de teñir con tonos claros o pasteles y las solideces requeridas no son exigentes, se tintura los tejidos de algodón con colorantes de este tipo.

En sí el proceso se realiza a temperaturas medias, suministrando electrolitos de carga, con el propósito de agotar el baño.

Al final del tiempo fijado se añade agentes químicos (fijadores) que elevan el grado de solidez.

La principal característica de este tipo de colorantes, es su fácil aplicación a las fibras textiles, pues es un colorante soluble y de afinidad para con la fibra celulósica.

Este proceso se realiza bajo los siguientes parámetros:

- RB: 1:2
- Sal 20 gramos/litro
- Colorante 1 a 2 %
- Tiempo 30 min
- Temperatura 60° C
- Tres enjuagues de 5 min c/u

#### **1.7.1.2 Colorantes Reactivos**

Forman enlaces covalentes con las fibras celulósicas lo que le conduce a índices de solides más altos, lo que los convierte en colorantes más vivos y brillantes en comparación con los demás de su clase. En este tipo de colorantes los tiempos de teñido aumentan en relación con los tiempos de teñido de los colorantes

directos así como también aumenta el costo. Estos se pueden sub-clasificar en colorantes de alta y baja reactividad.

#### ***1.7.1.2.1 De alta reactividad***

Estos reaccionan fácilmente con las fibras, es decir, no necesitan condiciones especiales o fuertes (alta temperatura, etc.) para la reacción.

#### ***1.7.1.2.2 De baja reactividad***

Al contrario de los anteriores estos necesitan de condiciones especiales (medio fuertemente alcalino y temperaturas más elevadas) para reaccionar con las fibras.

Se siguen los siguientes parámetros para este proceso:

- RB: 1:2
- Humectante 0,3%
- Sal 90 gramos/ litro
- Carbonato 20 gramos/ litro
- Colorante reactivo 1 a 10%
- Tiempo 60 min
- Temperatura 80° C
- Tres enjuagues

#### **1.7.1.3 Colorantes sulfurosos**

Son teñidos a base de sulfuro de sodio, por el hecho de trabajarlos con sulfuro contaminan al ambiente, a la salud de los trabajadores y operarios, pero relativamente baratos y buenos para dar tonalidades fuertes, éste proceso se realiza bajo los siguientes parámetros:

- RB: 1:2
- Humectante 0,3 %
- Sulfuro 2 gramos/litro
- Carbonato 4 gramos/litro
- Colorante sulfuroso 8 gramos/segundo

- Sulfuro 1,8 por el total del colorante
- Sal 20 gramos / litro
- Tiempo 60 min
- Temperatura 80° C

Cuatro enjuagues: neutralizado por que el sulfuro es muy alcalino y luego un lavado reductivo que consiste en quitar el colorante que la fibra no absorbió.

#### **1.7.1.4 Colorantes tina**

Este grupo de colorantes, insoluble en agua, se transforman en leuco derivados solubles en agua, mediante reducción en medio alcalinos, recibe también el nombre de colorantes a la cuba.

### **1.7.2 DETERGENTES**

Tienen por finalidad humectar, sacar suciedad, emulsificar, evitar redeposición de residuos, etc. Generalmente son los dodecil benceno sulfonato de Sodio.

#### **1.7.2.1 Aniónicos**

Son, con gran ventaja, los más usados en los procesos textiles, pues actúan como detergentes, dispersantes, humectantes, igualantes de colorantes directos, a la tina, dispersos y algunos colorantes ácidos. Los principales tensoactivos aniónicos usados son:

- Sulfonados
- Sulfosuccinatos
- Sulfatados
- Carboximetilados
- Fosfatados
- Jabones

### 1.7.3 SUAVIZANTES

La gran mayoría de productos utilizados para el proceso de suavizado presentan características similares a las de un detergente. Su clasificación se basa en las características de la parte hidrófila. Debido al carácter iónico de gran parte de los suavizantes, conviene tener cuidado con posibles incompatibilidades con relación a otros productos.

El caso más frecuente son los suavizantes catiónicos, incompatibles con productos aniónicos y que ocasionan frecuentemente el amarillecer de los blancos ópticos. Conviene advertir también que la presencia de suavizantes sobre el tejido amplía el peligro de amarillecer durante el planchado.

La mayor parte de los suavizantes disminuye la hidrófilidad del tejido, lo que puede ser un grave inconveniente (caso de las toallas que no absorben humedad). Son generalmente subdivididos en:

- Grasos, Aniónicos, No Aniónicos, Catiónicos y Anfóteros.
- Polietileno.
- Siliconas: en la forma de emulsiones o microemulsiones.

### 1.7.4 RELACION DE BAÑO (RB).

Un factor importante en el momento del lavado y del teñido es verificar el volumen de baño adecuado para trabajarse en cada fase del proceso.

Se llama relación de baño, a la relación entre el peso de la ropa seca y el volumen de agua; por ejemplo si la relación de baño R:B es 1:10, eso significa que por un (1) kilo de ropa seca se debe utilizar 10 (diez) litros de agua.

Para cada etapa del proceso de lavado y de teñido existe una relación de baño R:B, a fin de obtenerse un mejor rendimiento de los productos y permitirse la reproductibilidad de los colores.

La tabla 1.3 muestra diferentes relaciones de baño dependiendo del proceso.

**Tabla 1.3** Sugerencias de relación de baño para lavandería

PROCESO	INDIGO		
Desalmidonado	1:8	Teñido con efecto de costura mas evidenciado	De 1:5 hasta 1:9
Estonado	1:5		
Clarificación	1:10	Teñido sin marcaciones de costura.	De 1:10 hasta 1:20
Neutralización	1:12		
Blanqueo	1:10		
Suavizamiento	1:12	Suavizamiento	De 1:4
Enjuagues	1:12		

**Fuente:** Ing. CARLA BAUAB “Manual de lavandería y tintorería”, Índigos y Brines

## 1.8 AGUA

El agua es un elemento fundamental dentro del proceso de lavado del índigo, debido a que se encuentra en todas las etapas que se siguen para obtener el producto final. El agua se encuentra en la naturaleza y va acompañada de diversas sales y gases en disolución.

Según los elementos que la acompañan, se puede considerar las mismas en dos grandes grupos: "Elementos Disueltos" y "Elementos en Suspensión", esto lo constituyen los minerales finamente divididos, como las arcillas y los restos de organismos vegetales o animales; y la cantidad de sustancias suspendidas, que son mayor en aguas turbulentas que en aguas quietas y de poco movimiento.<sup>4</sup>

Es importante destacar que es necesario añadir a las descritas, los residuos que las industrias lanzan a los cursos fluviales procedentes de distintos procesos de producción. Constituyen los elementos disueltos en el agua, las sustancias orgánicas, las sales minerales, los gases disueltos, las sales minerales y la sílice, aunque ésta también suele aparecer como elemento en suspensión en forma de

<sup>4</sup> <http://monografias/estudiodelegua/durezadelagua.com>

finísimas partículas o coloides. Las aguas pueden considerarse según la composición de sales minerales presentes en:

### **1.8.1 AGUAS DURAS**

Importante presencia de compuestos de calcio y magnesio, poco solubles, principales responsables de la formación de depósitos e incrustaciones.

### **1.8.2 AGUAS BLANDAS**

Su composición principal está dada por sales minerales de gran solubilidad.

### **1.8.3 AGUAS NEUTRAS**

Componen su formación una alta concentración de sulfatos y cloruros que no aportan al agua tendencias ácidas o alcalinas, o sea que no alteran sensiblemente el valor de pH.

### **1.8.4 AGUAS ALCALINAS**

Las forman las que tienen importantes cantidades de carbonatos y bicarbonatos de calcio, magnesio y sodio, las que proporcionan al agua reacción alcalina elevando en consecuencia el valor del pH presente.

La tabla 1.4 muestra parámetros y valores permisibles de elementos en la composición del agua.

**Tabla 1.4** Parámetros de evaluación del agua

<b>PARAMETROS DE EVALUACION DEL AGUA</b>	
ASPECTO	Límpida y sin materias en suspensión
TENOR DE SÓLIDOS EN SUSPENSION	Inferior a 15mg/l
TENOR DE SÓLIDOS TOTALES	700 mg/l en el máximo
DUREZA	30 ppm carbonato de calcio
ALCALINIDAD LIBRE	Nula
ALCALINIDAD TOTAL	250 ppm carbonato de sodio
MATERIAS ORGANICAS(DCO)	20 mg/l permanganato de potasio que equivale a 1,6 mg de oxígeno consumido
CLORUROS	Máximo de 250mg/l
SULFATOS	Máximo de 250mg/l
PH	6 a 8
HIERRO	Máximo de 0,1 ppm
MANGANESO	Máximo de 0,05 mg/l
COLORO	Exento
COBRE	Exento

**Fuente:** Ing. CARLA BAUAB “Manual de lavandería y tintorería”, Índigos y Brines

### 1.8.5 DUREZA

La dureza del agua expresa globalmente la concentración de sales de calcio y magnesio disueltos, que se encuentran en el agua. La dureza del agua tiene como consecuencia la formación de depósitos calcáreos.

Existen dos tipos de dureza:

- Dureza temporaria
- Dureza permanente



### **1.8.5.1 Dureza temporaria**

La dureza temporaria indica la cantidad en carbonatos y bicarbonatos de calcio y magnesio. En la ausencia del ácido carbónico y por la acción del calor, los bicarbonatos de calcio y magnesio precipitan naturalmente bajo la forma de carbonatos de calcio y magnesio. Estos son insolubles en el agua, en la ausencia de CO<sub>2</sub>. Este último punto explica porque el calcáreo se deposita en las ropas, en las máquinas, en las calderas, etc., cuando las operaciones se efectúan en caliente. De hecho, cuando el agua es calentada, el gas carbónico disuelto en el agua se libera y como deja de estar presente, los carbonatos precipitan, depositándose sobre la ropa o en la máquina.

### **1.8.5.2 Dureza permanente**

Esta dureza es debida a todos los otros compuestos (excepto los carbonatos) tales como los sulfatos, nitratos, cloruros que se mantienen solubles en el agua, en presencia o no de gas carbónico. Calentando este en agua hasta la ebullición, estos compuestos no precipitan.

Es importante saber cual es la dureza del agua cuando se lavan ropas, pues las sales de calcio y magnesio se van combinando con el jabón utilizado, formando jabones de calcio y magnesio, que son insolubles e inactivos. Cuanto mas dura es el agua, mas jabón se gasta, lo que viene a transformarse en pérdida.

Los precipitados de jabón de calcio y magnesio se van a depositar sobre la ropa, dejándola grisácea y áspera.

En la tabla 1.5 se muestra una clasificación del agua de acuerdo a su contenido de calcio y magnesio.

**Tabla 1.5** Clasificación del agua por su contenido de calcio y magnesio.

Blanda	ppm < 100
Ligeramente dura	100 < ppm < 150
Dura	150 < ppm < 250
Muy dura	ppm > 250

Donde ppm: partes de carbonato de calcio por 1`000.000

**Fuente:** Ing. CARLA BAUAB “Manual de lavandería y tintorería”, Índigos y Brines

### 1.8.6 CONSIDERACIONES SOBRE EL PH

El valor del pH es una medida para soluciones ácidas o alcalinas. La reacción neutra es indicada con un valor pH7. Valores que son menores que 7 indican reacción ácida; aquellas que son mayores que 7 indican reacción alcalina.

Las reacciones alcalinas o ácidas son más fuertes en la medida en la que se distancian del valor pH7. Durante el proceso de lavado, blanqueo y teñido, el material pasa por soluciones con pH bastantes diversos. Es necesario que se haga el acompañamiento del pH en todos los procesos para evitar errores.

### 1.8.7 PRODUCTOS QUÍMICOS

Los productos químicos utilizados tanto en lavandería cuanto en tintorería, para beneficiación del tejido de índigo o jeans, difieren mucho cuanto a su actividad durante el proceso. En función de eso se especifica más adelante la finalidad particular de cada producto, y desde ahora se acentúa que el producto a ser utilizado debe ser de primera línea, para obtenerse el resultado deseado.

A continuación se describen los productos más usados para este tipo de procesos.

### **1.8.7.1 Enzimas**

Es una proteína con actividad catalítica y puede ser utilizada en el proceso de desalmidonado y estonado. Como todo catalizador actúa durante la reacción química. Normalmente es un subproducto de bacterias u hongos y se divide en dos categorías.

- Enzimas celulares
- Enzimas ácidas

#### ***1.8.7.1.1 Enzimas celulares***

Son cadenas celulares muy complejas; catalizan las cadenas de celulosa (algodón) transformándose en cadenas menores y solubles.

En base a lo antes mencionado la enzima, ataca la superficie del hilo y en conjunto con la acción mecánica remueve pequeñas partes de fibra, creando una abrasión en la superficie del tejido, es decir, si se coloca el tejido en un baño estático obteniendo la pérdida de resistencia del tejido, esto se hace en vez del proceso de estonado.

#### ***1.8.7.1.2 Enzimas ácidas***

Tienen un mayor poder de abrasión, un bajo pH, varía según el proveedor. Normalmente actúan con un pH entre 4.5 y 5.0 a una temperatura de 60 °C, se debe tener un control rígido para obtener el pH deseado.

### **1.8.7.2 Enzimas neutras**

Pese a tener un factor de menor poder de abrasión, se utilizan por su facilidad de aplicación, ya estando taponadas. Actuando en una faja más amplia, reducen las pérdidas de actividad originadas por las variaciones en el proceso. Su faja de trabajo está comprendida entre un pH de 6.0 y 7.0 y una temperatura de 60°C. Generalmente son granulados y mucho menos sensibles a contaminantes externos.

### **1.8.7.3 Siliconas**

Son compuestos orgánicos derivados del silicio, tienen las propiedades físicas de los aceites, resinas o caucho, y son extremadamente útiles al ser más estables expuestos al calor y al oxígeno que las sustancias orgánicas ordinarias. Cada molécula de silicona es una cadena compuesta por átomos de oxígeno y silicio alternados y con un grupo orgánico (como el metilo) unido al átomo de silicio.

### **1.8.7.4 Ácido acético**

Es un líquido incoloro, de fórmula  $\text{CH}_3\text{COOH}$ , de olor irritante y sabor amargo. En mezclas con agua solidifica a temperaturas mucho más bajas. El ácido etanoico es miscible (mezclable) con agua y con numerosos disolventes orgánicos.

El ácido acético se utiliza en la producción de acetato de rayón, plásticos, películas fotográficas, disolventes para pinturas.

### **1.8.7.5 Permanganato de potasio**

Es un blanqueador natural, es decir, elimina el color natural de fibras textiles, hilos y tejidos, pasta de madera, papel y otros productos, como alimentos, mediante tratamiento químico o exposición al sol, el calor o el agua. El calor, la radiación ultravioleta, las sustancias alcalinas u otros agentes que produzcan cambios químicos también pueden actuar como blanqueadores. Muchos pigmentos y sustancias coloreadas pueden decolorarse con agentes reductores como dióxido de azufre. La decoloración mediante éstos también se denomina lavado, en especial cuando se usa para eliminar colorantes de los textiles. Los agentes oxidantes suelen producir un blanco más permanente que los reductores.

## **1.9 ACERO INOXIDABLE**

Estas máquinas debido a que trabajan en ambiente húmedo con sustancias químicas y a cierta temperatura, necesariamente tienen que estar construidas de acero inoxidable.

Los grados más utilizados, referidos generalmente como grados austeníticos estándares, son 1.4301 (comúnmente conocido como 304 en denominación AISI) y 1.4401 (AISI 316). Estos aceros inoxidable contienen entre un 17-18% de Cromo y un 8-11% de Níquel. A todos los aceros inoxidable, se les puede añadir un pequeño porcentaje de Molibdeno, para mejorar su resistencia a la corrosión por cloruros.

### **1.9.1 RESISTENCIA A LA CORROSIÓN DE LOS ACEROS INOXIDABLES**

Todos los aceros inoxidable contienen el Cromo suficiente para darles características de inoxidable. Muchas aleaciones inoxidable contienen además Níquel para reforzar aún más su resistencia a la corrosión. Estas aleaciones son añadidas al acero en estado de fusión para hacerlo “inoxidable en toda su masa”.

El empleo de acero inoxidable depende de las características oxidantes del ambiente. Si imperan condiciones fuertemente oxidantes, los aceros inoxidable resultan superiores a los metales y aleaciones más nobles. Sin embargo, en la misma familia de los aceros inoxidable la resistencia a la corrosión varía considerablemente de un tipo al otro.

### **1.9.2 ALGUNOS USOS DE LOS ACEROS INOXIDABLES.**

Algunos ejemplos de productos fabricados con aceros inoxidable son los equipos de procesos químicos y petroquímicos, equipos de proceso de alimentos y bebidas, equipos farmacéuticos, cámaras de combustión, sistemas de escape y filtros automotrices, vagones de ferrocarril, aplicaciones arquitectónicas y estructurales, mobiliario urbano, paneles de aislamiento térmico, intercambiadores de calor, tanques y recipientes, barriles de cerveza, instrumentos quirúrgicos, agujas hipodérmicas, monedas, tarjetas, ollas y sartenes, cubiertos, lavadoras, lavavajillas y utensilios de cocina.

En la industria química y petroquímica, los aceros inoxidable ofrecen elevada resistencia a la corrosión y excelentes propiedades mecánicas así como un bajo costo de mantenimiento. En la industria de alimentos y bebidas y en la industria

farmacéutica, proveen excelentes condiciones de higiene además de su resistencia a la corrosión y duración a largo plazo.

En la tabla 1.6 se presentan los valores mínimos especificados para las propiedades mecánicas de los aceros inoxidable más comunes.

**Tabla 1.6** Propiedades mecánicas especificadas para los aceros inoxidable

	Grado	Producto <sup>1)</sup>	Espesor máximo (mm)	Mínima resistencia <sup>2)</sup> correspondiente al 0.2% (N/mm <sup>2</sup> )	Resistencia última a tracción (N/mm <sup>2</sup> )	Alargamiento de rotura (%)
Aceros inoxidable austeníticos básicos de cromo y níquel	1.4301	C	8	230	540 – 750	45 <sup>3)</sup>
		H	13,5	210	520 – 720	45 <sup>3)</sup>
		P	75	210	520 – 720	45
Aceros inoxidable austeníticos de molibdeno, cromo y níquel	1.4307	C	8	220	520 – 700	45
		H	13,5	200	520 – 700	45
		P	75	200	500 – 700	45
Aceros inoxidable austeníticos de molibdeno, cromo y níquel	1.4401	C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
		P	75	220	520 – 670	45
Aceros inoxidable austeníticos estabilizados	1.4541	C	8	220	520 – 720	40
		H	13,5	200	520 – 720	40
		P	75	200	500 – 700	40
Aceros inoxidable austeníticos bajos en carbono, altos en nitrógeno	1.4571	C	8	240	540 – 690	40
		H	13,5	220	540 – 690	40
		P	75	220	520 – 670	40
Aceros inoxidable dúplex	1.4318	C	8	350	650 – 850	35
		H	13,5	330	650 – 850	35
		P	75	330	630 – 830	45
Aceros inoxidable dúplex	1.4362	C	8	450	650 – 850	20
		H	13,5	400	650 – 850	20
		P	75	400	630 – 800	25
Aceros inoxidable dúplex	1.4462	C	8	500	700 – 950	20
		H	13,5	460	700 – 950	25
		P	75	460	640 – 840	25

Notas:  
 1) C=fleje laminado en frío, H=fleje laminado en caliente, P=chapa laminada en caliente  
 2) Propiedades transversales  
 3) Para material más estirado, los valores mínimos son un 5% más bajos

Fuente: Mecánica de taller; Materiales, Metrología I

## **CAPITULO II**

### **ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

#### **2.1 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO Y LOS PARÁMETROS FUNCIONALES.**

Como primer paso en el diseño de la lavadora de 400 kilogramos, se determina cuales son los requerimientos que existen en el mercado nacional, y las empresas que realizan este tipo de trabajo.

El lavado de prendas confeccionadas, es una actividad que involucra altas inversiones así como gastos de operación. Este hecho crea la necesidad de aumentar la capacidad de las máquinas que se usan para este proceso permitiendo una reducción de los costos y un ahorro de tiempo en la producción.

De las visitas realizadas, se determina que los precios de una lavadora de esta capacidad está alrededor de entre 45.000 a 60.000 dólares americanos, cabe recalcar que las máquinas encontradas en estas empresas son importadas, encareciendo aun más el precio.

##### **2.1.1 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES**

Luego de un análisis y estudio de mercado, la principal restricción y limitación del diseño de una lavadora vertical para el proceso de lavado de prendas confeccionadas en índigo, es:

- Los materiales que existen en el mercado no permiten tener una gama amplia de alternativas para realizar un diseño liviano y que cumpla con las expectativas de los clientes.

##### **2.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Para determinar los parámetros de diseño que intervienen en la lavadora, se consideran las necesidades, requerimientos y condiciones de trabajo a las que va

estar sometida la máquina. Los parámetros considerados para el diseño son los siguientes:

- Parámetros Funcionales
- Capacidad de Carga
- Tamaño y Peso
- Tipo de Trabajo
- Materiales
- Vida Útil
- Costos
- Procesos
- Ambiente de Trabajo

#### **2.1.2.1 Parámetros funcionales**

Debido a que en el país se confecciona diferentes tipos de prendas de índigo y estas necesitan ser lavadas y teñidas, se hace necesaria la utilización de este tipo de lavadora de diferentes medidas y capacidades, por esta razón este estudio esta encaminado a realizar un diseño que cumpla con los requerimientos propuestos por los fabricantes textiles en nuestro país.

#### **2.1.2.2 Capacidad de carga**

Según el requerimiento del diseño, la lavadora tendrá una capacidad de 400 kilogramos.

#### **2.1.2.3 Tamaño y peso**

Este parámetro es muy importante en el diseño, porque el peso y dimensiones tienen mucho que ver con la facilidad de transporte y puesta en funcionamiento en las empresas que se interesen por esta máquina. Las dimensiones aproximadas que debe tener esta máquina son:

- Longitud total: 3000 mm
- Ancho: 2240 mm
- Altura máxima: 2440 mm



Estas medidas se toman en cuenta en base a las dimensiones de los materiales con los que se va a construir la lavadora (planchas de acero de 1220x2440 mm)

El peso de la lavadora depende de las dimensiones y de los materiales que se utilicen en su construcción, el peso aproximado para la lavadora está entre unos 2500 a 4000 Kg.

#### **2.1.2.4 Tipo de trabajo**

Como su nombre lo dice la principal aplicación de la lavadora es lavar las prendas previamente confeccionadas; sin embargo, según el estudio de los procesos que se realizan en la industria textil, esta se utiliza también para los procesos de teñido y reducción de las diferentes prendas de índigo. Por esta razón este punto será tomado en cuenta en el análisis y selección de alternativas.

#### **2.1.2.5 Materiales**

Para la construcción de la máquina se considera utilizar materiales resistentes a la corrosión y que se los pueda encontrar en el mercado local, los materiales que se van a utilizar para la construcción de la lavadora, son los aceros AISI 304 y el ASTM A-36.

Los accesorios que se utilizan ya sea por requerimiento o por protección, son: motorreductor, poleas, bandas, sistema hidráulico, sistema neumático, también se utiliza materiales como pintura, tornillos, remaches y otros. La selección de estos elementos se realiza por catálogos, considerando la disponibilidad de éstos productos en el mercado local.

#### **2.1.2.6 Vida útil**

Considerando los elementos a los que está expuesta la lavadora, el tiempo de vida útil promedio para este tipo de máquinas es de 10 años. Hay algunos elementos específicos que requieren de un mantenimiento constante, y el deterioro de estos depende del tipo de proceso que realice la máquina con mayor frecuencia, a demás del mantenimiento que se les realice.

### **2.1.2.7 Costos**

El costo de diseño y construcción de la lavadora es un factor importante, ya que de ello depende su aceptación en el mercado.

El costo debe estar considerado tanto para el diseño como para la construcción. Este debe ser equilibrado, es decir se ajuste tanto a las necesidades y posibilidades de los clientes. Permitiendo de esta manera introducir al mercado un producto competitivo y confiable.

Por tratarse de un producto que no es de producción en serie o para mantener en stock, sino que se fabrica bajo pedido y atendiendo a los requerimientos del cliente, el costo de construcción de la lavadora, depende de la calidad de los materiales y accesorios utilizados cuyo valor varía de acuerdo a la marca y la tecnología; este valor oscila entre los 30000 y 35000 dólares americanos.

### **2.1.2.8 Procesos**

Los principales procesos que se requieren para la construcción de la lavadora de son:

- Trazado
- Cortado
- Barolado
- Doblado
- Taladrado
- Soldadura
- Ensamble
- Acabado

### **2.1.2.9 Ambiente de trabajo**

La máquina al cumplir uno de los pasos dentro de la fabricación de prendas de vestir, trabajara en un ambiente bajo techo, es decir, no estar expuesta al ambiente externo.

## **2.2 ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

En el presente trabajo se tiene dos alternativas para el diseño de la lavadora de 400 kg de capacidad, para esto se describe a continuación los parámetros por los cuales se procede a la selección de la mejor opción para resolver el actual problema. Los parámetros a describir son los que se han considerado como importantes dentro del diseño de esta máquina y estos se basan en el estudio de mercado mencionado anteriormente.

### **2.2.1 CAPACIDAD**

Es la capacidad que posee la máquina para procesar un número determinado de prendas ya confeccionadas según los requerimientos para los cuales es diseñada.

### **2.2.2 TIPO DE CARGA**

Esta propiedad es importante en las lavadoras industriales pues tiene que ver directamente con el tiempo de carga y descarga de las prendas confeccionadas, si la máquina ofrece comodidad al cargarla y descargarla para el operador o sistema con que se cuente, se van a reducir los tiempos muertos de trabajo de la máquina.

### **2.2.3 DIMENSIONES FÍSICAS**

Es el espacio que ocupa la máquina una vez instalada en planta, esto tiene que ver directamente con su rigidez y estabilidad (empotramiento) en funcionamiento o en reposo. Además se debe tener en cuenta la capacidad de trasladarla de un lugar a otro según donde sea requerida (medidas básicas, longitud, ancho y altura).

### **2.2.4 COSTOS**

Es el parámetro más importante dentro de cualquier proyecto, es el mandatorio porque si no se cumple con un presupuesto previamente acordado no es viable

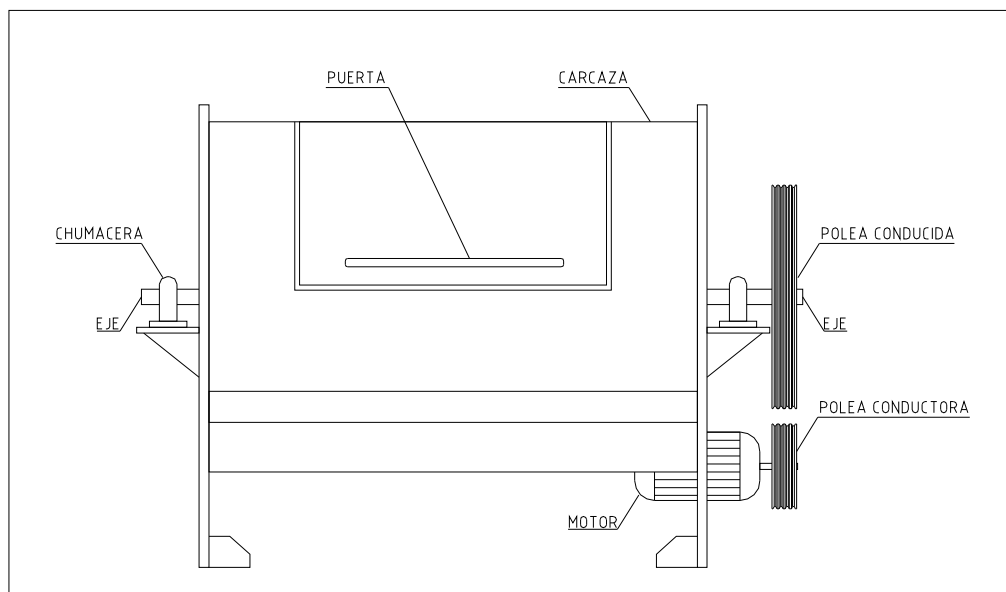
realizarlo. En éste tipo de máquinas el parámetro costos es el más significativo debido al alto costo del acero inoxidable y a su constante fluctuación (subida de precio) en el mercado internacional, por lo que este debe ser minuciosamente analizado.

Una vez expuestos los parámetros a los cuales se va a regir la elección se prosigue con el análisis y la posterior selección de la alternativa que más se acerque a lo requerido, para esto se tienen dos alternativas que se va a tomar en cuenta para el diseño de la máquina.

## 2.3 ALTERNATIVA A

### 2.3.1 LAVADORA TIPO HORIZONTAL

La figura 2.1 muestra una lavadora tipo horizontal cuya carga se la realiza por la parte superior.



**Figura 2.1** Máquinas horizontales

### **2.3.1.1 Capacidad**

Este tipo de máquinas no son muy recomendables para grandes capacidades, debido a que, en grandes capacidades estas se vuelven difíciles de manejar y sus dimensiones se vuelven exageradas.

### **2.3.1.2 Tipo de carga**

Para este tipo de lavadoras la carga y descarga de las prendas se complica en capacidades mayores a (100 Kilogramos), puesto que por sus dimensiones el operador tiene que ayudarse de un banco o una escalera para poder alcanzar la puerta de ingreso de las prendas confeccionadas que se encuentra en la parte superior de la máquina, aumentando así el riesgo de un accidente laboral.

### **2.3.1.3 Dimensiones físicas**

Las dimensiones físicas no es un gran problema en bajas capacidades (100 Kg), pero al aumentar la capacidad aumentan las dimensiones de la máquina, siendo la dimensión que varía su longitud, más no su diámetro, con el consiguiente problema del gran espacio a ocupar.

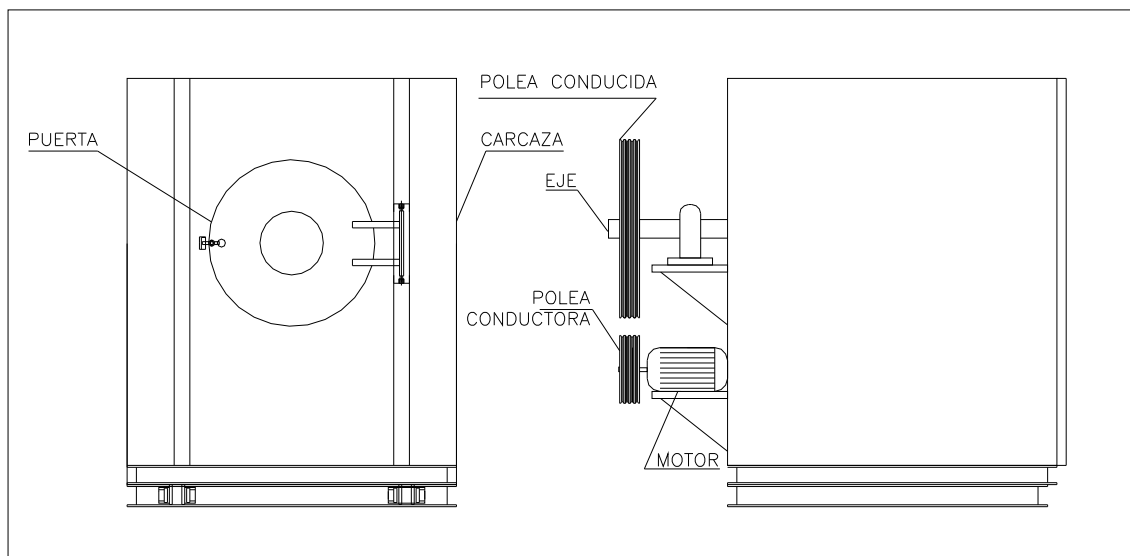
### **2.3.1.4 Costos**

El costo para este tipo de máquinas esta a la par en relación al costo de las máquinas de tipo vertical, debido a que en los dos tipos de máquinas se emplea casi la misma cantidad de acero inoxidable (para iguales capacidades), la diferencia en costo se produce al estar en funcionamiento, como se menciona anteriormente, estas varían en longitud en grandes capacidades, por lo tanto un mayor consumo de agua.

## 2.4 ALTERNATIVA B

### 2.4.1 LAVADORA DE TIPO VERTICAL

En la figura 2.2 se muestra una lavadora tipo vertical cuya carga es por la parte frontal.



**Figura 2.2.** Máquinas verticales

#### 2.4.1.1 Capacidad

Este tipo de máquinas son recomendables para pequeñas como para grandes capacidades, por su facilidad de carga y su alto rendimiento.

#### 2.4.1.2 Tipo de carga

En este tipo de lavadoras la carga y descarga de las prendas se facilita por el lugar donde se encuentra la puerta de ingreso de las prendas (en la parte frontal de la máquina), puesto que en pequeñas capacidades la carga se la puede hacer manual, y en grandes capacidades la carga se la puede hacer con la ayuda de maquinaria industrial (montacargas).

### 2.4.1.3 Dimensiones físicas

En este tipo de máquinas las dimensiones físicas no es un gran problema en bajas capacidades (200 Kg) porque al aumentar la capacidad aumentan las dimensiones de la máquina, dimensiones como la longitud y la altura debido a que se aumenta en diámetro del tambor y en consecuencia las dimensiones mencionadas anteriormente.

### 2.4.1.4 Costos

Como se menciona para el anterior caso el costo de fabricación esta a la par para los dos tipos de máquinas, la diferencia se produce cuando la máquina esta en funcionamiento, puesto que al aumentar la capacidad aumenta el diámetro del tambor, pero se tiene un menor de consumo de agua para igual capacidad de producción.

## 2.5 MÉTODO DE SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

El modelo que se usa para seleccionar la alternativa es el método de atributo ponderado. La medida de evaluación, simbolizada por  $R_j$  para cada alternativa  $j$  se define como:

$$R_j = \sum_{i=1}^n W_i V_{ij} \quad (2.1)$$

Los números  $W_i$  son los pesos importantes del atributo, y  $V_{ij}$  es la evaluación del valor del atributo  $i$  para cada alternativa  $j$ . Si los atributos son del mismo peso (también llamados no ponderados)  $W_i=1/m$ , según se determina de acuerdo con la siguiente expresión:

$$W_i = \frac{\text{puntuación } i \text{ de importancia}}{\sum_{i=1}^m \text{puntuación } i \text{ de importancia}} \quad (2.2)$$

Lo anterior significa que  $W_i$  puede sacarse de la sumatoria en la fórmula de  $R_j$ . La directriz de elección es la siguiente:

Se elige la alternativa con mayor valor  $R_j$ . Esta medida supone que pesos altos  $W_i$  implican atributos de mayor importancia, y puntuaciones altas  $V_{ij}$  indican un mejor desempeño de una alternativa. Se aplica un análisis de sensibilidad para cualquier puntuación, peso y valor de evaluación con el objetivo de determinar la sensibilidad de la decisión de éste.

La tabla 2.1 muestra la evaluación y ponderación para cada atributo.

**Tabla 2.1** Asignación de jerarquía para cada atributo.

<b>EVALUACIÓN DE ATRIBUTO</b>	<b>JERARQUIZACIÓN ENTRE NÚMEROS</b>
Muy pobre	0-2
Pobre	3-5
Bueno	6-8
Muy bueno	7-10

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

La puntuación de importancia se la obtiene después de hacer un análisis de los atributos para cada alternativa, y de acuerdo con eso se da una valoración usando el mismo concepto de la Tabla 2.2.

Los factores de comparación se detallan de la siguiente manera:

### **2.5.1 CAPACIDAD**

Factor evaluado sobre diez puntos, porque es uno de los factores primordiales dentro de nuestro diseño, además es el factor principal para el presente proyecto.

### **2.5.2 TIPO DE CARGA**

Factor evaluado sobre los siete puntos, éste es importante dentro del trabajo a desempeñar por la máquina debido a su ergonomía en la carga.



### 2.5.3 DIMENSIONES FÍSICAS

Factor evaluado sobre seis puntos, porque es un factor importante pero solucionable de acuerdo a las condiciones y necesidades de inicio dadas por la empresa a la cual va dirigida.

### 2.5.4 COSTO

Factor evaluado sobre diez puntos, porque es un valor imprescindible en todo proyecto que se lleva a cabo.

En la Tabla 2.2, se muestran las puntuaciones de atributos y valores de evaluación para cada alternativa.

**Tabla 2.2** Puntuaciones de atributos y valores de evaluación de las alternativas  
(Valores de evaluación 0 a 10)

ATRIBUTO	PUNTUACIÓN DE IMPORTANCIA	ALTERNATIVAS	
		A	B
<i>i</i>			
Capacidad	10	8	10
Tipo de Carga	7	5	7
Dimensiones físicas	6	5	6
Costo	10	8	10
TOTAL	33		

**Fuente:** Propia

Elaboración: Propia

En Tabla 2.3, se resume el resultado del método de atributos ponderados.

**Tabla 2.3** Resultado del método de atributos ponderados.

ATRIBUTO	PESO NORMALIZADO	ALTERNATIVAS	
		A	B
<i>i</i>		A	B
Capacidad	0,30	2,40	3,00
Tipo de Carga	0,22	1,10	1,54
Dimensiones Físicas	0,18	0,90	1,08
Costo	0,30	2,40	3,00
TOTAL	1,00	6,80	8,62

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Ejemplo de cálculo:

El valor del peso normalizado, para el caso del costo, se obtiene aplicando la ecuación 2.2, así:

$$W_i = \frac{\text{puntuación } i \text{ de importancia}}{\sum_{i=1}^m \text{puntuación } i \text{ de importancia}} = \frac{10}{33} = 0.30$$

Luego se procede a calcular el valor de  $R_j$  para la alternativa A, mediante la ecuación 2.1; entonces:

$$R_j = \sum_{i=1}^n W_i V_{ij}$$

$$R_j = (0.30 \times 8) + (0.22 \times 5) + (0.18 \times 5) + (0.30 \times 8)$$

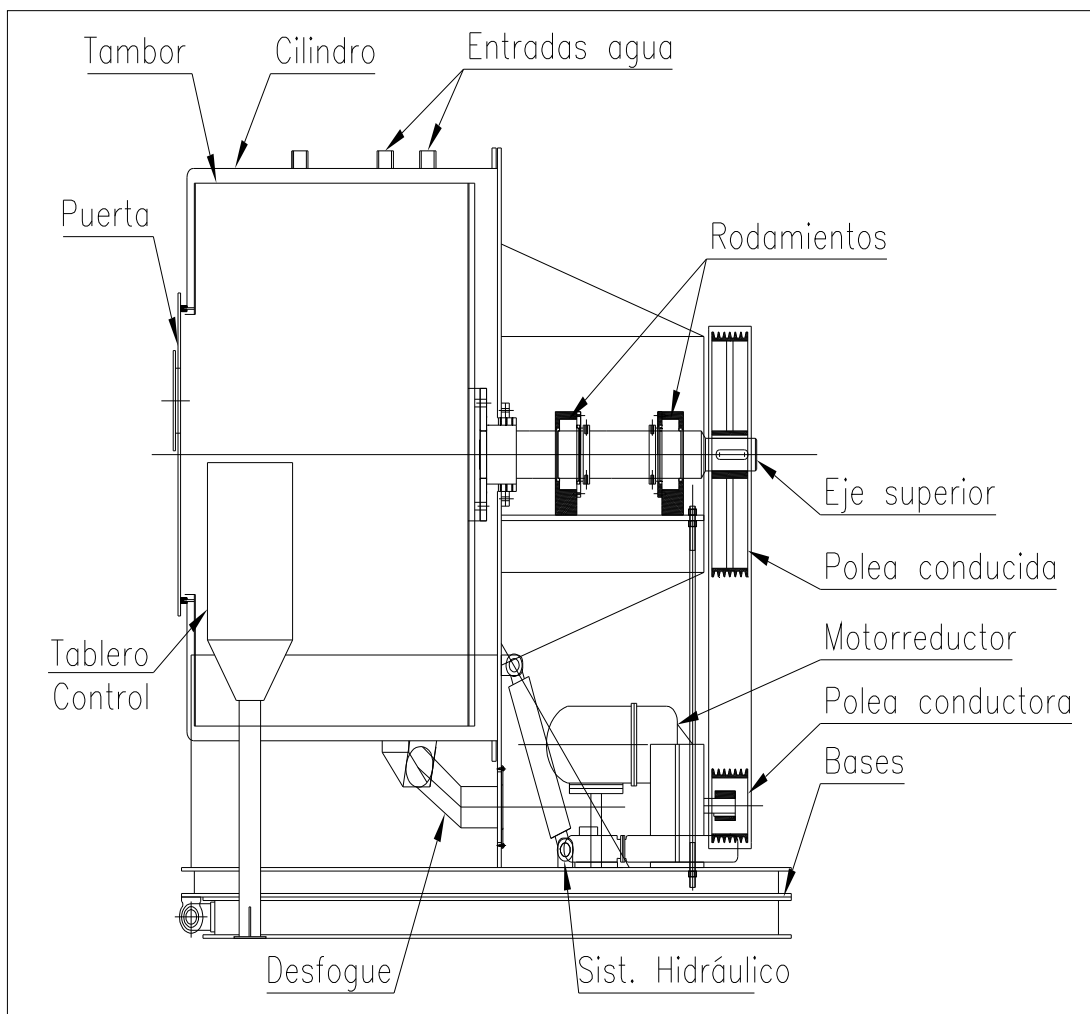
$$R_j = 6.80$$

La Tabla 2.3 incluye los pesos normalizados de cada atributo con la ayuda de la ecuación 2.2, el total es de 1.0 como se requiere. La medida de evaluación  $R_j$  se obtiene aplicando la ecuación 2.1 a cada columna.

Luego de haber efectuado las evaluaciones correspondientes a cada una de las alternativas descritas anteriormente, se determina que el sistema que cumple o que se acerca más a las expectativas óptimas de diseño, tanto en capacidad como en costos, es la alternativa B, “Lavadora de Tipo Vertical”.

## 2.6 ESQUEMA DE LA MÁQUINA SELECCIONADA

La figura 2.3 muestra un esquema de la alternativa seleccionada y sus partes principales.



**Figura 2.3** Bosquejo de la lavadora vertical de 400 kilogramos

## **2.7 PROTOCOLO DE PRUEBAS**

Con la finalidad de verificar el montaje y el correcto funcionamiento de todos los elementos con que esta constituida la lavadora se deben realizar las siguientes pruebas:

- Control de dimensionamiento
- Control de elementos utilizados
- Prueba de funcionamiento

### **2.7.1 CONTROL DE DIMENSIONAMIENTO**

Esta prueba se la realiza en todos los elementos de la lavadora tales como: ejes, tambor, y medidas en general para constatar que las dimensiones de construcción concuerden con las especificadas en los respectivos planos. De esta manera se asegurara que lavadora con las especificaciones del diseño.

Esta prueba se la realiza con flexómetro para medir las longitudes de los elementos y con un calibrador pie de rey para medir los espesores.

### **2.7.2 CONTROL DE ELEMENTOS UTILIZADOS.**

Todos los elementos deben garantizar su correcta funcionabilidad, maniobrabilidad y seguridad, los principales sistemas que se verifica son:

- Control del Sistema de Transmisión de potencia.
- Control del Sistema Neumático
- Control del Sistema Hidráulico

### **2.7.3 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

Estas pruebas se las realiza con carga y sin carga.

### **2.7.3.1 Pruebas sin carga**

Esta prueba se realiza con la lavadora vacía para verificar los parámetros funcionales de la máquina; se lo realiza en pequeños ciclos. Los parámetros a ser verificados son:

- Funcionamiento del sistema motriz.
- Funcionamiento del sistema de desagüe.
- Funcionamiento del sistema de descarga (sistema hidráulico).

### **2.7.3.2 Pruebas con carga**

Se realiza pruebas con carga para observar el comportamiento de la máquina al someterla a la carga para la que se diseñó. En esta prueba se verifica:

- El funcionamiento del sistema motriz
- El tiempo de llenado
- La hermeticidad de la carcasa
- El funcionamiento del sistema de desagüe.
- El funcionamiento del sistema de descarga.

El protocolo de pruebas se muestra en el Anexo F.

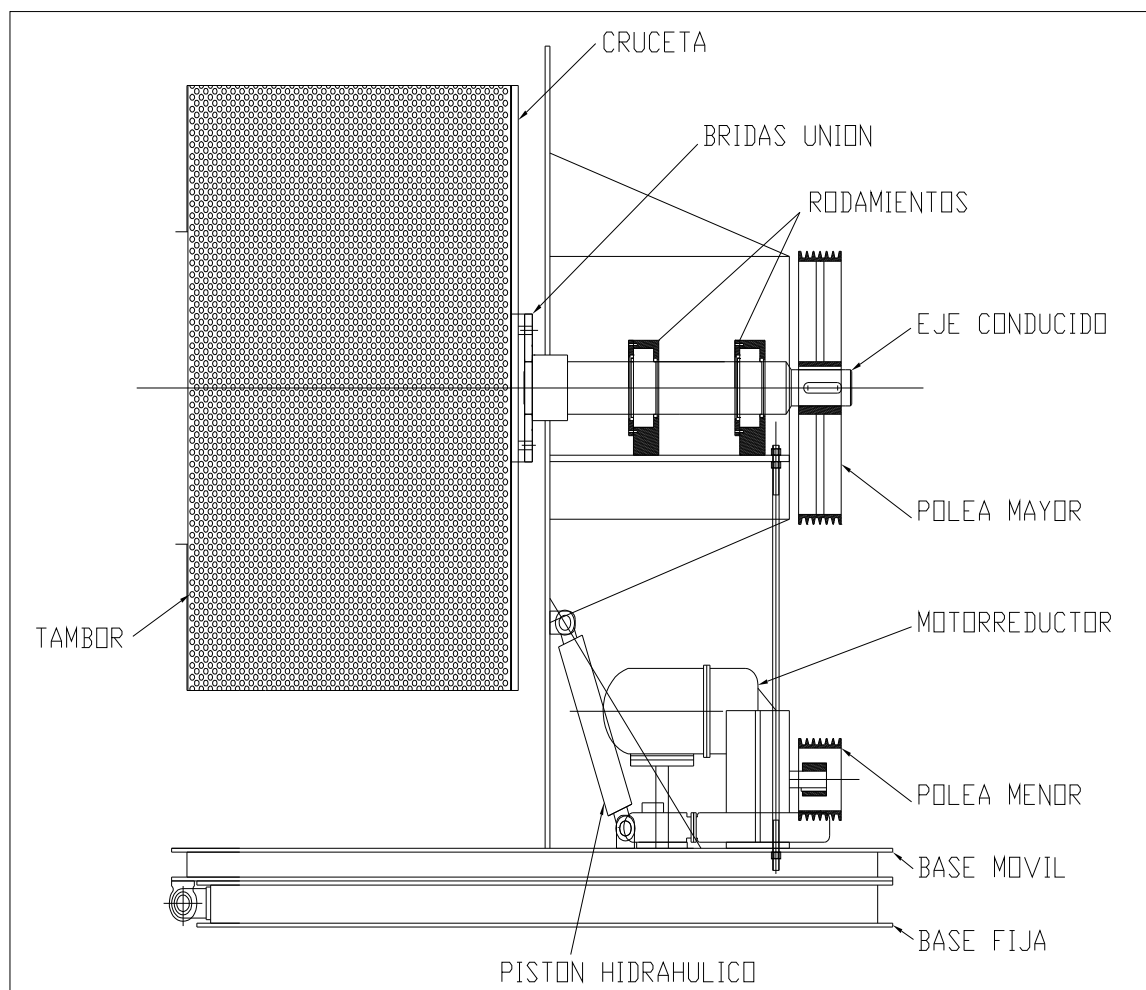
## CAPITULO III

### DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

En este capítulo se realiza un análisis de fuerzas para determinar las cargas a las cuales se encuentran sometidos los elementos que componen la máquina.

Algunos elementos son diseñados para ser construidos y otros son seleccionados de catálogos existentes en el mercado.

El gráfico 3.1 muestra un esbozo de los principales elementos que constituyen la máquina a ser diseñada.



**Figura 3.1** Bosquejo de la ubicación de las partes mecánicas de la lavadora vertical de 400 kilogramos

### 3.1 DISEÑO DEL TAMBOR

Para el cálculo del volumen total del tambor se sigue la recomendación<sup>5</sup> que existe para las máquinas rotatorias, que dice, las máquinas rotatorias operan usualmente llenando su volumen con material (producto o carga) entre el 10% y 15%, por lo que se hace necesario conocer la carga con la que va a trabajar el equipo, para el diseño, ésta es de 400 Kg., que en volumen es de 0.4 m<sup>3</sup>, el cual se obtiene al multiplicar el peso del producto por la densidad del agua, ya que esta es la dominante dentro de la carga total del tambor.

Entonces con el dato suministrado anteriormente se asume que el producto ocupa un 12% del volumen total del tambor, por lo que se tiene:

$$V_{tambor} = \frac{V_{carga}}{0.12} \quad (3.1)$$

Donde:

$V_{tambor}$  = Volumen total del tambor

$V_{carga}$  = Volumen total de la carga o producto

Entonces se tiene que el volumen total del tambor es:

$$V_{tambor} = 3.334 \text{ m}^3$$

#### 3.1.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL TAMBOR

Como su nombre lo indica el tambor tiene una forma cilíndrica debido a su rotación. Además por estar en contacto con químicos oxidantes el material por el que está constituido son planchas de Acero Inoxidable 304 con perforaciones de diámetro 10 mm., puesto que es lo recomendado por textos especializados.

Para encontrar las dimensiones adecuadas se procede al análisis de dimensiones de planchas que existen en el mercado nacional teniendo que las medidas

---

<sup>5</sup> PERRY R. "Manual del Ingeniero Químico", 5º Edición, Vol. 3, Ed. McGraw Hill, Pg. 20-40

estándar son, 1220 x 2440 mm., están deben ser baroladas posteriormente para adoptar la forma cilíndrica.

Si se optimiza las pérdidas de material se tiene que la profundidad del tambor será igual al ancho de la plancha estándar, es decir, 1220 mm., así entonces se tiene que el diámetro del tambor es:

$$D_{tambor} = \sqrt{\frac{4 V_{tambor}}{\pi h}} \quad (3.2)$$

Donde:

$D_{tambor}$  = Diámetro del tambor

$h$  = Altura o profundidad del tambor

Dando como resultado un diámetro igual a:

$$D_{tambor} = 1.86 \text{ m}$$

Con este dato, se puede conocer la cantidad de acero inoxidable que se va a utilizar en la construcción del tambor, por lo tanto se necesitan tres planchas.

### 3.1.2 DISEÑO DE LAS ASPAS

#### 3.1.2.1 Número y altura de las aspas

Existe poca información acerca del número de aspas para lavadoras industriales, por esta razón se procede a consultar a expertos constructores de estas máquinas "ACINCOL", así como también a ingenieros textiles con amplia experiencia en este campo "FABICOM S.A." dando como conclusión que el número de aspas adecuado es cuatro equidistantes.

Así también se explica que la altura está en una relación de 3/4 de la altura del lecho del producto o carga. Por lo que a continuación se procede a calcular la altura del lecho del producto con la ayuda de la figura 3.2 y las siguientes fórmulas:



$$A_{carga} = \frac{V_{carga}}{h_{carga}} \quad \text{Ecuación A}$$

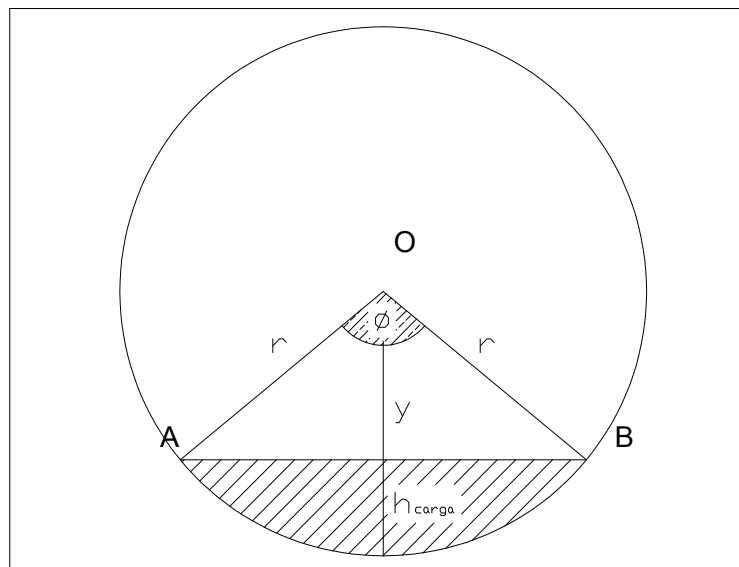
Donde:

$V_{carga}$  = Volumen de la carga o producto

$h_{carga}$  = Altura del lecho del producto

$A_{carga}$  = Área del lecho del producto

La figura 3.2 muestra el cálculo de un segmento circular de la carga del producto.



**Figura 3.2.** Cálculo de un segmento circular.

$$A_{carga} = \frac{r^2}{2} \left( \frac{\pi \phi}{180} - \text{sen} \phi \right) \quad \text{Ecuación B}$$

Al solucionar estas dos ecuaciones A y B, se obtiene el valor del ángulo que es igual a  $\phi = 100^\circ$ , con lo que se puede hallar el valor de "y", al restar este valor del radio se obtiene el valor de la altura del lecho de la carga o producto que es:

$$h_{carga} = r - y$$

Donde:

$y$  = Altura del triángulo AOB

$r$  = Radio del tambor

Entonces se tiene que:

$$h_{carga} = 0.32 \text{ m}$$

Por tanto la altura de las aspas será:

$$h_{aspa} = \frac{3}{4} h_{carga}$$

$$h_{aspa} = 0.24 \text{ m}$$

### 3.1.3 CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS EN EL TAMBOR

Es importante el cálculo de esfuerzos en el tambor, puesto que esto ayuda a escoger el espesor más adecuado para el tambor. Los esfuerzos a los que está sometido el tambor tienen dos causas; la presión interna debido a la carga que gira dentro de este, y debido a si mismo, es decir, a la rotación a la que está sometido.

#### 3.1.3.1 Cálculo de esfuerzos debido a la presión interna

Para esto se considera al tambor como un cilindro de paredes delgadas, debido que para ser considerado como tal debe cumplir con la condición de que su espesor debe ser menor o igual a 1/10 de su radio. Entonces el espesor de la plancha debe ser menor o igual a 46.5 mm, se escoge un espesor de 4 mm por el gran diámetro y la cantidad de carga que se tiene.

Ahora se tiene que el esfuerzo radial producido por la presión del contenido del cilindro es pequeño en comparación con el esfuerzo tangencial. Para un cilindro de pared delgada, una manera de obtener el esfuerzo tangencial máximo aproximado es:

$$\sigma_{t,\max} = \frac{p(d_i + t)}{2t} \quad (3.3)$$

Donde:

$p$  = Presión interior

$d_i$  = Diámetro interior

$t$  = Espesor

La presión interna se calcula de la siguiente manera:

$$p = \frac{F_c}{A} = \frac{m \omega^2 r}{\pi D_c H} \quad (3.4)$$

Donde:

$F_c$  = Fuerza centrípeta

$A$  = Área del tambor

$m$  = Masa total dentro del tambor

$\omega$  = Velocidad de rotación del tambor

$r$  = Radio del tambor

Para la masa total se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$m = m_{\text{carga}} + m_{\text{aspas}}$$

Entonces se tiene:

$$m = 482.75 \text{ Kg}$$

Por tanto la presión interna es:

$$p = 707.2 \text{ Pa}$$

Para el esfuerzo tangencial se tiene:

$$\sigma_{t,\max} = 164069.46 \text{ Pa}$$

### 3.1.3.2 Cálculo de esfuerzos debido a la rotación

Muchos elementos rotatorios, pueden simplificarse a un anillo rotatorio, con el fin de determinar los esfuerzos ejercidos en ellos. Existen los mismos esfuerzos tangenciales y radiales que los cilindros de pared delgada, salvo que son inducidos por fuerzas inerciales que actúan en las partículas del anillo. Los esfuerzos tangenciales y radiales así definidos están sometidos a las siguientes restricciones:

- El radio exterior del anillo es grande comparado con el espesor  $r_o \geq 10 t$
- El espesor del anillo es constante
- Los esfuerzos son constantes en todo el grosor del anillo

Los esfuerzos máximos se dan cuando el anillo es igual al radio interior. Las expresiones para el cálculo del esfuerzo tangencial y radial son las siguientes:

$$\sigma_{t,r,\max} = \frac{\kappa \omega^2}{4 g} [r_o^2(3 + \nu) + r_i^2(1 - \nu)] \quad (3.5)$$

$$\sigma_{r,r,\max} = \frac{\kappa \omega^2}{8 g} (3 + \nu) + (r_o - r_i)^2 \quad (3.6)$$

Donde:

$\sigma_{t,r,\max}$  = Esfuerzo tangencial máximo debido a la rotación

$\sigma_{r,r,\max}$  = Esfuerzo radial máximo debido a la rotación

$\kappa$  = Peso específico del material del anillo

$\nu$  = Relación de Poisson

$r_o$  = Radio exterior del anillo

$r_i$  = Radio interior del anillo

$g$  = Constante gravitacional

Para el tambor se tiene que:

$$\kappa = 76.5 \text{ KN} / \text{m}^3$$

$$\nu = 0.292 \text{ KN} / \text{m}^3$$

El esfuerzo equivalente de acuerdo a la primera teoría de falla es:

$$\sigma_{eq} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2}$$

Teniendo además que:

$$\sigma_1 = \sigma_{t,\max} \quad ; \quad \sigma_3 = 0$$

Por lo tanto, únicamente se calcula el esfuerzo tangencial cuyo valor es:

$$\sigma_{t,r,\max} = 75824.34 \text{ Pa}$$

El esfuerzo total al que se encuentra sometida la canastilla es la suma de los dos esfuerzos calculados anteriormente, por lo que se tiene:

$$\sigma_{total} = 239893.8 \text{ Pa}$$

El esfuerzo que se acaba de calcular tiene que ser menor al esfuerzo admisible del material, para esto se ayuda de la siguiente ecuación:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} > \sigma_{total}$$

Donde:

$\sigma_{adm}$  = Esfuerzo admisible

$S_y$  = Limite de fluencia del material

$n$  = Factor de seguridad

Para calcular el esfuerzo admisible se tiene los siguientes datos:

$S_y = 276 \text{ MPa}$  Límite de fluencia del acero

$n = 2$  Factor de seguridad escogido para este caso

Por lo que el esfuerzo admisible es:

$\sigma_{adm} = 138 \text{ MPa}$

Como se puede observar el esfuerzo admisible es mucho mayor que el esfuerzo total en el tambor. Puesto que los esfuerzos que se encuentran sometido el tambor son pequeños debido a la gran área y a la baja velocidad de rotación del mismo.

Con este cálculo se demuestra que la geometría y el espesor del material escogido en el presente diseño son los adecuados.

### **3.2 SELECCIÓN DE LA FUENTE DE POTENCIA**

Para la realización del presente diseño la fuente de potencia para la lavadora es un motor eléctrico, debido a su bajo costo en relación con otro tipo de motores que se utilizan en el área industrial. Además que es fácil de encontrar en el mercado nacional y su mantenimiento no representa un costo muy alto, esto abarata los costos de operación.

Dentro de la variedad de motores eléctricos que existen en el mercado los más utilizados son los que utilizan corriente trifásica porque brindan algunas ventajas como:

- Tienen un tamaño compacto en comparación con otro tipo de motores eléctricos
- Para su funcionamiento no utilizan una gran cantidad de energía sino que su consumo es bajo.
- Tienen un elevado índice de durabilidad con un adecuado plan de mantenimiento.
- El costo es bajo debido a su gran demanda.

Pero como todos los elementos que existen en el mercado también presenta una gran desventaja que es la conexión eléctrica especial que se necesita, puesto que, en el país no es común la utilización de corriente trifásica.

### 3.2.1 CÁLCULOS DE LA POTENCIA DEL MOTOR

La potencia que suministra un motor eléctrico esta regida por la ecuación<sup>6</sup> que se nota a continuación:

$$H = \frac{T * \omega * fs}{9550 * 0.746} \quad (3.7)$$

Donde:

$H$  = Potencia del motor

$T$  = Momento torsor

$\omega$  = Velocidad angular

$fs$  = Factor de servicio del motor

#### 3.2.1.1 Cálculo de momento torsor

El momento torsor viene dado bajo la siguiente expresión:

$$T = I * \alpha \quad (3.8)$$

---

<sup>6</sup> ASSI "Catálogo de reductores y motorreductores"

Donde:

$I$  = Momento de Inercia

$\alpha$  = Aceleración angular

La aceleración angular se la calcula con la siguiente ecuación tomando en cuenta que el motor parte del reposo:

$$\alpha = \frac{\omega_f}{t} \quad (3.9)$$

Donde:

$\omega_f$  = Velocidad angular final

$t$  = Tiempo

Para el diseño, la velocidad angular final corresponde a la velocidad de trabajo o velocidad de rotación del tambor que es de 32 rpm. Esta velocidad se la ha escogido en base a la experiencia de expertos textileros, puesto que el rango de velocidad que recomiendan<sup>7</sup> los textos especializados en este tipo de procesos está entre 0-45 rpm.

Para el tiempo de respuesta de los motores eléctricos (arranques) y la frecuencia de encendido de estos, se encuentra que están limitados por las máximas temperaturas que alcanzan los aislamientos del motor.

Normalmente, motores estándar soportan de 3 a 6 arranques de hasta 5 segundos de duración cada hora. Con esta premisa se toma un tiempo de 3 segundos puesto que el motor se lo enciende máximo una vez por hora, porque el proceso para el cual se utiliza la máquina fluctúa entre los 60-90 minutos, es decir, el motor no está sometido a constantes arranques.

Entonces al reemplazar los datos en la ecuación 3.9 se tiene que:

---

<sup>7</sup> ING. CARLA BAUAB "Lavandería y Tintorería", Pg. 13



$$\alpha = 1.12 \text{ rad} / \text{s}^2$$

Una vez obtenido este dato se continúa con el cálculo del momento de inercia, este se lo hace tomando como referencia el eje axial respecto del tambor. Los elementos que intervienen en el cálculo de la inercia total del sistema son los que a continuación se anotan:

- Tambor, el cual se considera como un anillo.
- Producto o carga, que es tomado como un cuerpo semi-elíptico.
- Aspas, consideradas como prismas rectangulares.
- Poleas, eje, tapas (fondos) del tambor, cruceta y bridas de unión que son considerados como cilindros.

#### 3.2.1.1.1 *Momento de inercia del tambor*

Se considera al tambor como un anillo, por lo tanto para el cálculo del momento de inercia de éste se tiene:

$$I_a = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2) \quad (3.10)$$

Donde:

$I_a$  = Momento de inercia de un anillo respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$d_o^2$  = Diámetro exterior del anillo

$d_i^2$  = Diámetro interior del anillo

Entonces para tambor su momento de inercia es:

$$I_{\text{tambor}} = 324.58 \text{ Kg} - \text{m}^2$$

A los fondos del tambor, se los considera como cilindros por tanto se tiene:

$$I_{cil} = \frac{m * d^2}{8} \quad (3.11)$$

Donde:

$I_{cil}$  = Momento de inercia de un cilindro respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$d^2$  = Diámetro del cilindro

Entonces para los fondos del tambor se tiene que:

$$I_{fondos} = 81.54 \text{ Kg} - m^2$$

En consecuencia el momento de inercia total del conjunto tambor es:

$$I_{total} = I_{tambor} + I_{fondos}$$

$$I_{total} = 325.12 \text{ Kg} - m^2$$

#### **3.2.1.1.2 Momento de inercia del producto**

El producto o carga es considerado como un cuerpo semi-elíptico por lo tanto se tiene:

$$I_e = \frac{m}{4}(a^2 + b^2) \quad (3.12)$$

Donde:

$I_e$  = Momento de inercia de una elipse respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$a$  = Eje mayor de la elipse

$b$  = Eje menor de la elipse

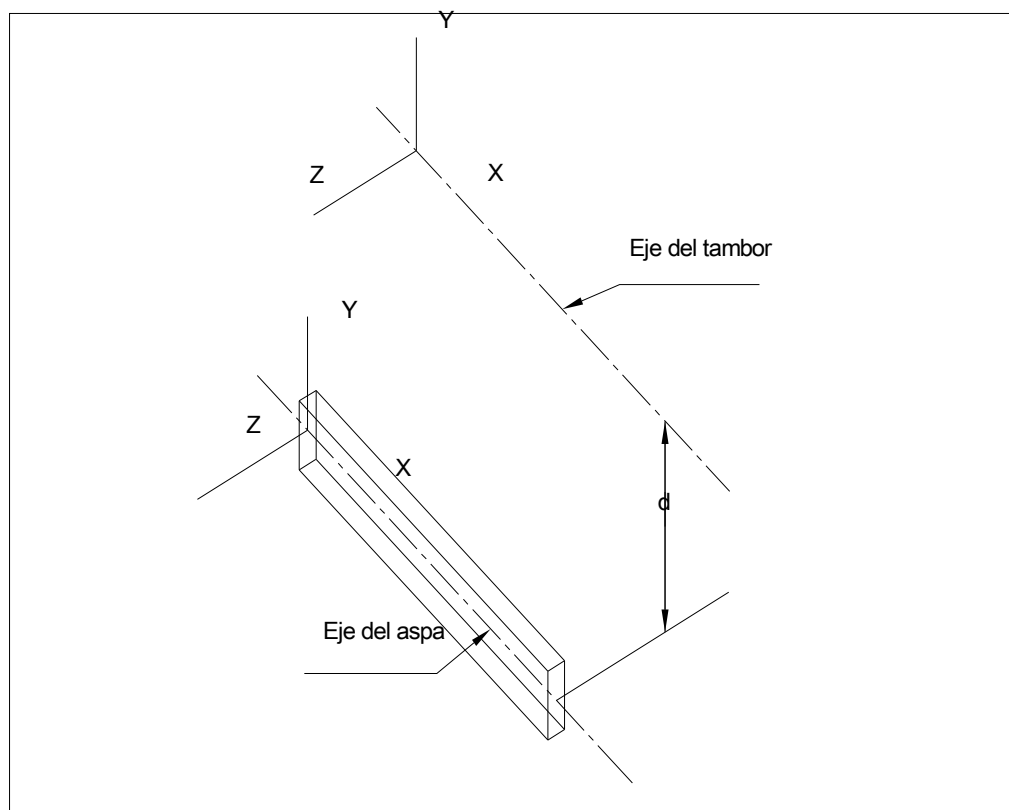
Para el cálculo del diámetro menor de la elipse, se toma en cuenta que el producto ocupa el 10% del volumen total del tambor, por tanto, la altura del lecho del producto es de 0.3m, este resultado se obtuvo de cálculos realizados para el efecto<sup>8</sup>.

Entonces para el momento de inercia del producto se tiene:

$$I_{\text{producto}} = 229.21 \text{ Kg} - m^2$$

El resultado anterior es el momento de inercia de una elipse dividido para dos, puesto que para este caso el producto es la mitad de la elipse calculada.

Ahora para el cálculo de la inercia del producto respecto del eje axial del tambor, se utiliza el Teorema de Steiner para ejes paralelos, el cual se muestra en la figura 3.3:



**Figura 3.3** Teorema de Steiner para ejes paralelos.

<sup>8</sup> CAPÍTULO 3; Pág. 46,47

$$I_{\text{producto}}^{\wedge} = I_{\text{producto}} + m * d^2 \quad (3.13)$$

Donde:

$I_{\text{producto}}^{\wedge}$  = Momento de inercia del producto respecto al eje axial del tambor.

$d^2$  = Distancia entre los ejes axiales (producto-tambor).

$$I_{\text{producto}} = 485.21 \text{ Kg} - m^2$$

### 3.2.1.1.3 Momento de inercia de las aspas

Las aspas se las considera como prismas rectangulares, y su cálculo se lo realiza respecto a su eje axial, así se tiene:

$$I_r = \frac{m}{12} * (a^2 + b^2)$$

Donde:

$I_r$  = Momento de inercia de un prisma rectangular (aspa).

$a^2$  = Altura del prisma (aspa).

$b^2$  = Base del prisma (aspa).

Entonces el momento de inercia de un aspa es:

$$I_{\text{aspa}} = 0.149 \text{ Kg} - m^2$$

Para el cálculo de la inercia de las aspas respecto del eje axial del tambor, se utiliza el Teorema de Steiner para ejes paralelos, el cual dice:

$$I_{\text{aspa}}^{\wedge} = I_{\text{aspa}} + m * d^2$$

Donde:

$I_{\text{aspa}}^{\wedge}$  = Momento de inercia del aspa respecto al eje axial del tambor.

$d^2$  = Distancia entre los ejes axiales (aspa-tambor).

Entonces el momento de inercia de un aspa respecto al eje del tambor es:

$$I_{aspa} = 80.9 \text{ Kg} - m^2$$

Como en el tambor se tienen cuatro aspapas, el momento de inercia total de las aspapas es:

$$I_{aspa \text{ total}} = 323.6 \text{ Kg} - m^2$$

#### **3.2.1.1.4 Momento de inercia de la polea**

A la polea se la considera como un cilindro para el cálculo de su inercia, así se tiene que:

$$I_{polea} = \frac{m * d^2}{8} \quad (3.14)$$

Donde:

$I_{polea}$  = Momento de inercia de la polea respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$d^2$  = Diámetro de la polea

Entonces se tiene que:

$$I_{polea} = 11.71 \text{ Kg} - m^2$$

Las dimensiones de la polea se las justifica más adelante en este mismo capítulo.

#### **3.2.1.1.5 Momento de inercia del eje**

Los cálculos del eje se consideran como un cilindro, para calcular su inercia respecto de su eje axial:

$$I_{eje} = \frac{m * d^2}{8}$$

Donde:

$I_{eje}$  = Momento de inercia del eje respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$d^2$  = Diámetro del eje

Entonces se tiene que:

$$I_{eje} = 0.656 \text{ Kg} - m^2$$

#### ***3.2.1.1.6 Momento de inercia de la cruceta***

Se toma como cilindro para calcular su inercia respecto de su eje axial:

$$I_{cruceta} = \frac{m * d^2}{8}$$

Donde:

$I_{cruceta}$  = Momento de inercia de la cruceta respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$d^2$  = Diámetro de la cruceta

Entonces se tiene que:

$$I_{cruceta} = 251.08 \text{ Kg} - m^2$$

#### ***3.2.1.1.7 Momento de inercia de las bridas de unión o acople***

De igual forma se toma como cilindro para calcular su inercia respecto de su eje axial:

$$I_{brida} = \frac{m * d^2}{8}$$

Donde:

$I_{brida}$  = Momento de una brida respecto a su eje axial

$m$  = Masa del elemento

$d^2$  = Diámetro de una brida

Entonces se tiene que:

$$I_{brida-cruceta} = 0.8 \text{ Kg} - m^2$$

$$I_{brida-eje} = 0.6 \text{ Kg} - m^2$$

Una vez calculado el momento de inercia de los elementos que constituyen el tambor, se procede a sumar los momentos de inercia de los elementos es así que se tiene:

$$I_{total} = \sum I_{x-x}$$

Por lo tanto el momento de inercia total del tambor es:

$$I_{total} = 1496.91 \text{ Kg} - m^2$$

En consecuencia, reemplazando los datos de aceleración angular y momento de inercia total en la ecuación del momento torsor es:

$$T = 1566.63 \text{ N} - m$$

Para la potencia se utiliza la fórmula o ecuación 3.7, con un factor de servicio de 1.8 puesto que la máquina trabaja las 24 horas, con una velocidad angular de 32 rpm, se tiene que:

$$H = 12.67 \text{ Hp}$$

Por condiciones de seguridad el motorreductor eléctrico escogido será de 15Hp de potencia, estas características se muestran en la tabla 3.1:

**Tabla 3.1** Características del motorreductor seleccionado

VELOCIDAD (rpm)		TORQUE (N-m)	F.S.	MODELO
Ent.	Salida	Nominal		Motor/Reductor
1750	76	2170	1.8	SK52160M / 4

**Fuente:** GENERAL TECH PRODUCT INC.

**Elaboración:** Propia

### 3.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR MEDIO DE POLEAS

Una vez escogido el motorreductor que cumple con las necesidades del diseño, se observa que la velocidad de salida de este no es la que se necesita la máquina, por lo que se procede a reducir la velocidad con un aparejo compuesto por poleas y bandas, la relación de velocidades que se diseña con los datos de salida del motorreductor es igual a 2.38.

Como se sabe las bandas son elementos flexibles que sirven para transmitir potencia a distancias comparativamente grandes, por su condición de ser elásticas y de gran longitud tienen la propiedad de absorber cargas de choque y amortiguamiento de las fuerzas vibratorias, además de simplificar el sistema motriz de la máquina y reducir costos. A continuación se procede con el análisis del número de bandas necesario para transmitir la potencia del motor hacia el tambor.

#### 3.3.1 CÁLCULO DEL NÚMERO DE BANDAS

Para el cálculo se sigue con el siguiente procedimiento:

1.- Se encuentra la potencia de diseño, para esto a la potencia transmitida se debe multiplicar por un factor de servicio, el cual depende del tipo de máquina,



además del tiempo por el cual la máquina trabaja diariamente, para el presente caso este factor es igual a 1.8, por lo tanto se tiene:

$$H_D = f.s. * H_T \quad (3.15)$$

Donde:

$H_D$  = Potencia de diseño

$f.s.$  = Factor de servicio

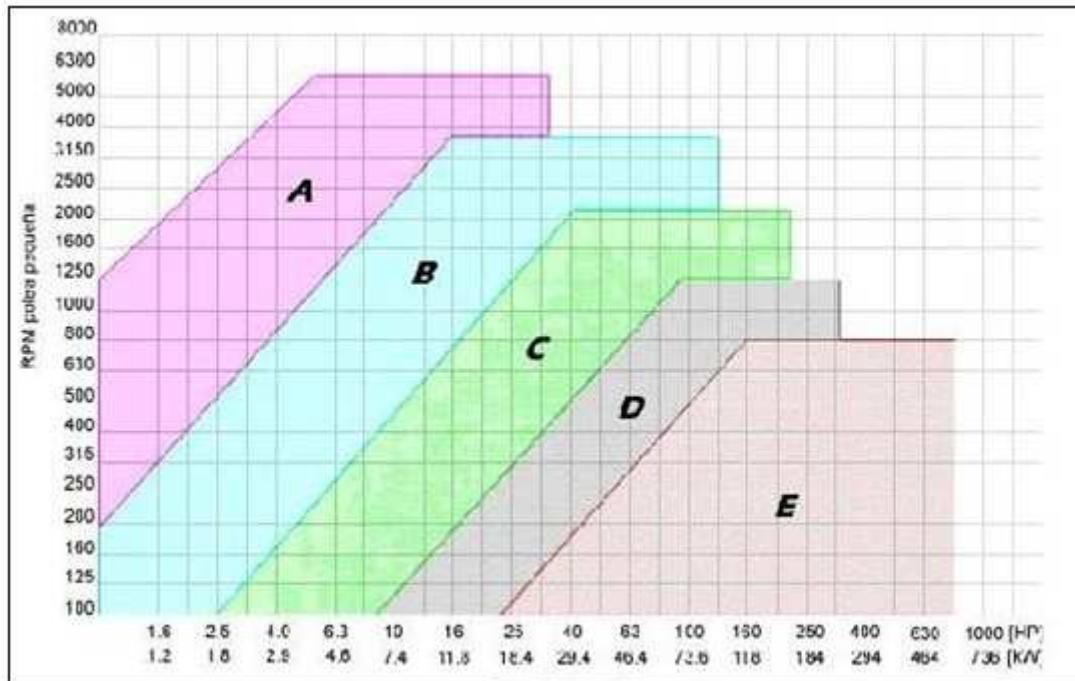
$H_T$  = Potencia transmitida

La potencia transmitida es la potencia nominal del motor escogido menos las pérdidas de estas en el motorreductor. La eficiencia de un motorreductor está en el orden del 80% por lo que se tiene que la potencia transmitida será 12 Hp.

Por lo que al reemplazar en la ecuación anterior se tiene:

$$H_D = 14.16 \text{ Hp}$$

2.- Se escoge la selección de la banda, esto se hace mediante la potencia de diseño y el número de revoluciones de la polea conductora, analizando el respectivo ábaco la selección recomendada en la figura 3.4 es la D.



**Figura 3.4** Ábaco para la selección de correas.

3.- se procede a determinar el diámetro de la polea conductora y de la conducida. Para este tipo de sección de banda, el diámetro mínimo recomendado para la polea conductora es 12" y como la velocidad angular de esta es 76 rpm y la velocidad del tambor es 32 rpm se calcula el diámetro de la polea mayor, teniendo que:

$$\frac{\phi_1}{\phi_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.16)$$

Donde:

$\phi_1$  = Diámetro de la polea mayor

$\phi_2$  = Diámetro de la polea pequeña

$n_1$  = Velocidad angular de la polea mayor

$n_2$  = Velocidad angular de la polea menor

Entonces el diámetro de la polea mayor es:

$$\phi_1 = 28.5'' \quad (724 \text{ mm})$$

Puesto que en el mercado nacional es difícil encontrar poleas de ese diámetro para el tipo de correa seleccionada. Para el diseño se escoge correas y poleas tipo C, esto se lo hace por la facilidad de conseguirlas en el mercado nacional. Este cambio se lo realiza tomando en cuenta la relación de transmisión de velocidad que es 2.38 y el diámetro mayor estándar para poleas tipo C que 25", teniendo como resultado que la polea menor va a tener un diámetro de 10", estos son los diámetros de poleas que se va a utilizar para continuar con los cálculos.

4.- Se procede a escoger ahora la longitud de las correas, para esto se utiliza la siguiente fórmula:

$$L = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (3.17)$$

Donde:

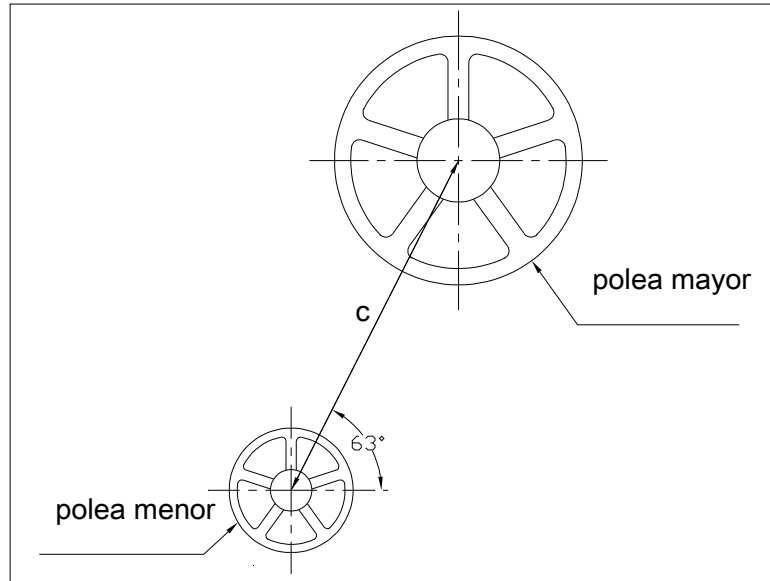
$L$  = Longitud de la correa

$D$  = Diámetro de la polea mayor

$d$  = Diámetro de la polea pequeña

$C$  = *Distancia entre centros*

La distancia entre centros tentativa es 1300 mm (51.18"), este dato se lo obtiene al realizar un bosquejo de la ubicación de los elementos en la estructura de la máquina representada en la figura 3.5.



**Figura 3.5** Bosquejo de ubicación de las poleas.

Entonces se tiene que la distancia entre centros es:

$$L = 158.40'' \quad (4023 \text{ mm})$$

A esta distancia se le debe sumar un factor de corrección o longitud de paso, que para el caso de las bandas tipo C es de 2.9, por lo que se tiene:

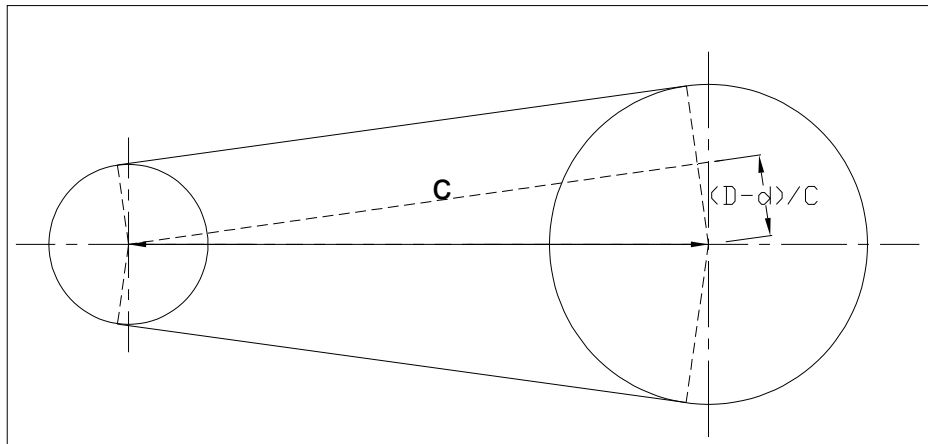
$$L = 161.30'' \quad (4097 \text{ mm})$$

La correa seleccionada es la C162 que es el valor más cercano a lo calculado.

5.- La potencia se transmite desde la polea a la correa por fricción. Cuando mayor sea la superficie de contacto entre ambos elementos más eficiente será la transmisión de potencia. Es por eso que se procede a calcular el arco de contacto mediante la siguiente expresión:

$$\text{Arc} = 180^\circ - \frac{60^\circ (D - d)}{C} \quad (3.18)$$

La figura 3.6 muestra el arco de contacto en las poleas.



**Figura 3.6** Esquema de arco de contacto en poleas.

Se debe tener en cuenta también que la falta de contacto entre la polea y las correas produce una pérdida de potencia, se introduce entonces un factor de corrección ( $F$ ) que se obtiene de la tabla 3.2.

**Tabla 3.2** Factor de corrección de potencia

$(Dp-dp)/C$	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
<b>Arco de contacto</b>	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
<b>Factor de corrección (F)</b>	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

**Elaboración:** Propia

Obteniendo en el cuadro el valor de 0.96 para el factor de corrección.

6.- Con los valores obtenidos anteriormente se procede al cálculo de la cantidad de bandas necesarias para transmitir la potencia desde el motorreductor hacia el tambor. Para esto se ayuda de la siguiente ecuación:

$$N_{\text{bandas}} = \frac{H_D}{H_{Tpb} * F} \quad (3.19)$$

Donde:

$N_{bandas}$  = Cantidad de bandas necesarias

$H_d$  = Potencia de diseño

$H_{Tpb}$  = Potencia transmitida por banda

$F$  = Factor de corrección de potencia

Del texto de diseño de Ingeniería Mecánica se tiene que el valor de potencia que transmite cada banda tipo C es 3.64 Hp. (ver ANEXO Pg. 1082), entonces:

$$N_{bandas} = 4$$

Una vez seleccionado el número de canales que tiene la polea se realiza una tabla con las dimensiones de las poleas seleccionadas.

La tabla 3.3 muestra las características de las poleas seleccionadas.

**Tabla 3.3** Características de las poleas seleccionadas

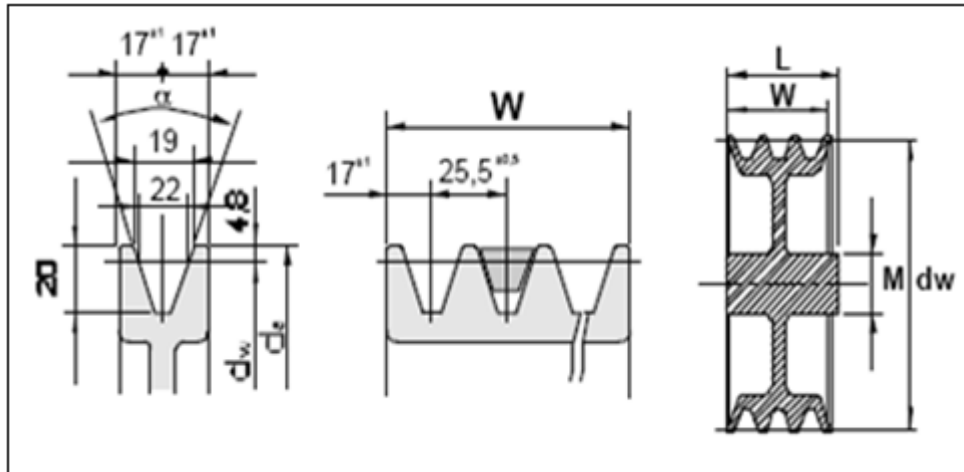
<b>Diámetro Primitivo</b> <b>dw</b>	<b>Numero Canales</b>	<b>Tipo</b> <b>P, D, R</b>	<b>Angulo Canal</b> <b><math>\alpha</math></b>	<b>Ancho Polea</b> <b>W</b>	<b>Diámetro Manzana</b> <b>M</b>	<b>Ancho Manzana</b> <b>L</b>
250	4	D	34	110	95	90
630	4	R	38	110	140	100

Donde: P=polea maciza; D= polea rebajada; R=polea con radios

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

En la figura 3.7 muestra las dimensiones de la polea escogida.



**Figura 3.7.** Dimensiones de poleas seleccionadas tipo C.

### 3.3.2 CÁLCULO DE FUERZAS EN LAS BANDAS

Para este cálculo se debe tomar en cuenta que para las bandas trapezoidales, despreciando la fuerza centrífuga, las tensiones se encuentran relacionadas por la siguiente expresión:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{3\mu\theta} \quad (3.20)$$

En donde:

$T$  = Tensión

$\mu$  = Coeficiente de rozamiento entre la polea y la banda

$\theta$  = Arco de contacto polea menor

Para el tipo de banda que se usa en el presente diseño se tiene que el coeficiente de fricción es 0.2, además de la tabla anterior se obtienen que el arco de contacto de la polea menor es  $163^\circ$  o 2.845 rad.

Entonces se tiene que:

$$\frac{T_1}{T_2} = 5.512 \quad \text{Ecuación A}$$

La otra ecuación que relaciona las tensiones, se la encuentra a partir de la potencia transmitida, esta expresa la relación entre la potencia transmitida y el momento torsor. Entonces para el actual caso de la polea se tiene que:

$$H_T = T * \omega \quad (3.21)$$

Donde:

$H_T$  = Potencia transmitida por la polea

$T$  = Momento torsor en la polea

$\omega$  = Velocidad de la polea

Además se tiene que para la polea, el momento torsor esta dado por:

$$T = T_1 r - T_2 r \quad (3.22)$$

Donde:

$r$  = Radio de la polea menor

Utilizando conjuntamente las ecuaciones 3.21 y 3.22, reemplazando adecuadamente los valores correspondientes, se llega a la relación:

$$T_1 - T_2 = 8999.4 \text{ N} \quad \text{Ecuación B}$$

Resolviendo, el sistema de ecuaciones, formado por las ecuaciones A y B, se encuentra que los valores de las tensiones son:

$$T_1 = 10993.95 \text{ N}$$

$$T_2 = 1994.55 \text{ N}$$

La fuerza total ejercida sobre la polea, se la encuentra mediante la siguiente relación:

$$F_p = T_1 + T_2 \quad (3.23)$$



Donde:

$F_p$  = Fuerza sobre la polea

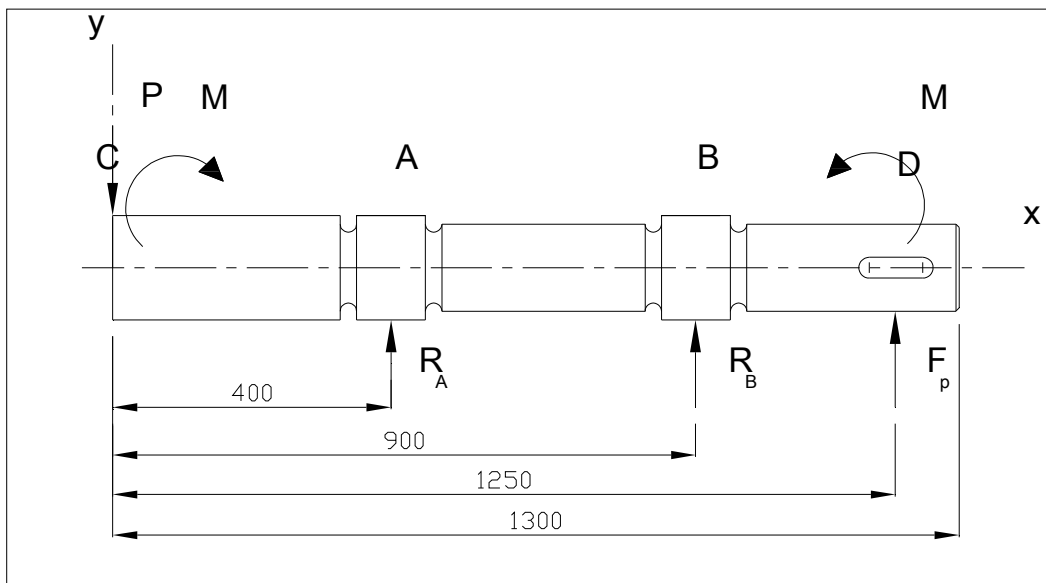
Reemplazando los valores de las tensiones encontrados anteriormente se tiene que:

$$F_p = 12990 \text{ N} = 1324.60 \text{ Kg}$$

### 3.4 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

Para el cálculo correcto del eje, lo primero que se debe hacer es establecer una geometría adecuada, la cual debe presentar las suficientes facilidades para el montaje de los elementos que van a ellos acoplados.

La geometría del eje principal y la representación de las fuerzas que sobre este actúan se presentan en la figura 3.8.

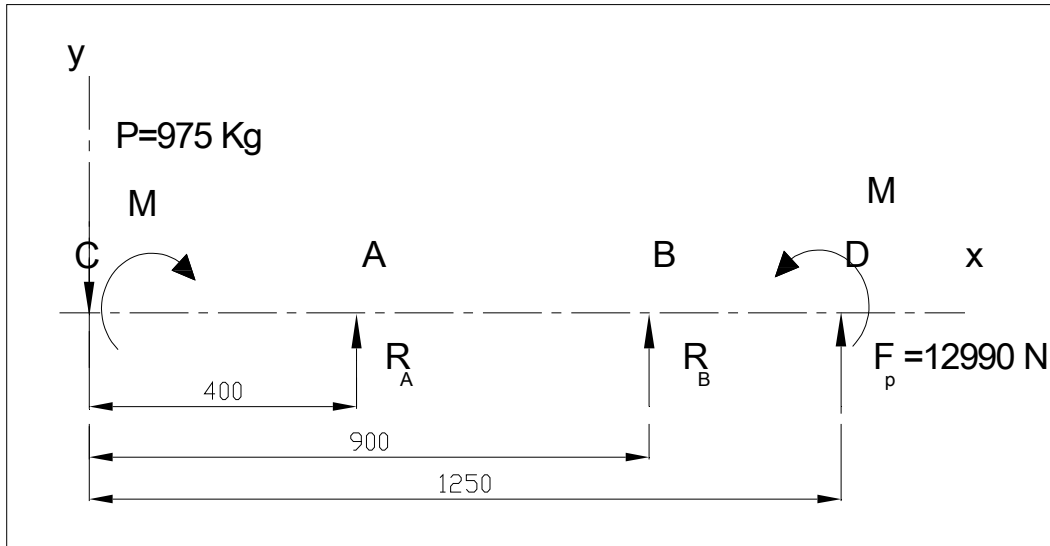


**Figura 3.8** Croquis del eje principal.

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Con la ayuda del croquis de la figura 3.8 se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del eje principal mostrado en la figura 3.9.



**Figura 3.9** Diagrama de cuerpo libre del eje principal.

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Las reacciones (en A y B) y los momentos que actúan sobre el eje principal se las puede calcular con la ayuda de las siguientes expresiones:

$$\sum F_{y,z} = 0 \quad (3.24)$$

$$\sum M_C = 0 \quad (3.25)$$

Con lo que se tiene que:

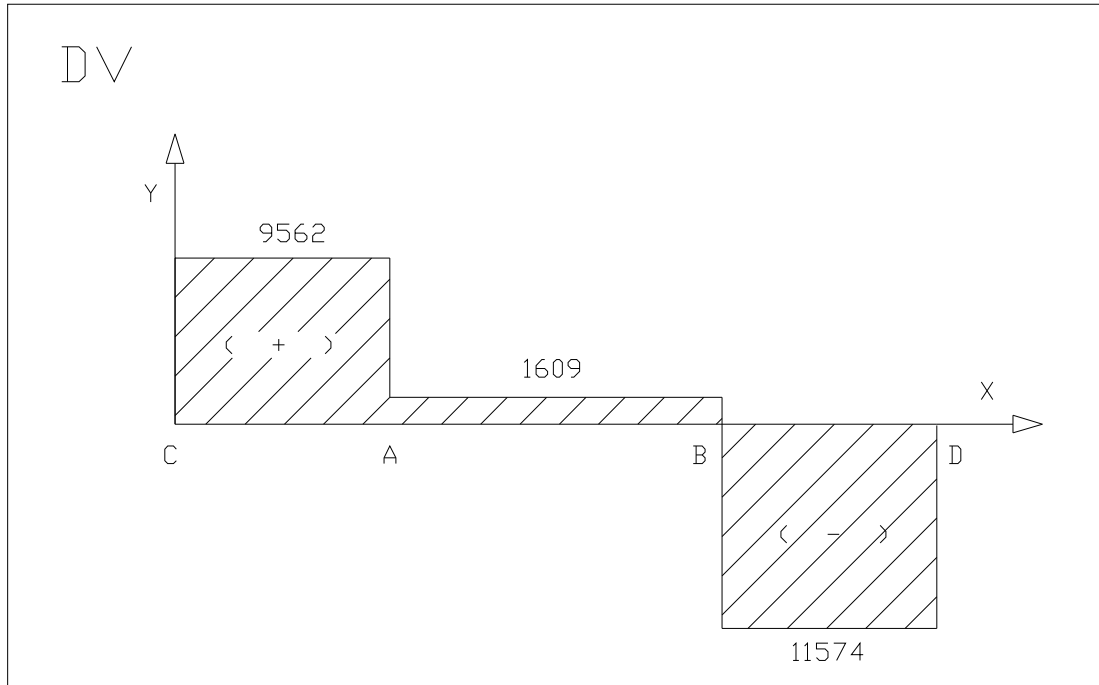
$$R_{Ay} = 7953 \text{ N}$$

$$R_{Az} = -4719 \text{ N}$$

$$R_{By} = 13183 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 10616 \text{ N}$$

La figura 3.10 muestra el diagrama de cortante respecto al eje X – Y.

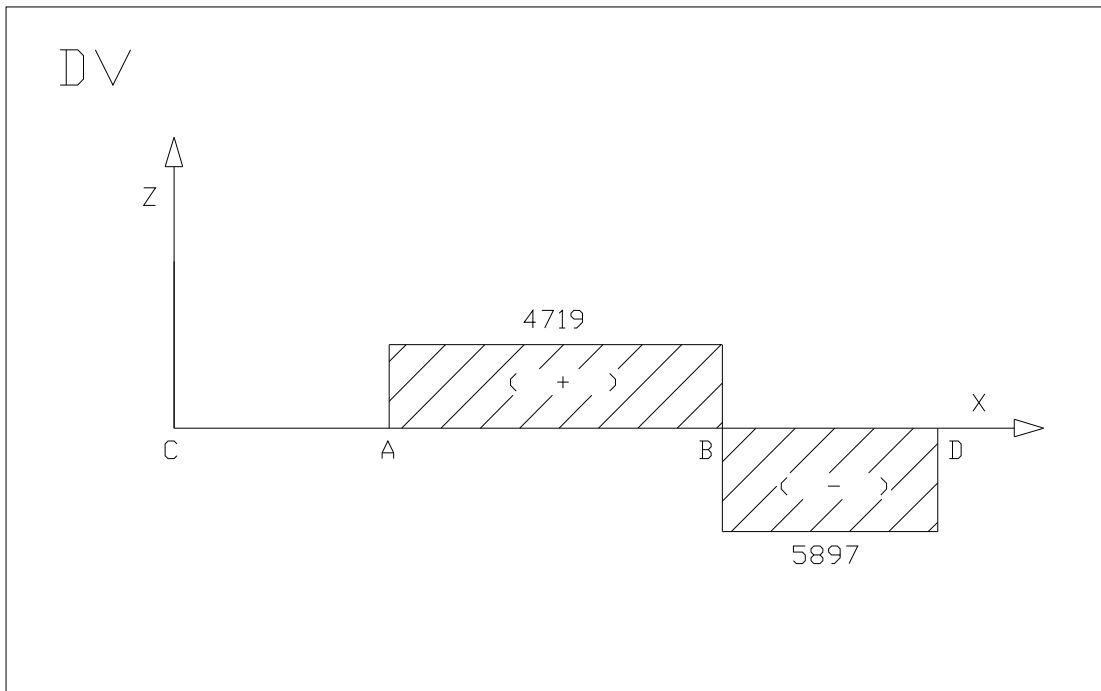


**Figura 3.10** Diagrama de cortante respecto al plano X-Y.

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

La figura 3.11 muestra el diagrama de cortante respecto al eje X – Z.

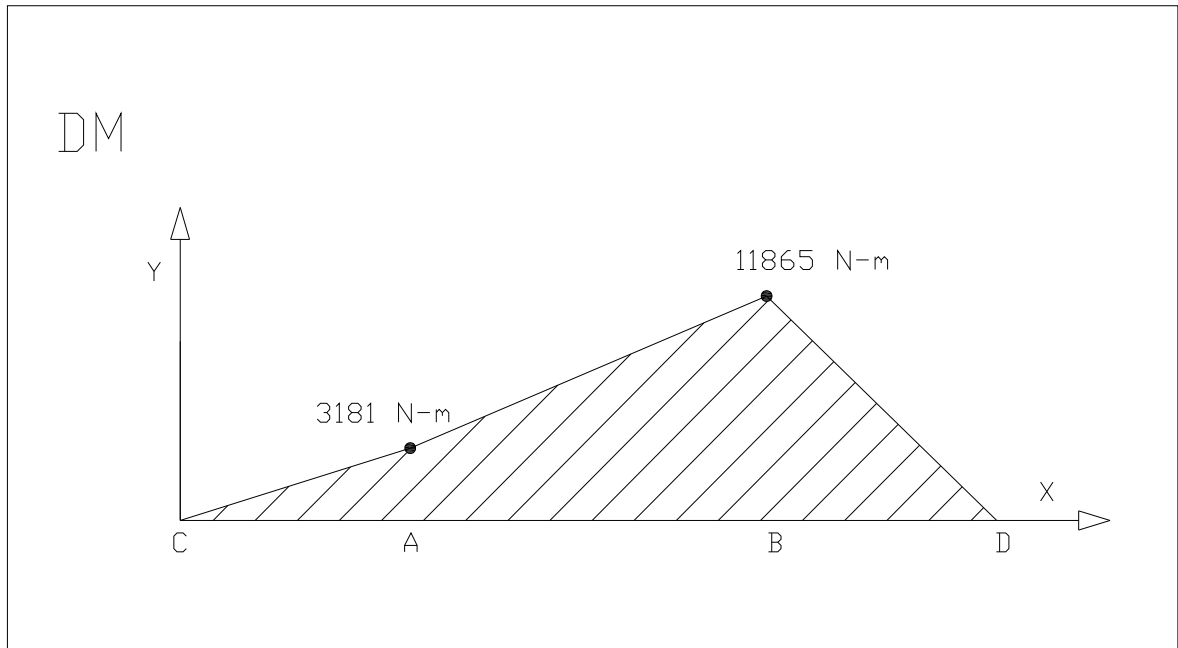


**Figura 3.11** Diagrama de cortante respecto al plano X-Z.

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Una vez encontradas las reacciones en todos los puntos y realizados los diagramas de cortante se procede a realizar el diagrama de momentos como se muestra en la figura 3.12:

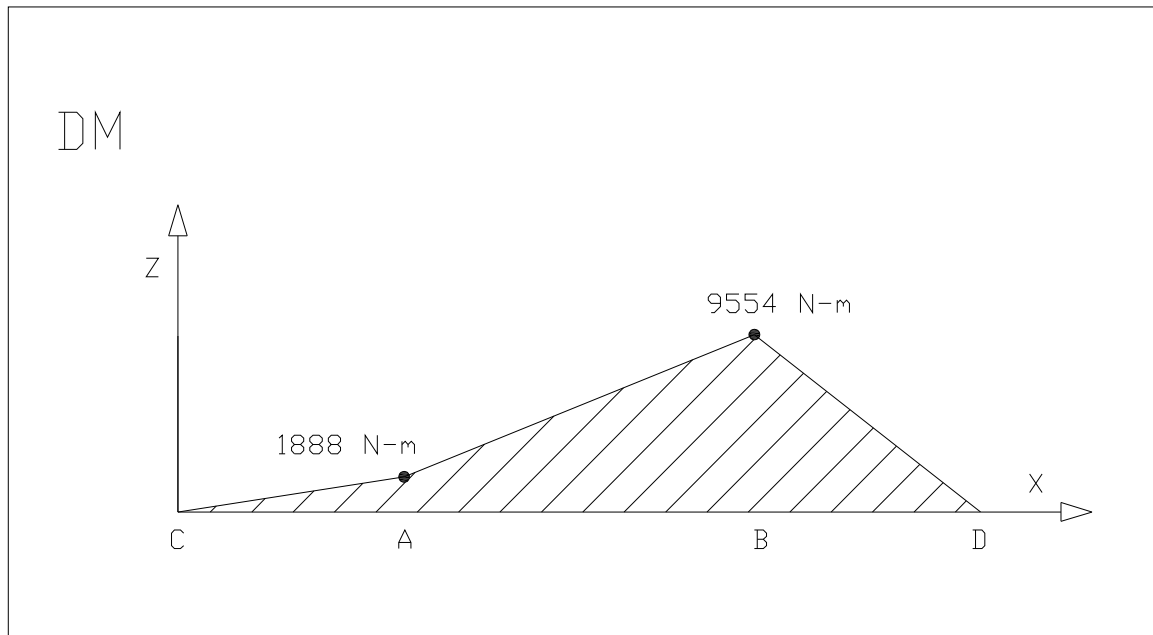


**Figura 3.12** Diagrama de momentos respecto al plano X-Y.

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

En la figura 3.13 se muestra el diagrama de momentos respecto al plano Z -Y.



**Figura 3.13** Diagrama de momentos respecto al plano Z-Y.

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Con el diagrama de momentos se puede encontrar la sección crítica, para esto se debe calcular el momento resultante para los puntos A y B. Este cálculo se lo realiza con la ayuda del teorema de Pitágoras al descomponer los momentos:

$$M_A = \sqrt{(M_{AY})^2 + (M_{AZ})^2} \quad (3.26)$$

Donde:

$M_A$  = Momento flector resultante en el punto A

$M_{AY}$  = Momento flector en el punto A respecto al eje Y

$M_{AZ}$  = Momento flector en el punto A respecto al eje Z

Entonces se tiene que los momentos resultantes son:

$$M_A = 3699 \text{ N} - m$$

$$M_B = 15233 \text{ N} - m$$

Por lo tanto el punto crítico es el B, además para el diseño del eje se toma este valor de momento flector para los siguientes cálculos por ser el crítico.

El material a utilizar en la construcción del eje será un acero AISI 304, puesto que el eje está en contacto con materiales altamente oxidantes, además dentro de la familia de los aceros inoxidable es el más fácil de conseguir en el mercado local.

Se toma un factor de seguridad de 2 puesto que la recomendación para este tipo de máquinas impulsadas con eje o motor es 1.2 o superior<sup>9</sup>.

Es así que para el cálculo se tienen los siguientes datos:

$$S_y = 2818 \text{ Kg} - cm^2$$

$$S_{ut} = 5777 \text{ Kg} - cm^2$$

$$M = 152330 \text{ Kg} - cm$$

$$T = 33570 \text{ Kg} - cm$$

$$n = 2$$

Resolviendo la ecuación resultante se tiene que el diámetro mínimo del eje es:

$$d = 10.45 \text{ cm} = 104.5 \text{ mm}$$

En el mercado nacional se encuentra un diámetro de 4.5" o 114.3mm que corresponde al diámetro de eje que se va a escoger.

Por tanto el diámetro final o mínimo del eje principal es:

$$d = 110 \text{ mm}$$

---

<sup>9</sup> SHIGLEY J. "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ª Edición, Ed., McGraw-Hill, 1990, Pg. 29.

El exceso de material se debe a la recomendación<sup>10</sup>, sobremedida o tolerancia para quitar imperfecciones superficiales.

Para la verificación por fatiga de este eje se desprecia la fuerza axial que sobre el actúa, por lo que la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 183.83 \text{ MPa}$$

El factor de concentración de esfuerzos en fatiga, se lo calcula mediante la ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (3.27)$$

Donde:

$k_f$  = Factor de concentración del esfuerzo en fatiga

$k_t$  = Factor de concentración de esfuerzo

$q$  = Sensibilidad a la muesca

$$q = 0.82^{11}$$

$$k_t = 2.05^{12}$$

Por lo tanto:

$$k_f = 1.861$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[ \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.28)$$

<sup>10</sup> IVAN BOHMAN C.A. "Materiales de Ingeniería" Pg. 43

<sup>11</sup> SHIGLEY J. "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6º Edición, Ed., McGraw-Hill, 1990, Pg. 289.

<sup>12</sup> SHIGLEY J. "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6º Edición, Ed., McGraw-Hill, 1990, Pg. 1207.



Donde:

$M_a$  = Momento flector alternante

$T_m$  = Momento torsional medio

$S_e$  = Limite de fatiga

$S_{ut}$  = Resistencia última a la tracción

$K_f$  = Resistencia del material a la fluencia

$d$  = Diámetro del eje

Con estos datos el factor de seguridad con que se trabaja es:

$$n = 0.85$$

Del cálculo realizado se observa que el diámetro escogido 110 mm no es el adecuado por cuanto falla en el análisis dinámico. Por lo que se escoge un diámetro superior igual a 150 mm, con lo cual se comprueba el factor de seguridad.

$$n = 2.15$$

Con el diámetro de 150 mm se observa que el factor de seguridad es el adecuado para el trabajo que realiza la máquina. El diámetro que se tiene en stock<sup>13</sup> es 6" (152 mm) por lo que se escoge este para el diseño requerido.

---

<sup>13</sup> IVAN BOHMAN C.A. "Materiales de Ingeniería" Pg. 43

## 3.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

### 3.5.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO

El primer paso para la selección del rodamiento es el escogitamiento del tipo de rodamientos, teniendo para esto en cuenta principalmente el tipo de carga para el cual son adecuados unos u otros. Para el presente estudio se decide utilizar los rodamientos de rodillos a rótula, por ser los más adecuados tanto para carga radial como para cargas combinadas<sup>14</sup>.

Estos son montados en soportes tipo SNH, los cuales son construidos de tal manera que este tipo de rodamientos puedan ser libres por la tolerancia que tienen los asientos de los rodamientos. Para montar al eje se utiliza manguitos de fijación, y para que el rodamiento quede fijo se utiliza anillos de fijación.

### 3.5.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO

Para la selección del rodamiento se debe primero calcular la capacidad de carga dinámica, la cual debe ser menor a la que consta para cada tipo de rodamiento. La capacidad de carga dinámica en función de las horas de servicio viene dada por la siguiente expresión:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (3.29)$$

Donde:

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

$n$  = Velocidad de rotación

$C$  = Capacidad de carga dinámica (N)

$P$  = Carga dinámica equivalente (N)

---

<sup>14</sup> SKF "Catálogo General", 1989, Pg. 24

$p =$  Exponente de la fórmula de vida

$p = 3$  para rodamientos de bolas

$p = 10/3$  para rodamientos de rodillos

La vida nominal en horas de servicio es recomendada para cada tipo de máquina, considerando que la lavadora tiene 24 horas de trabajo, la recomendación es:<sup>15</sup>

$$40000 \leq L_{10h} \leq 50000$$

En éste proyecto se va a trabajar con el valor crítico, es decir, con 50000 horas de servicio, y como la velocidad de rotación del tambor es 32 rpm. Por tanto la capacidad de carga dinámica es:

$$C = 38886 N$$

Con la capacidad de carga dinámica calculada y el diámetro del eje se selecciona el rodamiento en base al catálogo SKF<sup>16</sup>, tal como se muestra en la Tabla 3-4:

**Tabla 3.4** Características del rodamiento seleccionado

DIMENSIONES PRINCIPALES			CAPACIDAD DE CARGA	DESIGNACION
d	D	B	C	Agujero Cilíndrico
150	225	56	437000	22230 CC / W33

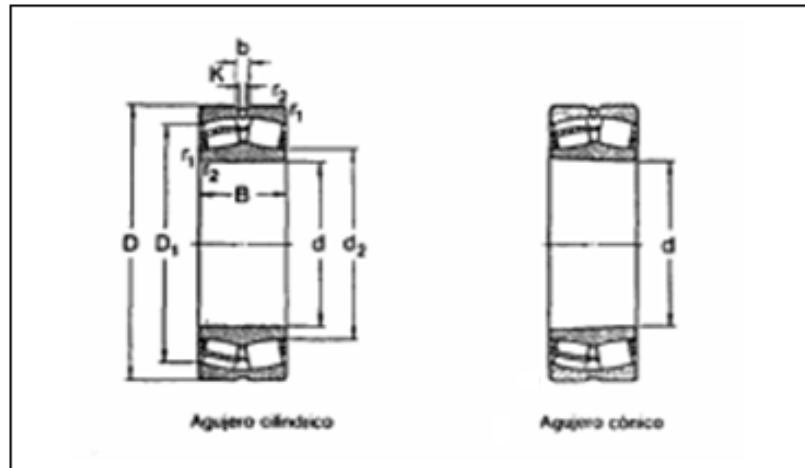
**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

En la figura 3.14 se muestra las dimensiones del rodamiento de rodillos a rótula.

<sup>15</sup> SKF "Catálogo General", 1989, Pg. 34

<sup>16</sup> SKF "Catálogo General", 1989, Pg. 476



**Figura 3.14.** Dimensiones de rodamientos de rodillos a rótula.

### 3.5.3 SELECCIÓN DEL SOPORTE PARA RODAMIENTO

Una vez escogido el rodamiento más adecuado se procede a seleccionar los soportes de pie<sup>17</sup> para rodamientos con agujero cilíndrico como se muestra en la tabla 3.5.

**Tabla 3.5** Características del soporte de pie seleccionado

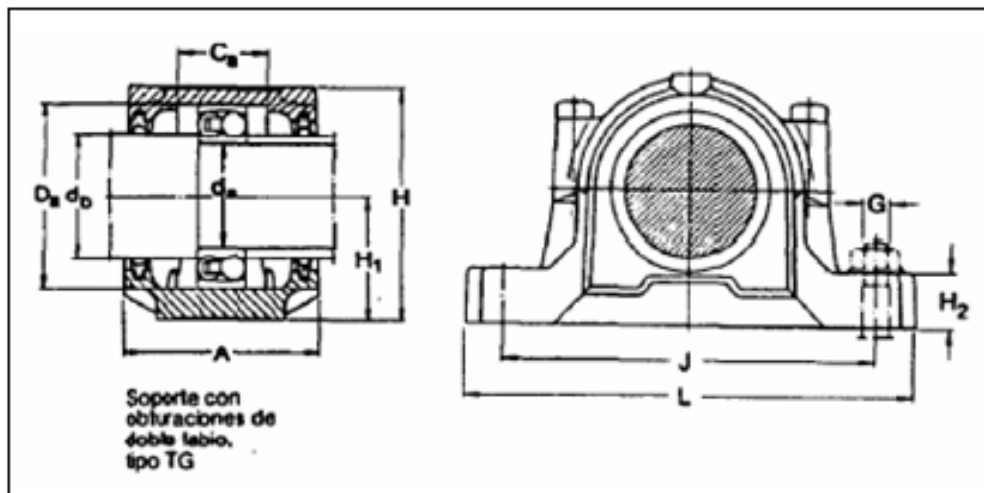
DIÁMETRO DEL EJE	DIMENSIONES PRINCIPALES					ANILLO DE FIJACION	DESIGNACION
	A	H	H <sub>1</sub>	J	L		
da	A	H	H <sub>1</sub>	J	L		
150	220	323	160	450	530	2 FRB 16.5/270	SNH 230 TG

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

La figura 3.15 muestra las dimensiones del soporte de pie seleccionado.

<sup>17</sup> SKF "Catálogo General", 1989, Pg. 806



**Figura 3.15** Dimensiones del soporte de pie.

### 3.5.4 DISEÑO DE LENGÜETAS

Las dimensiones de la lengüeta para un cierto tipo de aplicación están directamente relacionadas con el diámetro del eje, estas se encuentran tabuladas, de acuerdo a la norma DIN 6886 para el intervalo del tamaño del diámetro del eje diseñado, obteniendo lo siguiente en la tabla 3.6:

**Tabla 3.6** Características de la lengüeta seleccionada<sup>18</sup>

DIAMETRO DEL EJE	ANCHO b	ALTURA h	LONGITUD l
120 - 170	32	22	120

**Fuente:** HERMANN J. "Tablas para la Industria Metalúrgica"

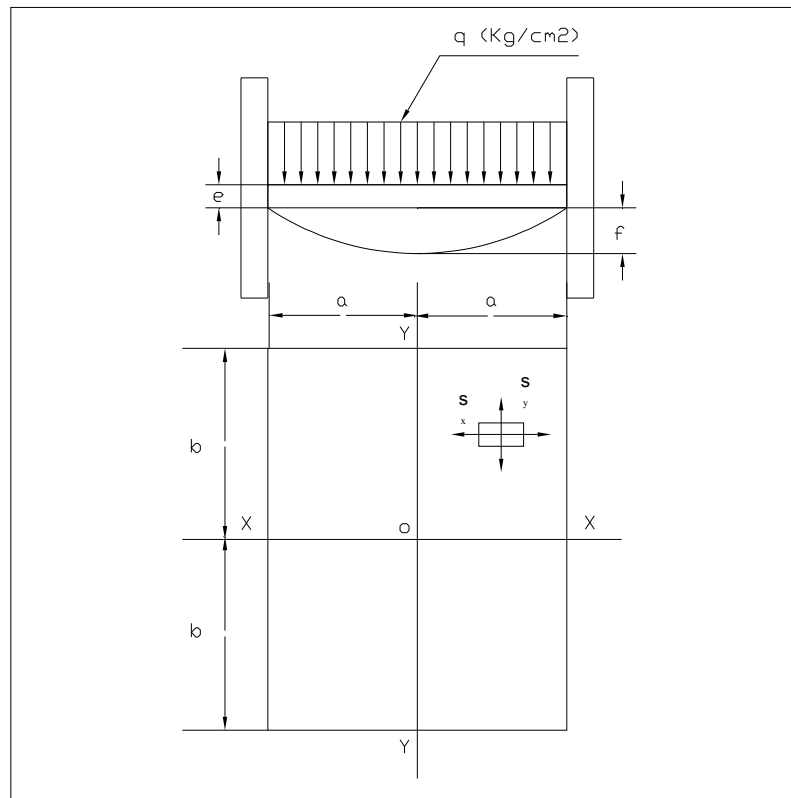
**Elaboración:** Propia

### 3.6 ANÁLISIS DE PLACA PORTA CHUMACERAS

Una vez encontrados los elementos de soporte de eje, se procede a encontrar la placa porta chumaceras, es decir la placa en la cual son montadas y empotradas

<sup>18</sup> HERMANN J. "Tablas para la Industria Metalúrgica", 3ª Edición, Ed. Reverté, 1984. Pg. 139.

las chumaceras. Para esto se utiliza la recomendación<sup>19</sup> siguiente expuesta en la figura 3.16:



**Figura 3.16** Esquema de placa plana cargada y empotrada.

**Fuente:** LARBURU N, "Prontuario de Máquinas

**Elaboración:** Propia

Para determinar la presión ejercida sobre la placa se aplica la siguiente ecuación:

$$q = \frac{R_y}{A} \quad (3.30)$$

Donde:

$q$  = Presión en la placa

<sup>19</sup> LARBURU N, "Prontuario de Máquinas", 6ª Edición, Ed. Paraninfo, 1994. Pg. 225

$A$  = Área de la placa

$R_y$  = Fuerza actuante en la placa

La fuerza actuante en la placa es igual a la suma de las reacciones en el eje y-y ( $R_y$ ) calculadas para el diseño del eje. Las dimensiones de la placa son 950 mm x 600 mm, ésta geometría se escoge en función de los soportes de piso para el eje seleccionados anteriormente. Por lo tanto la presión es igual a:

$$q = 37081 Pa$$

Con la presión obtenida sobre la placa se puede determinar la tensión para obtener el espesor del material. El material que se utiliza en esta placa es un acero ASTM A36, los datos para este acero son los siguientes:

$$S_u = 400 MN / m^2$$

$$S_y = 248 MN / m^2$$

A continuación se presenta la tabla 3.7, que sirve para el cálculo de los esfuerzos en una placa empotrada. La tabla está en función de  $\eta$ , donde  $\eta$  es:

$$\eta = \frac{a}{b} \quad (3.31)$$

Donde:

$a$  = Lado mayor de la placa

$b$  = Lado menor de la placa

Por lo tanto:

$$\eta = 1.58$$

**Tabla 3.7** Datos para una placa empotrada<sup>20</sup>

$\eta$	CENTRO DE LA PLACA		CENTRO LADO MAYOR	$\psi$
	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\varphi_{y \max}$	
1	0.53	0.53	1.24	0.225
1.5	0.48	0.88	1.82	0.394
2	0.31	0.94	1.92	0.431
$\infty$	0.30	1.00	2.00	0.455

**Fuente:** LARBURU N, "Prontuario de Máquinas

**Elaboración:** Propia

Con el valor obtenido de  $\eta$  e interpolando los valores en la tabla se tiene:

$$\varphi_x = 0.45$$

$$\varphi_y = 0.89$$

$$\varphi_{y \max} = 1.84$$

$$\psi = 0.402$$

De acuerdo a estos datos se procede a calcular el espesor de la placa con la siguiente ecuación:

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y q b^2}{\sigma_y}} \quad (3.32)$$

Se calcula el esfuerzo admisible con un factor de seguridad igual a 2

$$\sigma_y = 124 \text{ MN} / \text{m}^2$$

Por tanto el espesor del material es:

$$e = 11.7 \text{ mm}$$

<sup>20</sup> LARBURU N, "Prontuario de Máquinas", 6ª Edición, Ed. Paraninfo, 1994. Pg. 225



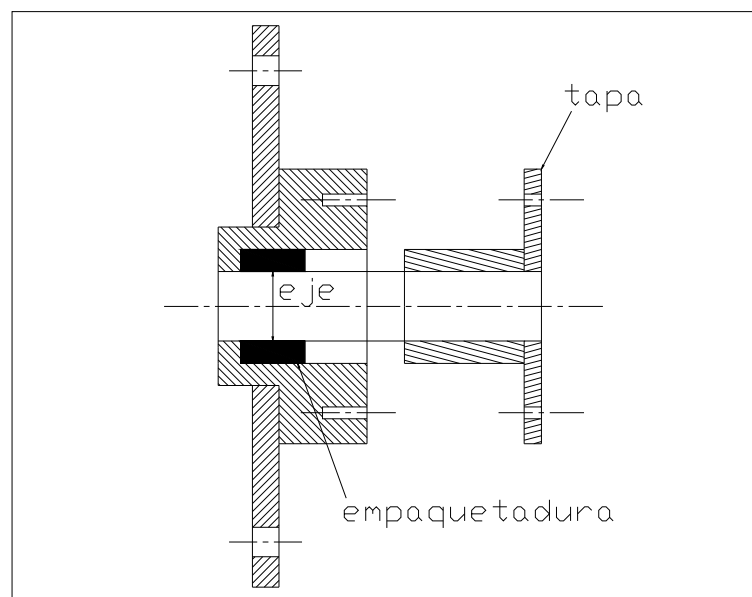
Hay que tomar en cuenta que la máquina debe ser rígida cuando este en funcionamiento, puesto que esta produce pequeñas vibraciones que se deben considerar al construirla, además la estructura debe ser sólida para transportarla. Por tanto se escoge un espesor de 12 mm para la placa.

### 3.7 SISTEMA DE SELLO MECANICO

#### 3.7.1 SELECCIÓN DEL SELLO MECÁNICO

Para evitar fugas en el agujero que existe en el bastidor donde se conecta el eje motriz con el tambor, se escoge la prensa estopa como sistema de sello mecánico.

La figura 3.17 muestra el bosquejo del sello mecánico



**Figura 3.17** Bosquejo del sistema de prensa estopa.

**Fuente:** CHESTERTON "Catálogo de empaquetaduras"

**Elaboración:** Propia

Este sistema es ampliamente usado en máquinas que trabajan con cualquier tipo de fluido y a temperaturas altas.

### 3.7.2 SELECCIÓN DE LA EMPAQUETADURA

La empaquetadura o sello de empaquetadura que va dentro de la prensa estopa se selecciona en base a catálogos especializados, en los cuales se dan algunos datos para la selección correcta de esta.

Según el catálogo de Chesterton, la empaquetadura recomendada para ejes centrífugos de baja velocidad para agua y vapor hasta 260°C es el estilo 1750, que posee algunas otras características como las que se muestran en la tabla 3.8:

**Tabla 3.8** Propiedades de la empaquetadura<sup>21</sup>

Material	PTFE y grafito
Temperatura de trabajo (°C)	260
Presión ((Bar)	20
P.H.	0 – 14
Dimensiones (mm)	6.4 – 25.4

**Fuente:** CHESTERTON “Catálogo de empaquetaduras”

**Elaboración:** Propia

Por lo tanto en función de las medidas de la prensa estopa se escoge una empaquetadura de 25.4mm.

## 3.8 DISEÑO DEL CILINDRO EXTERIOR O CARCAZA

### 3.8.1 EFICIENCIA DE LAS JUNTAS

El esfuerzo de la costura circunferencial rige solamente cuando la eficiencia de la junta circunferencial es menor que la mitad de la eficiencia de la junta longitudinal, o cuando además de la presión interna, hay cargas adicionales (carga de viento, reacción de las siletas), que producen flexión o tensión longitudinales. La razón

<sup>21</sup> CHESTERTON “Catálogo de empaquetaduras”

de esto es que el esfuerzo que se origina en la costura circunferencial es igual a la mitad del que se origina en la costura longitudinal.

De acuerdo con lo anterior, las fórmulas para la costura circunferencial son:<sup>22</sup>

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t} \quad (3.33)$$

Donde:

$P$  = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida.

$S$  = Valor de esfuerzo del material.

$E$  = Eficiencia de la junta.

$R$  = Radio interior.

$t$  = Espesor de pared.

Reemplazando valores se tiene que:

$$P = 90.8 \text{ Psi}$$

El esfuerzo en el cilindro es igual a:

$$\sigma_L = \frac{PR}{2t} \quad (3.34)$$

Por lo que se tiene que:

$$\sigma_L = 10510 \text{ Psi}$$

Ahora se procede a determinar el factor de seguridad, esto se lo hace con la siguiente fórmula:

---

<sup>22</sup> EUGENE F. MEGYESY; Manual de Recipientes a Presión; Ed. Limusa; México; 1992; Pg. (16, 142, 144,160).

$$\sigma_L = \frac{S_y}{n} \quad (3.35)$$

Donde se obtiene un factor de seguridad igual a:

$$n = 3.1$$

En consecuencia cumple con el espesor de pared dado.

### 3.8.2 CÁLCULO DE LOS PERNOS PARA SUJETAR LA CARCAZA

#### 3.8.2.1 Cálculo Estático

A continuación se calcula el diámetro mínimo necesario para los pernos que se utilizan para unir el cilindro con la parte vertical del bastidor. Para esto se deben seleccionar valores de prueba, se escoge un perno M 24x3 clase 10.9 (acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido) para conexiones permanentes con empaque, se le da una precarga de 90% de la resistencia de prueba.

Con el diámetro de perno escogido, se procede a calcular el número de pernos con la siguiente fórmula para uniones con empaquetadura<sup>23</sup>:

$$3 \leq \frac{\pi D_b}{N d} \leq 6 \quad (3.36)$$

Donde:

$D_b$  = Diámetro del círculo de pernos

$N$  = Numero de pernos

Igualando la ecuación al número mayor y despejando se tiene:

$$N = \frac{\pi D_b}{6 d}$$

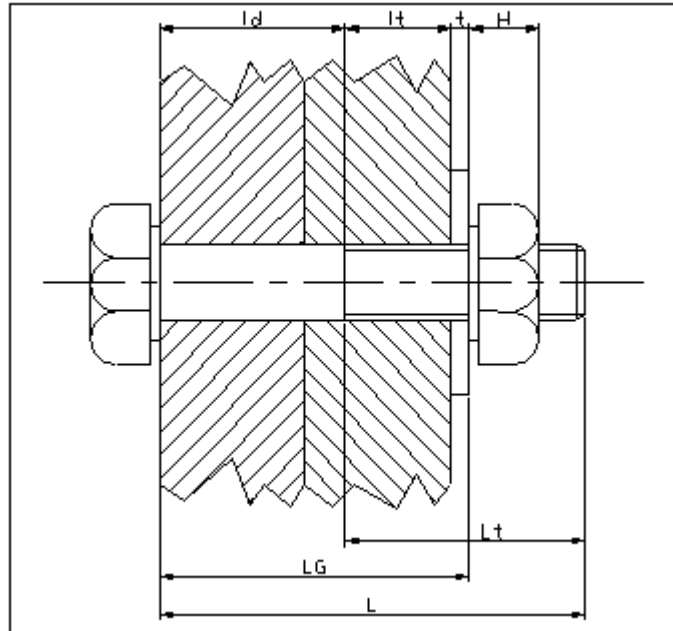
Por lo tanto:

---

<sup>23</sup> SHIGLEY J. "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ª Edición, Ed. McGraw Hill, 2002, Pg. 492.

$$N = 43.85 \approx 44$$

La figura 3.18 detalla la unión de placas con pernos.



**Figura 3.18** Placas sujetas mediante pernos

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Se determina la precarga en los pernos con la siguiente ecuación:

$$F_i = 0.9 S_p A_t \quad (3.37)$$

Donde:

$F_i$  = Precarga

$S_p$  = Resistencia mínima de prueba

$A_t$  = Área de esfuerzo a tensión

Entonces se tiene que:

$$F_i = 263691 N$$

Para determinar la longitud del perno (rosca y vástago), se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_T = 2d + 6 \quad (3.38)$$

Donde:

$L_T$  = Longitud de la rosca

$d$  = Diámetro del perno

Entonces la longitud de la rosca es:

$$L_T = 54 \text{ mm}$$

Una vez obtenida la longitud de la rosca se procede a la selección del perno en función de la longitud total a ajustar. La longitud de perno que se necesita es 60 mm, por lo tanto el perno que se escoge es un TA-1177<sup>24</sup>

Para determinar la rigidez del perno se lo hace con la siguiente ecuación:

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (3.39)$$

Donde:

$K_b$  = Rigidez del perno

$A_d$  = Área del diámetro mayor del perno

$A_t$  = Área de esfuerzo a tensión

$E$  = Módulo de elasticidad del perno

$l_t$  = Longitud de la parte roscada de agarre

---

<sup>24</sup> INUSTRIAS TAMU, "Catálogo de pernos", Pg. 10

$l_d$  = Longitud de la parte sin rosca de agarre

Como el área sin rosca es pequeña en relación con el área roscada se desprecia esta, entonces la ecuación anterior es:

$$K_b = \frac{A_r E}{l_r}$$

Entonces la rigidez es igual a:

$$K_b = 1.275 \text{ GN} / \text{m}$$

Se determina la rigidez del material mediante la siguiente ecuación:

$$K_m = d E A e^{\left(\frac{B d}{l}\right)} \quad (3.40)$$

Donde:

$K_m$  = Rigidez del material

$d$  = Diámetro del perno

$E$  = Módulo de elasticidad del material

$l$  = Longitud de la unión

Parámetros de rigidez

$$A = 0.78715$$

$$B = 0.62873$$

Se tiene entonces que:

$$K_m = 5.85 \text{ GN} / \text{m}$$

Con estos dos datos se determinará la rigidez de unión, mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (3.41)$$

Entonces se tiene:

$$C = 0.179$$

Una vez calculada la rigidez de la unión se procede a calcular la carga que existe en el perno mediante la siguiente ecuación:

$$P_b = C F \quad (3.41)$$

$$P_m = (1 - C) F \quad (3.42)$$

Donde:

$P_b$  = Carga en el perno

$P_m$  = Carga en las placas

$F$  = Carga entre placas

La carga entre las placas es igual a 5684 N, por lo que se tiene:

$$P_b = 1018 \text{ N}$$

$$P_m = 4666 \text{ N}$$

Se determinan las cargas resultantes en el perno y en las placas con las siguientes ecuaciones:

$$F_b = F_i + P_b \quad (3.43)$$

$$F_m = F_i - P_m \quad (3.44)$$

Donde:

$F_b$  = Carga resultante en el perno



$F_m =$  Carga resultante en las placas

Por lo que se tiene que:

$$F_b = 264709 \text{ N}$$

$$F_m = 259025 \text{ N}$$

Conocidas las cargas resultantes se determina el esfuerzo máximo en el perno y en el material con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad (3.45)$$

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A} \quad (3.46)$$

Donde:

$A =$  Área de contacto entre las placas

Por lo tanto:

$$\sigma_b = 749 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 0.8 \text{ N/mm}^2$$

Con la siguiente ecuación se puede determinar el factor de seguridad para los pernos.

$$n = \frac{\sigma_b A_t - F_i}{C m P} \quad (3.47)$$

Donde:

$P =$  Carga por perno

$m =$  Factor multiplicador

Con los 44 pernos, además del factor multiplicador igual a 2 se tiene que:

$$n = 15.26$$

De acuerdo a esto se prueba que el diámetro y el número de pernos es el adecuado para el presente proyecto. El perno es un M24x3 de longitud y calidad 10.9 con una precarga del 90%.

### 3.8.2.2 Cálculo Dinámico

Con los datos obtenidos del diseño estático se procede a determinar las cargas fluctuantes y se calcula los componentes de los esfuerzos:

La fuerza alternante y la fuerza media se calculan mediante las siguientes ecuaciones<sup>25</sup>:

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (3.48)$$

$$F_{med} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (3.49)$$

Por tanto al sustituir los valores se obtiene:

$$F_{alt} = 509 \text{ N}$$

$$F_{med} = 264200 \text{ N}$$

De las fuerzas calculadas se procede a determinar los esfuerzos, medio y alternante para el perno con la ayuda de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{alt} = k_f \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (3.50)$$

$$\sigma_{med} = k_{fm} \frac{F_{med}}{A_t} \quad (3.51)$$

---

<sup>25</sup> NORTON ROBERT, "Diseño de Máquinas", 4ª Edición, Ed. McGraw Hill, 1999, Pg. 923-924

Donde:

$k_f$  = Factor de concentración de esfuerzo de fatiga para elementos roscados

$k_{fm}$  = Factor de concentración de esfuerzos medios, para pernos precargados

$$\sigma_{alt} = 4.33 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_{med} = 749 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Se determina el esfuerzo a la precarga inicial mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_i = k_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (3.52)$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$\sigma_i = 747 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Además se determina el límite de resistencia a la fatiga corregido del elemento, para esto se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e \quad (3.53)$$

La resistencia a la fatiga es:

$$S_e' = 0.504 S_{ut}$$

$$S_e' = 520 \text{ N} / \text{mm}^2$$

El factor de superficie es igual a:

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (3.54)$$

$$a = 4.51 \quad b = -0.265$$

$$K_a = 0.7166$$

El factor de tamaño es igual a:

$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad (3.55)$$

$$K_b = 0.9437$$

El factor de carga es:

$$K_c = 1$$

El factor de temperatura es igual a:

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad de 90% se tiene:

$$K_e = 0.897$$

Por lo tanto el límite de resistencia a la fatiga corregido es:

$$S_e = 316.42 \text{ N} / \text{mm}^2$$

El factor de seguridad a la fatiga puede calcularse empleando la línea de Goodman, se la determina con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \sigma_a} \quad (3.56)$$

Por tanto el factor de seguridad a la fatiga es:

$$n = 1.8$$

Con esto se demuestra que el perno escogido es el adecuado para el presente caso.

### 3.9 DISEÑO DEL DESAGUE

#### 3.9.1 DISEÑO DEL LA TUBERÍA DE DESAGÜE

A continuación se realiza el cálculo del diámetro de la tubería de desagüe necesaria para la máquina. Para lo cual se utiliza el principio de Torricelli<sup>26</sup> que dice; la velocidad de salida de un líquido a través de un orificio practicado en el fondo o en las paredes del recipiente que lo contiene, es igual a la que adquiere cayendo libremente desde la superficie del líquido, por lo que se tiene:

$$V = \sqrt{2 g h} \quad (3.57)$$

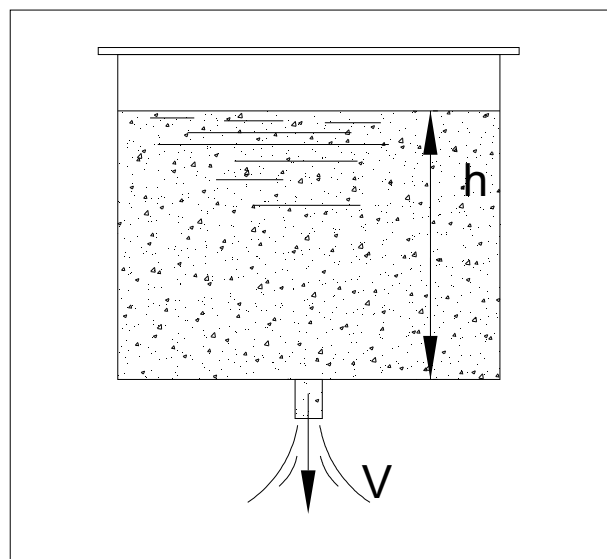
Donde:

$V$  = Velocidad de salida

$h$  = Altura del líquido en el tanque

$g$  = Constante gravitacional

La figura 3.19 muestra un diagrama del principio de Torricelli.



**Figura 3.19** Principio de Torricelli.

<sup>26</sup> LARBURU N. "Prontuario de Máquinas" 6ª Edición, Ed., Paraninfo, 1994, Pg. 149

A esta velocidad se la relaciona con el área, con las siguientes ecuaciones:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (3.58)$$

$$Q = V_{cil} * A \quad (3.59)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.60)$$

Donde:

$Q$  = Caudal de salida

$V_{cil}$  = Volumen del cilindro

$A$  = Área del tubo de desagüe

$t$  = Tiempo de vaciado

$d$  = Diámetro del tubo desagüe

El tiempo de vaciado del cilindro es 60 segundos, este tiempo se lo toma por la recomendación<sup>27</sup> de expertos textileros, esto para evitar tiempos muertos innecesarios en la producción. Al relacionar las ecuaciones (3.57, 3.58, 3.59, 3.60) se tiene que el diámetro del tubo de desagüe es:

$$d = \sqrt{\frac{4 V_{cil}}{\pi t V}}$$

Entonces se tiene que:

$$d = 179.64 \text{ mm}$$

Por tanto el diámetro del tubo de desagüe será igual a 180 mm.

---

<sup>27</sup> Ing. ORLANDO RAMÍREZ "Fabicon S.A."

### 3.9.2 SISTEMA DE APERTURA Y CIERRE DEL DESAGÜE

Para la apertura y cierre del desagüe se escoge un sistema neumático, esto se lo hace en función de su bajo costo.

Para esto se calcula la fuerza que debe soportar el sistema neumático, esto se lo hace con las siguientes fórmulas:

$$F_{agua} = g * m_{agua} \quad (3.61)$$

Donde:

$$F_{agua} = \text{Peso del agua dentro de la carcasa}$$

$$m_{agua} = \text{Masa de agua}$$

Reemplazando valores la presión es:

$$P = 2940 \text{ N}$$

Con este dato se busca en catálogos<sup>28</sup> especializados en neumática y se escoge el modelo DNCB-80-250-PPV-A que tiene los siguientes datos mostrados en la tabla 3.9:

**Tabla 3.9** Datos del cilindro neumático seleccionado

PRESION DE FUNCIONAMIENTO	FUERZA EN AVANCE	FUERZA EN RETROCESO	DIAMETRO EMBOLO	CARRERA
6 (bar)	3016 (N)	2721 (N)	80 (mm)	250 (mm)

Con esta tabla se procede a la construcción de la caja de desagüe donde va a estar alojado el pistón.

**Fuente:** Propia

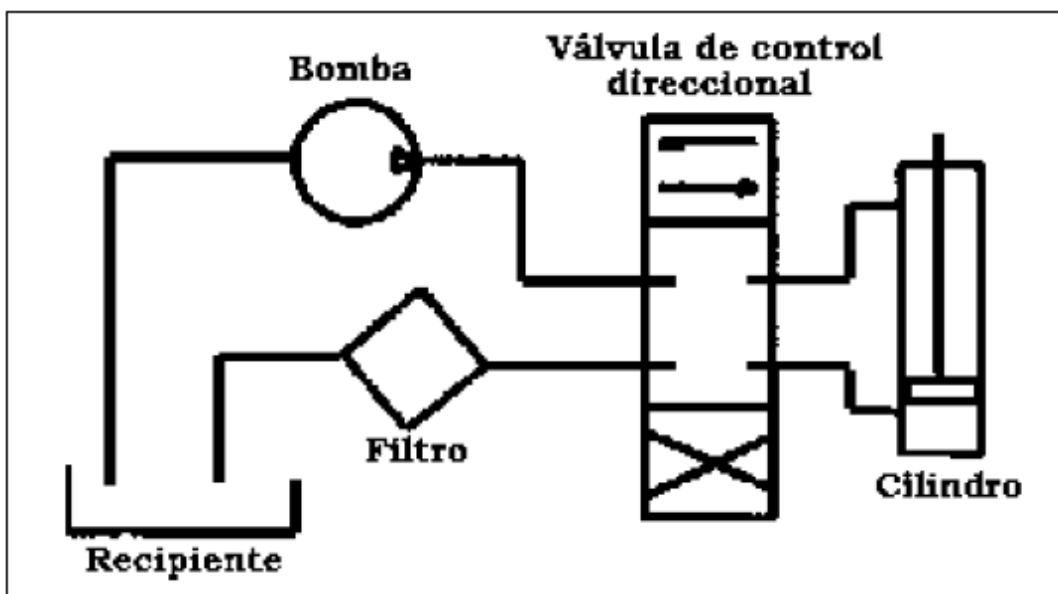
**Elaboración:** Propia

<sup>28</sup> FESTO “Cilindros Normalizados”, Pg.9

### 3.10 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para empezar el diseño del sistema hidráulico, se menciona la ley básica que rige este fenómeno establecida por Pascal "La presión en cualquier punto en un líquido estático es la misma en cualquier dirección y ejerce una fuerza igual en todas las áreas", es decir, como los fluidos son prácticamente incompresibles, la fuerza mecánica puede ser dirigida y controlada por medio de fluidos a presión.

En la figura 3.20 se muestra un esquema del circuito que conforma este sistema.



**Figura 3.20** Diagrama de funcionamiento del sistema hidráulico

Para el diseño se utiliza un cilindro de doble efecto o de doble vástago. Esta configuración es deseable cuando se necesita que el desplazamiento volumétrico o la fuerza sean iguales en ambos sentidos.



La tabla 3.10 se muestra las dimensiones y datos del cilindro hidráulico.

**Tabla 3.10** Datos del cilindro hidráulico seleccionado<sup>29</sup>

<b>PRESION DE FUNCIONAMIENTO</b>	<b>DIAMETRO EMBOLO</b>	<b>CARRERA</b>	<b>MODELO</b>
1.44 (bar)	50 (mm)	500 (mm)	PMC-21020

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Con esta tabla se procede a la selección de la bomba dando las siguientes características mostradas en la tabla 3.11:

**Tabla 3.11** Datos del cilindro hidráulico seleccionado<sup>30</sup>

<b>PRESION DE FUNCIONAMIENTO</b>	<b>TIPO</b>	<b>GPM</b>	<b>MODELO</b>
1.44 (bar)	engranes	16.9	SP25A32A9H2-R

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

La figura 3.21 muestra la bomba hidráulica seleccionada.

<sup>29</sup> FLUIDICA CIA.LTDA., Proforma ver Anexo C

<sup>30</sup> FLUIDICA CIA.LTDA., Proforma ver Anexo C



**Figura 3.21** Bomba hidráulica seleccionada

Los accesorios que se utilizan para la conexión de la bomba con el pistón se presentan en la proforma enviada por FLUIDICA CIA. LTDA., ver anexo C.

### **3.11 DISEÑO DEL SISTEMA DE BISAGRA**

Se trata de un sistema de bisagra que incluye un pasador (conocido también como bisagra de 3 cuerpos), este es el que recibe todo el esfuerzo de flexión que se genera durante el levantamiento de la máquina dado por el sistema hidráulico al momento de la descarga del producto.

#### **3.11.1 DISEÑO ESTÁTICO DEL PASADOR**

Para el pasador se utiliza un eje de las siguientes características, se escogen estas medidas en base al volumen que se maneja durante el levantamiento:

La tabla 3.12 muestra las dimensiones del eje de la bisagra.

**Tabla 3.12** Datos del pasador de la bisagra

<b>MATERIAL</b>	<b>DIAMETRO</b>	<b>LONGITUD</b>	<b>Sy</b>	<b>Sut</b>
SAE 1018	50 mm	210 mm	310 MPa	510 MPa

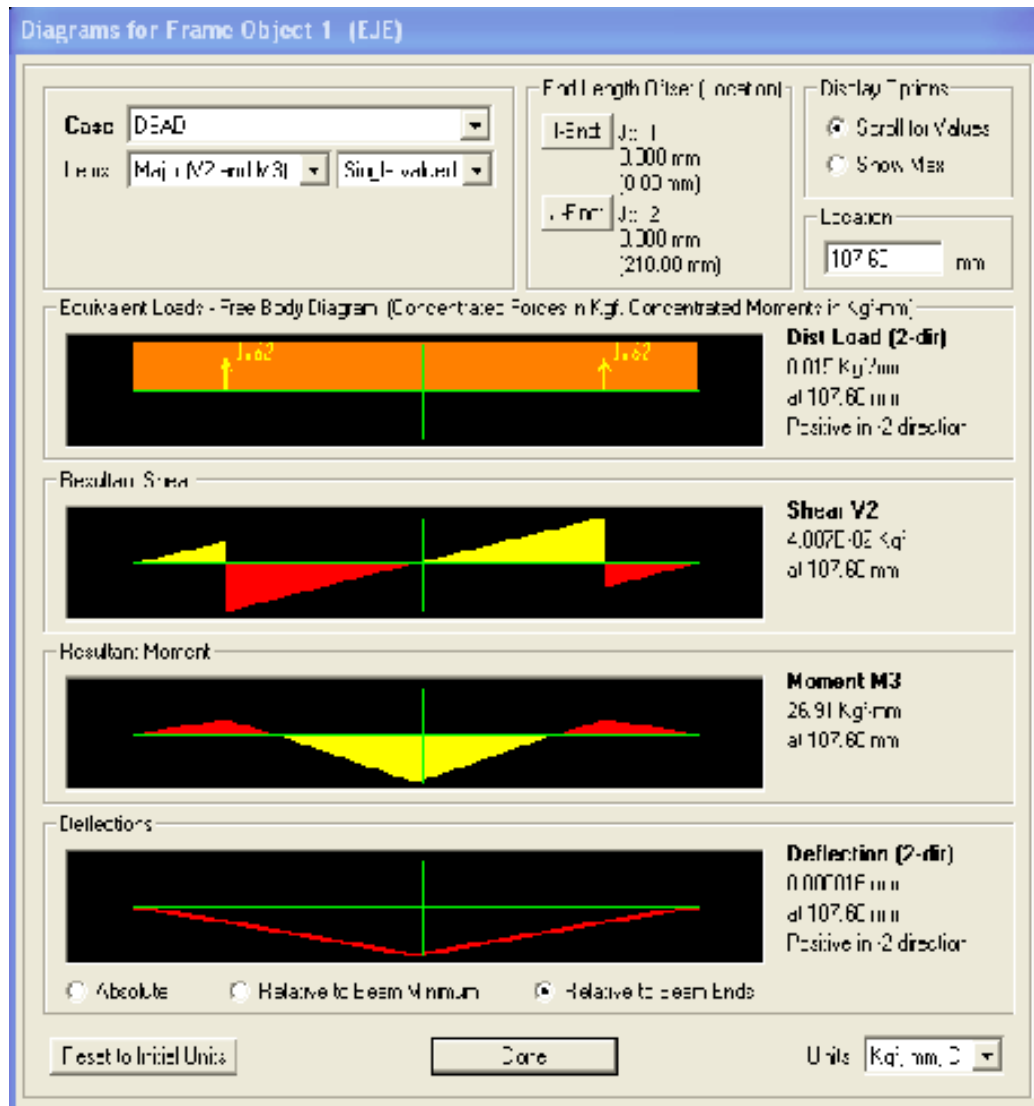
**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

Con estos datos se calcula la fuerza y el momento flector en el programa SAP2000 obteniendo los siguientes resultados y mostrados en la figura 3.22:

$$F_{eje} = 107 \text{ N}$$

$$M_{eje} = 2.84 \text{ N-m}$$



**Figura 3.22** Datos obtenidos para el eje en el programa SAP2000

**Fuente:** SAP 2000 V10

Con estos datos se procede como en el ítem 3.4 donde se diseña el eje motriz. Entonces para el esfuerzo resultante se tiene:

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \left[ (8M + Fd)^2 + 48T^2 \right]^{1/2}$$

Como no existe momento torsor, el esfuerzo resultante se debe solo al momento flector y es:

$$\sigma' = 284 \text{ KPa}$$

Este esfuerzo resultante debe ser menor o igual al esfuerzo admisible que se define por:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n}$$

Con un factor de seguridad igual a 2 y reemplazando valores el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{adm} = 155 \text{ MPa}$$

Por tanto como se puede observar el esfuerzo admisible es mucho mayor que el esfuerzo resultante.

### 3.11.2 DISEÑO DINÁMICO DEL PASADOR

Se procede igual que en el ítem 3.4:

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi d^3} \left[ \left( \frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Donde para obtener el valor de  $S_e$ , se utiliza lo siguiente:

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

Con los siguientes valores:

$$S_e' = 257 \text{ MPa}$$

$$K_a = 0.86$$

$$K_b = 0.82$$

$$K_c, k_d = 1$$

$$K_e = 0.81$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$S_e = 146.8 \text{ MPa}$$

Como no se tiene momento torsor y despejando para el factor de seguridad la ecuación anterior queda igual a:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 K_f M_a}$$

El factor de seguridad dinámico es:

$$n = 34.4$$

Por lo tanto el eje no falla.

## 3.12 DISEÑO DEL BASTIDOR

### 3.12.1 DISEÑO DE LA BASE FIJA

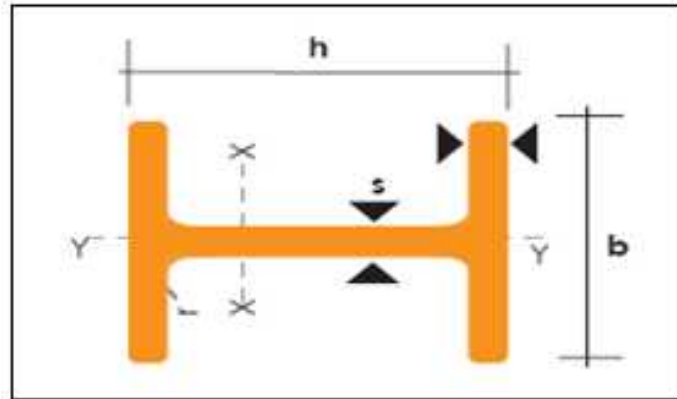
Una vez que se han calculado y seleccionado todas las partes de la máquina, se procede a diseñar la base a la cual está fija la máquina. Para esto se empieza escogiendo un material estructural adecuado, para el presente caso se escoge un perfil tipo I de ala ancha conocido en nuestro medio como HEB140, cuyas dimensiones son las mostradas en la tabla 3.13:

**Tabla 3.13** Datos del perfil HEB140

<b>MATERIAL</b>	<b>h</b> <b>(mm)</b>	<b>b</b> <b>(mm)</b>	<b>s</b> <b>(mm)</b>	<b>t</b> <b>(mm)</b>	<b>r</b> <b>(mm)</b>	<b>I<sub>x-x</sub></b> <b>(cm<sup>4</sup>)</b>	<b>Peso</b> <b>(Kg/m)</b>
ASTM A36	140	140	7	12	12	1510	33.70

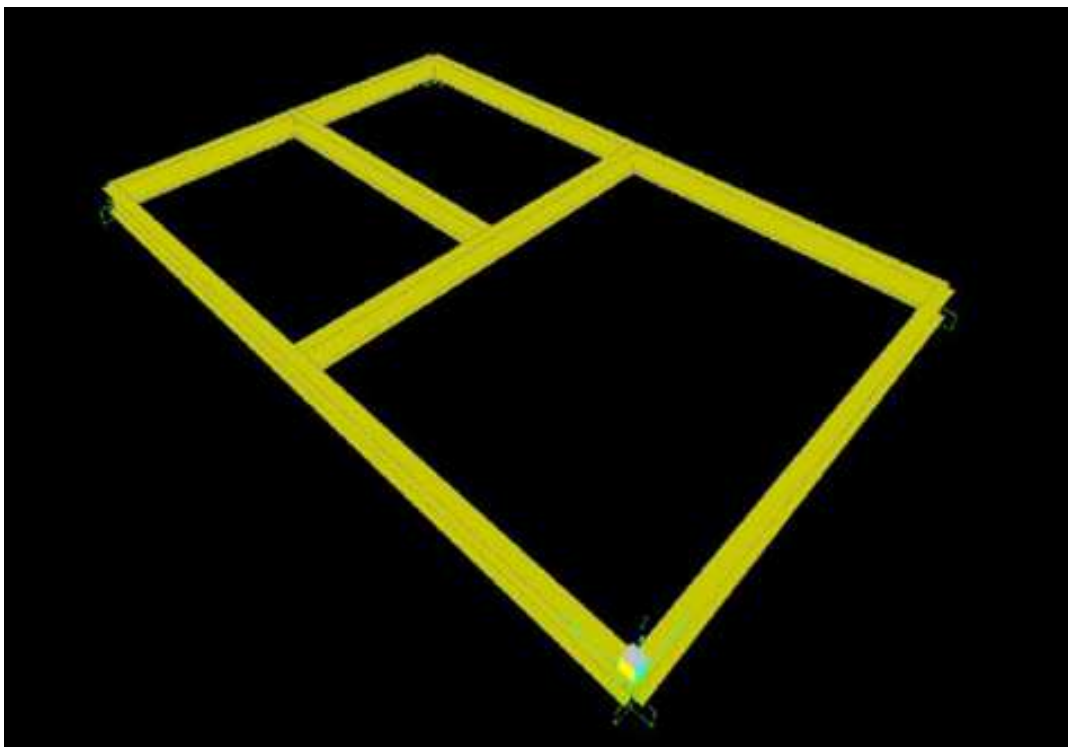
**Elaboración:** Propia

En la figura 3.23 se detalla las dimensiones del perfil usado.



**Figura 3.23** Medidas del perfil HEB 140

El diseño estructural de la base fija se muestra en la figura 3.24:



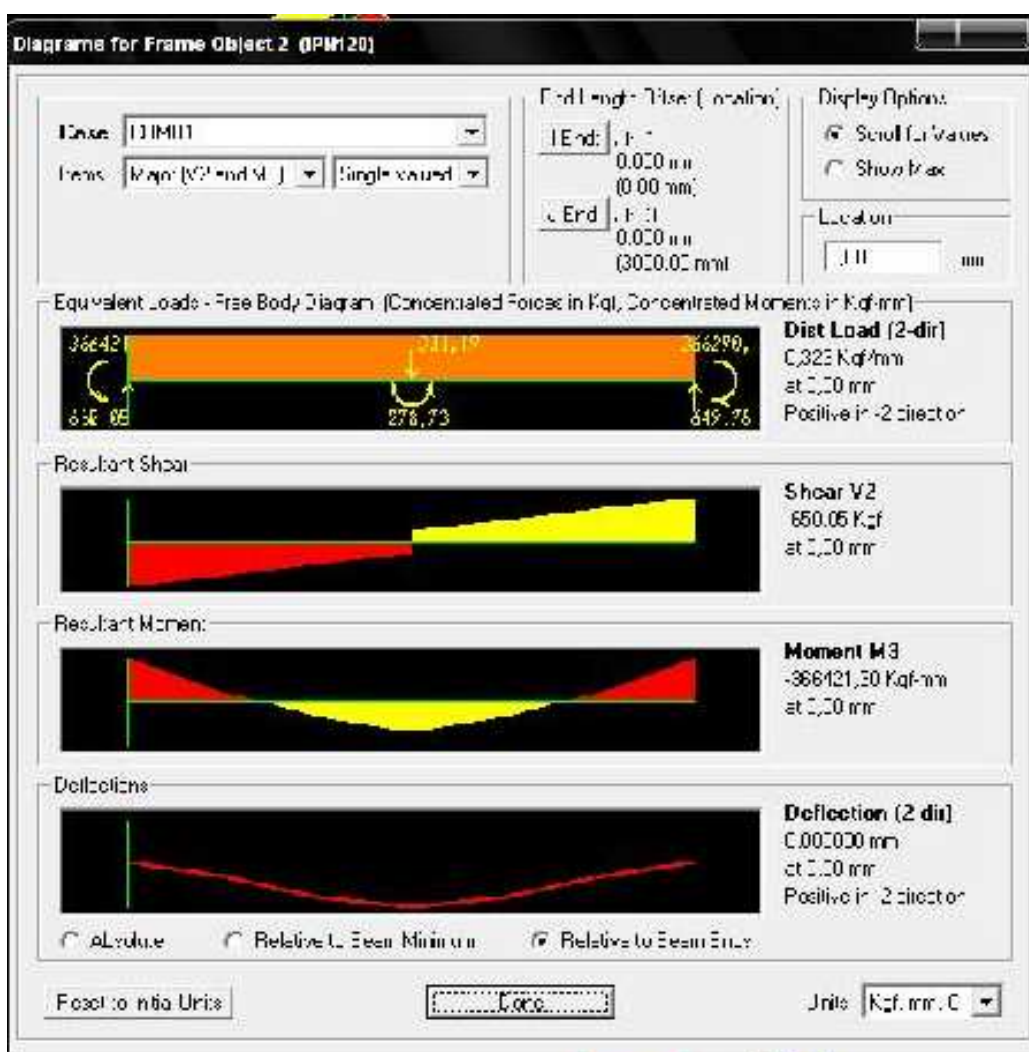
**Figura 3.24** Forma de la base fija

**Fuente:** SAP 2000 V10

Con estos datos se calcula los esfuerzos a los que esta sometida la base en el programa SAP 2000 V10, obteniendo los siguientes resultados que se muestran en la figura 3.25:

$$F_{\text{viga}} = 650 \text{ Kgf}$$

$$M_{\text{viga}} = 366290 \text{ Kgf} - \text{mm}$$



**Figura 3.25** Datos obtenidos en el programa SAP 2000 para la base fija

**Fuente:** SAP 2000 V10



Se calcula el esfuerzo al que está sometida la viga con la siguiente expresión:

$$\sigma_{viga} = \frac{M_{viga} c}{I_{x-x}}$$

Donde:

$M_{viga}$  = Momento flector máximo en la viga.

$c$  = Distancia desde el centro de rotación al extremo de la viga.

$I_{x-x}$  = Momento de inercia de la viga respecto del eje X-X.

En consecuencia el esfuerzo es:

$$\sigma_{viga} = 24.93 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Este se compara con el esfuerzo admisible de la viga, el esfuerzo admisible se calcula con la siguiente fórmula, en donde el factor de seguridad escogido es igual a 2, se tiene entonces que:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \gg \sigma_{viga}$$

Por lo tanto el esfuerzo admisible es igual a:

$$\sigma_{adm} = 124 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Como se puede notar el esfuerzo admisible es mucho mayor que el esfuerzo en la viga, teniendo que el perfil escogido es el adecuado para el presente caso.

### 3.12.2 DISEÑO DE LA BASE MOVIL

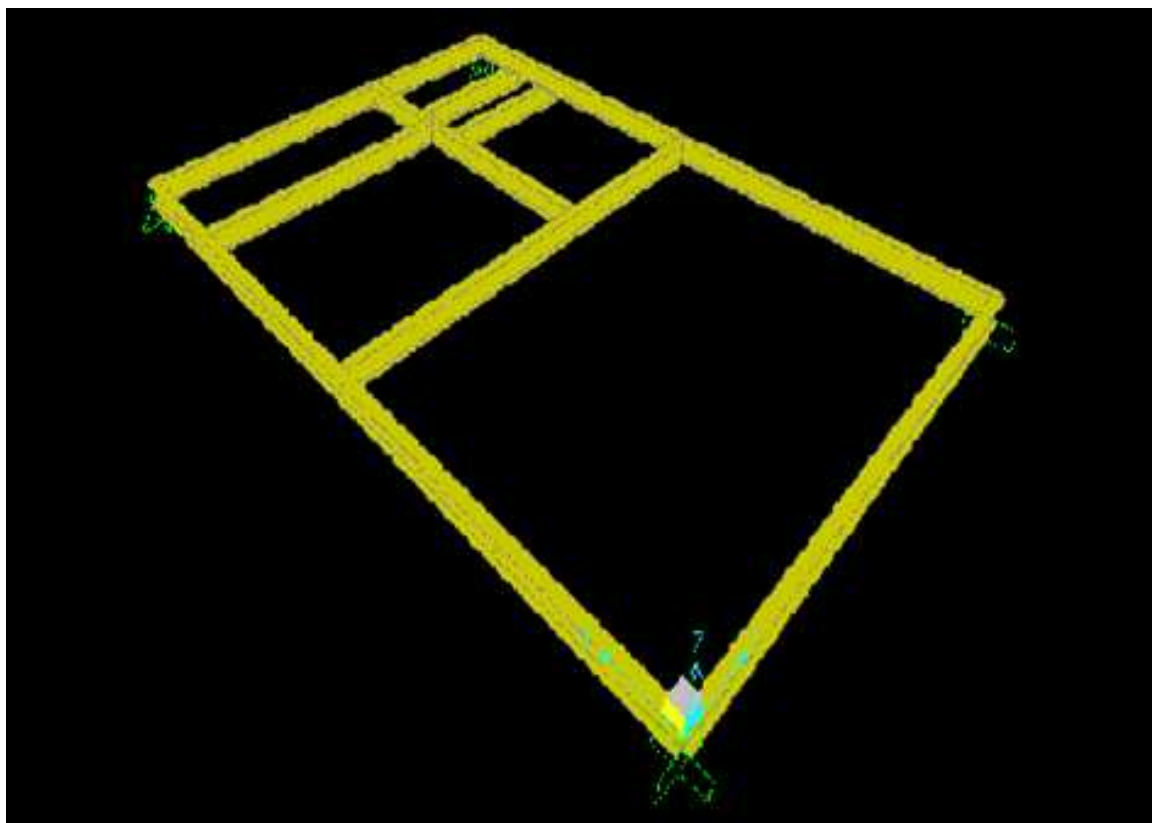
Para la base móvil se escoge un perfil HEB 120 y se procede como en el ítem anterior, las dimensiones del perfil seleccionado están dadas en la tabla 3.14.

**Tabla 3.14** Datos del perfil HEB120

<b>MATERIAL</b>	<b>h</b> <b>(mm)</b>	<b>B</b> <b>(mm)</b>	<b>s</b> <b>(mm)</b>	<b>t</b> <b>(mm)</b>	<b>r</b> <b>(mm)</b>	<b>I<sub>x-x</sub></b> <b>(cm<sup>4</sup>)</b>	<b>Peso</b> <b>(Kg/m)</b>
ASTM A36	120	120	6.5	11	12	864	26.70

**Elaboración:** Propia

La forma de la base móvil esta dada en la figura 3.26:



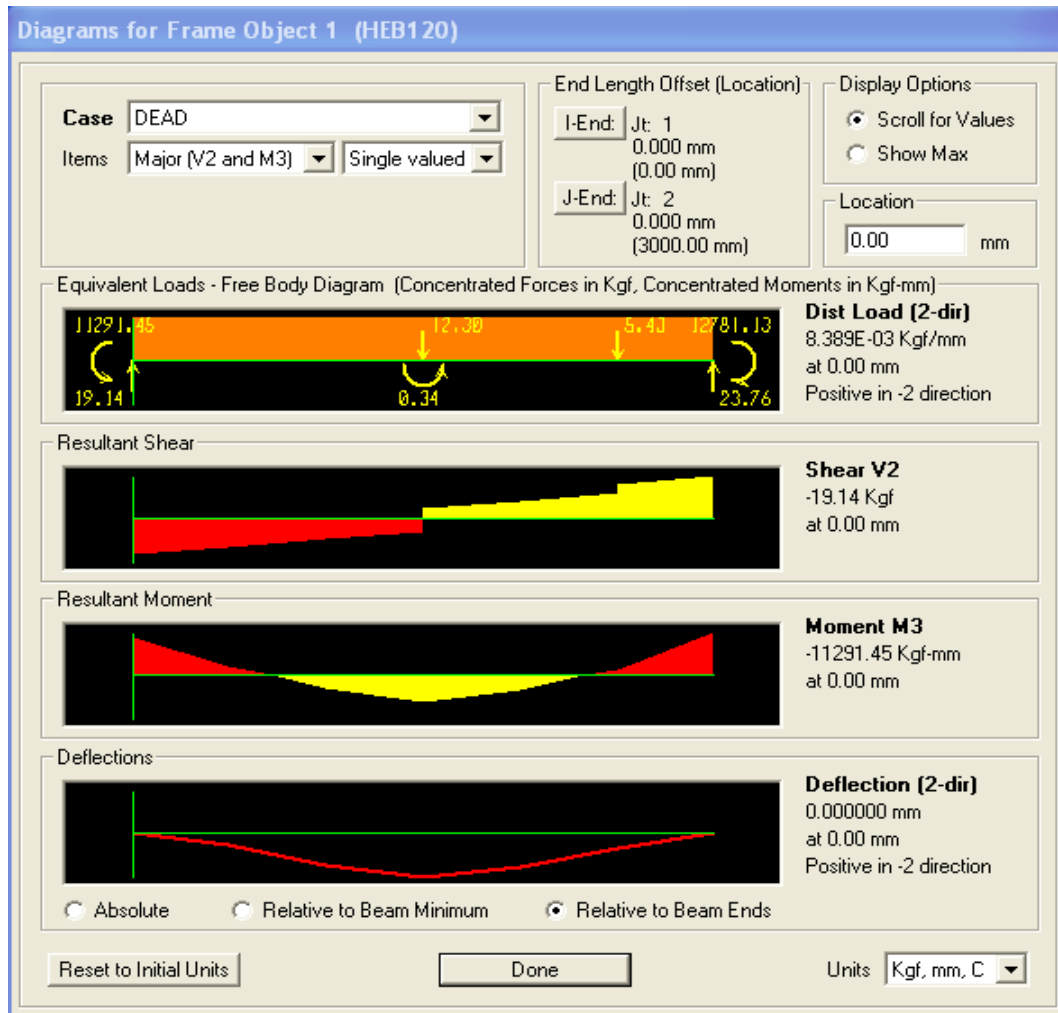
**Figura 3.26** Forma de la base móvil

**Fuente:** SAP 2000 V10

Con los datos del catálogo para este perfil se calcula los esfuerzos a los que esta sometida la base móvil en el programa SAP 2000 V10, obteniendo los siguientes resultados mostrados en la figura 3.27.

$$F_{\text{viga}} = 23.76 \text{ Kgf}$$

$$M_{\text{viga}} = 12781.13 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$



**Figura 3.27** Datos obtenidos en el programa SAP 2000 para la base móvil

Entonces se tiene que:

$$\sigma_{\text{viga}} = 21.5 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Con lo cual el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{\text{adm}} = 124 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Como se puede notar el esfuerzo admisible es mucho mayor que el esfuerzo en la viga, por lo tanto en perfil escogido es el adecuado para el presente caso.

Finalizado el diseño se elaboran los respectivos planos de taller y de montaje, los mismos que se representan en el anexo E.

## **CAPITULO IV**

# **CONSTRUCCION, MONTAJE, PRUEBAS DE CAMPO Y COSTOS DE FABRICACIÓN**

### **4.1 GENERALIDADES**

Una vez concluido el correspondiente análisis, diseño y selección de los diferentes elementos que constituyen la lavadora; se procede a la construcción de cada uno de los mismos.

La construcción de la máquina no representa gran dificultad, puede realizarse en un lugar que disponga de máquinas y herramientas apropiadas para llevar a cabo este objetivo.

### **4.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.**

En la construcción de la máquina es necesario determinar:

- Requerimientos para la construcción:
- Máquinas y equipos que se va utilizar en la construcción.
- Herramientas.
- Instrumentos de medición y verificación.
- Materia prima
- Elementos seleccionados.
- Elementos a construir.
- Hoja de procesos.

#### **4.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.**

Para la construcción de la lavadora se utilizan equipos, herramientas, para la conformación de la misma, a continuación se detalla algunos de los equipos, herramientas, materia prima, elementos seleccionados, elementos a construir.

#### **4.2.2 MÁQUINAS Y EQUIPOS:**

Cizalla hidráulica, baroladora, fresadora, moladora, esmeril, torno, soldadora eléctrica (SMAW, TIG), oxicorte, cortadora por plasma, taladro vertical y manual, máquina abrillantadora, grúa manual (teclé), equipo de pintura.

#### **4.2.3 HERRAMIENTAS:**

Brocas, fresas, útiles de torneear, machuelos, discos de corte y desbaste, escuadras, limas, martillo, llaves, rayador.

#### **4.2.4 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN:**

Calibrador o pie de rey, flexómetro, escuadra, galga.

#### **4.2.5 MATERIA PRIMA.**

Eje acero inoxidable AISI 304, plancha de acero inoxidable AISI 304 1220x2440x4/9/12 mm, perfiles HEB 140/120, planchas de acero ASTM A36 1220x2440x1.4/6/12/19 mm, ejes de transmisión SAE 1018, barra perforada o cilindro hueco ASTM A381, vidrio templado de 6mm.

#### **4.2.6 ELEMENTOS NORMALIZADOS Y SELECCIONADOS.**

Motorreductor eléctrico de 15 Hp, rodamientos, soportes de pie, pernos acero ASTM A36/ AISI 304, sistema hidráulico y neumático, poleas, bandas, empaques, accesorios de tubería.

#### **4.2.7 LISTADO DE ELEMENTOS A CONSTRUIR.**

Eje principal, tambor, estructura base, carcasa, puerta, bisagras, seguros, bases.

#### **4.2.8 HOJA DE PROCESOS.**

Se realiza hojas de procesos de los elementos principales que conforman la máquina en las que se detallaran cada uno de los procedimientos que se debe seguir para obtener los diferentes elementos que se va a construir.

Estas están detalladas en el ANEXO A

#### **4.3 MONTAJE DE LA MÁQUINA**

El montaje de la máquina se realiza siguiendo la secuencia de numeración de planos y piezas. Ver el plano de conjunto LAV.2009.001 que se encuentra en el ANEXO E.

#### **4.4 PRUEBAS DE CAMPO**

Una vez construida la máquina se debe proceder con las pruebas en el equipo basándose en el protocolo de pruebas con la finalidad de comparar los datos obtenidos con los datos de diseño.

##### **4.4.1 MATERIALES Y EQUIPOS A UTILIZAR EN LAS PRUEBAS DE CAMPO**

Para las pruebas de campo se utiliza los siguientes materiales y equipos:

- Flexómetro
- Calibrador pie de rey
- Cronometro
- Piedra Cinasita
- Agua

##### **4.4.2 PROCEDIMIENTO A SEGUIR PARA LAS PRUEBAS**

Para realizar el control y las pruebas se sigue el siguiente procedimiento:

- Verificar que las medidas principales coincidan con las de los planos de diseño ayudándose para esto del flexómetro y el calibrador pie de rey según sea el caso.
- Verificar que los equipos (motorreductor, poleas, pistón neumático e hidráulico, bomba) estén bien conectados según especificaciones del fabricante.
- Encender la máquina y verificar el funcionamiento de todos los sistemas que componen la lavadora, ayudándose del cronometro realizar 3 ciclos de 10 minutos de encendido y giro del tambor en vacío. Después de cada ciclo probar el sistema de desagüe y el sistema de descarga.
- Luego de la prueba en vacío se procede a la prueba con carga, para esto se realiza la simulación del proceso de reducción como sigue:
- Se abre la válvula de entrada de agua y con el cronometro se mide el tiempo de llenado.
- Se introduce la piedra cinasita simulando un proceso de reducción.
- Se deja que la lavadora funcione durante el periodo de duración del ciclo (60 minutos).
- Una vez finalizado el ciclo se hace funcionar el sistema de desagüe y se mide el tiempo que demora la máquina en ser vaciada.
- Una vez que la máquina esta sin agua se pone a funcionar el sistema hidráulico o de descarga y se verifica el ángulo de descarga, este debe coincidir con el ángulo con el que se diseño.

#### **4.5 COSTO DE FABRICACION DE LA MÁQUINA**

El estudio de costos del proyecto de la lavadora es el resultado de la recopilación de toda la información técnica obtenida en el estudio desarrollado en los capítulos



anteriores. Ésta etapa es importante para conocer el grado necesario de inversión.

El siguiente análisis incluye los costos que demanda la fabricación estructural, montaje de sistemas no estructurales y el equipamiento necesario para la operación de la máquina. Para esto se debe mostrar cuales son los recursos técnicos, humanos y económicos necesarios para poner en marcha la construcción del proyecto.

A continuación se presenta la tabla 4.1 en la que se especifican los rubros que intervienen en el presente proyecto.

**Tabla 4.1** Rubros que componen la inversión total

NUM.	RUBROS
1	Costo de materiales
2	Costo de elementos normalizados
3	Costo de fabricación
4	Costo de diseño
5	Imprevistos

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

A continuación se listan los materiales necesarios para cada parte de la máquina, esto para ayudar más adelante en este mismo capítulo en la obtención del costo total del proyecto.

#### **TAMBOR**

- Plancha Acero AISI 304 de 1220 x 2440 x 4 mm
- Eje Acero AISI 304 de  $\varnothing 32$  x 1320 mm
- Plancha ASTM A36 de 1220 x 2440 x 25 mm

- Brida ASTM A36 de  $\varnothing 450$  x 25 mm
- Eje Acero AISI 304 de  $\varnothing 44$  x 30 mm
- Platina Acero AISI 304 de 6000 x 50 x 6 mm

### **CILINDRO O CARCAZA**

- Plancha AISI 304 de 1220 x 2440 x 4 mm
- Plancha AISI 304 de 1220 x 1220 x 12 mm
- Platina AISI 304 de 6000 x 25 x 9 mm
- Vidrio templado circular (visor e = 6mm)
- Vidrio templado rectangular (visor de nivel de agua calibrado e = 6 mm)
- Empaque PTFE
- Pernos acero AISI 304 M24
- Pernos acero AISI 304 M10

### **EJE PRINCIPAL**

- Eje acero AISI 304 diámetro 150 x 1300 mm
- Barra perforada ASTM A381 200 x 140 x 100 mm
- Brida acero ASTM A36 diámetro 350 x 19 mm
- Empaquetadura de PTFE y grafito
- Soporte de pie modelo SNH 230 TG
- Rodamientos SKF 22230 CC / W33
- Lengüeta 32x22x120 mm

## **BASES**

- HEB 140
- HEB 120
- Plancha acero ASTM A36 de 1220 x 2440 x 19 mm
- Plancha acero ASTM A36 de 1220 x 2440 x 12 mm

## **OTROS**

### **Sistema de Desagüe**

- Pistón neumático diámetro de embolo 80 x 250 mm de carrera
- Tubo acero AISI 304 diámetro 180 x 2000 mm
- Bridas acero AISI 304 diámetro 240 x 2 mm
- Empaque PTFE
- Pernos acero AISI 304 M6

### **Sistema Hidráulico**

- Bomba de engranes modelo SP25A32A9H2-R
- Pistón hidráulico modelo PMC-21020
- Ejes transmisión SAE 1018 diámetro 50 x 210 mm
- Plancha acero ASTM A36 de 19 mm

### **Sistema Motriz**

- Motorreductor 15 HP
- Polea conductora de diámetro 250 mm de 4 canales Tipo C
- Polea conducida de diámetro 630 mm de 4 canales Tipo C

- Bandas trapezoidales C162
- Plancha acero ASTM A 36 de 12 mm
- Plancha acero ASTM A 36 de 1,4 mm

Una vez listados los materiales y piezas normalizadas que intervienen en el proyecto, se hace una breve referencia de cada uno de los rubros mencionados en la tabla 4.1, es así que se tiene:

#### **4.5.1 COSTO DE MATERIALES**

Este costo hace referencia a los materiales utilizados en la fabricación de la lavadora y que no están normalizados, es decir que son utilizados para la construcción en el taller; por ejemplo; planchas de acero, ejes, tubería, etc.

#### **4.5.2 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS**

Estos elementos son de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser modificados para su utilización, así se tiene elementos como; pernos, poleas rodamientos, soportes de rodamientos, etc.

#### **4.5.3 COSTO DE FABRICACIÓN**

En este rubro se considera tanto el costo del esfuerzo realizado por la persona calificada, como el transporte y montaje de los componentes de la máquina.

En todo proyecto es necesario considerar un rubro de imprevistos, los que se pueden suscitar en el transcurso del mismo, el cual se considera es del 5% del costo total de la lavadora.

#### **4.5.4 COSTO DE DISEÑO**

El costo de diseño de la lavadora se calcula en base al tiempo que ha llevado desarrollar el proyecto. En la tabla 4.2 se especifican los valores utilizados para determinar el costo de diseño.

**Tabla 4.2** Costo de diseño

VALOR X HORA	HORAS X MES	MESES	COSTO TOTAL
USD 15	30	6	USD 2.700

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

#### 4.5.5 COSTO TOTAL

El costo total es la suma de todos los rubros anteriormente mencionados, este costo se presenta en la Tabla 4.3.

**Tabla 4.3** Costo Total de la lavadora

NUM.	RUBROS	COSTO TOTAL (\$)
1	Costo de materiales	16,280.00
2	Costo de elementos normalizados	5,410.00
3	Costo de fabricación	5,730.00
4	Costo de diseño	2,700.00
5	Imprevistos	1,510.00
<b>COSTO TOTAL (USD)</b>		<b>31,630.00</b>

**Fuente:** Propia

**Elaboración:** Propia

El costo total del proyecto asciende a un valor de 31.630 dólares americanos.

Se debe tener en cuenta que en el costo no esta incluido el margen de ganancia que tiene la empresa constructora, puesto que este margen es propio de cada constructor.

## CAPITULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez concluido el desarrollo del proyecto, en el presente capítulo se resumen los aspectos más importantes que se obtuvieron a partir de la investigación y planteamiento de las alternativas de diseño, así como las ventajas que ofrece el diseño escogido para las necesidades y requerimientos del mercado.

#### 5.1 CONCLUSIONES

- El proyecto de titulación cumple con el objetivo de la presente tesis, el cual es el diseño de una lavadora vertical de 400 kilogramos que satisface con los parámetros funcionales y requerimientos operacionales planteados al inicio de este trabajo.
- Esta lavadora tiene una buena aceptación entre los textileros ecuatorianos puesto que el costo de fabricación nacional de la máquina es inferior al costo de la misma al ser importada, aunque siempre se puede mejorar el diseño y el costo a medida que el mercado lo requiera.
- El análisis de costos del proyecto, demuestra que se ha optimizado en gran medida la utilización de recursos para la realización del proyecto. El costo total asciende a un valor de 31630 dólares americanos, es importante indicar que este valor no incluye el margen de ganancia para el constructor.
- Los planos de taller se presentan en forma clara, concisa y cumpliendo con las normas de dibujo, con todas las indicaciones necesarias y suficientes para efectuar una construcción relativamente fácil.
- La alternativa seleccionada cumple satisfactoriamente con los requerimientos del mercado, y se ha obtenido un elemento que se rige a las normas y estándares tanto nacionales como internacionales, de construcción, manejo y seguridad, existentes en la actualidad.

- La experiencia adquirida en el desarrollo del presente proyecto de titulación, se considera de una gran valía en la formación profesional y personal de los autores.

## **5.2 RECOMENDACIONES**

- Se sugiere para realizar la construcción de la lavadora contratar mano de obra calificada (soldadores); por cuanto las juntas soldadas de los elementos constitutivos de la máquina tienen que estar libres de defectos de soldadura.
- Se deben seguir todas las normas de seguridad industrial para realizar los distintos trabajos con los equipos utilizados en la construcción de la máquina.
- Se recomienda someter todas las partes de acero ASTM A36 a un tratamiento anticorrosivo antes de ser pintado.
- El tambor, debe ser alineado y balanceado correctamente antes de montar la carcasa, se debe asegurar el correcto acople de esta con el tambor antes de que entre en funcionamiento la máquina.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Hernán J., TABLAS PARA LA INDUSTRIA METALÚRGICA, 3ª edición, editorial Reverte, 1984.

Perry R, BIBLIOTECA DEL INGENIERO QUIMICO, 5ª edición, editorial McGraw-Hill, EEUU 1988.

INEN, CODIGO DEL DIBUJO TECNICO-MECANICO, INEN, Quito, 1989.

Eugene Megyesy, MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN, editorial Limusa, México 1992.

Larburu N, PRONTUARIO DE MÁQUINAS, 6ª Edición, editorial, Paraninfo Madrid 1994.

Singer, RESISTENCIA DE MATERIALES, editorial Harla, México 1994

Norton Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS, 4ª edición, editorial McGraw Hill, México 1999.

Shigley J., DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, 6º edición, editorial McGraw-Hill, México 2002.

Ing. Carla Bauab, MANUAL DE LAVANDERÍA Y TINTORERÍA, Índigos y Brines.

IVAN BOHMAN C.A., MATERIALES DE INGENIERÍA.

SKF, CATÁLOGO GENERAL.

CHESTERTON, CATÁLOGO DE EMPAQUETADURAS.

INDUSTRIAS TAMU, CATÁLOGO DE PERNOS.

FESTO, CILINDROS NORMALIZADOS.

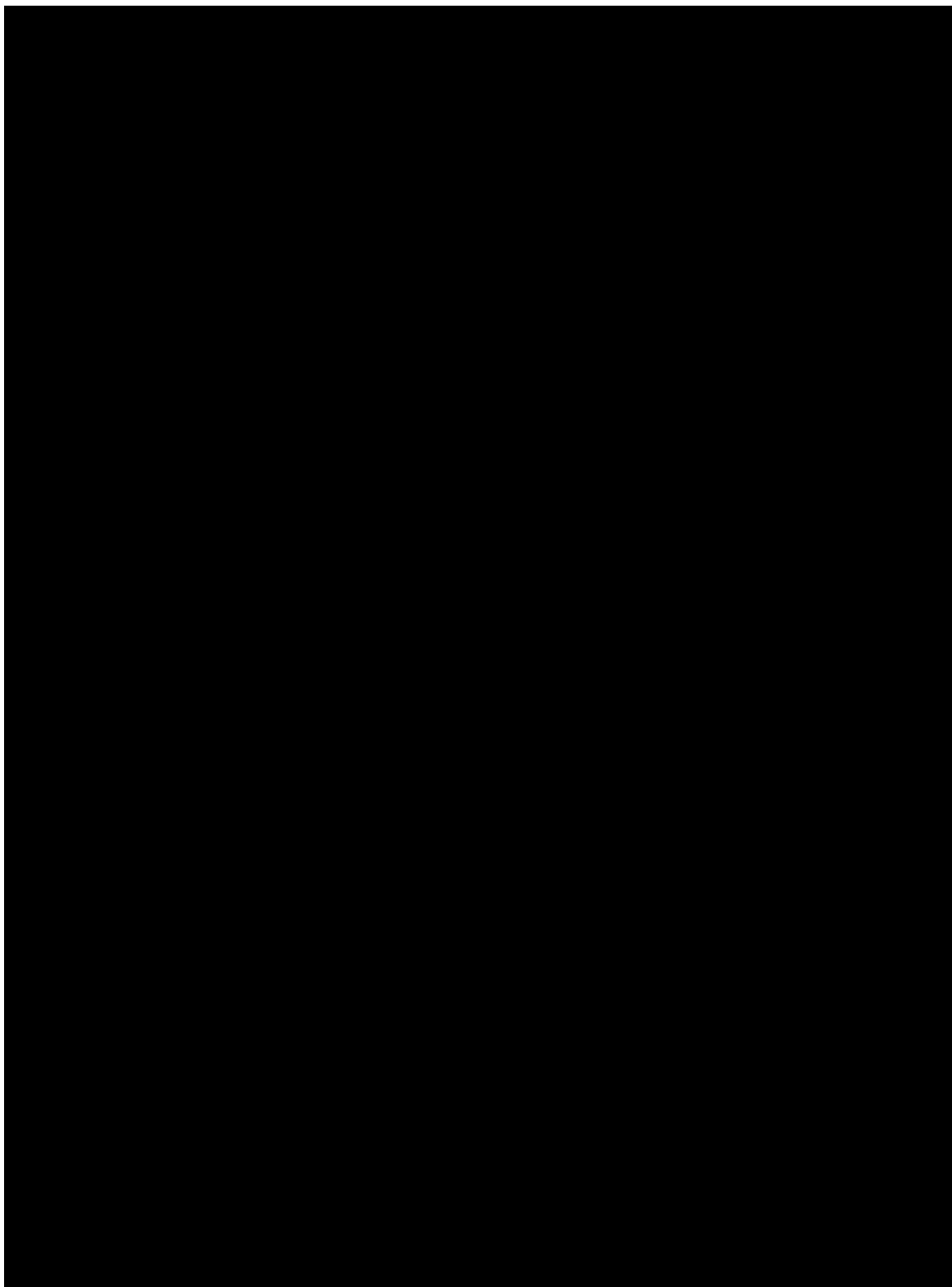
<http://monografias/estudiodelagua/durezadelagua.com>

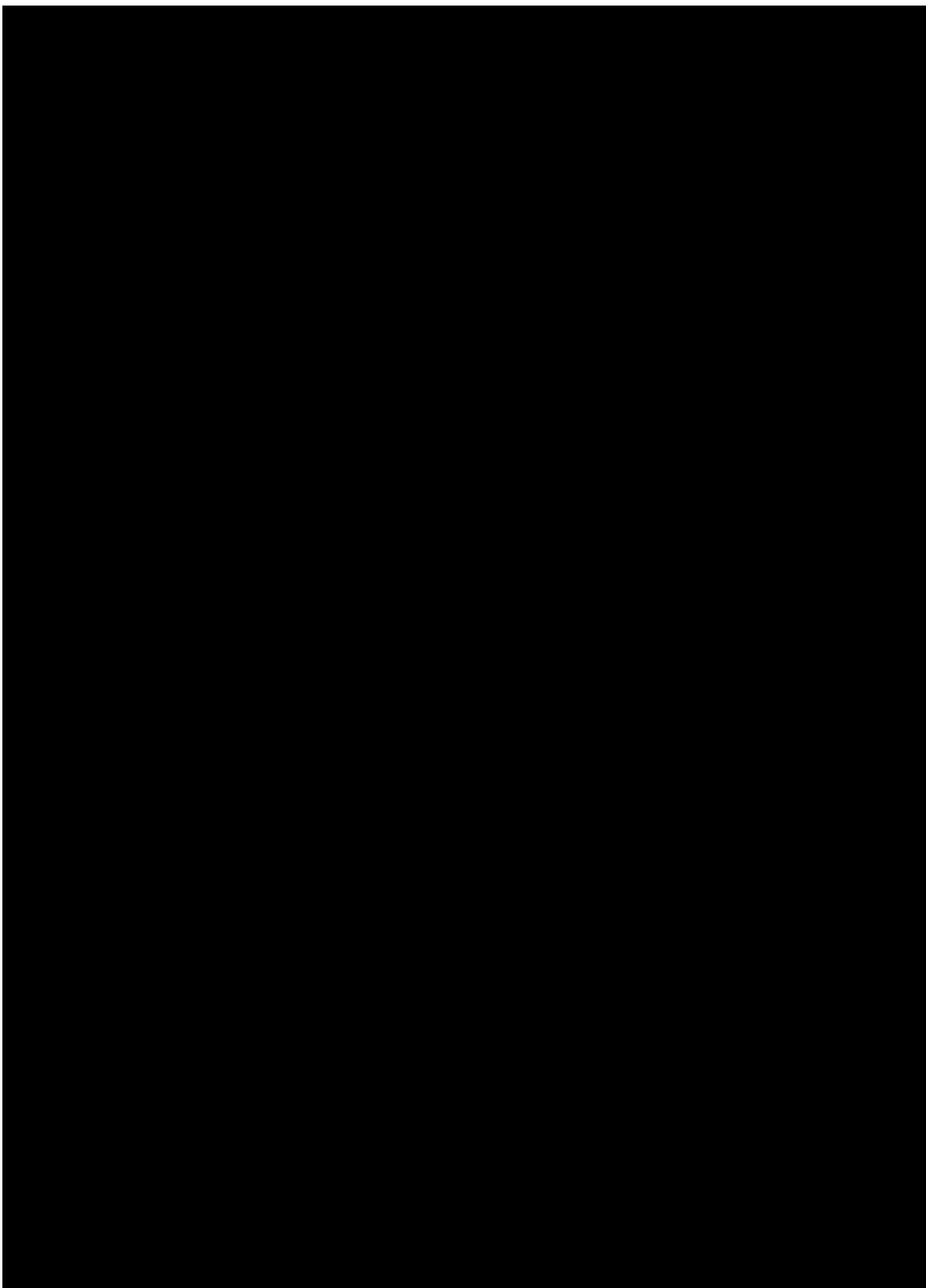


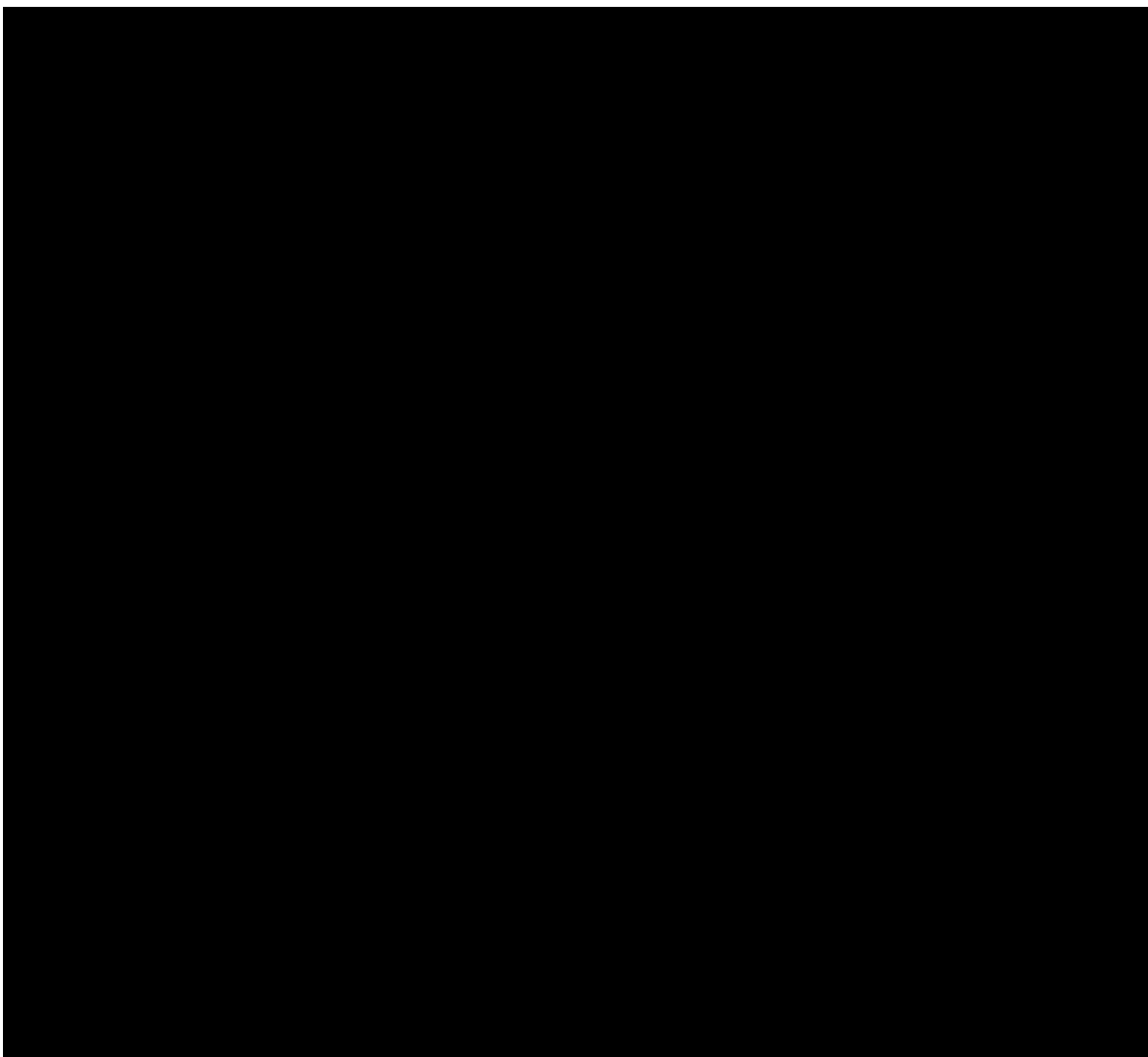
## **ANEXOS**

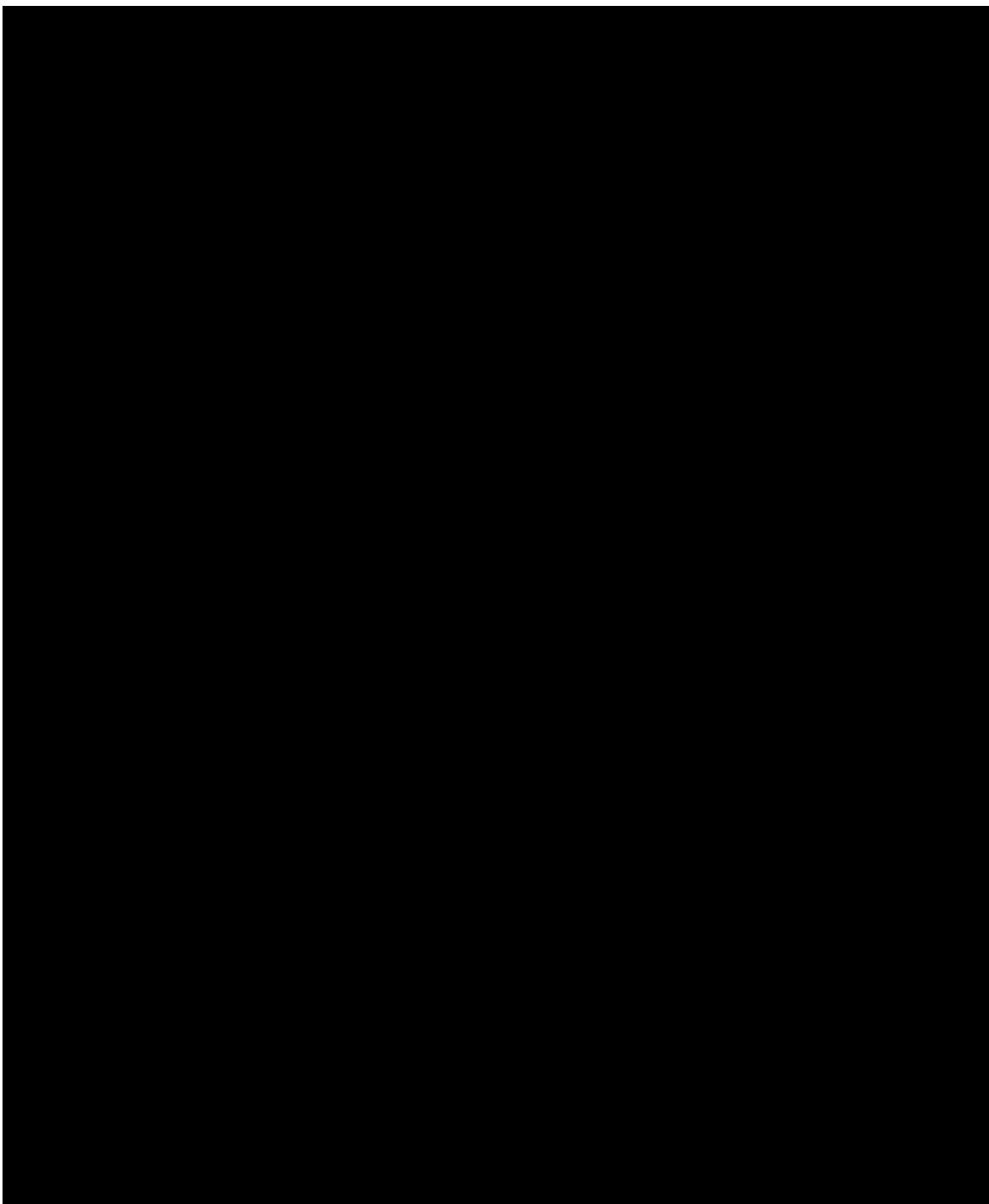
## **ANEXO A. GUIA DE CONSTRUCCION DE LAS PIEZAS.**

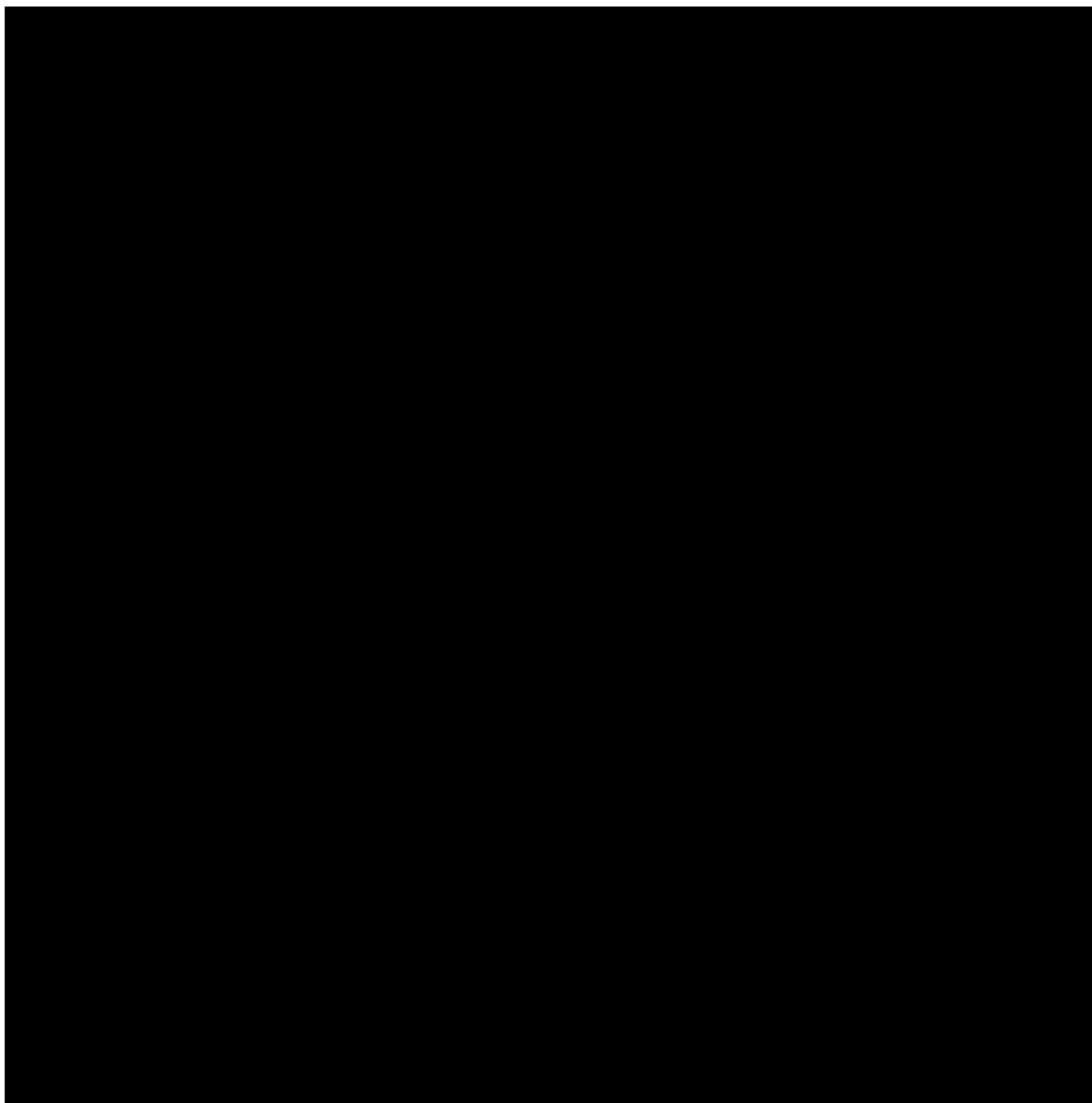
En este anexo se presenta una guía de construcción de las piezas que constituyen la máquina que es objeto de la tesis, estos servirán de referencia para la construcción de la lavadora.

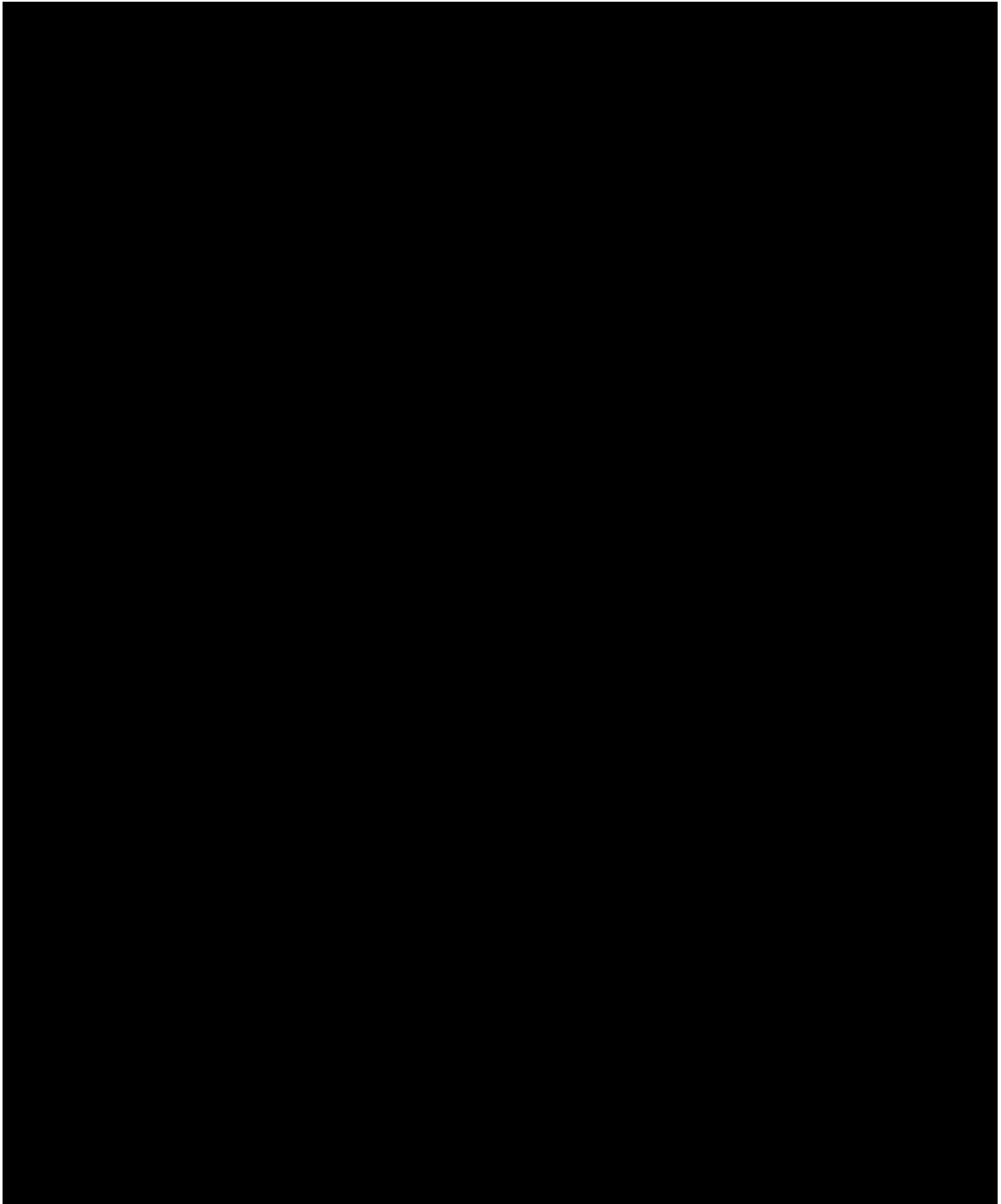




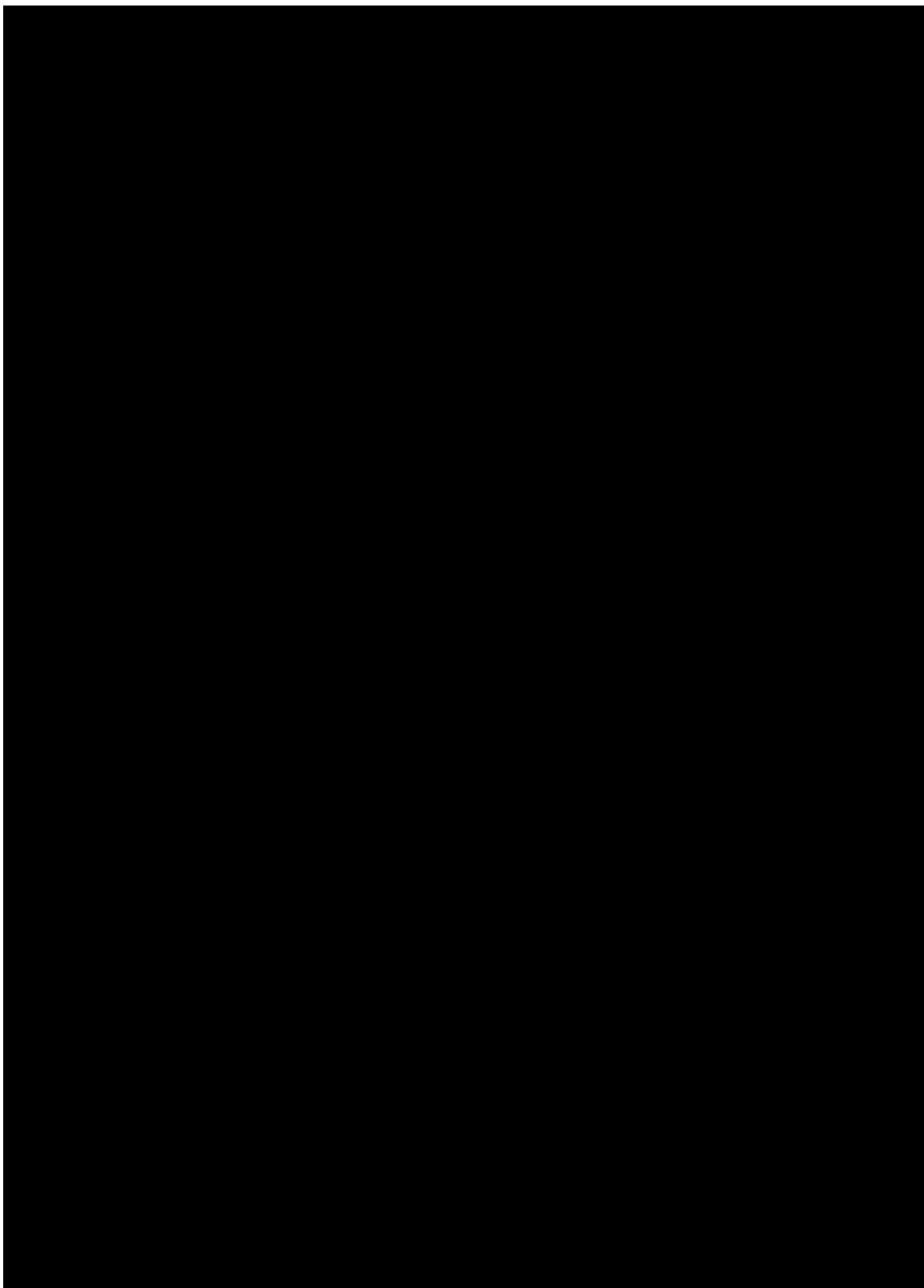












## **ANEXO B. COSTOS DE MATERIALES**

A continuación se presenta el costo de los materiales mas representativos que intervienen en el presente proyecto.

### **1. ACERO ASTM A36**

Costo unitario = 1.10 \$ / kilogramo.

### **2. ACERO AISI 304**

Costo unitario = 9.50 \$ / kilogramo

### **3. ACERO SAE 1018**

Costo unitario = 6.00 \$ / kilogramo

### **4. ACERO ASTM A381**

Costo unitario = 3.80 \$ / kilogramo

### **5. VIGAS HEB**

Costo unitario = 2.50 \$ / kilogramo

### **6. MOTORREDUCTOR 15HP**

Costo unitario = 2114.00 \$

### **7. SISTEMA NEUMATICO**

Costo unitario = 486.00 \$

### **8. SISTEMA HIDRAHULICO**

Costo unitario = 1843.54 \$

### **9. JUEGO DE POLEAS**

Costo unitario = 840.00 \$

## **ANEXO C. DATOS TECNICOS DEL EQUIPO**

**Dimensiones: largo 3000 mm; ancho 2080 mm; altura 2700 mm.**

**Peso aproximado: 3000 kilogramos**

**Capacidad: 400 kilogramos**

**Consumo de agua: 300 litros / hora**

**Producción: 200 prendas / hora**

**Potencia del motor: 15 Hp**

## **ANEXO D. MATERIALES UTILIZADOS**

En este anexo se insertan copias de los datos principales de los materiales utilizados para la construcción de la máquina. Estos datos fueron conseguidos de las diferentes empresas importadoras de materiales que existen en el país.

## ANEXO E. PLANOS DE CONTRUCCION Y MONTAJE

### LISTA DE PLANOS

CODIGO	PIEZA
LAV.2009.001	LAVADORA VERTICAL DE 400 KILOGRAMOS
LAV.2009.101	BASE FIJA
LAV.2009.102	BASE MOVIL
LAV.2009.103	TAPA FRONTAL CILINDRO
LAV.2009.104	PUERTA
LAV.2009.105	TOLVA PARA QUIMICOS
LAV.2009.106	REFUERZO FRONTAL
LAV.2009.107	EJE MOTRIZ
LAV.2009.108	CUBRE POLEAS
LAV.2009.109	BRIDA SOPORTE
LAV.2009.110	TAMBOR
LAV.2009.002	BISAGRA DE PUERTA
LAV.2009.201	EJE
LAV.2009.202	BISAGRA
LAV.2009.003	BISAGRA
LAV.2009.301	PLACA BASE
LAV.2009.302	OREJA INFERIOR
LAV.2009.303	OREJA SUPERIOR
LAV.2009.304	BOCIN
LAV.2009.305	EJE
LAV.2009.306	TAPA

## **ANEXO F. FORMATO PROTOCOLO DE PRUEBAS**

En este anexo se presenta el formato para el control de las medidas y funcionamiento de la máquina.

## PROTOCOLO DE PRUEBAS

### VERIFICADORES:

LUIS ALBERTO ALBIA VERA

JORGE WASHINGTON LIGÑA ORTEGA

### 1. VERIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES

Realizar las mediciones necesarias es la lavadora vertical para comparar con las dimensiones de diseño.

DIMENSIONES PRINCIPALES				
DIMENSIONES (MM)	DISEÑO	PROTOPTIPO	ACEPTACIÓN	
			SI	NO
LARGO TOTAL	3000			
ANCHO TOTAL	2240			
ALTURA TOTAL	2440			

### 2.- VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES.

Verificar el funcionamiento de los componentes que conforman la máquina.

VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES			
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		
	BUENO	REGULAR	MALO
Sistema de transmisión			
Sistema neumático			
Sistema hidráulico			

### 3.- TRABAJO SIN CARGA

Verificar el normal funcionamiento de la lavadora sin carga.

VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES						
Ciclos (Min)	FUNCIONAMIENTO					
	Sistema motriz		Sistema de desagüe		Sistema hidráulico	
	Falla	No falla	Falla	No falla	Falla	No falla
15-30						
30-60						

### 4. TRABAJO CON CARGA

Verificar la capacidad y calidad del lavado.

VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES								
Ciclos	(Min)		FUNCIONAMIENTO					
	Sistema de desagüe		Sistema motriz		Tiempo de llenado		Hermeticidad de la carcaza	
	Falla	No falla	Falla	No falla	Falla	No falla	Falla	No falla
15-30								
30-60								

### 5. ACEPTACIÓN

Si

No