

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EXTRACTOR CENTRÍFUGO PARA  
ALMIDÓN DE YUCA**

**AUTOR:  
EDISON FERNANDO CUÑAS BAUTISTA**

**DIRECTOR:  
ING. PATRICIO QUITIAQUEZ**

**Quito, Diciembre del 2014**

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO  
DEL TRABAJO DE GRADO**

Yo, Edison Fernando Cuñas Bautista, declaro bajo juramento que el trabajo descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que además se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el documento.

A través de la presente declaración, cedo el derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

**EDISON FERNANDO CUÑAS BAUTISTA**

**C.I. 171308551-0**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el Sr. Edison Fernando Cuñas Bautista, bajo mi supervisión.

---

**Ing. Patricio Quitiaquez**  
**DIRECTOR DEL PROYECTO**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a los profesores de la Universidad Politécnica Salesiana, en especial a mi Director de Tesis Ing. Patricio Quitiaquez, por haberme brindado sus conocimientos y apoyo en la elaboración del presente proyecto.

## **DEDICATORIA**

A Dios y mi padre Fernando, por haberme guiado por el buen sendero de la educación y fortalecido con conocimientos a lo largo de mi carrera.

A mi hermosa familia, en especial a mi esposa Consuelo por brindarme su amor, a mis hijos Maykel y Fernando, por regalarme cada día una esperanza de vida y alegría.

A mis suegros Isidro y María, junto con Antonio mi cuñado que han estado junto a mí a lo largo de mi carrera.

A mi madre Rosa, mis hermanas Ruth y María José, por su buen compañerismo y deseos de superación.

Y a todas las personas particulares, como Hugo Tipán que han sabido colaborar y contribuir al buen profesionalismo.

## **JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA**

En la Parroquia de Canuto Cantón Chone Provincia MANABÍ, existen productores que procesan la extracción de almidón de yuca manualmente, necesitando mucha mano de obra para obtener el producto.

La construcción de una máquina que permita sustituir el proceso manual mediante un accionamiento centrífugo al producto beneficiará en la reducción de tiempos de operación y reducirá costos de mano de obra.

Para solucionar el problema, se establece diseñar y construir una máquina que cuente con un proceso operativo de manejo mediante los estudios de capacidad y justificativos técnicos para lograr un buen nivel de rendimiento.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una máquina extractora centrífuga para almidón de yuca generando rentabilidad en la producción.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar una máquina capaz de procesar 30Kg de masa rayada por ciclo de trabajo.
- Definir los parámetros de diseño que inciden en el proceso constructivo de la máquina.
- Diseñar el mecanismo utilizando normas, tecnología actualizada, equipos, materiales y accesorios existentes en el mercado.
- Elaborar guías de funcionamiento de la máquina, para una correcta operación.

## **HIPÓTESIS**

### **HIPÓTESIS GENERAL**

- Mediante el diseño de la máquina, proporcionándole un movimiento centrífugo al producto se obtendrá una mejor separación de soluto-agua, mejorando la calidad y rendimiento.

### **HIPÓTESIS ESPECÍFICAS**

- La investigación de campo ayudará a recolectar información directa del sitio, para evaluar las muestras reales y obtener datos para el diseño del mecanismo.
- El reemplazo de un movimiento manual a un centrífugo semiautomático optimizará tiempos, mano de obra, y aumentará el rendimiento.
- El equipo contará con un manual tanto de mantenimiento como de operación para el correcto funcionamiento.

## ÍNDICE GENERAL

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE GRADO .....	II
CERTIFICACIÓN .....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
DEDICATORIA .....	V
JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	VI
OBJETIVOS .....	VII
OBJETIVO GENERAL.....	VII
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	VII
HIPÓTESIS.....	VIII
HIPÓTESIS GENERAL.....	VIII
HIPÓTESIS ESPECÍFICAS .....	VIII
ÍNDICE GENERAL.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS .....	XVII
RESUMEN.....	XIX
ABSTRACT.....	XX
INTRODUCCIÓN .....	XXI
CAPÍTULO I.....	1
DESARROLLO DEL ESTUDIO DEL EXTRACTOR CENTRÍFUGO PARA ALMIDÓN DE YUCA .....	1
1.1 Procesamiento de la yuca .....	1
1.1.1 Pelado manual.....	1
1.1.2 Rallado.....	1
1.1.3 Extracción manual .....	2
1.1.4 Sedimentación.....	2

1.1.5 Secado.....	3
1.1.6 Empacado.....	4
1.2 Aplicaciones del almidón de yuca.....	4
1.2.1 Productos alimentarios.....	4
1.2.2 Productos no alimentarios.....	4
1.3 Selección de alternativas.....	5
1.3.1 Extracción manual.....	5
1.3.2 Extracción centrífuga.....	5
1.3.3 Criterios de selección de alternativas.....	5
1.4 Principio del extractor centrífugo para almidón de yuca.....	7
1.4.1 Ventajas del extractor centrífugo.....	7
1.4.2 Desventajas del extractor centrífugo.....	7
1.5 Materiales a ser utilizados.....	7
1.5.1 Propiedades.....	8
1.5.2 Empleo.....	8
1.6 Teoría de diseño y ecuaciones a utilizar.....	8
1.6.1 Densidad.....	8
1.6.2 Presión.....	9
1.6.3 Recipientes cilíndricos de pared delgada.....	9
1.6.4 Tapas planas para tanques.....	10
1.6.5 Momento de inercia de masa.....	11
1.6.5.1 Segmento circular.....	12
1.6.5.2 Cilindro de pared delgada.....	14
1.6.5.3 Cilindro sólido.....	15
1.6.5.4 Placa para travesaños.....	15
1.6.5.5 Placa para tensor.....	16
1.6.5.6 Anillo circular.....	17
1.6.5.7 Disco circular.....	18
1.6.6 Teorema de ejes paralelos.....	19

1.6.6.1	Radio de giro .....	19
1.6.6.2	Rotación alrededor de un eje fijo .....	20
1.6.7	Teoría de la energía de la máxima distorsión .....	21
1.6.7.1	Caracterización de esfuerzos fluctuante.....	22
1.6.7.2	Esfuerzos en ejes .....	22
1.6.7.3	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	23
1.6.7.4	Componentes diversos de los ejes.....	27
1.6.8	Sujetadores roscados.....	28
1.6.8.1	Rigidez del sujetador.....	30
1.6.8.2	Rigidez del elemento.....	31
1.6.8.3	Uniones a tensión cargadas en forma estática.....	32
1.6.9	Cojinetes de contacto rodante .....	33
1.6.9.1	Efecto de carga-vida del cojinete .....	33
1.6.9.2	Relación carga-vida-confiabilidad .....	34
1.6.10	Soldadura .....	35
1.6.10.1	Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a torsión .....	35
1.6.10.2	Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.....	37
1.6.10.3	Resistencia de las uniones soldadas .....	38
1.6.11	Flujo de los fluidos .....	39
1.6.11.1	Velocidades de flujo en tuberías .....	40
1.6.11.2	Ecuación general de la energía.....	41
1.6.11.3	Potencia que requieren las bombas centrífugas .....	46
CAPÍTULO II	.....	47
DESARROLLO DEL MECANISMO	.....	47
2.1	Sistema de agitación centrífuga.....	47
2.1.1	Cálculo de la densidad de la yuca rayada .....	47
2.1.2	Selección del diámetro del tambor.....	47
2.1.3	Selección del espesor del tambor.....	48
2.1.4	Diseño de alabes internos del tambor .....	49
2.1.5	Diseño de tapas del tambor.....	51

2.1.6	Diseño de travesaños .....	52
2.1.7	Diseño de tensores .....	54
2.2	Sistema motriz del tambor.....	56
2.2.1	Selección del motorreductor .....	56
2.2.1.1	Inercia de la masa de yuca rallada.....	57
2.2.1.2	Inercia del tambor .....	59
2.2.1.3	Inercia del eje motriz.....	59
2.2.1.4	Inercia de travesaños .....	60
2.2.1.5	Inercia de alabes .....	61
2.2.1.6	Inercia de los tensores .....	62
2.2.1.7	Inercia de la brida.....	63
2.2.1.8	Inercia de anillos .....	64
2.2.1.9	Inercia de tapas del tambor .....	65
2.2.1.10	Cálculo de la aceleración angular .....	65
2.2.1.11	Cálculo de potencia del motorreductor .....	67
2.2.2	Diseño del eje motriz .....	68
2.2.2.1	Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo.....	70
2.2.2.2	Cálculo del diámetro del eje considerando cargas estáticas.....	71
2.2.2.3	Cálculo del diámetro del eje considerando cargas dinámicas .....	71
2.2.3	Cálculo del diámetro del pasador en el eje motriz.....	73
2.2.4	Cálculo de la chaveta cuadrada en el eje motriz .....	74
2.2.5	Diseño de pernos en la brida.....	76
2.3	Estructura de sujeción.....	79
2.3.1	Diseño de la estructura soportante .....	79
2.3.2	Diseño de apoyos del tambor.....	83
2.3.3	Selección de rodamientos .....	85
2.3.4	Diseño de la base del motorreductor.....	86
2.3.5	Análisis de soldadura .....	88
2.3.5.1	Soldadura de brida de sujeción .....	88
2.3.5.2	Soldadura en alabes.....	91

2.3.5.3 Soldadura en el tambor.....	95
2.3.5.4 Soldadura en la estructura soportante .....	98
2.4 Suministro de agua para la mezcla de yuca rallada.....	102
2.4.1 Caudal de suministro .....	102
2.4.2 Selección de tubería.....	103
2.4.3 Perdidas de energía en el sistema .....	103
2.4.4 Cálculo de la potencia de la bomba centrífuga .....	107
CAPÍTULO III.....	108
COSTOS .....	108
3.1 Análisis de los Costos Directos .....	109
3.1.1 Costos de Materiales Directos .....	109
3.1.2 Costos de Materiales Eléctricos.....	110
3.1.3 Costos de Accesorios Normalizados.....	111
3.1.4 Costos de Mecanizado .....	112
3.1.5 Costos de Mano de Obra.....	112
3.1.6 Costos Directos Totales .....	112
3.2 Análisis de los Costos Indirectos.....	113
3.2.1 Costos de Materiales Indirectos.....	113
3.2.2 Costos de Ingeniería.....	113
3.2.3 Costos Imprevistos.....	113
3.2.4 Costos Indirectos Totales.....	114
COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	114
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	115
Conclusiones .....	115
Recomendaciones.....	116
BIBLIOGRAFÍA.....	117
ANEXOS.....	118
Anexo 1. Manual de Operación y Mantenimiento .....	118

Manual de Operación .....	118
Manual de Mantenimiento.....	119
Anexo 2. Planos .....	120
Anexo 3. Montaje del Extractor Centrifugo para Almidón de yuca .....	121
Anexo 4. Diagramas Eléctricos del Extractor Centrifugo para Almidón de yuca ...	122
Diagrama de fuerza.....	122
Diagrama de control .....	123
Anexo 5. Catálogos .....	124

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Pelado manual de yuca .....	1
Figura 1. 2 Máquina artesanal para el rallado de la yuca.....	2
Figura 1. 3 Proceso de extracción manual de almidón de yuca .....	2
Figura 1. 4 Tanques de sedimentación.....	3
Figura 1. 5 Secado de almidón de yuca mediante calor solar .....	3
Figura 1. 6 Empacado de almidón de yuca .....	4
Figura 1. 7 Esfuerzo radial o transversal en las paredes del cilindro.....	9
Figura 1. 8 Sección transversal de tapa plana .....	10
Figura 1. 9 Forma de unión entre tapa y cilindro.....	10
Figura 1. 10 Valores de " E", para tipos de uniones de soldadura.....	11
Figura 1. 11 Momento de inercia alrededor del eje z.....	12
Figura 1. 12 Origen de los ejes en el centro del círculo.....	12
Figura 1. 13 Cilindro hueco .....	14
Figura 1. 14 Cilindro sólido .....	15
Figura 1. 15 Placa delgada .....	16
Figura 1. 16 Rectángulo delgado inclinado.....	17
Figura 1. 17 Anillo delgado .....	18
Figura 1. 18 Disco circular delgado .....	18
Figura 1. 19 Teorema de ejes paralelos.....	19
Figura 1. 20 Diagrama de cuerpo libre y cinético.....	20
Figura 1. 21 Teoría de Von Mises.....	21
Figura 1. 22 Rigidez del sujetador .....	31
Figura 1. 23 Compresión de un elemento con propiedades elásticas.....	32
Figura 1. 24 Voladizo de sección transversal rectangular soldado .....	37
Figura 1. 25 Sistema de flujo de un fluido que ilustra la ecuación de la energía.....	42
Figura 2. 1 Viga en voladizo con carga variable.....	49
Figura 2. 2 Platina para alabe .....	50
Figura 2. 3 Tapa lateral del tambor .....	51
Figura 2. 4 Representación de Travesaño-tensor .....	52
Figura 2. 5 Viga apoyada en los extremos-carga puntual .....	52
Figura 2. 6 Platina para travesaño .....	53

Figura 2. 7 Representación de tensor .....	54
Figura 2. 8 Viga apoyada en los extremos-carga puntual .....	54
Figura 2. 9 Platina para tensor.....	55
Figura 2. 10 Sección transversal del tambor con carga de yuca rallada .....	57
Figura 2. 11 Ubicación de travesaños alrededor del eje y' .....	60
Figura 2. 12 Ubicación de alabes alrededor del eje y' .....	61
Figura 2. 13 Diagrama de cuerpo libre y cinético.....	66
Figura 2. 14 Diagrama de cuerpo libre.....	68
Figura 2. 15 Cálculo del momento flector máximo .....	69
Figura 2. 16 Cálculo del momento flector máximo .....	69
Figura 2. 17 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.....	70
Figura 2. 18 Esfuerzos en la sección del pasador.....	73
Figura 2. 19 Esfuerzos en la sección de la chaveta .....	75
Figura 2. 20 Diseño estructura .....	79
Figura 2. 21 Diagrama cuerpo libre pórtico .....	80
Figura 2. 22 Diagrama cuerpo libre del tambor .....	83
Figura 2. 23 Apoyos del tambor.....	84
Figura 2. 24 Base Motorreductor .....	86
Figura 2. 25 Viga en voladizo .....	86
Figura 2. 26 Platina para base de motorreductor.....	87
Figura 2. 27 Cordón de soldadura en la brida .....	88
Figura 2. 28 Cordón de soldadura en alabe.....	91
Figura 2. 29 Cordón de soldadura en el tambor .....	95
Figura 2. 30 Cordón de soldadura en la estructura.....	99
Figura 2. 31 Sistema de suministro de agua.....	103

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Criterios de selección de alternativas.....	6
Tabla 1. 2 Propiedades mecánicas acero AISI 304 .....	8
Tabla 1. 3 Parámetros en el factor de la superficie .....	24
Tabla 1. 4 Factores de modificación por el tamaño .....	24
Tabla 1. 5 Factores de modificación por la carga .....	24
Tabla 1. 6 Factor de modificación por la temperatura .....	25
Tabla 1. 7 Factor de confiabilidad.....	25
Tabla 1. 8 Sensibilidad a la muesca “q” .....	26
Tabla 1. 9 Eje redondo con filete en el hombro en torsión .....	27
Tabla 1. 10 Dimensiones de chavetas cuadradas .....	28
Tabla 1. 11 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino .....	29
Tabla 1. 12 Especificaciones ASTM para pernos de acero.....	30
Tabla 1. 13 Recomendaciones de vida de cojinetes para varias maquinarias.....	34
Tabla 1. 14 Factores de aplicación de carga .....	35
Tabla 1. 15 Propiedades torsionales de las soldaduras de filete .....	36
Tabla 1. 16 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete .....	38
Tabla 1. 17 Factores de concentración de esfuerzo Kf .....	39
Tabla 1. 18 Cargas permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete .....	39
Tabla 1. 19 Selección del tamaño de tubería.....	40
Tabla 1. 20 Dimensiones de tubería.....	41
Tabla 1. 21 Factor de fricción en la zona de turbulencia .....	43
Tabla 1. 22 Resistencia de válvulas y acoplamientos .....	43
Tabla 1. 23 Valores de diseño de la rugosidad de tubo.....	44
Tabla 1. 24 Diagrama de Moody.....	45
Tabla 2. 1 Características tubo cuadrado acero AISI 304 .....	82
Tabla 3. 1 Costos de materiales directos .....	109
Tabla 3. 2 Costos de materiales eléctricos Elaborado por: Autor .....	110
Tabla 3. 3 Costos de accesorios normalizados .....	111
Tabla 3. 4 Costos de mecanizado .....	112
Tabla 3. 5 Costos de Mano de obra.....	112

Tabla 3. 6 Costos directos totales.....	112
Tabla 3. 7 Costos de materiales indirectos.....	113
Tabla 3. 8 Costos de ingeniería.....	113
Tabla 3. 9 Costos imprevistos.....	113
Tabla 3. 10 Costos indirectos totales.....	114
Tabla 3. 11 Costo total de la máquina.....	114

## **RESUMEN**

El presente proyecto tiene la finalidad de implementar una máquina en el proceso manual de extracción de almidón de yuca, el mismo que ocasiona bajo rendimiento en la producción. Se realizará una descripción del procesamiento de la yuca, para la obtención del almidón, siendo un producto aplicable en la industria alimenticia y no alimenticia. El proceso productivo consta de varias etapas de operación, como son: pelado manual, rayado, extracción manual y secado. El estudio se enfoca en la fase de extracción que es la separación soluto-liquido, para el desarrollo del tema propuesto se parte de un principio de agitación centrífuga, diseñando un tambor perforado que gire lentamente a una velocidad constante, para mezclarse internamente la masa de yuca rallada con el agua para extraer o filtrar el almidón, tomando en cuenta aspectos como factibilidad, viabilidad, calidad y mejor rendimiento. Se estudiará principios y fundamentos teóricos de diseño de máquinas; como el proceso es alimenticio se selecciona acero inoxidable para su construcción. El mecanismo de extracción centrífuga consta de partes principales como la estructura soportante, un sistema motriz y el sistema de agitación, cumpliendo con los objetivos propuestos en el mejoramiento de un proceso manual.

## **ABSTRACT**

This project aims to implement a machine in the process of manual removal of starch from cassava, the same that causes a low performance in the production. There will be a description of the processing of cassava, for the obtaining of the starch, being an applicable product in the food and non-food industry. The productive process consists of several stages of operation, such as: manual stripping, scratched, manual removal and drying. The study focused on the extraction phase that is the separation solute-fluid, for the development of the proposed topic is part of a principle of agitation centrifuge, designing a perforated drum that slowly turn at a constant speed, for internally mixed ground grated cassava with the water and to remove or filter the starch, taking into account aspects such as feasibility, practicality, quality and better performance. Principles and theoretical foundations of machine design will be explored, as the process is food is selected for its stainless steel construction. The mechanism of removing centrifuge consists of main parts such as the structure no supporting walls a drive system and the system of agitation, complying with the proposed objectives in the improvement of a manual process.

## INTRODUCCIÓN

En Ecuador, la yuca constituye un producto tradicional en el consumo de los nativos de la costa, sierra y oriente ecuatoriano, se conoce con el nombre científico de *Manihot Esculenta Crantz*; el mismo que presenta beneficios para consumo humano y animal por su alto contenido de carbohidratos, tolerante a la sequía, plagas, enfermedades, se puede cosechar en cualquier época del año, y conservar en épocas de escasez; además de las variedades de yucas amargas y dulces, las yucas dulces con bajo contenido de glucósidos pueden consumirse con procesos normales de cocción, mientras que las yucas amargas con alto nivel de esta substancias necesita de procesos más sofisticados para el consumo humano, estas se utilizan para procesos industriales.

Estudios de la FAO han determinado las ventajas que la yuca ofrece a los países productores y el poco conocimiento de los productos que se pueden obtener aprovechando la materia prima, esta situación da lugar a que la yuca sea poco competitiva en el mercado y su desarrollo tecnológico sea escasa y de poca calidad. A partir de la materia prima de la yuca obtenemos derivados en donde se obtienen productos industrializados como: harina de yuca, almidón, textiles, balanceados, cartoneras, alcohol para las industrias químicas, edulcorantes industriales etc. (Correa, 2007)

# CAPÍTULO I

## DESARROLLO DEL ESTUDIO DEL EXTRACTOR CENTRÍFUGO PARA ALMIDÓN DE YUCA

### 1.1 Procesamiento de la yuca

#### 1.1.1 Pelado manual

Una vez recolectadas las raíces de la planta de yuca, este proceso se ejecuta básicamente con las manos (figura 1.1), se secciona con un cuchillo la raíz logrando desprender la corteza, que es de un color café, quedando finalmente el producto de un color blanco.



**Figura 1. 1** Pelado manual de yuca  
**Elaborado por:** Autor

#### 1.1.2 Rallado

El rallado tiene como objetivo desprender los tejidos de la raíz para obtener el almidón que es una sustancia blanquecina.

Esta operación se realiza en una máquina fabricada artesanalmente en madera, que consta de un motor eléctrico, un tambor rallador de acero y la estructura de madera. El operador coloca manualmente la yuca pelada hacia la tolva de ingreso (figura 1.2), a medida que gira el tambor va triturando el producto, obteniendo la masa blanquecina lista para pasar a la etapa de extracción manual.



**Figura 1. 2** Máquina artesanal para el rallado de la yuca  
**Elaborado por:** Autor

### **1.1.3 Extracción manual**

En la fase de extracción manual, los operadores recolectan el producto rayado en recipientes, los cuales son vertidos en telas, las mismas que están sujetas sobre recipientes de hormigón armado de sedimentación. Un operador vierte el agua sobre la masa con recipientes pequeños (figura 1.3), inmediatamente los operadores comienzan a agitar con las manos el producto durante un tiempo aproximado de 6 horas.



**Figura 1. 3** Proceso de extracción manual de almidón de yuca  
**Elaborado por:** Autor

### **1.1.4 Sedimentación**

Cuando el almidón de la yuca rallada pasa por las telas, cae a los tanques fibra fina del producto (figura 1.4), estacionándose en los tanques para separar la sustancia más densa que es el almidón cuyos gránulos finos se sedimentan en el fondo del tanque.



**Figura 1. 4** Tanques de sedimentación  
**Elaborado por:** Autor

Este proceso puede durar de 6 a 8 horas aproximadamente en los tanques, al final de este proceso queda una capa de almidón húmedo compactado en el fondo y el agua sobrenadante se direcciona como desecho.

#### **1.1.5 Secado**

Terminada la sedimentación, se transporta el almidón húmedo hacia superficies planas donde el producto se deshidrata mediante el calor del sol (figura 1.5).

El almidón es desmenuzado de manera uniforme y colocado sobre plásticos de color negro, el mismo que capta mayor radiación solar y ayuda al secado del almidón.



**Figura 1. 5** Secado de almidón de yuca mediante calor solar  
**Elaborado por:** Autor

### 1.1.6 Empacado

Una vez que el almidón de yuca está libre de humedad, los obreros empacan el almidón en costales, listos para la comercialización (figura 1.6).



**Figura 1. 6** Empacado de almidón de yuca  
**Elaborado por:** Autor

## 1.2 Aplicaciones del almidón de yuca

El almidón de yuca es un producto utilizado en la industria alimenticia como un ingrediente para el consumo, también en la industria no alimenticia es usado como materia prima básica para el desarrollo de productos.

### 1.2.1 Productos alimentarios

En la industria alimenticia tiene varias aplicaciones como: aglutinantes, agente para espolvorear, mezclas de harina para bajar el contenido de proteínas en panaderías, preparación de bocadillos y también en la industria de edulcorantes.

### 1.2.2 Productos no alimentarios

- **Industria textil:** Se utiliza en lavanderías para almidonar tejidos blancos y darle dureza.
- **Industria farmacéutica:** Es un agente de dispersión de polvo y como ligante del ingrediente activo de tabletas y productos medicinales.

- **Industria papelera:** Sirve como aglomerante de los componentes que forman el papel.

### **1.3 Selección de alternativas**

Para el estudio de selección de alternativas primero se enfoca al sistema operativo del proceso, como es la extracción manual o centrífuga, elaborando una comparación.

#### **1.3.1 Extracción manual**

Actualmente en el proceso de extracción manual se requieren aproximadamente 5 personas, lo que incrementa la mano de obra. Este personal labora en conjunto un tiempo aproximado de 6 horas para extraer el producto rayado.

Las manos de los obreros son las que agitan el producto sobre una tela quedando las partículas de mayor tamaño en la tela y el almidón cae a los recipientes, por lo que se tiene mucho tiempo las manos en el agua, bajando la calidad de extracción, aumentando considerablemente enfermedades y lesiones en las manos.

#### **1.3.2 Extracción centrífuga**

Al procesar con un extractor centrífugo la yuca rayada, la agitación se la realiza con un tambor giratorio, internamente existen alabes que ayudan a la separación del almidón de partículas de mayor tamaño. Por lo que aumenta el rendimiento y mejora la calidad. Esto quiere decir que se necesitaría una persona para operar la máquina, en un tiempo mejorado para la producción diaria.

El operador ya no tendría el contacto directo con la masa rayada de yuca, por esta razón es una alternativa viable y confiable para el proceso de extracción.

#### **1.3.3 Criterios de selección de alternativas**

En la tabla 1.1 se muestra la evaluación cuantitativa de cada proceso de una forma aceptable y no aceptable, de los criterios de selección para las posibles soluciones de

extracción manual, ya que el objetivo es mejorar tanto la calidad como la producción de almidón de yuca.

<b>Criterio de selección</b>	<b>Proceso Manual Evaluación cuantitativa</b>	<b>Proceso Centrifugo Evaluación cuantitativa</b>
1. <b>Concepto.</b> - Se garantiza una extracción de gran uniformidad.	4	8
2. <b>Prestaciones.</b> - El conjunto y sus componentes tienen una coordinación que facilitan el proceso.	4	8
3. <b>Seguridad.</b> - El conjunto garantiza un nivel de seguridad aceptable.	2	8
4. <b>Ergonomía.</b> - El operador realiza esfuerzos mínimos para ejecutar el proceso.	3	8
5. <b>Calidad.</b> - Se cumplen los niveles de producción requeridos.	6	8
6. <b>Operación.</b> - El proceso de extracción es versátil.	6	9
7. <b>Mantenimiento.</b> - El mecanismo tiene un plan de mantenimiento preventivo programado y correctivo.	2	8
8. <b>Costos.</b> - Los costos de los mecanismos de extracción y proceso se encuentran dentro de los límites.	7	6
Promedio del 1 al 10 10 : Criterio Aceptable 1: Criterio no aceptable	<b>4,25</b>	<b>7,88</b>

**Tabla 1. 1** Criterios de selección de alternativas  
**Elaborado por:** Autor

El proceso centrífugo de extracción de almidón de yuca tiene un calificativo aceptable que muestra una alternativa viable para el desarrollo del estudio.

#### **1.4 Principio del extractor centrífugo para almidón de yuca.**

El principio de funcionamiento se basa en la fuerza centrífuga, es decir las partículas internas del tambor tienden a salirse al exterior cuando existe un movimiento angular. Este mecanismo consta de un tambor giratorio perforado, en su interior hay alabes que mezclan la masa de yuca rallada con agua, la superficie interior del tambor está cubierta por una malla de nylon, en la que se tamiza la mezcla, esta malla permite el paso de la lechada de almidón de yuca y retiene la fibra o afrecho.

##### **1.4.1 Ventajas del extractor centrífugo**

- Agitación de mezcla continua y uniforme.
- Reducción de mano de obra.
- Margen de calidad y producción aceptable.
- Disminución de enfermedades que afectan a las manos.
- Producto competitivo en el mercado.

##### **1.4.2 Desventajas del extractor centrífugo**

- Requiere de un trabajo diario y constante tanto para la carga de la yuca rayada, como para la descarga del residuo o afrecho.
- La producción depende de la cantidad de obreros en el proceso de pelado y rayado de la yuca, para pasar a la fase de extracción centrífuga.

#### **1.5 Materiales a ser utilizados**

El diseño del mecanismo es utilizado en un área alimenticia, por lo tanto se utiliza el acero inoxidable AISI 304.

**Tipo de aleación:** C 0,05 máx. Si 0,50 Mn 1,40 Cr 19 Ni 10 %

### 1.5.1 Propiedades

Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resistente a la corrosión intercrystalina hasta 300°C, de densidad 3000kg/m<sup>3</sup>. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo. Muy apropiado para embutir y fácil mecanizado.

### 1.5.2 Empleo

En las industrias alimenticias tales como la cervecera, lechera, azucarera, camaronera, donde las normas exigen el uso de acero inoxidable. Fábricas de jabones, utensilios domésticos e industria farmacéutica.

Producto	Dimensiones mm	Límite de fluencia N/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>
Barras	≥ 160	220	520
	> 160 ≤ 250		

**Tabla 1. 2** Propiedades mecánicas acero AISI 304  
**Fuente:** Catálogo de Aceros Böhler del Ecuador

## 1.6 Teoría de diseño y ecuaciones a utilizar

Para el cálculo y selección de los elementos del sistema de agitación centrífuga se utiliza las siguientes teorías y formulas:

### 1.6.1 Densidad

Es la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia; por tanto, si se denota la densidad con la letra griega  $\rho$  (rho), se tiene:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [\text{ec. 1}]$$

Donde V es el volumen de la sustancia que tiene la masa m. las unidades de la densidad son kilogramos por metro cubico, en el SI, y slugs por pie cubico en el Sistema Tradicional de Estados Unidos. (Mott, 2006, pág. 14)

### 1.6.2 Presión

Se define la presión como la cantidad de fuerza que se ejerce sobre una unidad de área de alguna sustancia. (Mott, 2006, pág. 11)

$$P = \frac{F}{A} \quad [\text{ec. 2}]$$

Denominación de variables para el estudio:

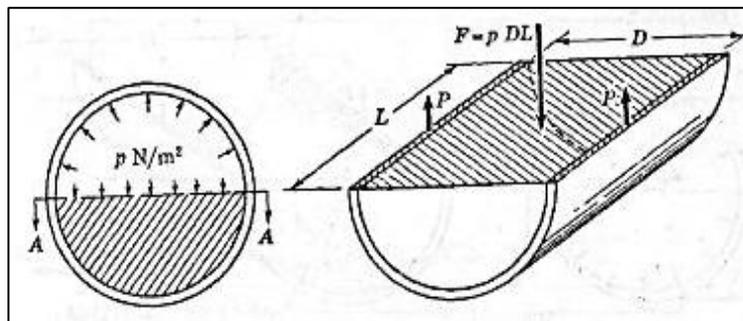
P = Presión que ejerce la yuca rallada en las paredes del cilindro agitador  $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$ .

F = Peso de la yuca rallada (Kg).

A= Área ocupada por la yuca rallada en las paredes del cilindro agitador  $(\text{cm}^2)$ .

### 1.6.3 Recipientes cilíndricos de pared delgada

Un depósito cilíndrico que contenga un fluido a una presión  $p \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$  está sometido a fuerzas de tensión según sus secciones longitudinales y transversales, las paredes han de resistir estas fuerzas para evitar que estallen (figura 1.7).



**Figura 1. 7** Esfuerzo radial o transversal en las paredes del cilindro  
**Fuente:** Oxford (1994, pág. 20)

$$\sigma_t = \frac{P \cdot di}{2t} \quad [\text{ec. 3}]$$

Donde:

$\sigma_t$ : Esfuerzo transversal en las paredes del cilindro  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right]$ .

P: Presión interna del cilindro.

t: Espesor de la pared delgada.

#### 1.6.4 Tapas planas para tanques

Se utilizan para cerrar recipientes sometidos a presiones bajas, su costo entre las tapas es económico, también se utiliza como fondo de tanques de almacenamiento; a continuación se analiza la (figura 1.8), para determinar el espesor de la tapa.



**Figura 1. 8** Sección transversal de tapa plana

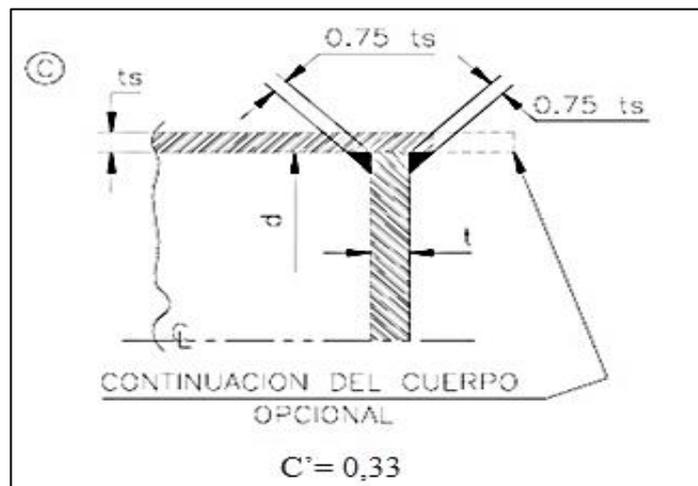
Fuente: Código A.S.M.E sección VIII

$$t = d \sqrt{\frac{C'P}{SE}} \quad [\text{ec. 4}]$$

Donde:

t = Espesor de la tapa plana.

C' = Constante adimensional entre la tapa y el cilindro, (figura 1.9).



**Figura 1. 9** Forma de unión entre tapa y cilindro

Fuente: Código A.S.M.E sección VIII

P = Presión de diseño.

d = Diámetro de la tapa.

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión.

E = Eficiencia de soldadura.

	UNION SIMPLE POR UN SOLO LADO SIN SOLERA DE RESPALDO	---	---	0.60
---	---	-----	-----	------

**Figura 1. 10** Valores de "E", para tipos de uniones de soldadura  
**Fuente:** Norma UW-12

### 1.6.5 Momento de inercia de masa

Como un cuerpo tiene tamaño y forma definidos, un sistema de fuerzas no concurrentes puede hacer que el cuerpo se traslade y rote.

En la teoría de momento de inercia de masa se dice que los aspectos de rotación provocados por un momento (M), están regidos por una ecuación de la forma:

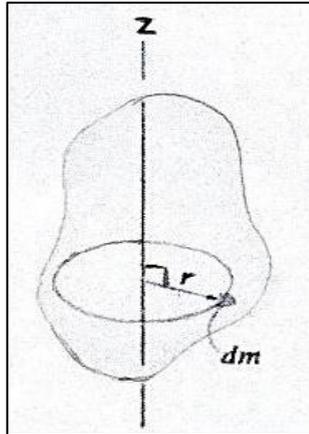
$$M = I * \alpha \quad [\text{ec. 5}]$$

Donde:

I: Momento de inercia de masa, mide la resistencia de un cuerpo a la aceleración angular.

$\alpha$ : Aceleración angular.

Se define *el momento de inercia* como la integral del "segundo momento"  
 $I_{\text{Momento de inercia}} = \int_m r^2 dm$ , alrededor del eje "z" de todos los elementos de masa  $dm$  los cuales componen el cuerpo, ver (figura 1.11).



**Figura 1. 11** Momento de inercia alrededor del eje z  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 396)

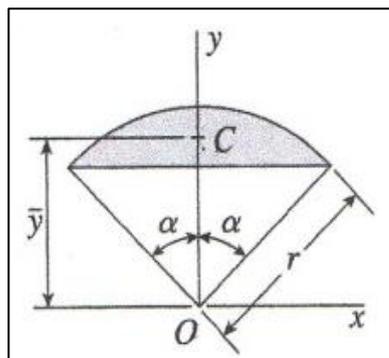
En el estudio de cinética plana, el momento de inercia de masa siempre es una cantidad positiva, si el cuerpo se compone de material de densidad constante, la masa elemental  $dm$  del cuerpo puede expresarse en función de su densidad y volumen como  $dm = \rho dV$ , si se sustituye  $dm$ , entonces se calcula el momento de inercia del cuerpo con elementos de volúmenes en la integración, es decir,

$$I_{\text{Momento de inercia}} = \rho \int_V r^2 dV \quad [\text{ec. 6}]$$

Para el cálculo de momento de inercia de una masa ubicada en una figura geométrica se utilizan las propiedades de áreas planas.

### 1.6.5.1 Segmento circular

Para determinación del momento de inercia de la masa, de la (figura 1.12) se obtiene:



**Figura 1. 12** Origen de los ejes en el centro del círculo  
**Fuente:** Gere (2008, pág. 894)

Área del segmento circular (Si  $\alpha = \beta$ )

$$2\beta = \frac{P_{per} * 360}{\pi * D_{interior}} \quad [ec. 7]$$

Distancia al centroide  $C$

$$\bar{y} = \frac{2r}{3} \left( \frac{\text{sen}^3 \beta}{\alpha - \text{sen} \beta \cos \beta} \right) \quad [ec. 8]$$

Momento de inercia con respecto al eje  $x$

$$I_x = \frac{r^4}{4} (\beta - \text{sen} \beta \cos \beta + 2 \text{sen}^3 \beta \cos \beta) \quad [ec. 9]$$

Momento de inercia con respecto al eje  $y$

$$I_y = \frac{r^4}{12} (3\beta - 3\text{sen} \beta \cos \beta - 2 \text{sen}^3 \beta \cos \beta) \quad [ec. 10]$$

$\beta =$  ángulo en radianes  $\left[ \beta \leq \frac{\pi}{2} \right]$

Inercia polar

$$I_p = I_x + I_y \quad [ec. 11]$$

De la ecuación 6, el momento de inercia de la masa expresada en función de su densidad y volumen es:

$$I_{masa} = \rho * L * I_p \quad [ec. 12]$$

Donde:

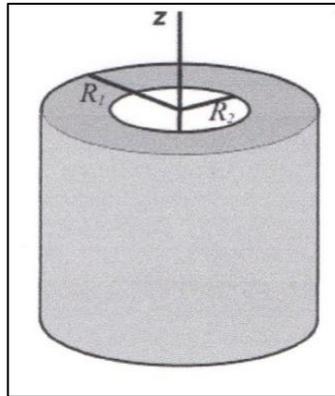
$\rho =$  Densidad de una sustancia.

$L =$  Profundidad del area del segmento circular.

$I_p$  = Momento polar de inercia con respecto al origen de los ejes x, y.

### 1.6.5.2 Cilindro de pared delgada

El momento de inercia de masa de un cilindro hueco (figura 1.13) está dado por:



**Figura 1. 13** Cilindro hueco  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 735)

$$I = \frac{1}{2} m (r_1^2 + r_2^2) \quad [\text{ec. 13}]$$

Donde:

$I$  = Momento de inercia de cilindro hueco.

$r_1$ : Radio exterior del cilindro.

$r_2$ : Radio interior del cilindro.

Para el cálculo de la masa se utiliza la ecuación 14

$$m = V \cdot \rho \quad [\text{ec. 14}]$$

Donde:

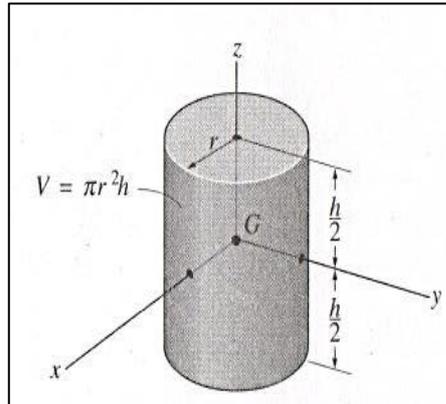
$V$  = volumen de cilindro hueco,  $[\pi(r_1^2 - r_2^2) * L]$ .

$L$  = Longitud del cilindro.

$\rho$  = Densidad del material.

### 1.6.5.3 Cilindro sólido

El momento de inercia de masa de un cilindro sólido (figura 1.14) está dado por:



**Figura 1. 14** Cilindro sólido  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 735)

$$I_z = \frac{1}{2} mr^2 \quad [\text{ec. 15}]$$

Donde:

$I_z$  = Momento de inercia de cilindro sólido en el eje z.

r = radio del cilindro sólido.

Para el cálculo de la masa se utiliza la ecuación 16.

$$m = (\pi r^2 * h)\rho \quad [\text{ec. 16}]$$

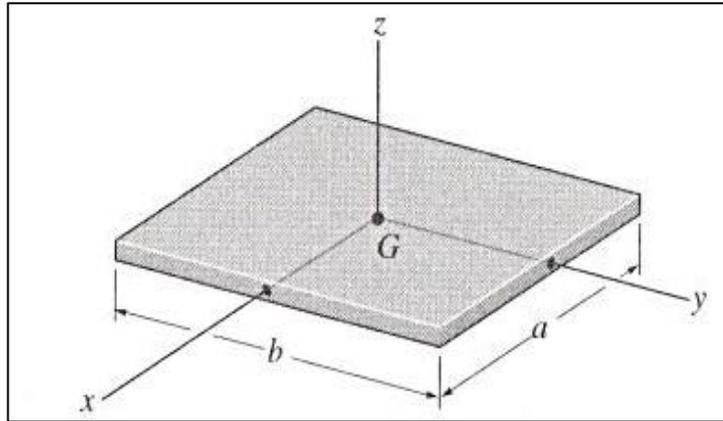
Donde:

h = Largo del cilindro.

$\rho$  = Densidad del material.

### 1.6.5.4 Placa para travesaños

El momento de inercia de masa de una placa delgada (figura 1.15) está dado por:



**Figura 1. 15** Placa delgada  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 735)

$$I_y = \frac{1}{12} ma^2 \quad [\text{ec. 17}]$$

Donde:

$I_y$  = Momento de inercia de una placa delgada en el eje y.

Para el cálculo de la masa se utiliza la ecuación 18.

$$m = a * b * e * \rho \quad [\text{ec. 18}]$$

a = Ancho de la placa.

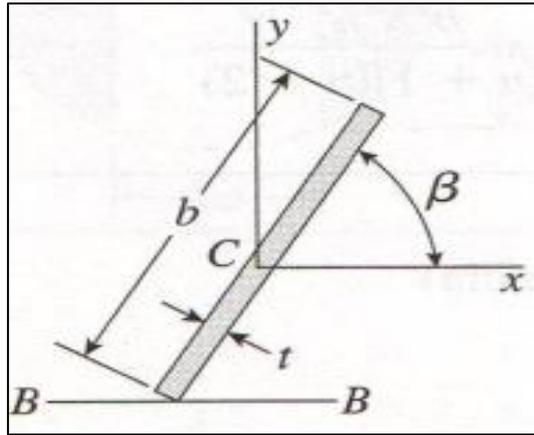
b = Largo de la placa.

e = Espesor de la placa.

$\rho$  = Densidad del material.

### 1.6.5.5 Placa para tensor

El momento de inercia de masa de rectángulo delgado (figura 1.16) está dado por:



**Figura 1. 16** Rectángulo delgado inclinado  
**Fuente:** Gere (2010, pág. 896)

$$I_{BB} = \frac{tb^3}{3} \text{ sen}^2 \beta \quad [\text{ec. 19}]$$

Donde:

$I_{BB}$  = Momento de inercia con respecto al eje B – B.

t = Ancho de la platina.

b = Largo de la platina.

$\beta$  = Ángulo de inclinación de la platina.

El momento de inercia de la masa expresada en función de su densidad y volumen es:

$$I_{\text{masa}} = \rho * e * I_{B-B} \quad [\text{ec. 20}]$$

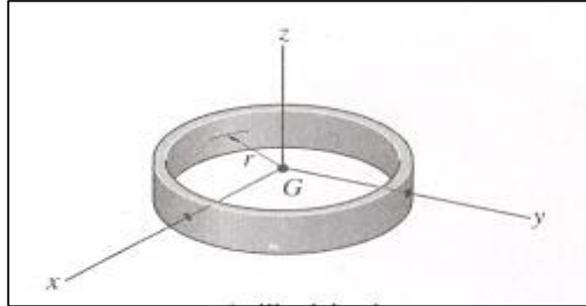
Donde:

$\rho$  = Densidad del material.

e = Espesor de la platina.

### 1.6.5.6 Anillo circular

El momento de inercia de masa de un anillo delgado (figura 1.17) está dado por:



**Figura 1. 17** Anillo delgado  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 735)

$$I_z = mr^2 \quad [\text{ec. 21}]$$

Donde:

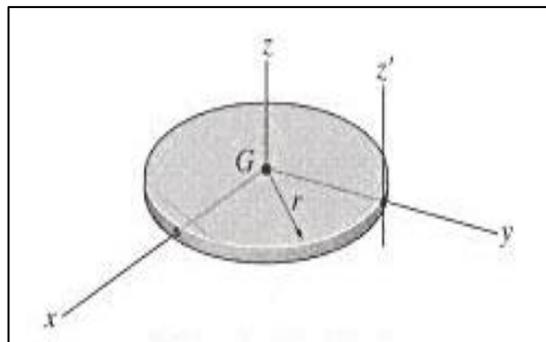
$I_z$  = Momento de inercia del anillo delgado en el eje z.

$r$  = Radio del anillo delgado.

$m$  = Masa del anillo delgado.

### 1.6.5.7 Disco circular

El momento de inercia de masa de un disco circular delgado (figura 1.18) está dado por:



**Figura 1. 18** Disco circular delgado  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 735)

$$I_z = \frac{1}{2} mr^2 \quad [\text{ec. 22}]$$

Donde:

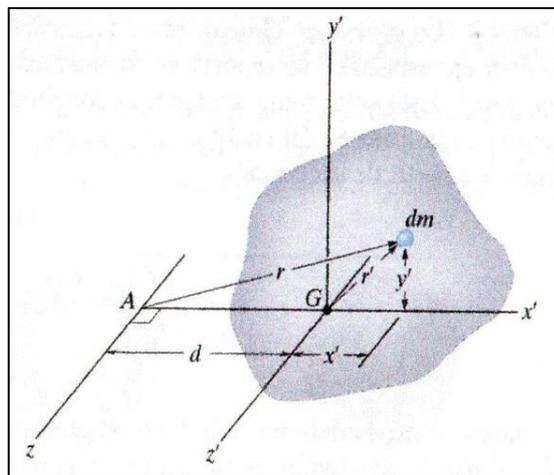
$I_z$  = Momento de inercia del disco circular en el eje z.

$r$  = Radio del disco circular.

$m$  = Masa del disco circular.

### 1.6.6 Teorema de ejes paralelos

Si se conoce el momento de inercia del cuerpo con respecto a un eje que pasa por su centro de masa, entonces puede determinarse el momento de inercia con respecto a cualquier otro eje paralelo por medio del *teorema de ejes paralelos*. Este teorema se deriva de la consideración del cuerpo que se muestra en la (figura 1.19). Aquí el eje  $z'$  pasa por el centro de masa  $G$ , mientras que el *eje  $z$  paralelo* correspondiente queda a una distancia  $d$ .



**Figura 1. 19** Teorema de ejes paralelos  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 400)

$$I = I_G + md^2 \quad [\text{ec. 23}]$$

Donde:

$I_G$ : Momento de inercia con respecto al eje  $z'$  que pasa por el centro de masa  $G$ .

$m$ : Masa del cuerpo.

$d$  = Distancia perpendicular entre los ejes paralelos  $z$  y  $z'$ .

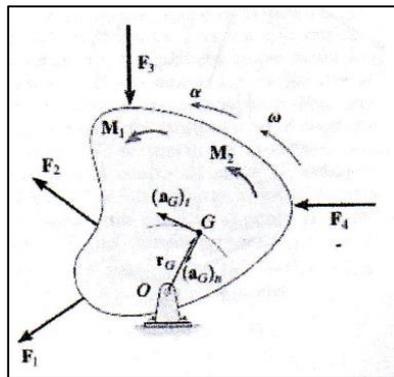
#### 1.6.6.1 Radio de giro

Cuando se conoce el radio de giro  $k$  y la masa  $m$  del cuerpo, el momento de inercia del cuerpo se determina con la ecuación 24.

$$I = mk^2 \quad [\text{ec. 24}]$$

### 1.6.6.2 Rotación alrededor de un eje fijo

Si se considera el cuerpo rígido de la (figura 1.20), el cual está limitado a girar en el plano vertical alrededor de un eje fijo perpendicular a la página que atraviesa por el pasador en  $O$ . El sistema de fuerzas externas y momentos de par que actúa en el cuerpo produce la velocidad y aceleración angular. Como el centro de masa del cuerpo  $G$  describe una *trayectoria circular*, su aceleración se representa mejor por medio de sus componentes tangencial y normal, que para el estudio  $a_T = 0$  y  $\alpha$  es constante.



**Figura 1. 20** Diagrama de cuerpo libre y cinético  
**Fuente:** Hibbeler R. (2010, pág. 425)

$$\Sigma M_O = I_o \alpha \quad [\text{ec. 25}]$$

Donde:

$\Sigma M_O$  = Sumatoria de momentos con respecto a O.

De acuerdo con el teorema de ejes paralelos el momento de inercia con respecto a O es:

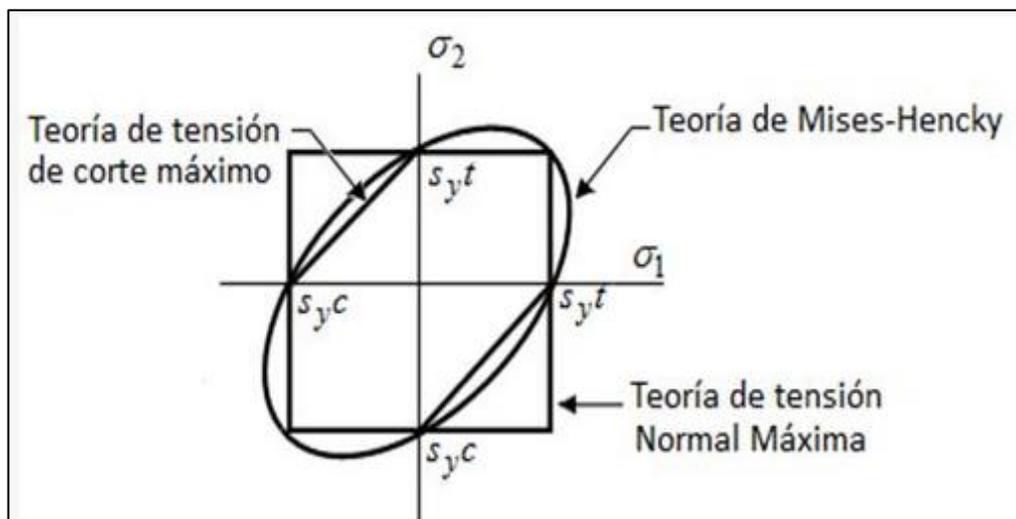
$$I_o = I_G + mr_G^2 \quad [\text{ec. 26}]$$

El momento de inercia con respecto a G es:

$$I_G = mk_G^2 \quad [\text{ec. 27}]$$

### 1.6.7 Teoría de la energía de la máxima distorsión

Esta teoría sostiene que cualquier material esforzado en forma elástica sufre un ligero cambio de forma o volumen. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en el material en forma de energía elástica. Por lo tanto, se postuló que un material dado tiene una capacidad limitada para absorber energía de distorsión que tiende a cambiar la forma pero no el tamaño. En la (figura 1.21), se muestra la energía de distorsión de estados de esfuerzo plano.



**Figura 1. 21** Teoría de Von Mises  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 214)

Si para el estudio solo están presentes  $\sigma_x, \tau_{xy}$  , la ecuación se reduce a:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{ec. 28}]$$

Finalmente la expresión que se relaciona con la resistencia a la fluencia cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad [\text{ec. 29}]$$

Donde:

$S_y$  = Resistencia a la fluencia del material

### 1.6.7.1 Caracterización de esfuerzos fluctuante

A menudo los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias, entonces los esfuerzos de amplitud y medio son:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{eq}}{2} \quad [\text{ec. 30}]$$

Entonces el factor de seguridad de fatiga se expresa:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad [\text{ec. 31}]$$

### 1.6.7.2 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis se combina los diferentes tipos de esfuerzos de Von Mises, donde los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión ( $\sigma = \frac{Mc}{I}$ ), y la torsión ( $\tau = \frac{Tc}{J}$ ), si se supone un eje solido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c,I,J, lo que resulta:

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad [\text{ec. 32}]$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad [\text{ec. 33}]$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma_{\max} = \left[ \left( \frac{32 M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad [\text{ec. 34}]$$

Estos esfuerzos equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificada, donde:

$$d = \left[ \frac{48 n}{\pi} \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad [\text{ec. 35}]$$

Donde:

$d$  = Diámetro del eje.

$n$  = Factor de seguridad.

$S_y$  = Resistencia a la fluencia.

$T$  = Momento torsor.

$M$  = momento flector.

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga corregida.

### 1.6.7.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los factores que cuantifican los efectos al ajustar el límite de resistencia a la fatiga está dado por:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad [\text{ec. 36}]$$

Donde:

**$k_a$ : Factor de superficie**

Los datos pueden representarse mediante:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad [\text{ec. 37}]$$

Para  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y los valores de  $a$ ,  $b$ , se encuentra en la tabla 1.3.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{utr}$ , kpsi	$S_{utr}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

**Tabla 1. 3** Parámetros en el factor de la superficie  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 274)

### $k_b$ : Factor de tamaño

Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

**Perfil estructural rectangular no rotativo  $d_e = 0,808(hb)^{1/2}$**

**Tabla 1. 4** Factores de modificación por el tamaño  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 275)

### $k_c =$ Factor de carga

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los valores medios del factor de carga son:

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

**Tabla 1. 5** Factores de modificación por la carga  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 277)

### $k_d =$ Factor de temperatura

La cantidad de datos disponibles indica que el límite de resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa un poco a medida que la temperatura aumenta y luego

comienza a disminuir en el intervalo de 400 a 700°F, por esta razón es probable que a temperaturas elevadas el límite de resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente.

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

**Tabla 1. 6** Factor de modificación por la temperatura  
Fuente: Shigley (2008, pág. 278)

**$k_e =$  Factor de confiabilidad**

El Factor de modificación de confiabilidad aplicable está dado por la expresión:

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad [\text{ec. 38}]$$

Donde  $z_a$  se define con la tabla 1.7.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Tabla 1. 7** Factor de confiabilidad  
Fuente: Shigley (2008, pág. 279)

### $k_f$ = Factor de modificación por efectos varios

El factor de concentración del esfuerzo por fatiga ( $k_f$ ), como un factor reducido de  $k_t$ , debido a la sensibilidad a la muesca, se define en:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad [\text{ec. 39}]$$

Donde:

Los valores de  $q$ , se determina en la tabla 1.8, en función del radio de la muesca y el  $S_{ut}$  del material.

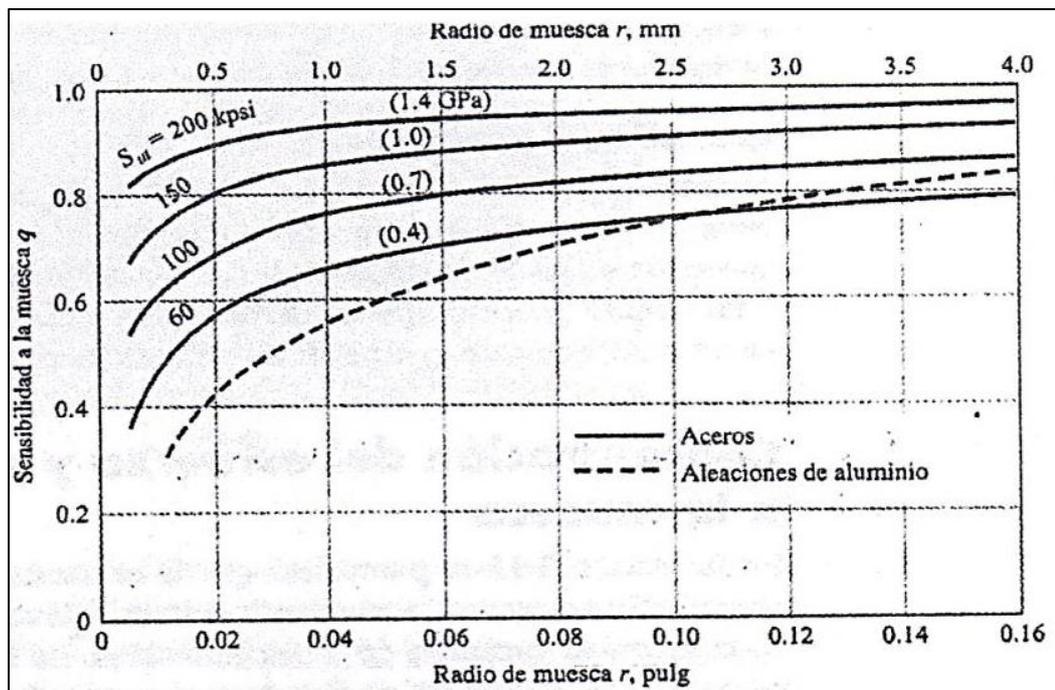
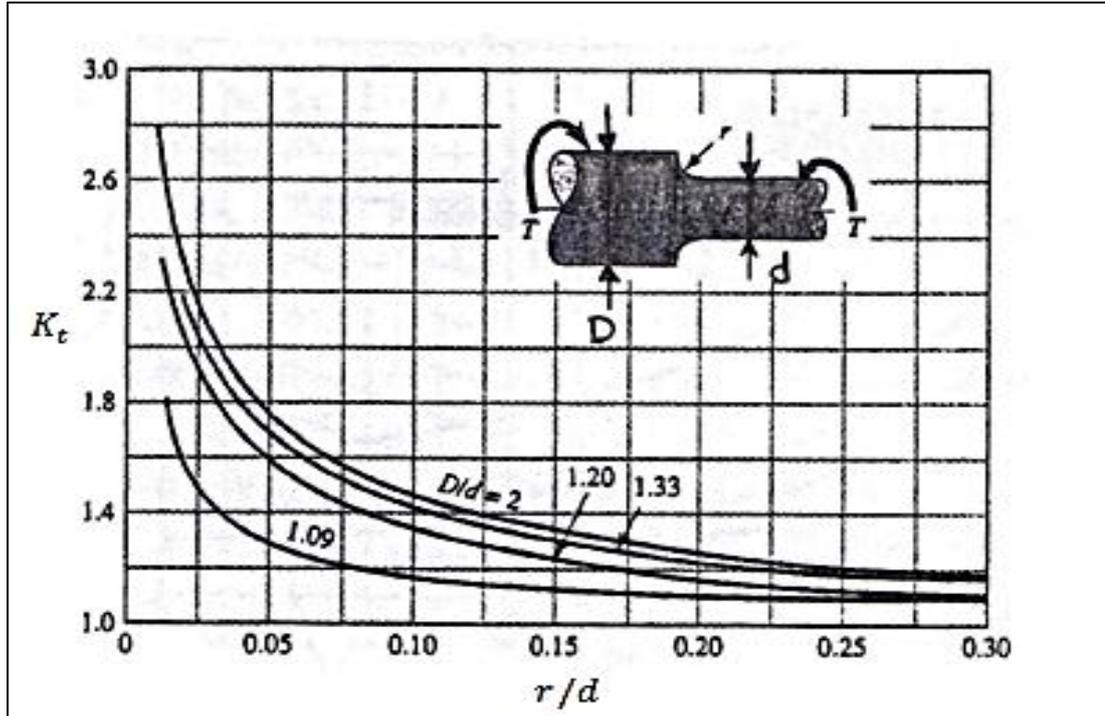


Tabla 1. 8 Sensibilidad a la muesca “q”

Fuente: Shigley (2008, pág. 282)

En el trabajo de diseño se encuentra  $k_t$  en la tabla 1.9, a partir de la geometría especificando el esfuerzo en el eje.



**Tabla 1.9** Eje redondo con filete en el hombro en torsión  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 992)

$S_e'$  = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta

Para el caso de análisis de falla de los aceros se requiere un método para estimar los límites de resistencia, donde:

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \quad (S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}) \quad [\text{ec. 40}]$$

#### 1.6.7.4 Componentes diversos de los ejes

La chaveta cuadrada se muestra en tamaños estándares, junto con el intervalo de ejes aplicables en la tabla 1.10.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

**Tabla 1. 10** Dimensiones de chavetas cuadradas  
Fuente: Shigley (2008, pág. 374)

La longitud máxima de una chaveta está limitada por la longitud de la maza del elemento agregado, y por lo general no debe exceder 1,5 veces el diámetro del eje, para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular del eje.

### 1.6.8 Sujetadores roscados

El área de la varilla sin rosca se llama área de esfuerzo de tensión  $A_t$  de la varilla roscada, los valores se presentan en la tabla 1.11.

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

**Tabla 1. 11** Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 394)

La carga de prueba es la carga máxima que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. Las especificaciones ASTM se presentan en la tabla 1.12, por lo general aplicadas a conexiones estructurales que se someten a cortante y la longitud disminuida de la rosca proporcionando más área del cuerpo.

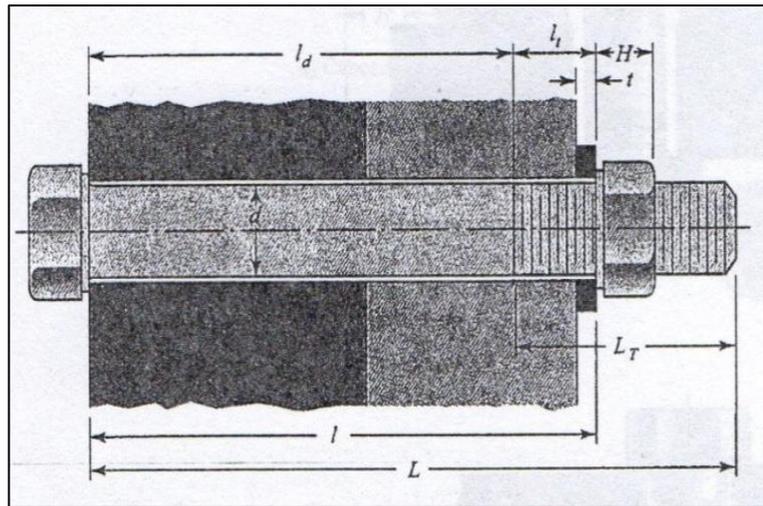
Designación ASTM número	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
A325 tipo 2	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
		74	105	81		
A325 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero no temperizado, T y R	
		74	105	81		
A354 grado BC	$\frac{1}{4}$ a $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ a 4	105	125	109	Acero aleado, T y R	
		95	115	99		
A354 grado BD	$\frac{1}{4}$ a 4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ a 3	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
		55	90	58		
A490 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

**Tabla 1. 12** Especificaciones ASTM para pernos de acero

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 415)

### 1.6.8.1 Rigidez del sujetador

Cuando se desea realizar una conexión que se pueda desensamblar sin el empleo de métodos destructivos y que sea suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, cargas debidas a momentos y cargas de cortante, la unión de este tipo (figura 1.22), muestra las variables para determinar la rigidez del sujetador.



**Figura 1. 22** Rigidez del sujetador  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 408)

$$k_b = \frac{A_b E_b}{l_b} \quad [\text{ec. 41}]$$

Donde:

$k_b$  = Constante de rigidez.

$A_b$  = Area del perno.

$E_b$  = Módulo de elasticidad del perno.

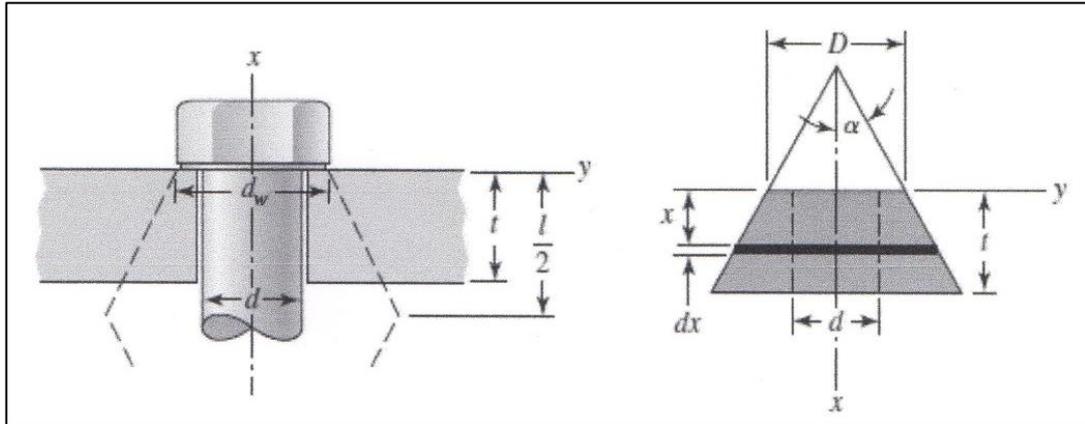
$l_b$  = Longitud de la junta.

### 1.6.8.2 Rigidez del elemento

Para el estudio de la zona de los elementos, el conjunto actúa como resortes de compresión en serie y de aquí que la relación del resorte total de los elementos es:

$$\frac{1}{k_{mt}} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \quad [\text{ec. 42}]$$

La *teoría de Ito* ha usado técnicas de ultrasonido para calcular la distribución de la presión en la interfaz del elemento. En la (figura 1.23) se ilustra la geometría general del cono con un ángulo  $\alpha$  de  $30^\circ$ .



**Figura 1. 23** Compresión de un elemento con propiedades elásticas  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 410)

Entonces la constante de rigidez del material se describe como:

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d} \right)} \quad [\text{ec. 43}]$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material.

d = Diámetro nominal del perno.

l = Longitud del material.

Por lo tanto se puede determinar la constante de rigidez de la junta como:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad [\text{ec. 44}]$$

### 1.6.8.3 Uniones a tensión cargadas en forma estática

La ecuación que representan las fuerzas en una unión con perno en función de la precarga es:

$$\sigma_b = \frac{CP + F_i}{A_t} \quad [\text{ec. 45}]$$

Donde:

$P$  = Carga externa de tensión.

$$F_i = 0,75 F_p \quad (\text{Precarga}) \quad [\text{ec. 46}]$$

$$F_p = A_n S_p \quad (\text{Carga de prueba}) \quad [\text{ec. 47}]$$

$$S_p = 0,85 S_y \quad [\text{ec. 48}]$$

$A_t$  = Área nominal del perno.

Por lo tanto, el factor de seguridad contra la fluencia por esfuerzo estático, superior a la resistencia de prueba es:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b} \quad [\text{ec. 49}]$$

## 1.6.9 Cojinetes de contacto rodante

### 1.6.9.1 Efecto de carga-vida del cojinete

Una carga nominal de catálogo se define como la carga radial que ocasiona que el 10 por ciento de un grupo de cojinetes falle durante la vida nominal de un fabricante de cojinetes. La carga nominal de catálogo se denotará como  $C_{10}$ . Esta carga se conoce a menudo como una Carga Nominal Dinámica Básica. (Shigley, 2008, pág. 550)

El resultado de muchas pruebas de varias clases de cojinetes es:

- $a = 3$ (para cojinetes de bolas).
- $a = 10/3$ (para cojinetes de rodillo cilíndrico y cónico).

Al seleccionar un cojinete para una aplicación dada, es necesario relacionar la carga deseada y los requisitos de vida con la siguiente ecuación:

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{60\ell_D n_D}{L_{10}} \quad [\text{ec. 50}]$$

Donde:

$\ell_D$  = Vida deseada, horas.

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

**Tabla 1. 13** Recomendaciones de vida de cojinetes para varias maquinarias  
Fuente: Shigley (2008, pág. 559)

$n_D$  = Velocidad deseada, RPM.

$L_{10}$  = Vida nominal(  $10^6$ revoluciones).

### 1.6.9.2 Relación carga-vida-confiabilidad

La distribución Weibull se emplea ampliamente para expresar la confiabilidad de los cojinetes, si los parámetros del fabricante corresponden a:  $x_0 = 0,02$ ,  $\theta = 4,459$  y  $b = 1,483$ . La velocidad deseada es diferente a la velocidad de ensayo del proveedor y la confiabilidad es mayor que 0,90, a continuación se expresa una ecuación que se utiliza para convertir de una situación de diseño con una carga, una vida y una confiabilidad deseada:

$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad [\text{ec. 51}]$$

Donde:

$C_{10}$  = Carga nominal.

$a_f$  = Factor de carga.

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

**Tabla 1. 14** Factores de aplicación de carga

Fuente: Shigley (2008, pág. 559)

$F_D$  = Carga de diseño.

$R_D \geq 0,9$  (Confiabilidad).

## 1.6.10 Soldadura

### 1.6.10.1 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a torsión

La reacción en el soporte de un voladizo siempre consiste en una fuerza cortante y en un momento. La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [\text{ec. 52}]$$

Donde:

$A$  = Área de la garganta de todas las soldaduras.

$V$  = Fuerza cortante.

El momento en el soporte produce un cortante secundario o una torsión de las soldaduras, y dicho esfuerzo está dado por:

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad [\text{ec. 53}]$$

Donde:

M = Momento torsor.

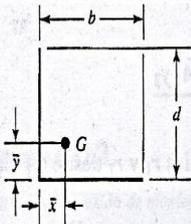
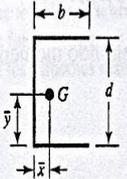
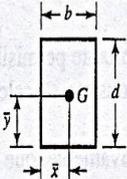
r = La distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés.

j = Es el segundo momento polar de inercia del área del grupo de soldaduras respecto del centroide del grupo.

Como el ancho de la garganta de una soldadura de filete es de  $0,707h$ , la relación entre  $J$  y el valor unitario es:

$$J = 0,707hJ_u \quad [\text{ec. 54}]$$

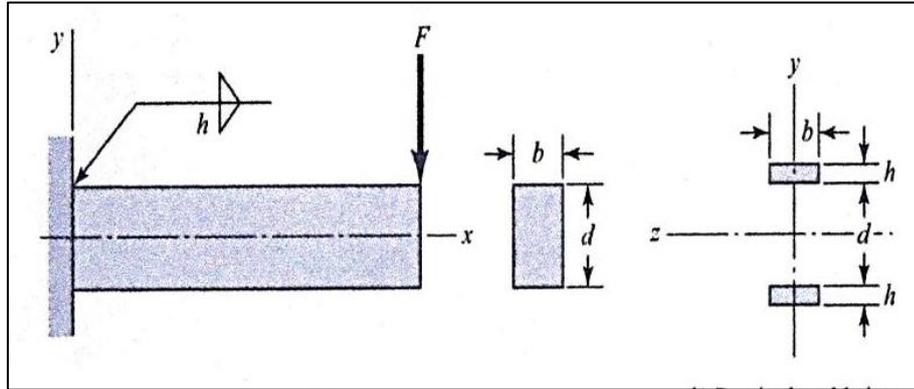
Donde  $J_u$  se determina en la tabla 1.15.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

**Tabla 1. 15** Propiedades torsionales de las soldaduras de filete  
Fuente: Shigley (2008, pág. 462)

### 1.6.10.2 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión

En la (figura 1.24), hay un voladizo soldado tipo filete en la parte superior e inferior, un diagrama de cuerpo libre mostraría una reacción de fuerza cortante  $V$ , y una reacción de momento  $M$ .



**Figura 1. 24** Voladizo de sección transversal rectangular soldado  
Fuente: Shigley (2008, pág. 465)

La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [\text{ec. 55}]$$

Se observa que el segundo momento del área unitaria es:

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad [\text{ec. 56}]$$

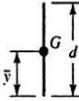
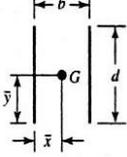
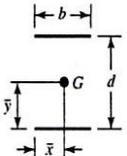
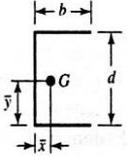
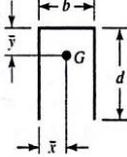
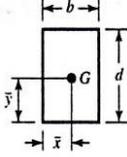
El segundo momento de área  $I$ , con base en el área de la garganta de la soldadura, es:

$$I = 0,707h I_u \quad [\text{ec. 57}]$$

Se determina que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{M d/2}{0,707hbd^2/2} \quad [\text{ec. 58}]$$

Donde  $I_u$  se determina en la tabla 1.16.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

**Tabla 1. 16** Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Fuente: Shigley (2008, pág. 466)

### 1.6.10.3 Resistencia de las uniones soldadas

Se sugiere que se utilicen los factores de concentración de esfuerzos de fatiga que se presentan en la tabla 1.17.

Tipo de soldadura	$K_{ts}$
A tope reforzada	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

**Tabla 1. 17** Factores de concentración de esfuerzo  $K_f$   
Fuente: Shigley (2008, pág. 468)

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

**Tabla 1. 18** Cargas permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete  
Fuente: Shigley (2008, pág. 469)

### 1.6.11 Flujo de los fluidos

El fluido que pasa por un sistema por unidad de tiempo se puede expresar por medio de dos términos:

$$Q = \frac{v}{t} \quad [\text{ec. 59}]$$

Donde:

v = Volumen.

t = Tiempo.

$$Q = Av$$

[ec. 60]

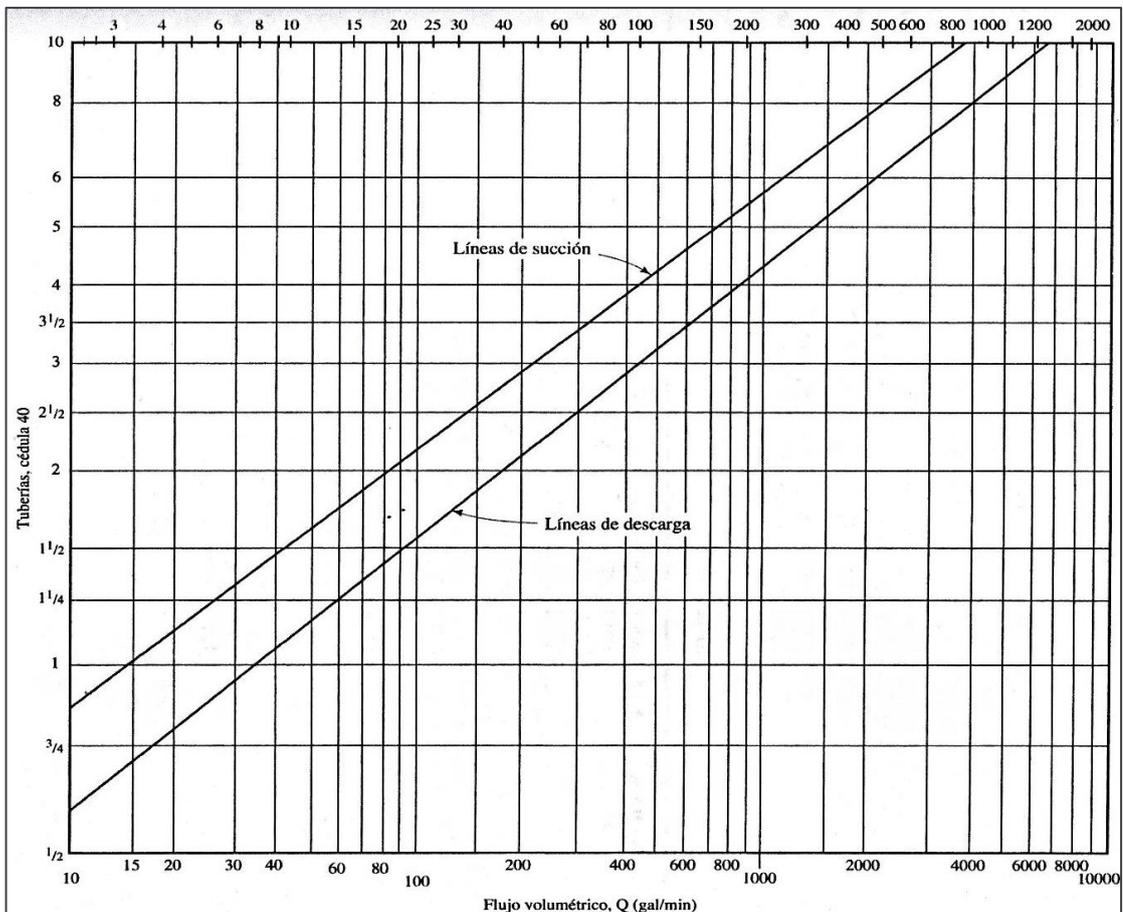
Donde:

A = Área de la sección.

v = Velocidad promedio del flujo.

### 1.6.11.1 Velocidades de flujo en tuberías

Para la selección de tuberías es recomendable utilizar la tabla 1.19, con datos generales que se aplican a distribución de fluidos.



**Tabla 1. 19** Selección del tamaño de tubería

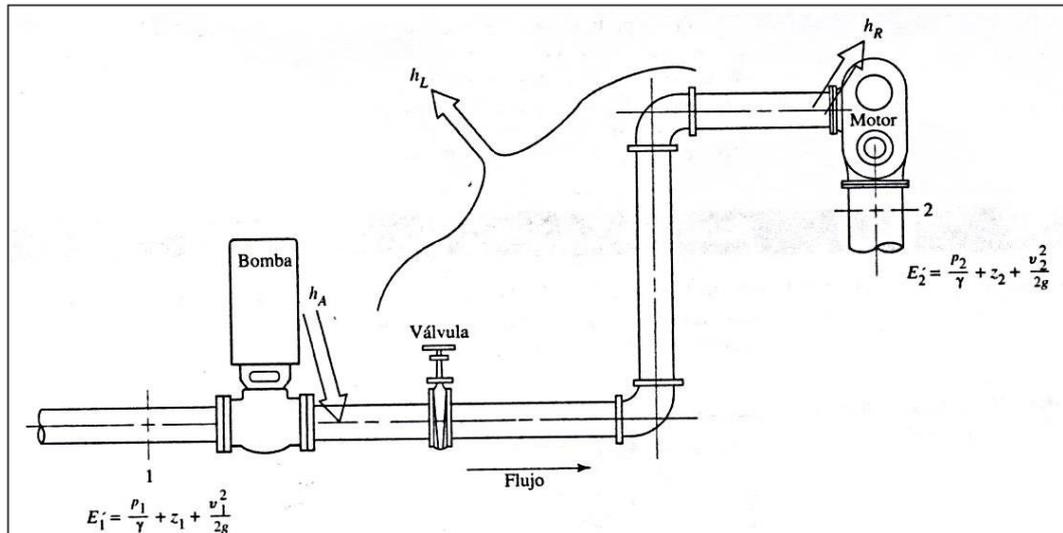
Fuente: Mott (2006, pág. 163)

Tamaño nom. de tubería	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pies <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )
1/8	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660 × 10 <sup>-5</sup>
1/4	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717 × 10 <sup>-5</sup>
3/8	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236 × 10 <sup>-4</sup>
1/2	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960 × 10 <sup>-4</sup>
3/4	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437 × 10 <sup>-4</sup>
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574 × 10 <sup>-4</sup>
1 1/4	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653 × 10 <sup>-4</sup>
1 1/2	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314 × 10 <sup>-3</sup>
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168 × 10 <sup>-3</sup>
2 1/2	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090 × 10 <sup>-3</sup>
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768 × 10 <sup>-3</sup>
3 1/2	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381 × 10 <sup>-3</sup>
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213 × 10 <sup>-3</sup>
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291 × 10 <sup>-2</sup>
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864 × 10 <sup>-2</sup>
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226 × 10 <sup>-2</sup>
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090 × 10 <sup>-2</sup>
12	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219 × 10 <sup>-2</sup>
14	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729 × 10 <sup>-2</sup>
16	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

**Tabla 1. 20** Dimensiones de tubería  
Fuente: Mott (2006, pág. 601)

### 1.6.11.2 Ecuación general de la energía

Para el estudio se maneja la ecuación general de la energía como extensión de la ecuación de Bernoulli, lo que posibilita calcular pérdidas y ganancias de energía, representando en la (figura 1.25)



**Figura 1. 25** Sistema de flujo de un fluido que ilustra la ecuación de la energía  
**Fuente:** Mott (2006, pág. 203)

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + h_A - h_L = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{V_B^2}{2g} \quad [\text{ec. 61}]$$

Donde:

$\frac{P_A}{\gamma}$  = Carga de presión.

$Z_A$  = Carga de elevación.

$\frac{V_A^2}{2g}$  = Carga de velocidad.

$h_A$  = Energía que se agrega al fluido con un dispositivo mecánico.

Pérdidas de energía del sistema por la fricción en las tuberías y accesorios.

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$$

Donde:

$$h_1 = f_T \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V_A^2}{2g} \right) \quad (\text{Pérdida en la entrada}) \quad [\text{ec. 62}]$$

Los valores de  $f_T$  y  $\left( \frac{L}{D} \right)$ , se muestran en la tabla 1.21 y 1.22 para determinada aplicación.

Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción $f_T$	Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción $f_T$
1/2	0.027	3 1/2, 4	0.017
3/4	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
1 1/4	0.022	8-10	0.014
1 1/2	0.021	12-16	0.013
2	0.019	18-24	0.012
2 1/2, 3	0.018		

**Tabla 1. 21** Factor de fricción en la zona de turbulencia  
Fuente: Mott (2006, pág. 297)

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería $L_e/D$
Válvula de globo—abierta por completo	340
Válvula de ángulo—abierta por completo	150
Válvula de compuerta—abierta por completo	8
—3/4 abierta	35
—1/2 abierta	160
—1/4 abierta	900
Válvula de verificación—tipo giratorio	100
Válvula de verificación—tipo bola	150
Válvula de mariposa—abierta por completo, 2 a 8 pulg	45
—10 a 14 pulg	35
—16 a 24 pulg	25
Válvula de pie—tipo disco de vástago	420
Válvula de pie—tipo disco de bisagra	75
Codo estándar a 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar—con flujo directo	20
—con flujo en el ramal	60

**Tabla 1. 22** Resistencia de válvulas y acoplamientos  
Fuente: Mott (2006, pág. 297)

Para determinar las pérdidas de energía por fricción en las líneas de succión y descarga, se necesita el número de Reynolds ( $N_R$ ), la rugosidad relativa y el factor de fricción para cada tubería:

$$h_2 = f_s \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V_A^2}{2g} \right) \text{ (Pérdida por fricción en la línea de succión)} \quad [\text{ec. 63}]$$

Donde:

$f_s$  es seleccionado con la relación,  $\frac{D(\text{Diámetro})}{\epsilon(\text{Rugosidad})}$  y  $N_R$  en el diagrama de Moody

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} \quad [\text{ec. 64}]$$

Para el estudio las propiedades del agua a 30 °C son:

$$\rho = 994,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (Densidad)}$$

$$\eta = 0,00076 \text{ Pa} \cdot \text{s} \text{ (Viscosidad dinámica)}$$

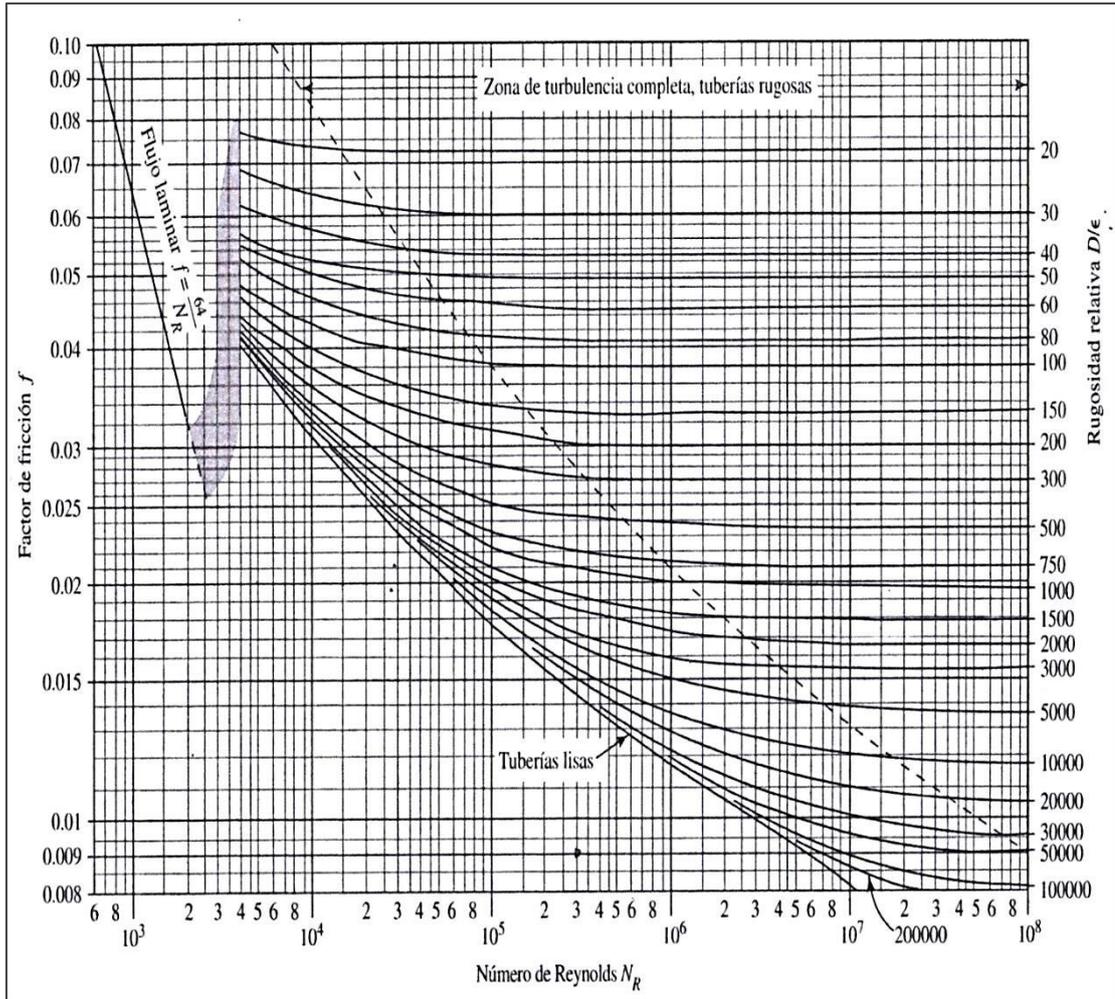
$$\gamma = 9947 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \text{ (Peso específico)}$$

D = Diámetro de tubería

Material	Rugosidad $\epsilon$ (m)	Rugosidad $\epsilon$ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido; cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero, comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1.5 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$2.4 \times 10^{-4}$	$8.0 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Acero remachado	$1.8 \times 10^{-3}$	$6.0 \times 10^{-3}$

**Tabla 1. 23** Valores de diseño de la rugosidad de tubo

**Fuente:** Mott (2006, pág. 235)



**Tabla 1. 24** Diagrama de Moody  
**Fuente:** Mott (2006, pág. 237)

$$h_3 = f_s \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V_A^2}{2g} \right) \text{ (válvula)} \quad [\text{ec. 65}]$$

$$h_4 = f_s \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V_A^2}{2g} \right) \text{ (codos a } 90^\circ) \quad [\text{ec. 66}]$$

Para  $h_5$ ,  $f_d$  es evaluado a partir de la rugosidad( $\epsilon$ ) y el diagrama de Moody

$$h_5 = f_d \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V_A^2}{2g} \right) \text{ (Pérdida por fricción en la línea de descarga)} \quad [\text{ec. 67}]$$

Para  $h_6, f_T$  es evaluado como una válvula de pie, teniendo la función de corro por cernedera.

$$h_6 = f_T \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V_A^2}{2g} \right) \text{ (Pérdida en la salida)} \quad [\text{ec. 68}]$$

### 1.6.11.3 Potencia que requieren las bombas centrífugas

La potencia se define como la rapidez a que se realiza un trabajo, en mecánica de fluidos se modifica dicho enunciado y se considera que la potencia es la rapidez con que se transfiere la energía, expresado así:

$$P_I = \frac{P_A}{e_M} = \frac{h_A \gamma Q}{e_M} \quad [\text{ec. 69}]$$

Donde:

$P_I$  = Potencia de entrada a la bomba.

$P_A$  = Potencia transmitida al fluido.

$e_M$  = Eficiencia mecánica de las bombas centrífugas (50a 85%).

## **CAPÍTULO II**

### **DESARROLLO DEL MECANISMO**

Para el presente capítulo se ha expuesto el estudio en función de las muestras experimentales, que sirven para la determinación de la capacidad de la máquina. En consecuencia se procederá al diseño de un sistema de agitación centrífuga, en el cual intervienen cálculos con respecto a esfuerzos permisibles de los materiales, permitiendo seleccionar elementos y mecanismos por teoría de falla, accionados por un sistema motriz.

#### **2.1 Sistema de agitación centrífuga**

##### **2.1.1 Cálculo de la densidad de la yuca rayada**

Para determinar la densidad del producto se ha partido de una probeta de:

Volumen = 0,001 m<sup>3</sup>

Peso de la muestra = 1,013 Kg

De la ecuación 1. Se obtiene:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1,013 \text{ kg}}{0,001 \text{ m}^3} = 1013 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

##### **2.1.2 Selección del diámetro del tambor**

Para el dimensionamiento del diámetro del tambor giratorio se hace referencia a una lámina perforada de acero AISI 304 de (2 m de largo x 1 m de ancho).

Donde:

$d_{\text{Tambor}} = 0,63 \text{ m}$  ( desarrollo de la lámina).

$L_{\text{Tambor}} = 1 \text{ m}$  ( ancho de la lámina).

Se establece una relación de diámetros en función de la masa de 30 kg, para verificar un porcentaje de holgura interna del tambor en un diámetro de 63cm.

Donde:

$$V_{\text{masa}} = \frac{m}{\rho} = \frac{30 \text{ kg}}{1013 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.03\text{m}^3$$

Con el valor de la masa de la yuca rallada se tiene un diámetro de 20cm, por tanto:

Diámetro [cm]		Porcentaje %
63	→	100
20	→	30

Se puede observar que existe un porcentaje de holgura del 70 %, lo cual es ideal para la mezcla uniforme y los alabes internos del tambor, por lo que el diseño parte de un diámetro de:

$$d_{\text{Tambor}} = 0,63 \text{ m}$$

### 2.1.3 Selección del espesor del tambor

El material a ser utilizado en la construcción del tambor agitador de diámetro interior de [63cm], es una lámina perforada en acero inoxidable AISI 304, para la evacuación del almidón de yuca, debido a que la masa va a trabajar en agitación, para este caso se tomara una masa de 75 kg por seguridad del tambor.

De la (tabla 1.2), el límite de fluencia del material es:

$$S_y = 2200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La presión que ejerce la yuca rallada en la pared interior de cilindro agitador es determinada por la ecuación 2.

Donde:

$$F = 75 \text{ Kg}$$

$$A = 3630 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{75 \text{ Kg}}{3630 \text{ cm}^2} = 0,02 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El tambor agitador es considerado como un cilindro de pared delgada, para determinar el espesor de la pared se despeja “t” de la ecuación 3, con un esfuerzo cortante máximo en la fluencia de :  $\tau_{max} = \frac{S_y}{2} = 1100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

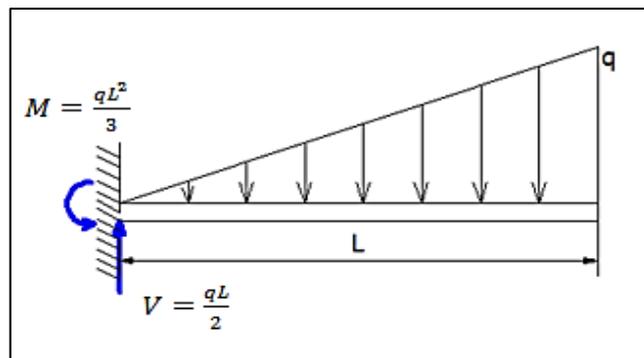
$$t = \frac{P \cdot di}{2\tau_{max}} * n = \frac{0,02 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * 62,84 \text{ cm}}{2 * 1100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} * 2 = 0,011 \text{ mm}$$

Por lo tanto al existir láminas perforadas AISI 304 de espesor 0,8mm, se puede garantizar la confiabilidad del tambor sometido a esfuerzos transversales, por obtener resultados muy bajos, y este espesor sobrepasa cualquier requerimiento.

#### 2.1.4 Diseño de alabes internos del tambor

Los alabes tienen la función de mezclar la masa de yuca rallada con el agua, por lo que para el diseño de los alabes se ha considerado una placa de acero AISI 304 de 8cm de ancho y un largo de 100cm que es la longitud del tambor.

Se considera al alabe en voladizo empotrado ejerciendo una carga uniformemente variable (figura 2.1).



**Figura 2. 1** Viga en voladizo con carga variable  
Fuente: Oxford (1994, pág. 194)

Donde:

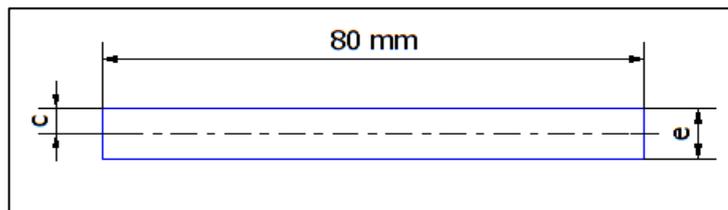
$$q = 0,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \text{ (Carga variable de la masa en el alabe)}$$

$$L = 80 \text{ mm}$$

El momento flector se calcula mediante la expresión:

$$M = \frac{q \cdot L^2}{3} = \frac{0,4 \cdot (80)^2}{3} = 853,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para determinar el espesor “e” del alabe se analiza con el caso de flexión, entonces el esfuerzo se determina con  $\left[ \sigma = \frac{M \cdot c}{I} \right]$ , en la (figura 2.2).



**Figura 2. 2** Platina para alabe  
**Elaborado por:** Autor

Donde:

$$c = \frac{e}{2} = \text{Distancia máxima al eje neutro.}$$

$I$  = Momento de inercia de una sección rectangular.

Al reemplazar valores en el esfuerzo por flexión.

$$\sigma = \frac{853,3 \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} 80 \cdot e^3} = 128 \frac{1}{e^2}$$

Para asegurar un correcto funcionamiento se tiene un factor de seguridad 2,5 y se plantea la relación  $\left[ n = \frac{S_y}{\sigma} \right]$ , donde:

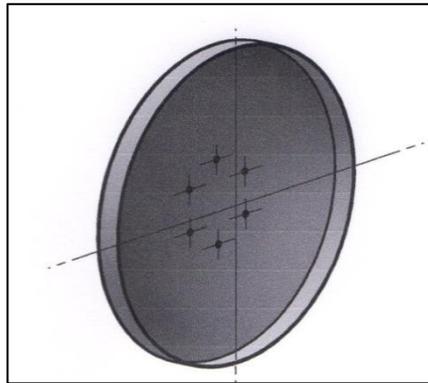
$$2,5 = \frac{220}{128 \frac{1}{e^2}}$$

$$e = \sqrt{\frac{2 * 128}{220}} = 1,2 \text{ mm}$$

Por lo tanto el espesor de los alabes en acero AISI 304 será de 1,5mm.

### 2.1.5 Diseño de tapas del tambor

La función de las tapas laterales del tambor horizontal es soportar los anillos y la parte estructural interna (figura 2.3).



**Figura 2. 3** Tapa lateral del tambor  
**Elaborado por:** Autor

Según el desarrollo de la lámina se tiene un diámetro de 63cm, por lo que se determinara el espesor del disco con la ecuación 4.

Donde:

$$C' = 0,33$$

$$P = 0,30 \text{ psi}$$

$$S = 18017,2 \text{ psi}$$

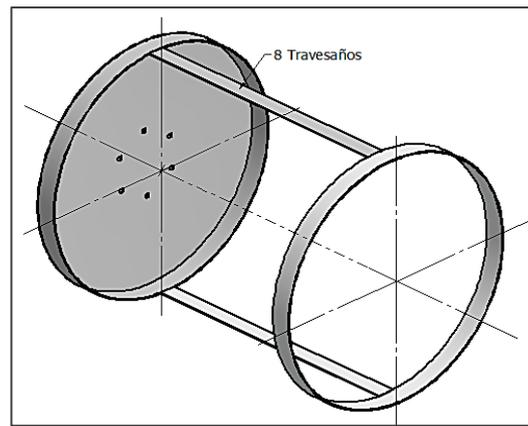
$$d = 63 \text{ cm} = 24,8 \text{ plg}$$

$$t = 24,8 \text{ plg} \sqrt{\frac{0,33 * 0,3 \text{ psi}}{18017,2 \text{ psi} * 0,6}} = 0,075 \text{ plg} = 1,9 \text{ mm}$$

Para un correcto funcionamiento del mecanismo se utiliza un disco redondo de acero AISI 304 en espesor de 2,5mm.

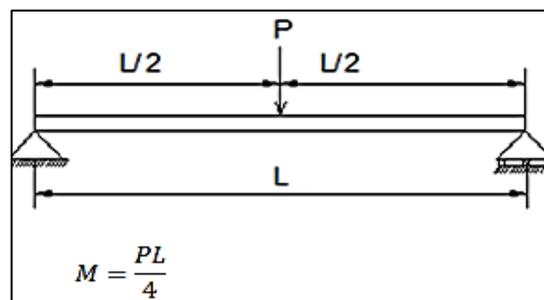
### 2.1.6 Diseño de travesaños

El sistema de travesaños consta de 8 platinas colocadas equidistantes alrededor del tambor, tiene la finalidad de dar rigidez al cuerpo del tambor, uniendo las tapas laterales y soportando la carga de la masa de yuca rallada en el interior del tambor, como se muestra en la (figura 2.4).



**Figura 2. 4** Representación de Travesaño-tensor  
**Elaborado por:** Autor

Para el diseño se plantea una platina de longitud de 90cm y un ancho de 4cm, apoyada en sus extremos con una carga central como se muestra en la (figura 2.5).



**Figura 2. 5** Viga apoyada en los extremos-carga puntual  
**Fuente:** Oxford (1994, pág. 218)

Donde:

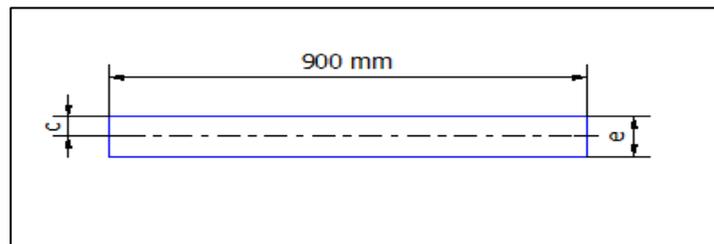
$P = 300 \text{ N}$  ( masa de yuca rallada)

$L = 900 \text{ mm}$

El momento flector se calcula mediante la expresión:

$$M = \frac{PL}{4} = \frac{300 \text{ N} * 900 \text{ mm}}{4} = 67500 \text{ N} * \text{mm}$$

Para determinar el espesor “e” de los travesaños se analiza con el caso de flexión, entonces el esfuerzo se determina con  $\left[ \sigma = \frac{Mc}{I} \right]$ , en la (figura 2.6).



**Figura 2. 6** Platina para travesaño  
**Elaborado por:** Autor

Donde:

$c = \frac{e}{2}$  = Distancia máxima al eje neutro.

I = Momento de inercia de una sección rectangular.

Al reemplazar valores en el esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{67500 \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} 900 * e^3} = 450 \frac{1}{e^2}$$

Para asegurar un correcto funcionamiento se tiene un factor de seguridad 2,5 y se plantea la relación  $\left[ n = \frac{S_y}{\sigma} \right]$ , donde:

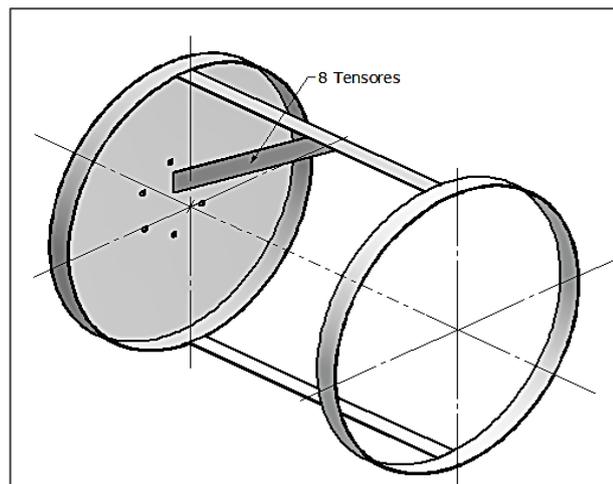
$$2,5 = \frac{220}{450 \frac{1}{e^2}}$$

$$e = \sqrt{\frac{2,5 * 450}{220}} = 2,26 \text{ mm}$$

Por lo tanto al existir platinas de acero AISI 304, se selecciona un espesor de 3mm, garantizando confiabilidad del tambor sometido a esfuerzos flectores y buena rigidez.

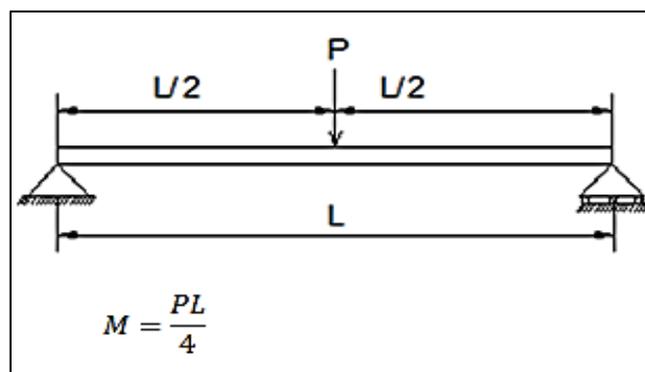
### 2.1.7 Diseño de tensores

Los tensores van colocados debajo de cada travesaño alrededor del tambor, tiene la finalidad de dar rigidez al travesaño, ayudando a la mezcla de masa de yuca rallada en el interior del tambor, como se muestra en la (figura 2.7).



**Figura 2. 7** Representación de tensor  
**Elaborado por:** Autor

Para el diseño se plantea una platina de longitud de 59cm y un ancho de 4cm, apoyada en sus extremos con una carga central como se muestra en la (figura 2.8).



**Figura 2. 8** Viga apoyada en los extremos-carga puntual  
**Fuente:** Oxford (1994, pág. 218)

Donde:

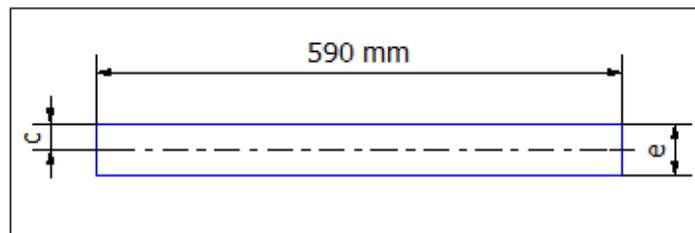
$P = 300 \text{ N}$  ( masa de yuca rallada)

$L = 590 \text{ mm}$

El momento flector se calcula mediante la expresión:

$$M = \frac{PL}{4} = \frac{300 \text{ N} * 590 \text{ mm}}{4} = 44250 \text{ N} * \text{mm}$$

Para determinar el espesor “e” de los travesaños se analiza con el caso de flexión, entonces el esfuerzo se determina con  $\left[ \sigma = \frac{Mc}{I} \right]$ , en la (figura 2.9).



**Figura 2. 9** Platina para tensor  
**Elaborado por:** Autor

Donde:

$c = \frac{e}{2}$  = Distancia máxima al eje neutro.

$I$  = Momento de inercia de una sección rectangular.

Al reemplazar valores en el esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{44250 \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} 590 * e^3} = 450 \frac{1}{e^2}$$

Para asegurar un correcto funcionamiento se tiene un factor de seguridad 2 y se plantea la relación  $\left[ n = \frac{S_y}{\sigma} \right]$ , donde:

$$z = \frac{220}{450 \frac{1}{e^2}}$$

$$e = \sqrt{\frac{2 * 450}{220}} = 2,02\text{mm}$$

Por lo tanto al existir platinas de acero AISI 304, se selecciona un espesor de 3mm, dando buena rigidez al travesaño y soportando la carga de la masa de yuca rallada.

## 2.2 Sistema motriz del tambor

El sistema motriz es el encargado de proporcionar rotación constante al tambor, para una agitación centrífuga de la yuca rallada en un tiempo determinado de operación.

El sistema motriz consta de los siguientes elementos:

- Motorreductor.
- Eje motriz.
- Brida de sujeción

### 2.2.1 Selección del motorreductor

El motorreductor acciona al eje motriz directamente, proporcionando una velocidad de giro adecuada, para que internamente la mezcla de agua - yuca rallada sea uniforme y se pueda extraer el almidón de yuca.

Para seleccionar el motorreductor es necesario conocer la cantidad de inercia que debe vencer el sistema motriz para que se produzca momento en el tambor agitador.

Para conocer el momento se utiliza la ecuación 5, quedando la siguiente expresión:

$$\Sigma T = \Sigma I * \alpha \quad [\text{ec. 5.1}]$$

Donde:

T: Momento torsor [N \* m]

I: Inercia de todas las masas [Kg \* m<sup>2</sup>]

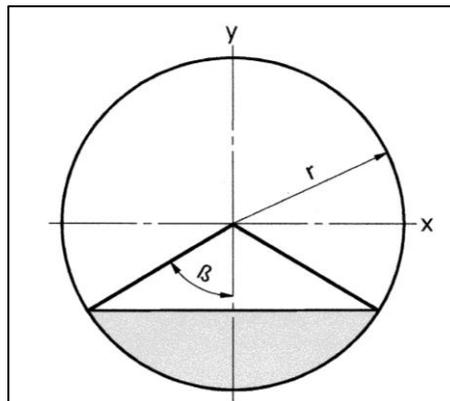
$\alpha$ : Aceleracion angular  $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right]$

La ecuación 5.1 muestra que la inercia total es la sumatoria de los diferentes elementos que conforman el mecanismo giratorio entonces:

$$\Sigma I = I_{\text{yuca rallada}} + I_{\text{tambor}} + I_{\text{eje}} + I_{\text{travesaños}} + I_{\text{alabes}} + I_{\text{tensores}} + I_{\text{brida}} + I_{\text{anillos}} + I_{\text{tapas}} \quad [\text{ec. 5.2}]$$

### 2.2.1.1 Inercia de la masa de yuca rallada

El motorreductor ejerce mayor potencia cuando la yuca rallada se encuentra en reposo en la parte inferior del tambor, por lo tanto se determina el momento de inercia en esta condición de operación, con referencia a un segmento circular (figura 2.10).



**Figura 2. 10** Sección transversal del tambor con carga de yuca rallada  
**Elaborado por:** Autor

Si se considera que el 30 % del perímetro está ocupado por la masa de yuca rallada en un diámetro interior de 62,84 cm, entonces:

$$P_{\text{Per}} = 0,3 * \pi * D_i = 0,3 * \pi * 62,84\text{cm}$$

$$P_{\text{Per}} = 59,2 \text{ cm}$$

Utilizando la ecuación 7, se obtiene de  $\beta$

$$2\beta = \frac{59,2 * 360}{\pi * 62,84}$$

$$\beta = 53,9^\circ = 0,9 \text{ rad}$$

Al reemplazar  $\beta$ , en la ecuación 9 se encuentra el momento polar de inercia en “x”

Donde:

$$I_x = \frac{(0,315)^4}{4} (0,9 - \text{sen } 0,9 \cos 0,9 + 2 \text{ sen}(0,9)^3 \cos 0,9)$$

$$I_x = 2,2 \times 10^{-3} \text{m}^4$$

Al reemplazar  $\beta$ , en la ecuación 10 se encuentra el momento polar de inercia en “y”

Donde:

$$I_y = \frac{(0,315)^4}{12} (3 * 0,9 - 3 \text{ sen } 0,9 \cos 0,9 - 2 \text{ sen}(0,9)^3 \cos 0,9)$$

$$I_y = 2,1 \times 10^{-3} \text{m}^4$$

Al reemplazar  $I_x$  y  $I_y$  en la ecuación 11

$$I_p = 4,3 \times 10^{-3} \text{m}^4$$

Al obtener el momento polar de inercia se procede a calcular la *inercia de la masa de yuca rallada* con la ecuación 12.

Donde:

$$\rho_{\text{yuca}}: 1013 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$L: 1 \text{ m}$$

$$I_p: 4,3 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$I_{\text{yuca rallada}} = 4,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 2.2.1.2 Inercia del tambor

El tambor es un cilindro formado por una lámina de acero AISI 304 perforada, acoplada sobre anillos fijadores. Para el cálculo del momento de inercia del tambor se calcula la *masa* del tambor con la ecuación 14.

Donde:

$$r_1 = 0,315 \text{ m}$$

$$r_2 = 0,3142 \text{ m}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 12,6 \text{ kg}$$

Para determinar el momento de inercia del tambor se utiliza la ecuación 13 con referencia de un cilindro hueco.

$$I_{\text{tambor}} = 1,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 2.2.1.3 Inercia del eje motriz

El eje motriz es el encargado de generar velocidad angular al tambor, y se asume un diámetro de 35mm de acero AISI 304.

Para determinar la masa del eje se utiliza la ecuación 16.

Donde:

$$r = 0,0175 \text{ m}$$

$$h = 0,45 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

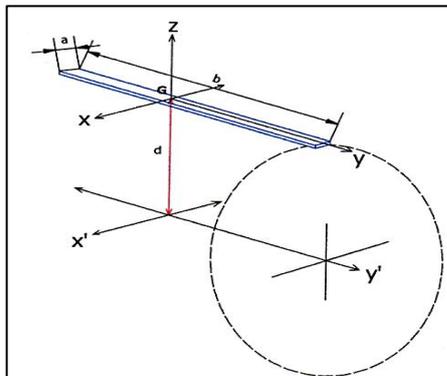
$$m = 3,46 \text{ kg}$$

Para el cálculo del momento de inercia del eje se hace referencia a un cilindro sólido, aplicando la ecuación 15.

$$I_{\text{eje}} = 5,3 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

#### 2.2.1.4 Inercia de travesaños

Los travesaños son 8 platinas delgadas rectangulares de acero AISI 304, acopladas a los anillos en todo el perímetro circular, formando la estructura interna que soporta el cilindro de lámina perforada (figura 2.11).



**Figura 2. 11** Ubicación de travesaños alrededor del eje  $y'$   
**Elaborado por:** Autor

La masa de las platinas delgadas se determina con la ecuación 18.

Donde:

$$a = 0,04 \text{ m}$$

$$b = 0,92 \text{ m}$$

$$e = 0,003 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 0,9 \text{ kg}$$

Para el cálculo del momento de inercia de la masa de los travesaños respecto al eje  $y$ , se determina  $I_y$  de una placa delgada, que pasa por el centro de masa  $G$ , ecuación 17.

Donde:

$$I_G = I_y = 1,2 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

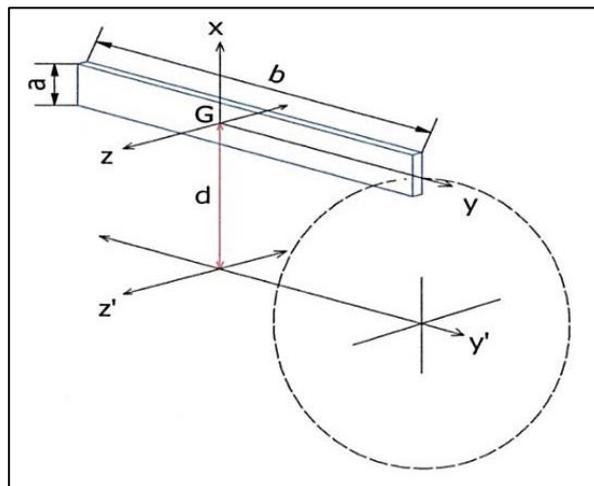
$d$ : Distancia perpendicular entre los ejes  $y$  –  $y'$  (0,315m)

Al reemplazar  $I_G$ ,  $d$ ,  $m$ , en [ec. 23] del teorema de ejes paralelos  $y$ -  $y'$

$$I_{\text{travesaños}} = 0,09 \times 8 \text{ unidades} = 0,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 2.2.1.5 Inercia de alabes

Los alabes son 8 platinas delgadas rectangulares de acero AISI 304, que van acopladas a los travesaños, estos alabes ayudan a la mezcla de agua con la masa de la yuca rallada y guían el desecho a la tolva, para su evacuación (figura 2.12).



**Figura 2. 12** Ubicación de alabes alrededor del eje  $y'$   
**Elaborado por:** Autor

La masa de las platinas delgadas se determina con la ecuación 18.

Donde:

$$a = 0,08 \text{ m}$$

$$b = 1 \text{ m}$$

$$e = 0,002 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 1,28 \text{ kg}$$

Para el cálculo del momento de inercia de la masa de los alabes respecto al eje y, se determina  $I_y$  de una placa delgada que pasa por el centro de masa G, ecuación 17.

Donde:

$$I_G = I_y = 6,8 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

d: Distancia perpendicular entre los ejes  $z - z'$  (0,275m).

Al reemplazar  $I_G$ , d, m, en la ecuación 23 del teorema de ejes paralelos.

$$I_{\text{alabes}} = 0,097 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{\text{alabes}} = 0,097 \times 8 \text{ unidades} = 0,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

#### 2.2.1.6 Inercia de los tensores

Los tensores son parte del tambor que van colocados de forma inclinada en el interior para reforzar cada travesaño, evitando deformación y son de acero AISI 304.

Utilizando la ecuación 19, de un rectángulo delgado se puede calcular el momento de inercia con respecto al eje B-B.

Dónde:

$$t = 0,04 \text{ m}$$

$$b = 0,58 \text{ m}$$

$$\beta = 31^\circ$$

$$I_{BB} = 4,24 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Para determinar el momento de inercia de la masa del tensor en función de su volumen y densidad se utiliza la ecuación 20, alrededor del eje B-B.

Donde:

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$e = 0,003 \text{ m}$$

$$I_{B-B} = 4,24 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_{\text{tensor}} = 0,01 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$I_{\text{tensores}} = 0,01 \times 8 \text{ unidades} = 0,08 \text{ kg} * \text{m}^2$$

### 2.2.1.7 Inercia de la brida

La brida es un elemento que transmite el torque ejecutado por el motorreductor hacia el tambor, consta de un bocín y un disco.

Para determinar la masa del bocín, se utiliza la ecuación 14, donde se asume los valores de radios y longitud.

Donde:

$$V = \pi[(0,021)^2 - (0,015)^2] * 0,08 = 5,4 \times 10^{-5}$$

$$L = 0,08 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 0,43 \text{ kg}$$

Para calcular el momento de inercia del bocín se utiliza la ecuación 13, referente a un cilindro hueco.

Donde:

$$r_1 = 0,021 \text{ m}$$

$$r_2 = 0,015 \text{ m}$$

$$I_{\text{bocín}} = 1,4 \times 10^{-4} \text{ kg} * \text{m}^2$$

Para determinar la masa del disco pequeño se utiliza la ecuación 16.

Donde:

$$r = 0,1 \text{ m}$$

$$h = 0,006 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 1,5 \text{ kg}$$

Para calcular el momento de inercia del disco pequeño se utiliza la ecuación 22, referente a un disco circular delgado.

$$I_{\text{disco}} = 7,5 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Por lo tanto el momento de inercia de la brida compuesta por un bocín y un disco es:

$$I_{\text{brida}} = I_{\text{bocín}} + I_{\text{disco}} = 7,64 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 2.2.1.8 Inercia de anillos

Los anillos forman parte de la estructura del tambor que sirven de apoyo de la lámina perforada de acero AISI 304.

Para determinar la masa de un anillo se utiliza la ecuación 14.

Donde:

$$r_1 = 0,315 \text{ m}$$

$$r_2 = 0,312 \text{ m}$$

$$L = 0,04 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V = \pi[(0,315)^2 - (0,312)^2] \cdot 0,04 = 2,36 \times 10^{-4}$$

$$m = 1,9 \text{ kg}$$

Para calcular el momento de inercia de un anillo delgado se utiliza la ecuación 21.

$$I_{\text{anillos}} = 0,19 \times 3 \text{ anillos} = 0,57 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 2.2.1.9 Inercia de tapas del tambor

Las tapas del tambor son discos delgados de acero AISI 304, unidos a los anillos formando una estructura compacta de un cilindro.

Para determinar la masa del disco se utiliza la ecuación 16.

Donde:

$$r = 0,315 \text{ m}$$

$$h = 0,003 \text{ m}$$

$$\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 7,5 \text{ kg}$$

Para calcular el momento de inercia de la tapa se utiliza la ecuación 22, referente a un disco circular delgado.

$$I_{\text{tapas}} = 0,37 \times 2 \text{ unidades} = 0,74 \text{kg} * \text{m}^2$$

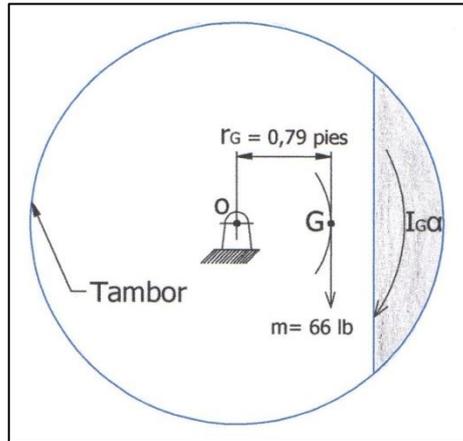
Al reemplazar los momentos de inercia de los elementos del mecanismo en la [ec. 5.2]

$$\Sigma I = 4,3 + 1,24 + 5,3 \times 10^{-4} + 0,72 + 0,8 + 0,08 + 7,64 \times 10^{-3} + 0,57 + 0,74$$

$$\Sigma I = 7,1 \text{ kg} * \text{m}^2$$

### 2.2.1.10 Cálculo de la aceleración angular

Para determinar la aceleración angular, se analiza la (figura 2.13) como un volante desbalanceado de 66 lb, tiene un radio de giro de  $k$  con respecto a un eje que pasa por su centro de masa.



**Figura 2. 13** Diagrama de cuerpo libre y cinético  
**Elaborado por:** Autor

Como G describe una trayectoria circular, para el estudio del extractor la aceleración tangencial es cero y para la aceleración normal  $\alpha$  es constante. La cual es originada por el contrapeso del volante, actuando en sentido horario, entonces para determinar k se utiliza la ecuación 8.

$$k = \bar{y} = \text{Radio de giro}$$

$$k = 0,84 \text{ pies}$$

Para determinar el momento de inercia con respecto a G se utiliza la ecuación 27.

$$I_G = \frac{66 \text{ lb}}{32,2 \frac{\text{pie}}{\text{s}^2}} * (0,84)^2 = 1,44 \text{ slug} * \text{pie}^2$$

Entonces para calcular el momento de inercia del volante con respecto a “O” se utiliza la ecuación 26.

$$I_o = 1,44 + \left(\frac{66}{32,2}\right) (0,79)^2 = 2,71 \text{ slug} * \text{pie}^2$$

Por consiguiente aplicando la ecuación 25, se tiene

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \Sigma M_O &= I_o \alpha \\ 66 \text{ lb} * 0,79 \text{ pies} &= (2,71 \text{ slug} * \text{pie}^2) * \alpha \end{aligned}$$

$$\alpha_{\text{constante}} = 19,23 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Entonces para obtener el momento torsor, se reemplaza  $\Sigma I$  y  $\alpha$  en ecuación 5.

$$T = (7,1\text{kg} * \text{m}^2) \left( 19,23 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right)$$

$$T = 136,5 \text{ N} * \text{m}$$

### 2.2.1.11 Cálculo de potencia del motorreductor

Para determinar la potencia se necesita conocer la relación de transmisión necesaria para el requerimiento de mezclado de agua y la masa de yuca rallada.

Donde:

$i$  = Relación de transmisión.

$n_1$  = Velocidad nominal del motor eléctrico, rpm.

$n_2$  = Velocidad del tambor, rpm.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1710}{30} = 57$$

Por lo tanto la potencia de diseño o potencia corregida para un factor de servicio de 2,5 es:

$$P_c = P * f_s$$

Donde

$$P = T * n_2 = 1365\text{Nm} * 3,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 430,18 \text{ w}$$

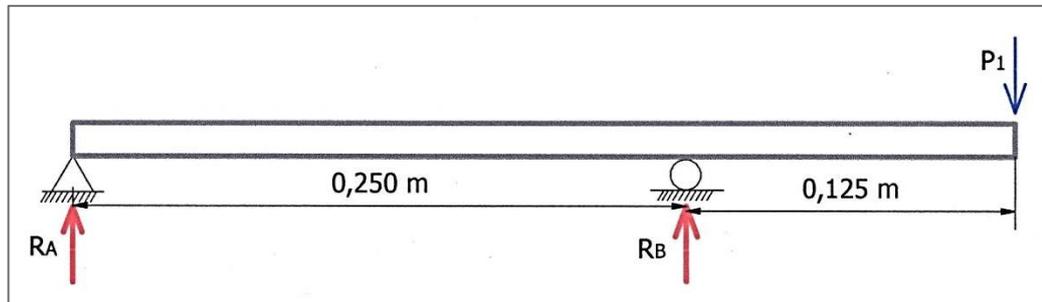
$$P_c = 430,18 * 2,5 = 1075,45\text{w}$$

$$P_c = 1,46 \text{ hp}$$

Entonces se selecciona un reductor (Rossi, MRV 535UO4E), con una relación de transmisión de  $i=57$  y con una potencia de entrada de 2 hp. Anexo 5, Catálogo de Motorreductor.

## 2.2.2 Diseño del eje motriz

En principio se plantea el diagrama de cuerpo libre (figura 2.14).



**Figura 2. 14** Diagrama de cuerpo libre  
Elaborado por: Autor

Para determinar las reacciones en el punto A y B se plantea  $P_1 = Ft_{\text{constante}} + m$ , donde la fuerza tangencial es constante y la aceleración tangencial es cero, permitiendo que el tambor gire a velocidad angular constante.

Donde:

$$Ft_{\text{constante}} = \frac{T}{r} = \frac{136,5 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,315 \text{ m}} = 433 \text{ N}$$

$$m = 867 \text{ N} \text{ (Peso del tambor giratorio)}$$

$$P_1 = 433 + 867 = 1300 \text{ N}$$

### Cálculo de reacciones

$$+\Sigma M_A = 0$$

$$R_B \cdot 0,25\text{m} - (1300\text{N} \cdot 0,375 \text{ m}) = 0$$

$$R_B = 1950 \text{ N}$$

$$+\Sigma F_v = 0$$

$$R_A + R_B = 1300\text{N}$$

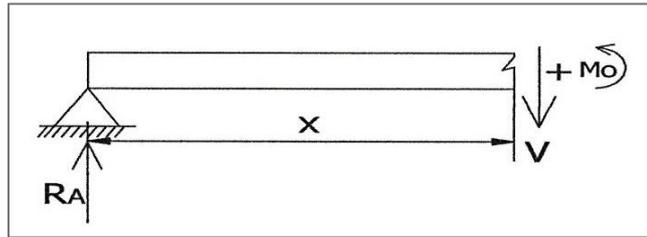
$$R_A + 1950 \text{ N} = 1300\text{N}$$

$$R_A = 1300\text{N} - 1950 \text{ N}$$

$$R_A = 1300\text{N} - 1950 \text{ N}$$

$$R_A = -650 \text{ N}$$

Cálculo del momento flector máximo figura 2.15



**Figura 2. 15** Cálculo del momento flector máximo  
Elaborado por: Autor

$$\Sigma F_V = 0$$

$$V - R_A = 0$$

$$V - (-650 \text{ N}) = 0$$

$$V = -650 \text{ N}$$

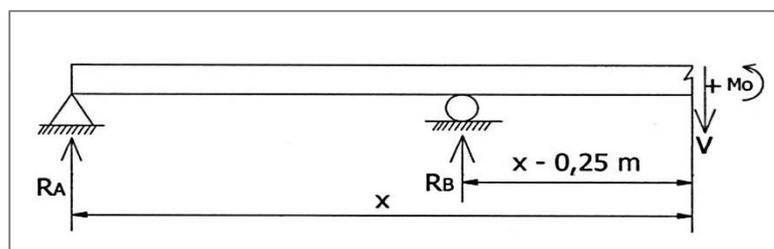
$$\Sigma M_A = 0$$

$$M = -R_A x$$

$$M = -(-650 \text{ N})x$$

$$0 \leq x \leq 0,25 \text{ m}$$

x(m)	V= -650 N	M = -(-650N)x(N.m)
0,0	-650	0,0
0,25	-650	162,5



**Figura 2. 16** Cálculo del momento flector máximo  
Elaborado por: Autor

$$\Sigma F_V = 0$$

$$V - R_A - R_B = 0$$

$$V = (-650 \text{ N}) + 1950 \text{ N} = 1300 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

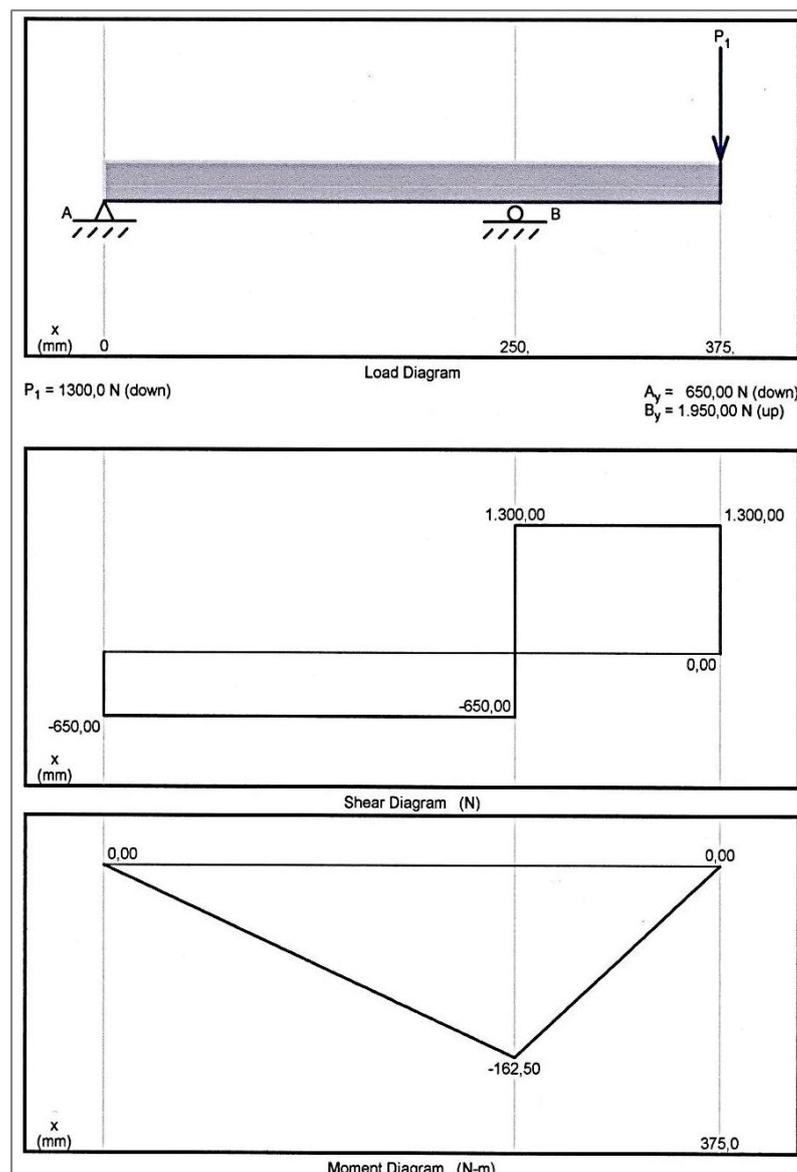
$$M = -R_A x - R_B(x - 0,25)$$

$$M = -(650)x - 1950x + 1950(0,25)$$

$$M = 1300x + 487,5$$

$0,25m \leq x \leq 0,375m$		
x(m)	V= 1300 N	$M = -1300Nx + 487,5(N.m)$
0,25	1300	162,5
0,375	1300	0

### 2.2.2.1 Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo



**Figura 2. 17** Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante  
**Elaborado por:** Autor

### 2.2.2.2 Cálculo del diámetro del eje considerando cargas estáticas

De la ecuación 34 se despeja el diámetro “d”

$$d = \left[ \frac{32 * 2}{\pi * 2200} \left( (1625)^2 + \frac{3}{4} (1365)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 2,65 \text{ cm} = 26,5 \text{ mm}$$

### 2.2.2.3 Cálculo del diámetro del eje considerando cargas dinámicas

Para determinar el diámetro del eje en condiciones dinámicas, primero se determina los factores k.

- El *factor de superficie* se obtiene mediante la ecuación 37 y la (tabla 1.3).

Donde:

$$k_a = 1,34(31,22)^{-0,085}$$

$$k_a = 1$$

- El *factor de tamaño* se obtiene de la (tabla 1.4).

Donde:

$$d = 26,5 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,24(26,5)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,87$$

- El *factor de carga* se obtiene de la (tabla 1.5), considerando un esfuerzo torsor.

$$k_c = 0,59$$

- El *factor de temperatura* se determina de la (tabla 1.6), considerando una temperatura de 20 °C.

$$k_d = 1$$

- Para el factor de confiabilidad al 99%, se utiliza la ecuación 38 y la (tabla 1.7).

Donde:

$$k_e = 1 - (0,08 * 2,326)$$

$$k_e = 0,81$$

- Para determinar el *factor de modificación por efectos varios*, primero se obtiene la sensibilidad de la muesca  $q$  con la (tabla 1.8), si  $S_{ut} = 73,8$  kpsi y un radio de muesca de (1,5 mm = 0,06 pulg).

$$q = 0,75$$

- El factor  $k_t$  se determina a partir de la configuración geométrica del eje de la (tabla 1.9).

Donde:

La relación  $\frac{r}{d} = \frac{1,5}{26,5} = 0,06$  y la relación  $\frac{D}{d} = \frac{30}{26,5} = 1,13$

Entonces,  $k_t = 1,35$

Se reemplaza  $q, k_t$  en la ecuación 39.

$$k_f = 1 + 0,75(1,35 - 1)$$

$$k_f = 1,26$$

- El factor de límite de resistencia a la fatiga está dado por la ecuación 40.

Si  $S_{ut} = 73,8$  kpsi, entonces:

$$S_e' = 0,5 ( 73,8 \text{ kpsi} ) = 36,9 \text{ kpsi}$$

Al reemplazar los valores de factores “k” en la ecuación 36 se obtiene *el límite de resistencia a la fatiga corregida*.

$$S_e = 1 * 0,87 * 0,59 * 1 * 0,81 * 1,26 * 36,9$$

$$S_e = 19,3 \text{ kpsi} = 1359,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente se calcula el diámetro del eje en condiciones dinámicas con la ecuación 35.

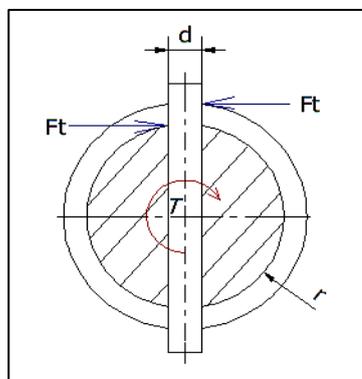
$$d = \left[ \frac{48 * 2}{\pi} \left( \left( \frac{1365}{2200} \right)^2 + \left( \frac{1625}{1359,7} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 3,4\text{cm} = 34\text{mm}$$

Por lo tanto con el análisis bajo condiciones de fatiga, el diámetro del eje motriz es de 34mm y en la práctica para reducción del eje se determina un valor de 38mm.

### 2.2.3 Cálculo del diámetro del pasador en el eje motriz

El pasador es conveniente para la aplicación de carga por cortante y cuando existe rotación o torsión (figura 2.18).



**Figura 2. 18** Esfuerzos en la sección del pasador  
**Elaborado por:** Autor

Donde:

$$T = 1365 \text{ kg} * \text{cm}$$

$$r = 1,75 \text{ cm}$$

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{1365}{1,75} = 780 \text{ kg}$$

La falla por cortante en el área circular del pasador de acero AISI 304 crea un esfuerzo  $F/A$ , por lo tanto la resistencia a la fluencia cortante predicha por la energía de distorsión dividida entre el fs, se tiene la relación  $\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{A}$

Al aplicar la ecuación 29, para un acero AISI 304 se tiene:

$$S_{sy} = 0,577 * 2200 = 1269,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Entonces aplicando la relación con un factor de seguridad de 2.5, para determinar el diámetro del pasador se tiene un área circular de:

$$A = \frac{F_t * n}{S_{sy}} = \frac{780 * 2,5}{1269,4} = 1,54 \text{ cm}^2$$

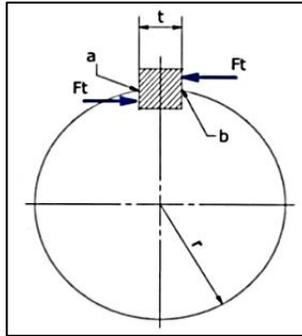
Se despeja  $d$  de un área circular.

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,54 * 4}{\pi}} = 1,4 \text{ cm}$$

Por lo que se selecciona un perno en acero inoxidable de 5/8", existente en el mercado dando confiabilidad de resistencia al corte en la unión brida-eje.

#### 2.2.4 Cálculo de la chaveta cuadrada en el eje motriz

En la (figura 2.19), se muestra las fuerzas que actúan en el área de la sección cuadrada.



**Figura 2. 19** Esfuerzos en la sección de la chaveta  
**Elaborado por:** Autor

Se toma como referencia el valor de  $t = \frac{5}{16}$  pulg = 8 mm, con un diámetro de 35mm de la (tabla 1.10), el valor de  $F_t = 780$  kg se toma del cálculo del diámetro del pasador en el eje motriz.

Al aplicar la ecuación 29, para un acero AISI 304 se tiene:

$$S_{sy} = 0,577 * 2200 = 1269,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La falla por cortante a lo largo del área  $ab$  creará un esfuerzo  $\tau = \frac{F}{tl}$ . Sustituyendo el esfuerzo cortante por la resistencia dividida entre el factor de seguridad de 2 se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$\frac{1269,4}{2} = \frac{780}{0,8 * l}$$

$$l = 1,53\text{cm}$$

Para resistir el desgarre, se utiliza el área de la mitad de la cara de la chaveta:

$$\frac{1269,4}{2} = \frac{780}{(0,8 * l)/2}$$

$$l = 3,07\text{cm}$$

Por lo tanto el largo de chaveta es de 31mm con una sección cuadrada de 8mm.

### 2.2.5 Diseño de pernos en la brida

Para el análisis de la sujeción de la brida con el tambor giratorio, los pernos están trabajando a un esfuerzo cortante, por lo que aplicando la ecuación 33 se obtiene un área estimada.

Donde:

$$T = 1365 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

De la (tabla 1.12) Se determina la resistencia mínima de prueba y aplicando la ecuación 29 se obtiene:

$$\tau = 85 \text{ kpsi} = 5988,6 * 0,577 = 3455,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$d = \sqrt[3]{\frac{16(1365)}{3455,4}} = 1,85 \text{ cm}$ , entonces para este diámetro el área es  $268,8 \text{ mm}^2$ , de la (tabla 1.11), se obtiene el área de esfuerzo equivalente a  $353 \text{ mm}^2$ , esta área distribuida para 6 pernos en la brida se tiene un área de  $58,83 \text{ mm}^2$ .

Por lo tanto de la (tabla 1.11), se selecciona un área de esfuerzo de tensión de  $84,3 \text{ mm}^2$ , procediendo a re afinar los cálculos para comprobar la resistencia mecánica de la junta, para ello se determina la constante de rigidez de la junta con la ecuación 41.

Donde:

$$A_b = 84,3 \text{ mm}^2$$

$$E_b = 30 \text{ Mpsi} = 211364 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (Módulo de elasticidad del acero)}$$

$$l_b = 8,5 \text{ mm (brida - tapa - arandelas)}$$

$$k_b = \frac{84,3 * 211364}{16,6}$$

$$k_b = 2096233,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

A continuación se calcula la rigidez de cada material utilizando la ecuación 43, que para el espesor de la brida y arandela es de 8,7 mm, y el espesor de la tapa del tambor, arandela plana y de presión es 2,5mm.

Donde la rigidez en el espesor de la brida es:

$$k_{m1} = \frac{0,5774 * \pi(211364) * 12}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774(8,7) + 0,5(12)}{0,5774(8,7) + 2,5(12)} \right)} = 5112077,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Y la rigidez en el espesor de la tapa es:

$$k_{m2} = \frac{0,5774 * \pi(211364) * 12}{2 \ln \left( 5 \frac{0,5774(7,9) + 0,5(12)}{0,5774(7,9) + 2,5(12)} \right)} = 5412787,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Al aplicar la ecuación 42 se determina la rigidez de los elementos:

$$\frac{1}{k_{mt}} = \frac{1}{5112077,4} + \frac{1}{5412787,8}$$

$$k_{mt} = 2629067,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Una vez obtenido todos los datos se reemplaza en la ecuación 44 y se calcula la constante de rigidez de la junta:

$$c = \frac{2096233,5}{2096233,5 + 2629067,5}$$

$$c = 0,44$$

El esfuerzo bajo la carga de servicio se determina con la ecuación 45.

Donde:

P= 1300 N (Fuerza cortante de la figura 2.17, en B=130kg/6pernos=21,7 kg)

Donde las propiedades mecánicas de los pernos, se selecciona de la tabla 1.12.

$$S_y = 92 \text{ kpsi} = 6468,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

De la ecuación 48, la resistencia de prueba es:

$$S_p = 0,85 * 6468,2 = 5498 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La carga de prueba se determina con la ecuación 47, con los datos del área de esfuerzo de tensión seleccionado en la (tabla 1.11).

$$F_p = 0,843 \text{ cm}^2 * 5498 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 4634,8 \text{ kg}$$

Entonces el valor de la precarga se da por la ecuación 46 es:

$$F_i = 0,75 * 4634,8 \text{ kg} = 3476,1 \text{ kg}$$

El área del perno se calcula con el diámetro nominal que es de ½” o 12,7 mm, por lo que:

$$A_t = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * (12,7)^2}{4} = 127 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto aplicando la ecuación 45 se tiene:

$$\sigma_b = \frac{(0,44 * 21,7 \text{ kg}) + 3476,1 \text{ kg}}{1,27 \text{ cm}^2} = 2744,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El factor de seguridad se determina por la ecuación 49.

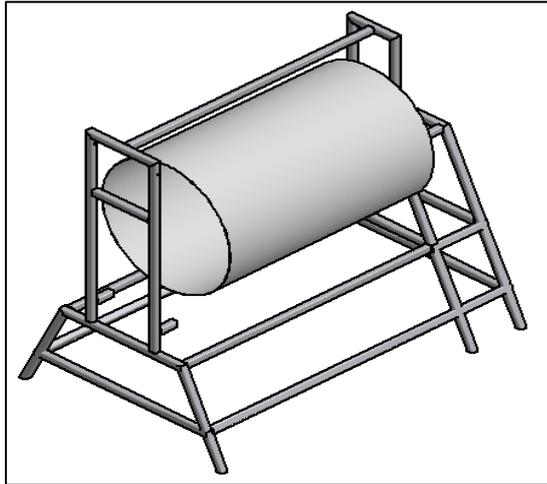
$$n_p = \frac{5497,9}{2744,6} = 1,99$$

Por lo tanto se selecciona un perno en acero inoxidable grado métrico 5, de ½” NC, dando una confiabilidad aceptable por estar en un rango de factor de seguridad de 2.

## 2.3 Estructura de sujeción

### 2.3.1 Diseño de la estructura soportante

El extractor centrífugo se considera como un tanque horizontal sometido a agitación angular, soportado por una estructura tal como se muestra en la (figura 2.20).



**Figura 2. 20** Diseño estructura  
Elaborado por: Autor

Para el diseño se hace referencia un pórtico troncado formado por tubo de sección cuadrada a calcular. A continuación se debe determinar el peso total del extractor, tomando los valores de pesos de cada elemento ya calculados, en *la selección del motorreductor*.

Peso del eje = 3,46 kg

Peso de la brida = 1,93 kg

Peso de travesaños = 7,2 kg

Peso de anillos = 5,7 Kg

Peso de yuca rallada = 30 kg

Peso del tambor = 12,6 kg

Peso de alabes = 10,24 kg

Peso de tensores = 4,45 kg

Peso de tapas = 15 kg

Peso del motorreductor = 43,5 kg

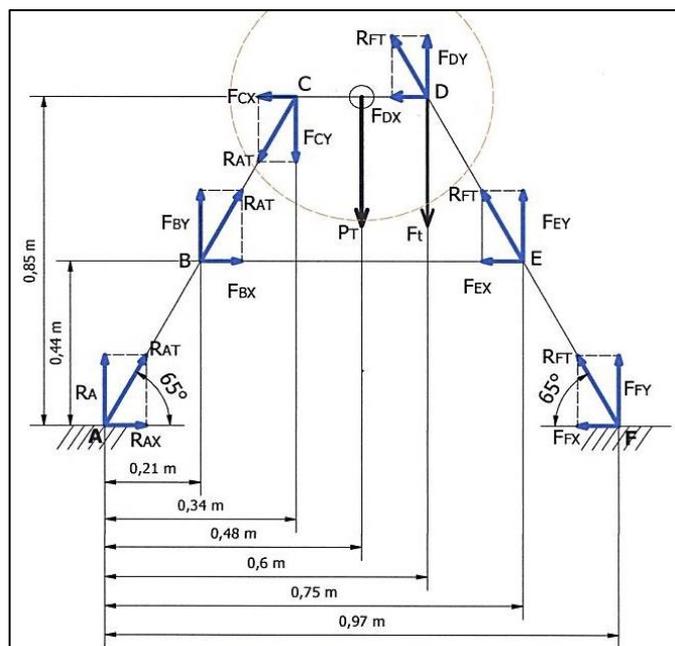
Si se suma el peso de todos los componentes se obtiene el peso total:

$$P_t = 134,08 \text{ kg}$$

Este valor se aumentará en un 10 %, por no haber considerado elementos de sujeción como pernos, chumaceras, etc. Por lo tanto el peso total del extractor es:

$$P_T = 147,49 \text{ kg}$$

En principio se plantea el diagrama de cuerpo libre del pórtico soportante ver (figura 2.21).



**Figura 2. 21** Diagrama cuerpo libre pórtico  
Elaborado por: Autor

Donde:

$$T = 136,5 \text{ Nm}$$

$$r = 0,15 \text{ m}$$

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{136,5}{0,315} = 910 \text{ N}$$

### Reacciones

$$\Sigma F_x = 0$$

$$+R_{AX} + F_{BX} - F_{CX} - F_{DX} - F_{EX} - F_{FX} = 0$$

$$\cos 65^\circ * R_{AT} + \cos 65^\circ * R_{AT} - \cos 65^\circ * R_{AT} - \cos 65^\circ * R_{FT} - \cos 65^\circ * R_{FT} - \cos 65^\circ * R_{FT} = 0$$

$$R_{AT} = \frac{1,26R_{FT}}{0,42}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-R_A - F_{By} - F_{Cy} + P_T + F_t - F_{Dy} - F_{Ey} - F_{Fy} = 0$$

$$-\text{sen } 65^\circ * R_{AT} - \text{sen } 65^\circ * R_{AT} + 1475N + 910N - \text{sen } 65^\circ * R_{FT} - \text{sen } 65^\circ * R_{FT} - \text{sen } 65^\circ * R_{FT} = 0$$

$$-1,82R_{AT} + 2385N - 2,73R_{FT} = 0$$

Al reemplazar el valor de  $R_{AT}$  en la expresión de la sumatoria de fuerzas en y, se obtiene el valor de  $R_{FT}$ :

$$-1,82 \left( \frac{1,26R_{FT}}{0,42} \right) + 2385N - 2,73R_{FT} = 0$$

$$R_{FT} = 291,2 \text{ N}$$

Entonces  $R_{AT}$  es:

$$R_{AT} = \frac{1,26R_{FT}}{0,42} = \frac{1,26(291,2N)}{0,42}$$

$$R_{AT} = 873,6 \text{ N}$$

Se toma como parte crítica el lado "AC" de la estructura, donde se analizan las fuerzas como se muestra en la (figura 2.20).

Donde:

$$\Sigma M_A$$

$$(-F_{BX} * 0,44m) + (F_{CX} * 0,85m)$$

$$M_F = -(\cos 65^\circ * R_{AT} * 0,44m) + (\cos 65^\circ * R_{AT} * 0,85m)$$

$$M_F = -(\cos 65^\circ * 873,6 \text{ N} * 0,44m) + (\cos 65^\circ * 873,6 \text{ N} * 0,85m) = 151,4Nm$$

$$M_F = 15140 \text{ N} * \text{cm}$$

Para determinar el espesor “e” del tubo de 1 ¼” en acero inoxidable AISI 304, se analiza con el caso de flexión, entonces  $\left[\sigma = \frac{Mc}{I}\right]$ , aplicando la ecuación 30:

Donde:

$$\sigma = 0,577 * S_y$$

$$\sigma = 0,577 * 220 = 127 \frac{N}{mm^2} = 12700 \frac{N}{cm^2}$$

c = 1,6 cm ( distancia al eje neutro de la sección, tubo cuadrado 1 1/4"

Al despejar “I” de la ecuación por flexión:

$$I = \frac{Mc}{\sigma} = \frac{(15140 N * cm) * 1,6 cm}{12700 \frac{N}{cm^2}}$$

$$I = 1,91 cm^4$$

De la (tabla 2.1) el valor de inercia inmediato superior es de 2,19 cm<sup>4</sup>

Pulgadas	DIMENSIONES		PESO	EJES X-X E Y-Y			
	H	e	P	AREA	I	W	I
	mm	mm	Kg/6m	cm2	cm4	cm3	cm
1/2	12	0.60	1.32	0.27	0.06	0.10	0.47
		0.75	1.86	0.32	0.07	0.12	0.47
		0.95	2.28	0.40	0.08	0.13	0.45
5/8	15	0.60	1.74	0.35	0.12	0.16	0.59
		0.75	2.16	0.41	0.14	0.19	0.58
		0.95	2.70	0.51	0.16	0.21	0.56
3/4	20	0.60	2.22	0.47	0.29	0.29	0.79
		0.75	2.88	0.56	0.34	0.34	0.78
		0.95	3.60	0.70	0.41	0.41	0.77
		1.10	4.20	0.80	0.47	0.47	0.77
1	25	1.50	5.64	1.05	0.58	0.58	0.74
		0.75	3.60	0.71	0.69	0.55	0.99
		0.95	4.50	0.89	0.84	0.67	0.97
		1.10	5.22	1.02	0.95	0.76	0.97
1 1/4	30	1.50	7.08	1.35	1.21	0.97	0.95
		0.95	5.40	1.08	1.50	1.00	1.18
		1.10	6.24	1.24	1.70	1.13	1.17
1 1/2	40	1.50	8.46	1.65	2.19	1.47	1.15
		0.95	7.20	1.46	3.68	1.84	1.59
		1.10	4.34	1.68	4.20	2.10	1.58
2	50	1.50	11.28	2.25	5.48	2.74	1.56
		1.50	14.04	2.85	11.06	4.42	1.97

**Tabla 2. 1** Características tubo cuadrado acero AISI 304

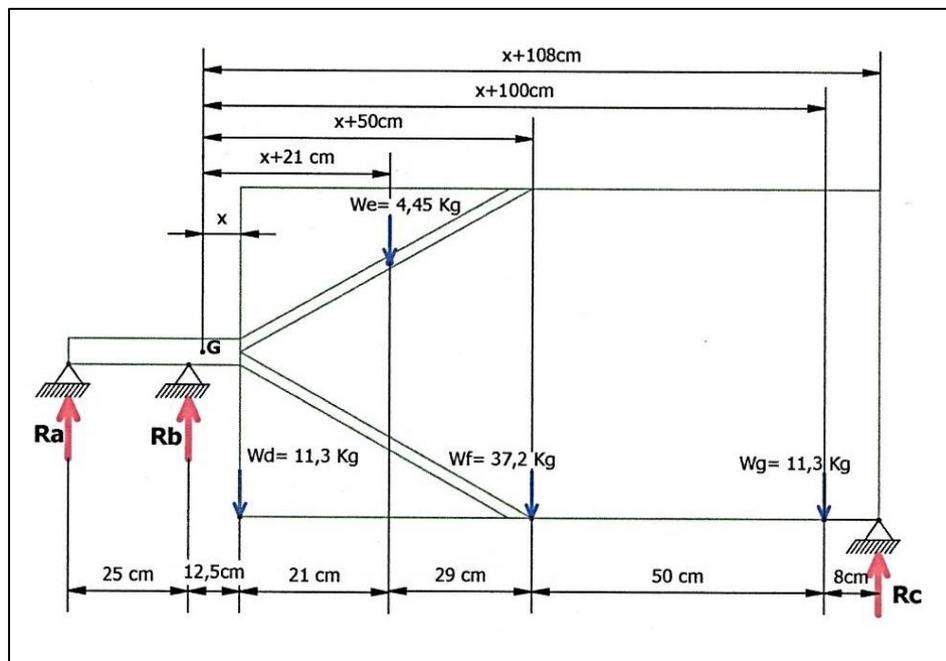
**Fuente:** Catálogo de Dipac

Por lo tanto la dimensión del tubo cuadrado es de 1 ¼” con un espesor de 1,5mm, garantizando una estructura que soporta el peso del mecanismo y cuando ejerce la fuerza tangencial no produce volcamiento.

### 2.3.2 Diseño de apoyos del tambor

El tambor giratorio se sujeta mediante una brida en un extremo, como el ingreso de producto tiene que ser libre, al otro lado se apoya en ruedas, para el estudio se representa las cargas de todos los elementos del tambor, como se muestra en la (figura 2.22).

#### Diagrama de cuerpo libre



**Figura 2. 22** Diagrama cuerpo libre del tambor  
Elaborado por: Autor

#### Cargas en el tambor:

$W_d = 11,3 \text{ kg}$  (Peso de anillo, brida, tapa)

$W_e = 4,45 \text{ kg}$  (Peso de tensores)

$W_f = 37,2 \text{ kg}$  (Peso de yuca rayada, travesaños )

$W_g = 11,3 \text{ Kg}$  (Peso de anillos, tapa)

## Reacciones

$$\Sigma M_G = 0$$

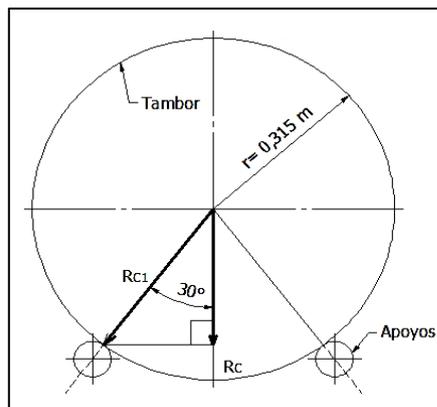
$$-x(11,3\text{Kg}) - (x + 21\text{cm})(4,45\text{kg}) - (x + 50\text{cm})(37,2\text{kg}) - \\ (x + 100\text{cm})(11,3\text{kg}) + (x + 108\text{cm})R_c = 0$$

$$\text{Si } x = 12,49 \text{ cm}$$

$$-12,49\text{cm}(11,3\text{Kg}) - (12,49\text{cm} + 21\text{cm})(4,45\text{kg}) - \\ (12,49\text{cm} + 50\text{cm})(37,2\text{kg}) - (12,49\text{cm} + 100\text{cm})(11,3\text{kg}) + (12,49\text{cm} + \\ 108\text{cm})R_c = 0$$

$$R_c = \frac{3886,2}{120,49} = 32,25 \text{ Kg}$$

El diseño de las ruedas de apoyo del tambor están ubicadas a  $30^\circ$  del centro como se muestra en la (figura 2.23).



**Figura 2. 23** Apoyos del tambor  
**Elaborado por:** Autor

$$R_{c1} = \frac{R_c}{\cos 30^\circ}$$

$$R_{c1} = \frac{32,25 \text{ kg}}{\cos 30^\circ} = 37,24 \text{ kg}$$

Por lo tanto con la reacción en los apoyos se selecciona 2 ruedas fijas (201/80 GA) que soporten la carga determinada ver, anexo 5. Catálogo de ruedas AFO.

### 2.3.3 Selección de rodamientos

La mayor carga radial que soporta el rodamiento se produce en la reacción  $R_B$  por lo tanto la carga de diseño  $F_D = 1950 N$ .

Para el estudio se selecciona un rodamiento rígido de bolas, utilizando la ecuación 50 se relaciona la carga deseada y requisitos de vida.

Donde:

$$\ell_D = 20 \text{ kh}$$

$$n_D = 30 \text{ RPM}$$

$$L_{10} = 10^6$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{60 * 20000 * 30}{10^6} = 36$$

Para el caso de este tipo de rodamiento la carga nominal dinámica con la cual se obtiene una confiabilidad deseada se determina con la ecuación 51.

Donde:

$$R_D = 0,99$$

$$a = 3$$

$$x_0 = 0,02$$

$$\theta = 4,459$$

$$b = 1,483$$

$$a_f = 1,2$$

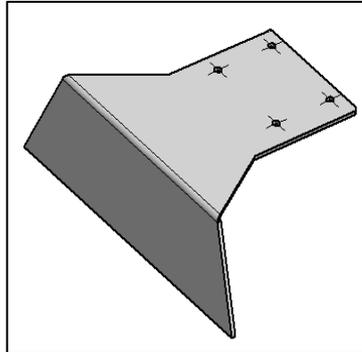
$$C_{10} = 1,2 * 1950 \left[ \frac{36}{0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 12798 N$$

Debido al cálculo del diámetro del eje por cargas dinámicas, se selecciona una chumacera de piso (YAT 207) de diámetro 35mm. Anexo 5. Catálogo de rodamientos.

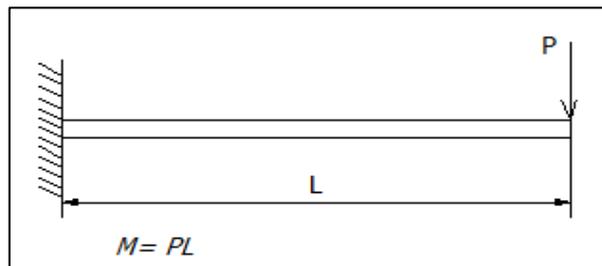
### 2.3.4 Diseño de la base del motorreductor

Para el diseño de la base que va a soportar el peso del motor eléctrico y la caja reductora se considera la forma de la (figura 2.24), un largo de 30cm y 18cm de ancho.



**Figura 2. 24** Base Motorreductor  
**Elaborado por:** Autor

Por lo que se debe determinar el espesor de la placa para asegurar su resistencia mecánica, como se muestra la carga en la (figura 2.25).



**Figura 2. 25** Viga en voladizo  
**Fuente:** Oxford (1994, pág. 218)

Donde:

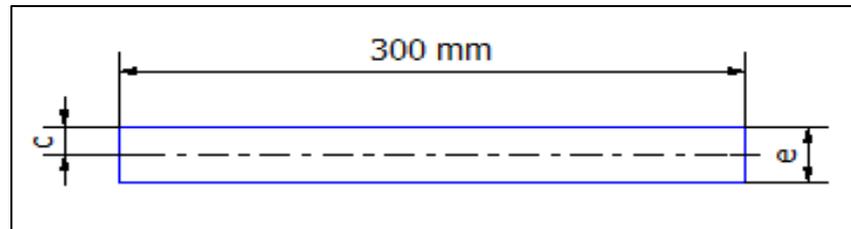
$P = 435 \text{ N}$  ( Peso de motorreductor)

$L = 300 \text{ mm}$

El momento flector se calcula mediante la expresión de la (figura 2.24).

$$M = P * L = 435\text{N} * 300 \text{ mm} = 130500 \text{ N} * \text{mm}$$

Para determinar el espesor “e” de la base del motorreductor se analiza con el caso de flexión, entonces el esfuerzo se determina con  $\left[\sigma = \frac{Mc}{I}\right]$ , en la (figura 2.26).



**Figura 2. 26** Platina para base de motorreductor  
Elaborado por: Autor

Donde:

$c = \frac{e}{2}$  = Distancia máxima al eje neutro.

I = Momento de inercia de una sección rectangular.

Al reemplazar valores en el esfuerzo por flexión.

$$\sigma = \frac{130500 * \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} * 300 * e^3} = 2610 \frac{1}{e^2}$$

Para asegurar un correcto funcionamiento se tiene un factor de seguridad 2,5 y se plantea la relación  $\left[n = \frac{S_y}{\sigma}\right]$ , donde:

$$2,5 = \frac{220}{2610 \frac{1}{e^2}}$$

$$e = \sqrt{\frac{2,5 * 2610}{220}} = 5,44 \text{ mm}$$

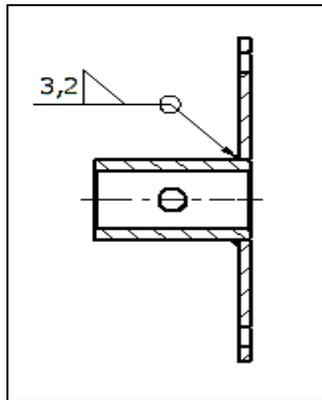
Por lo tanto el espesor de la platina de la base del motorreductor en acero inoxidable AISI 304 será de 6mm.

### 2.3.5 Análisis de soldadura

El mecanismo tiene elementos y juntas soldadas soportando diferentes esfuerzos que se estudiara para dar una confiabilidad de resistencia mecánica.

#### 2.3.5.1 Soldadura de brida de sujeción

Como se observa en la (figura 2.27), el cordón de soldadura une el bocín con el disco, para este tipo de junta se analiza el esfuerzo cortante ecuación 52, con un valor de tamaño de cateto del cordón  $h = 3,2 \text{ mm}$  de la (tabla 1.18).



**Figura 2. 27** Cordón de soldadura en la brida  
**Elaborado por:** Autor

Donde:

$$V = 130 \text{ kg}$$

Para un esfuerzo cortante, de la (tabla 1.15) se selecciona el área de la garganta (literal 6) con un radio del bocín de 2,5cm.

$$A = 1,414\pi hr = 1,414 * \pi * 0,32\text{cm} * 2,5\text{cm}$$

$$A = 3,55 \text{ cm}^2$$

$$\tau' = \frac{130}{3,55} = 36,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para un esfuerzo torsor primero se determina el valor de  $J_u$  seleccionado de la (tabla 1.15) (literal 6), donde:

$$J_u = 2\pi r^3 = 2 * \pi * (2,5)^2 = 39,3 \text{ cm}^3$$

Al aplicar la ecuación 54 se determina  $J$

$$J = 0,707 * 0,32 \text{ cm} * 39,3 \text{ cm}^3 = 8,8 \text{ cm}^4$$

$$M = 1360 \text{ kg} * \text{cm}$$

Entonces aplicando la ecuación 53 se tiene:

$$\tau'' = \frac{1360 * 2,5}{8,8} = 386,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para el caso de esfuerzos combinados se halla un esfuerzo equivalente, utilizando la ecuación 28 dónde:

$$\sigma_{\text{eq}} = ((36,6)^2 + (386,4)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 388,1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Debido a que la brida está expuesta a esfuerzos fluctuantes de la ecuación 30 se obtiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{388,1}{2} = 194,05 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación se calcula el límite a la fatiga corregido del material, determinando los factores  $k$ .

- El *factor de superficie* se obtiene mediante la ecuación 37 y la (tabla 1.3).

Donde:

$$k_a = 39,9(75)^{-0,995}$$

$$k_a = 0,54$$

- El *factor de tamaño* se obtiene de la (tabla 1.4).

Donde:

$d = 50 \text{ mm}$  (diámetro del bocin)

$$k_b = 1,24(50)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,81$$

- El *factor de carga* se obtiene de la (tabla 1.5), considerando un esfuerzo torsor.

$$k_c = 0,59$$

- El *factor de temperatura* se determina de la (tabla 1.6), considerando una temperatura de 20 °C.

$$k_d = 1$$

- Para el factor de confiabilidad al 99%, se utiliza la ecuación 38 y la (tabla 1.7).

Donde:

$$k_e = 1 - (0,08 * 2,326)$$

$$k_e = 0,81$$

- $k_f$  es seleccionado por el tipo de soldadura a tope de la (tabla 1.17).

$$k_f = 1,5$$

- El factor de límite de resistencia a la fatiga está dado por la ecuación 40.

Si  $S_{ut} = 75 \text{ kpsi}$ , de la (tabla 1.14), para un cordón de soldadura aplicando un material de aporte 308 L-16 para aceros AISI 304 y un proceso TIG (Soldadura bajo atmosfera inerte y electrodo de tungsteno).

$$S_e' = 0,5 ( 75 \text{ kpsi} ) = 37,5 \text{ kpsi} = 2642 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al reemplazar los valores de factores “k” en la ecuación 36 se obtiene *el límite de resistencia a la fatiga corregida*.

$$S_e = 0,54 * 0,81 * 0,59 * 1 * 0,81 * 1,5 * 2642$$

$$S_e = 828,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente se determina el factor de seguridad de fatiga con la ecuación 31.

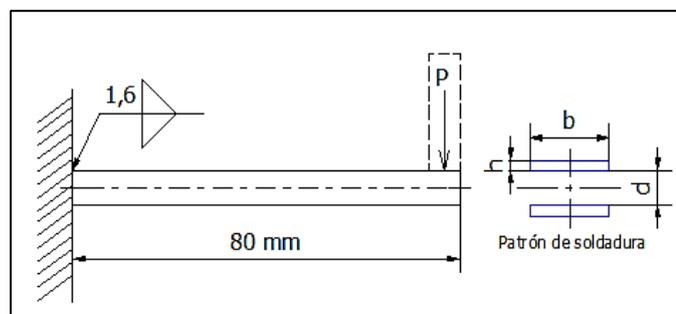
$$n_f = \frac{1}{\frac{194,05}{828,4} + \frac{194,05}{5200}}$$

$$n_f = 3,7$$

Por lo tanto la soldadura en la brida con un cateto  $h=3,2 \text{ mm}$ , sometida a una torsión fluctuante resiste con factor de seguridad aceptable.

### 2.3.5.2 Soldadura en alabes

Para el análisis de soldadura en la base de los alabes se considera una viga en voladizo sometida a flexión, como se muestra en la (figura 2.28).



**Figura 2. 28** Cordón de soldadura en alabe  
Elaborado por: Autor

Donde:

$P = 3,2 \text{ kg}$  (proporción de masa de yuca rallada).

Si se selecciona un cateto de la (tabla 1.18), de  $h = 1/16" = 1,6 \text{ mm}$

$$b = 15 \text{ mm}$$

$$d = 1,5 \text{ mm}$$

Se determina el área de la garganta según (tabla 1.16), literal 3.

$$A = 1,414 * 1,6 * 15 = 34 \text{ mm}^2$$

De la ecuación 55 se obtiene un cortante primario:

$$\tau' = \frac{3,2\text{kg}}{34\text{mm}^2} = 0,094 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El segundo momento de área se determina con la ecuación 56:

$$I_u = \frac{15 * (1,5)^2}{2} = 16,8\text{mm}^3$$

Entonces de la ecuación 57, el segundo momento de área I, con base en el área de la garganta de la soldadura, es:

$$I = 0,707 * 1,6 * 16,8 = 19 \text{ mm}^4$$

De la ecuación 58 se obtiene un cortante secundario:

$$\tau'' = \frac{(80\text{mm} * 3,2\text{kg}) \left(\frac{1,5\text{mm}}{2}\right)}{19 \text{ mm}^4} = 10,1 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para el caso de esfuerzos combinados se halla un esfuerzo equivalente, utilizando la ecuación 28 dónde:

$$\sigma_{\text{eq}} = ((0,094)^2 + (10,1)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 10,1 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 1010 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Debido a que la brida está expuesta a esfuerzos fluctuantes de la ecuación 30 se obtiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{1010}{2} = 505 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación se calcula el límite a la fatiga corregido del material, determinando los factores k.

- El *factor de superficie* se obtiene mediante la ecuación 37 y la (tabla 1.3).

Donde:

$$k_a = 39,9(75)^{-0,995}$$

$$k_a = 0,54$$

- El *factor de tamaño* se obtiene de la (tabla 1.4).

Donde:

$$d = 0,808(15 * 1,5)^{1/2} = 3,8 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,24(3,8)^{-0,107}$$

$$k_b = 1,1$$

- El *factor de carga* se obtiene de la (tabla 1.5), considerando un esfuerzo flector.

$$k_c = 1$$

- El *factor de temperatura* se determina de la (tabla 1.6), considerando una temperatura de 20 °C.

$$k_d = 1$$

- Para el factor de confiabilidad al 99%, se utiliza la ecuación 38 y la (tabla 1.7).

Donde:

$$k_e = 1 - (0,08 * 2,326)$$

$$k_e = 0,81$$

- $k_f$  es seleccionado por el tipo de soldadura de filete de la (tabla 1.17).

$$k_f = 1,5$$

- El factor de límite de resistencia a la fatiga está dado por la ecuación 40.

Si  $S_{ut} = 75$  kpsi, de la (tabla 1.14), para un cordón de soldadura aplicando un material de aporte 308 L-16 para aceros AISI 304 y un proceso TIG (Soldadura bajo atmosfera inerte y electrodo de tungsteno).

$$S_e' = 0,5 ( 75 \text{ kpsi} ) = 37,5 \text{ kpsi} = 2642 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al reemplazar los valores de factores “k” en ecuación 36 se obtiene *el límite de resistencia a la fatiga corregida*.

$$S_e = 0,54 * 1,1 * 1 * 1 * 0,81 * 1,5 * 2642$$

$$S_e = 1906,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente se determina el factor de seguridad de fatiga con la ecuación 31.

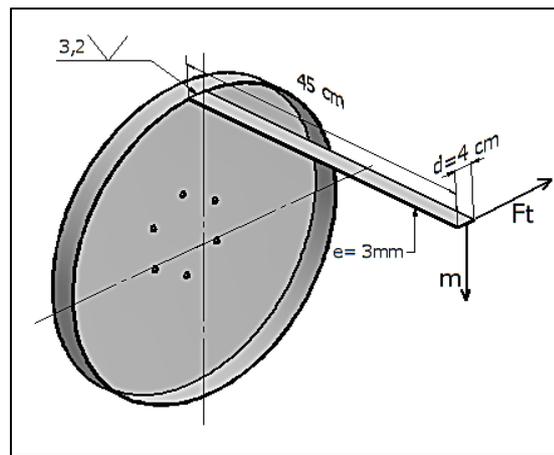
$$n_f = \frac{1}{\frac{505}{1906,7} + \frac{505}{5200}}$$

$$n_f = 2,8$$

Entonces la soldadura a lo largo de los alabes tiene un cateto  $h=1,6\text{ mm}$ , sometida a una flexión, resiste con factor de seguridad aceptable.

### 2.3.5.3 Soldadura en el tambor

En el análisis de la soldadura del tambor giratorio se toma la parte más crítica del tambor que es la de los travesaños que están sujetos a esfuerzo cortante y flector como se muestra en la (figura 2.29).



**Figura 2. 29** Cordón de soldadura en el tambor  
Elaborado por: Autor

Donde:

$m = 30\text{kg}$  ( masa de yuca rallada)

$T = 136,5\text{ Nm}$

$r = 0,315\text{ m}$

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{136,5}{0,315} = 433,3\text{ N} = 43,33\text{ kg}$$

Si se selecciona un cateto de la tabla 18, de  $h = 1/8'' = 3,2\text{mm}$

$d = 4\text{ cm}$

Se determina el área de la garganta según (tabla 1.16), literal 1.

$$A = 1,414 * 0,32\text{cm} * 4\text{cm} = 1,8\text{cm}^2$$

De la ecuación 55 se obtiene un cortante primario:

$$\tau' = \frac{43,33 \text{ kg}}{1,8 \text{ cm}^2} = 24,1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El segundo momento de área se determina de la (tabla 1.16), literal 1.

$$I_u = \frac{(4)^2}{12} = 1,33 \text{ cm}^3$$

Entonces de la ecuación 57, el segundo momento de área I, con base en el área de la garganta de la soldadura, es:

$$I = 0,707 * 0,32 * 1,33 = 0,3 \text{ cm}^4$$

De la ecuación 58 se obtiene un cortante secundario:

$$\tau'' = \frac{(45 \text{ cm} * 30 \text{ kg}) \left( \frac{0,3 \text{ cm}}{2} \right)}{0,3 \text{ cm}^4} = 675 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para el caso de esfuerzos combinados se halla un esfuerzo equivalente, utilizando la ecuación 28 dónde:

$$\sigma_{\text{eq}} = ((24,1)^2 + (675)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 675,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Debido a que la brida está expuesta a esfuerzos fluctuantes de la ecuación 30 se obtiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{675,4}{2} = 337,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación se calcula el límite a la fatiga corregido del material, determinando los factores  $k$ .

- El *factor de superficie* se obtiene mediante la ecuación 37 y la (tabla 1.3).

Donde:

$$k_a = 39,9(75)^{-0,995}$$

$$k_a = 0,54$$

- El *factor de tamaño* se obtiene de la (tabla 1.4).

Donde:

$$d = 0,808(40 * 3)^{1/2} = 8,85 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,24(8,85)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,98$$

- El *factor de carga* se obtiene de la (tabla 1.5), considerando un esfuerzo flector.

$$k_c = 1$$

- El *factor de temperatura* se determina de la (tabla 1.6), considerando una temperatura de 20 °C.

$$k_d = 1$$

- Para el factor de confiabilidad al 99%, se utiliza la ecuación 38 y la (tabla 1.7).

Donde:

$$k_e = 1 - (0,08 * 2,326)$$

$$k_e = 0,81$$

- $k_f$  es seleccionado por el tipo de soldadura de a tope de la (tabla 1.17).

$$k_f = 1,2$$

- El factor de límite de resistencia a la fatiga está dado por la ecuación 40.

Si  $S_{ut} = 75$  kpsi, de la (tabla 1.14), para un cordón de soldadura aplicando un material de aporte 308 L-16 para aceros AISI 304 y un proceso TIG (Soldadura bajo atmosfera inerte y electrodo de tungsteno).

$$S_e' = 0,5 ( 75 \text{ kpsi} ) = 37,5 \text{ kpsi} = 2642 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al reemplazar los valores de factores “k” en la ecuación 36 se obtiene *el límite de resistencia a la fatiga corregida*.

$$S_e = 0,54 * 0,98 * 1 * 1 * 0,81 * 1,2 * 2642$$

$$S_e = 1359 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente se determina el factor de seguridad de fatiga con la ecuación 31.

$$n_f = \frac{1}{\frac{337,7}{1359} + \frac{337,7}{5200}}$$

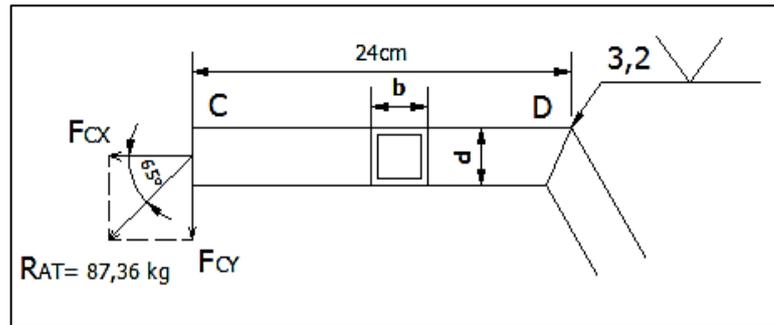
$$n_f = 3,2$$

Entonces la soldadura en el tambor tiene un cateto  $h=3,2$  mm, sometida a esfuerzo flector y cortante, obteniendo un factor de seguridad aceptable se puede garantizar la soldadura en el tambor.

#### **2.3.5.4 Soldadura en la estructura soportante**

Del diagrama de cuerpo libre de la (figura 2.21), se toma como referencia el punto “C” para el estudio del cordón de soldadura como área de concentración de esfuerzos

en la estructura, en la (figura 2.30), se muestran las fuerzas tanto cortante y de flexión que soporta la suelda.



**Figura 2. 30** Cordón de soldadura en la estructura  
**Elaborado por:** Autor

Donde:

$$F_{CY} = \text{sen } 65^\circ * 87,36 = 79,2 \text{ kg}$$

$$F_{CX} = \text{cos } 65^\circ * 87,36 = 37 \text{ kg}$$

Si se selecciona un cateto de la tabla 18, de  $h = 1/8" = 3,2 \text{ mm}$

$$b = 3,175 \text{ cm}$$

$$d = 3,175 \text{ cm}$$

Se determina el área de la garganta según (tabla 1.16), literal 6.

$$A = 1,414 * 0,32\text{cm}(3,175 + 3,175) = 2,87\text{cm}^2$$

De la ecuación 55 se obtiene un cortante primario:

$$\tau' = \frac{37 \text{ kg}}{2,87\text{cm}^2} = 12,9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El segundo momento de área se determina de la (tabla 1.16), literal 6

$$I_u = \frac{(3,175)^2}{6} = 21,3\text{cm}^3$$

Entonces de la ecuación 57, el segundo momento de área I, con base en el área de la garganta de la soldadura, es:

$$I = 0,707 * 0,32 * 21,3 = 4,81 \text{ cm}^4$$

De la ecuación 58 se obtiene un cortante secundario:

$$\tau'' = \frac{(24\text{cm} * 79,2\text{kg}) \left(\frac{3,175\text{cm}}{2}\right)}{4,81\text{cm}^4} = 627,3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para el caso de esfuerzos combinados se halla un esfuerzo equivalente, utilizando la ecuación 28 dónde:

$$\sigma_{\text{eq}} = ((12,9)^2 + (627,3)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 627,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Debido a que la brida está expuesta a esfuerzos fluctuantes de la ecuación 30 se obtiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{627,4}{2} = 313,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación se calcula el límite a la fatiga corregido del material, determinando los factores k.

- El *factor de superficie* se obtiene mediante la ecuación 37 y la (tabla 1.3).

Donde:

$$k_a = 39,9(75)^{-0,995}$$

$$k_a = 0,54$$

- El *factor de tamaño* se obtiene de la (tabla 1.4).

Donde:

$$d = 0,808(31,75 * 31,75)^{1/2} = 25,6 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,24(25,6)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,87$$

- El *factor de carga* se obtiene de la (tabla 1.5), considerando un esfuerzo flector.

$$k_c = 1$$

- El *factor de temperatura* se determina de la (tabla 1.6), considerando una temperatura de 20 °C.

$$k_d = 1$$

- Para el factor de confiabilidad al 99%, se utiliza la ecuación 38 y la (tabla 1.7).

Donde:

$$k_e = 1 - (0,08 * 2,326)$$

$$k_e = 0,81$$

- $k_f$  es seleccionado por el tipo de soldadura de a tope de la (tabla 1.17).

$$k_f = 1,2$$

- El factor de límite de resistencia a la fatiga está dado por la ecuación 40.

Si  $S_{ut} = 75 \text{ kpsi}$ , de la (tabla 1.14), para un cordón de soldadura aplicando un material de aporte 308 L-16 para aceros AISI 304 y un proceso TIG (Soldadura bajo atmosfera inerte y electrodo de tungsteno).

$$S_e' = 0,5 ( 75 \text{ kpsi} ) = 37,5 \text{ kpsi} = 2642 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al reemplazar los valores de factores “k” en la ecuación 36 se obtiene *el límite de resistencia a la fatiga corregida*.

$$S_e = 0,54 * 0,87 * 1 * 1 * 0,81 * 1,2 * 2642$$

$$S_e = 1206,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente se determina el factor de seguridad de fatiga con la ecuación 31.

$$n_f = \frac{1}{\frac{313,7}{1206,4} + \frac{313,7}{5200}}$$

$$n_f = 3,12$$

Entonces la soldadura en la estructura tiene un cateto  $h=3,2 \text{ mm}$ , sometida a esfuerzo flector y cortante, obteniendo un factor de seguridad aceptable se puede garantizar la soldadura por fatiga.

## 2.4 Suministro de agua para la mezcla de yuca rallada

### 2.4.1 Caudal de suministro

Para determinar el volumen necesario de agua por kg de masa de yuca rallada, se ha realizado pruebas en campo, por lo que se tiene una relación de:  $\frac{5 \text{ litros de agua}}{\text{kg de yuca rallada}}$

El tiempo de verter el agua es de 3,6 segundos existiendo una mejor mezcla, entonces a continuación se calcula el caudal con la ecuación 59.

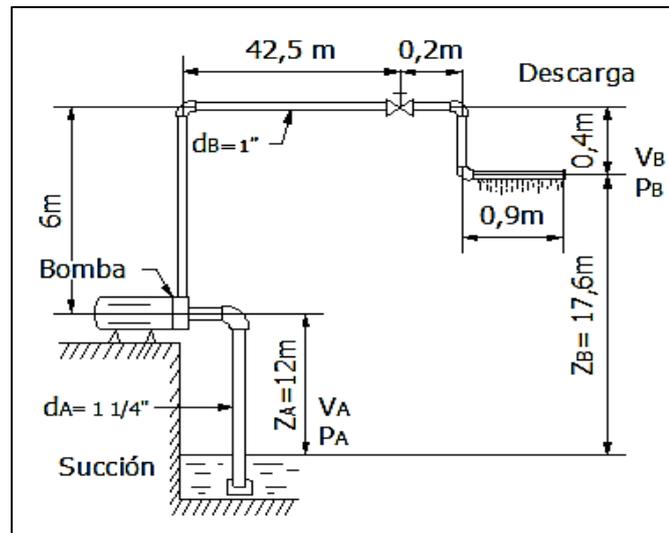
Donde:

$$v = 5 \text{ litros}$$

$$t = 3,6 \text{ segundos}$$

$$Q = \frac{5}{3,6} = 1,39 \frac{\text{litros}}{\text{s}} = 83,4 \frac{\text{litros}}{\text{min}} = 0,00139 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

En la (figura 2.31), se muestra el sistema de flujo de fluido para el proceso de mezcla agua-masa de yuca rallada, con el cual se realiza el estudio de selección de tubería y bomba centrífuga.



**Figura 2. 31** Sistema de suministro de agua  
Elaborado por: Autor

## 2.4.2 Selección de tubería

De la (tabla 1.19), se determina el diámetro de tubería tanto para la succión como para la descarga, en función del caudal,  $Q = 83,4 \frac{\text{litros}}{\text{min}}$

Línea de succión (A): Diámetro 1 1/4"

Línea de descarga (B): Diámetro 1"

Las dimensiones como son el flujo de área se selecciona de la (tabla 1.20).

$$A_A = 9,653 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_B = 5,574 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

## 2.4.3 Pérdidas de energía en el sistema

Para poder determinar una bomba con un caudal y potencia que abastezca el agua para el proceso de extracción, primero se calcula las pérdidas de energía del sistema,

utilizando la ecuación 61, debido a que la presión  $P_A = P_B = 0$ , entonces la ecuación se simplifica y queda así:

$$Z_A + \frac{V_A^2}{2g} + h_A - h_L = Z_B + \frac{V_B^2}{2g}$$

Debido a que el objetivo es calcular la potencia que suministra la bomba, ahora se resuelve para la carga total,  $h_A$ .

$$h_A = Z_B + \frac{V_B^2}{2g} - Z_A - \frac{V_A^2}{2g} + h_L$$

Hay seis componentes de la pérdida total de energía que se evalúan a continuación:

- Pérdida en la entrada  $h_1$

Al aplicar la ecuación 63, y tomando los valores de  $f_T$  y  $\left(\frac{L}{D}\right)$ , de la (tabla 1.21 y 1.22), para una válvula de pie tipo disco de vástago de 1 1/4".

Donde:

De la ecuación 60, la velocidad es:

$$V_A = \frac{Q}{A_A} = \frac{0,00139 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{9,653 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Al reemplazar valores en ecuación 63 se tiene:

$$h_1 = 0,022(420) \left( \frac{(1,44)^2}{2(9,8)} \right) = 0,97 \text{ m}$$

- Pérdida por fricción en la línea de succión  $h_2$

Al aplicar la ecuación 64, se determina el número de Reynolds

$$N_R = \frac{1,44 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,0351\text{m} * 994,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,00076 \text{ Pa} * \text{s}} = 66153$$

De la (tabla 1.20 y 1.22), se determina la relación  $D/\epsilon$ :

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0,0351\text{m}}{4,6 \times 10^{-5} \text{ m}} = 763$$

Como el flujo es turbulento se determina  $f_s$ , del diagrama de Moody de la tabla 1.24.

$$f_s = 0,024$$

Entonces se reemplaza los datos en la ecuación 63, para una tubería de 1 ¼" de longitud de 12m.

$$h_2 = 0,024 \left( \frac{12\text{m}}{0,0351\text{m}} \right) \left( \frac{(1,44)^2}{2(9,8)} \right) = 0,86\text{m}$$

- Pérdida en la válvula de bola  $h_3$

Al aplicar la ecuación 66, y tomando los valores de  $f_T$  y  $\left(\frac{L}{D}\right)$ , de la (tabla 1.21 y 1.22), para una valvula de bola de 1".

Donde:

De la ecuacion 60, la velocidad en el punto B de la (figura 2.29), es:

$$V_B = \frac{Q}{A_B} = \frac{0,00139 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{5,574 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_3 = 0,023(150) \left( \frac{(2,5)^2}{2(9,8)} \right) = 1,1\text{m}$$

- Pérdida en los codos estándar a 90°  $h_4$

Al aplicar la ecuación 66, y tomando los valores de  $f_T$  y  $\left(\frac{L}{D}\right)$ , de la (tabla 1.21 y 1.22), para un codo a 90° de 1", se tiene:

$$h_4 = 0,023(30) \left( \frac{(2,5)^2}{2(9,8)} \right) = 0,22 \times 8 \text{ unidades} = 0,88 \text{ m}$$

- Perdida por fricción en la línea de descarga  $h_5$

Al aplicar la ecuación 64, se determina el número de Reynolds, con los valores en el punto "B".

$$N_R = \frac{2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,0266\text{m} * 994,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,00076 \text{ Pa} * \text{s}} = 87036$$

De la (tabla 1.20 y 1.22), se determina la relación  $D/\epsilon$ :

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0,0266\text{m}}{4,6 \times 10^{-5} \text{ m}} = 578,2$$

Como el flujo es turbulento se determina  $f_d$ , del diagrama de Moody

$$f_d = 0,025$$

Entonces se reemplaza los datos en la ecuación 67, para una tubería de 1 ¼" de longitud de 12m.

$$h_5 = 0,025 \left( \frac{50\text{m}}{0,0266\text{m}} \right) \left( \frac{(2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9,8)} \right) = 14,9 \text{ m}$$

- Perdida en la entrada  $h_6$

Al aplicar la ecuación 68, y tomando los valores de  $f_T$  y  $\left(\frac{L}{D}\right)$ , de la (tabla 1.21 y 1.22), para una valvula de pie tipo disco de vastago de 1 pulgada.

Donde:

De la ecuacion 60, la velocidad es:

$$V_B = 2,5 \frac{m}{s}$$

$$h_6 = 0,023(420) \left( \frac{(2,5)^2}{2(9,8)} \right) = 3 \text{ m}$$

Al aplicar la ecuación 62, se tiene que:

$$h_L = 0,97 + 0,86 + 1,1 + 0,88 + 14,9 + 3 = 21,7\text{m}$$

Al aplicar la carga total  $h_A$ :

$$h_A = 17,6\text{m} + \left( \frac{(2,5)^2}{2(9,8)} \right) - 12\text{m} - \left( \frac{(1,44)^2}{2(9,8)} \right) + 21,7\text{m} = 27,5\text{m}$$

#### 2.4.4 Cálculo de la potencia de la bomba centrífuga

Una vez que se ha determinado todas las pérdidas de energía en el sistema y el caudal requerido, se aplica la ecuación 69.

Donde:

$$P_I = \frac{P_A}{e_M} = \frac{27,5\text{m} * 9947 \frac{N}{m^3} * 0,00139 \frac{m^3}{s}}{0,75} = 506,9 \text{ watt} = 0,7 \text{ hp}$$

Por lo tanto se procede a seleccionar la bomba centrifuga (CPm 620), Anexo 5, Catálogo de bombas centrífugas.

## **CAPÍTULO III**

### **COSTOS**

El objetivo de este capítulo es definir los costos directos e indirectos que se ven involucrados en el diseño y construcción de un extractor centrífugo para almidón de yuca.

#### **Costos Directos**

Son todos los gastos que están directamente relacionados con el diseño, construcción y puesta en marcha de la máquina, los cuales se detallan a continuación:

- Materiales directos.
- Materiales eléctricos.
- Accesorios normalizados.
- Costos de mecanizado.
- Costos de mano de obra.

#### **Costos Indirectos**

Son los materiales consumibles y complementarios que se involucran en la construcción de los elementos de la máquina, los cuales se detallan a continuación:

- Materiales indirectos.
- Costos de ingeniería.
- Costos imprevistos.

### 3.1 Análisis de los Costos Directos

#### 3.1.1 Costos de Materiales Directos

<b>Costos de Materiales Directos</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Lámina Perforada Inoxidable 0,8mmx1mx2m	1	\$ 257,60	\$ 257,60
2	Platina de Acero Inoxidable AISI304 50mmx3mmx6m	1	\$ 39,54	\$ 39,54
3	Platina de Acero Inoxidable AISI304 40mmx3mmx6m	2	\$ 31,75	\$ 63,50
4	Placa inoxidable de 360mmx346mmx6mm	1	\$ 35,71	\$ 35,71
5	Placa inoxidable de 65mmx250mmx6mm	1	\$ 4,66	\$ 4,66
6	Tubo Cuadrado Inoxidable 304 1- 1/4"x1,5mm	4	\$ 39,07	\$ 156,28
7	Tubo Inoxidable 304, ced. 40, 1"x2m	1	\$ 34,17	\$ 34,17
8	Ángulo Acero Inoxidable 19mmx3mm	1	\$ 24,53	\$ 24,53
9	Eje Acero Inoxidable 1-3/4"x445mm	1	\$ 29,96	\$ 29,96
10	Eje Acero Inoxidable 2"x80mm	1	\$ 7,46	\$ 7,46
11	Plancha Inoxidable 304 e=0,7mm 1,22x2,44m	1	\$ 80,00	\$ 80,00
12	Plancha Inoxidable 304 e=2,5mm 1,22x2,44m	1	\$ 258,00	\$ 258,00
13	Plancha Inoxidable 304 e=1,5mm 1,22x2,44m	1	\$ 160,00	\$ 160,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 1.151,41</b>

**Tabla 3. 1** Costos de materiales directos  
Elaborado por: Autor

### 3.1.2 Costos de Materiales Eléctricos

<b>Costos de Materiales Eléctricos</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Gabinete metálico 300x200x150	1	\$ 34,07	\$ 34,07
2	Canaleta ranurada 25x40	1	\$ 8,21	\$ 8,21
3	Riel Din	1	\$ 3,52	\$ 3,52
4	Disyuntor de 2 polos para Rieldin 25A	1	\$ 17,23	\$ 17,23
5	Portafusibles 10x38 1 polo	2	\$ 2,67	\$ 5,34
6	Fusibles de 10x38 de 1A	2	\$ 0,28	\$ 0,56
7	Pulsadores NO Verde	1	\$ 2,03	\$ 2,03
8	Pulsadores NC Rojo	1	\$ 2,03	\$ 2,03
9	Bloque de contactos NC	3	\$ 0,77	\$ 2,31
10	Capuchones de protección	3	\$ 4,98	\$ 14,94
11	Paro de emergencia	1	\$ 9,83	\$ 9,83
13	Contactores Sassin de 18A	3	\$ 28,88	\$ 86,64
14	Rele Termico 9 a 13 A	1	\$ 39,24	\$ 39,24
15	Cable sucre 3x10 awg	10	\$ 4,55	\$ 45,50
16	Prensa estopas	2	\$ 0,87	\$ 1,74
17	Cable sucre 4x10awg	10	\$ 5,98	\$ 59,80
18	Cable flexible thhn 12 AWG	50	\$ 0,83	\$ 41,50
19	Cable sucre 2x14awg	10	\$ 2,18	\$ 21,80
20	Contactos NC para el Contactor LC1 D09	1	\$ 2,23	\$ 2,23
21	Varios (Conectores, Taípe)	1	\$ 52,64	\$ 52,64
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 451,16</b>

**Tabla 3. 2** Costos de materiales eléctricos  
**Elaborado por:** Autor

### 3.1.3 Costos de Accesorios Normalizados

Costos de Accesorios Normalizados				
Ítem	Descripción	Cantidad	V. unitario	Valor total
1	Abrazadera Inoxidable de 1-1/2x3/32"	2	\$ 0,90	\$ 1,80
2	Picaporte galvanizado de 2"	4	\$ 1,56	\$ 6,24
3	Adaptador 3/4"	1	\$ 0,21	\$ 0,21
4	Bushing 1" a 3/4"	1	\$ 1,16	\$ 1,16
5	Pernos Hexagonal Acero Inoxidable 5/16x1-3/4"	4	\$ 0,27	\$ 1,08
6	Pernos Hexagonal Acero Inoxidable 3/16x2"	6	\$ 0,18	\$ 1,08
7	Pernos Hexagonal Acero Inoxidable 3/8x1-1/2"	4	\$ 0,36	\$ 1,44
8	Pernos Acero Inoxidable 1/2x3"	4	\$ 0,82	\$ 3,28
9	Pernos Acero Inoxidable 1/4x1"	8	\$ 0,09	\$ 0,72
10	Pernos Acero Inoxidable 5/16x1"	14	\$ 0,17	\$ 2,38
11	Pernos Acero Inoxidable 1/2x1-1/4"	6	\$ 1,12	\$ 6,72
12	Pernos Acero Inoxidable 5/8x3"	2	\$ 3,36	\$ 6,72
13	Pernos Acero Inoxidable 1/4x2"	4	\$ 0,39	\$ 1,56
14	Pernos Acero Inoxidable 3/8x2"	2	\$ 1,23	\$ 2,46
15	Arandela Plana Acero Inoxidable 5/16"	14	\$ 0,07	\$ 0,98
16	Arandela Plana Acero Inoxidable 3/8"	16	\$ 0,10	\$ 1,60
17	Arandela Plana Acero Inoxidable 1/2"	12	\$ 0,23	\$ 2,76
18	Arandela Plana Acero Inoxidable 5/8"	1	\$ 0,56	\$ 0,56
19	Arandela Plana Acero Inoxidable 1/4"	8	\$ 0,06	\$ 0,48
20	Arandela Plana Galvanizada 3/16"	32	\$ 0,04	\$ 1,28
21	Arandela Presión Acero Inoxidable 5/16"	4	\$ 0,05	\$ 0,20
22	Arandela Presión Acero Inoxidable 3/8"	4	\$ 0,06	\$ 0,24
23	Arandela Presión Acero Inoxidable 1/2"	6	\$ 0,16	\$ 0,96
24	Arandela Presión Acero Inoxidable 5/8"	1	\$ 0,34	\$ 0,34
25	Arandela Presión Acero Inoxidable 1/4"	4	\$ 0,04	\$ 0,16
26	Arandela Presión 5/32"	16	\$ 0,01	\$ 0,16
27	Tuerca Acero Inoxidable 3/8"	8	\$ 0,16	\$ 1,28
28	Tuerca Acero Inoxidable 1/2"	10	\$ 0,45	\$ 4,50
29	Tuerca Acero Inoxidable 1/4"	12	\$ 0,08	\$ 0,96
30	Tuerca Acero Inoxidable 5/16"	19	\$ 0,07	\$ 1,33
31	Tuerca Acero Inoxidable 5/8"	2	\$ 1,12	\$ 2,24
32	Tuerca de Hierro 5/32"	16	\$ 0,03	\$ 0,48
33	Rodela Plana Acero Inoxidable 1/4"	16	\$ 0,04	\$ 0,64
34	Rodela Plana Acero Inoxidable 1/2"	8	\$ 0,12	\$ 0,96
35	Rodela Presión Acero Inoxidable 1/2"	4	\$ 0,09	\$ 0,36
36	Rodela Presión Acero Inoxidable 1/4"	8	\$ 0,08	\$ 0,64
37	Chumacera Inoxidable de Piso 35mm	2	\$ 56,21	\$ 112,42
38	Rueda 3" PB 18A Fija	2	\$ 5,60	\$ 11,20
39	Matrimonio L-150	1	\$ 158,54	\$ 158,54
40	Codo Roscado Acero Inoxidable 90/1"	2	\$ 3,58	\$ 7,16
41	Válvula de Paso Acero Inoxidable 1"	1	\$ 11,03	\$ 11,03
42	Tapon Hembra Acero Inoxidable 1"	1	\$ 1,94	\$ 1,94
44	Teflon	1	\$ 0,90	\$ 0,90
45	Bomba centrífuga 80 L/min, 1HP	1	\$ 122,00	\$ 122,00
46	Motoreductor Rossi MRV535/58, 30RPM, 307Nm	1	\$ 856,74	\$ 856,74
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 1.341,89</b>

**Tabla 3. 3** Costos de accesorios normalizados  
Elaborado por: Autor

### 3.1.4 Costos de Mecanizado

<b>Costos de mecanizado</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Máquina</b>	<b>Horas</b>	<b>Costo / Hora</b>	<b>Costo total</b>
1	Rolado	1,00	4,00	\$ 4,00
2	Fresadora	3,00	12,00	\$ 36,00
3	Dobladora	8,00	4,00	\$ 32,00
4	Cortadora	4,00	4,00	\$ 16,00
5	Torno	3,00	10,00	\$ 30,00
6	Corte en Plasma	3,00	33,00	\$ 99,00
7	Taladro	8,00	4,00	\$ 32,00
8	Amoladora	8,00	3,00	\$ 24,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 273,00</b>

**Tabla 3. 4** Costos de mecanizado  
Elaborado por: Autor

### 3.1.5 Costos de Mano de Obra

<b>Costos de Mano de obra</b>					
<b>Ítem</b>	<b>Personal</b>	<b>Actividad</b>	<b>Días</b>	<b>US\$/Día</b>	<b>Total</b>
1	Técnico Mecánico	Ensamblaje	10,00	\$ 25,00	\$ 250,00
2	Técnico Soldador	Soldar	10,00	\$ 41,00	\$ 410,00
3	Técnico Eléctrico	Instalación de tablero control	4,00	\$ 30,00	\$ 120,00
4	Ayudante	Ayudante	10,00	\$ 18,00	\$ 180,00
<b>Subtotal:</b>					<b>\$ 960,00</b>

**Tabla 3. 5** Costos de Mano de obra  
Elaborado por: Autor

### 3.1.6 Costos Directos Totales

<b>Costos directos</b>	<b>Valor</b>
Materiales directos	\$ 1.151,41
Materiales eléctricos	\$ 451,16
Accesorios normalizados	\$ 1.341,89
Costos de mecanizado	\$ 273,00
Costos de mano de obra	\$ 960,00
<b>Total</b>	<b>\$ 4.177,46</b>

**Tabla 3. 6** Costos directos totales  
Elaborado por: Autor

## 3.2 Análisis de los Costos Indirectos

### 3.2.1 Costos de Materiales Indirectos

<b>Costos de Materiales indirectos</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Discos de corte metal 180x1,6x22	1	\$ 3,16	\$ 3,16
2	Discos de corte 7x1/16x7/8	1	\$ 2,70	\$ 2,70
3	Discos de corte 4,5"x1mm	3	\$ 1,80	\$ 5,40
4	Discos de desbaste metal 180x6,4x22	1	\$ 3,76	\$ 3,76
5	Discos de Tronzar 14x7/64x1 BDA 12	1	\$ 8,20	\$ 8,20
6	Disco Flap	1	\$ 5,75	\$ 5,75
7	Aporte TIG Inoxidable 1/16	1	\$ 20,33	\$ 20,33
8	Aporte TIG Inoxidable 3/32	1	\$ 16,00	\$ 16,00
9	Acido Decapante Acero Inoxidable	1	\$ 13,00	\$ 13,00
10	Acido Decapante Acero Inoxidable	1	\$ 13,00	\$ 13,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 91,30</b>

**Tabla 3. 7** Costos de materiales indirectos  
Elaborado por: Autor

### 3.2.2 Costos de Ingeniería

<b>Costos de Ingeniería</b>				
<b>Personal</b>	<b>Especialidad</b>	<b>Tiempo (meses)</b>	<b>Costo unitario (US\$ / mes)</b>	<b>Total</b>
Ingeniero	Mecánico	0,5	\$ 400,00	\$ 200,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 200,00</b>

**Tabla 3. 8** Costos de ingeniería  
Elaborado por: Autor

### 3.2.3 Costos Imprevistos

<b>Costos imprevistos</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Impresión planos	\$ 27,00
Movilización local	\$ 140,00
Transporte de máquina	\$ 200,00
Varios	\$ 50,00
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 417,00</b>

**Tabla 3. 9** Costos imprevistos  
Elaborado por: Autor

### 3.2.4 Costos Indirectos Totales

<b>Costos indirectos</b>	<b>Valor</b>
Materiales indirectos	\$ 91,30
Costos de ingeniería	\$ 200,00
Costos imprevistos	\$ 417,00
<b>Total</b>	<b>\$ 708,30</b>

**Tabla 3. 10** Costos indirectos totales

**Elaborado por:** Autor

### COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

El costo total del diseño y construcción de un extractor centrífugo para almidón de yuca es la suma de los costos directos más los costos indirectos como se muestra en la tabla:

<b>Costo</b>	<b>Valor total (US\$)</b>
Costo directo	\$ 4.177,46
Costo indirecto	\$ 708,30
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 4.885,76</b>
Utilidad 25%	\$ 1.221,44
<b>Total</b>	<b>\$ 6.107,20</b>

**Tabla 3. 11** Costo total de la máquina

**Elaborado por:** Autor

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones

- Se ha cumplido satisfactoriamente los objetivos planteados al inicio del proyecto, obteniendo resultados favorables.
- Al instalar un grupo motriz, para que gire a velocidad constante el tambor ha sido de gran ayuda para los operadores.
- Los materiales para la construcción de la máquina son de acero AISI 304, resistentes a la corrosión, garantizando una producción de calidad.
- Se ha logrado un movimiento centrífugo en el tambor, generando una excelente mezcla de agua-masa de yuca rallada.
- Con la implementación de este extractor centrífugo se ha obtenido mayor almidón, aumentando la producción y aprovechando al máximo los recursos.
- Los operadores en el proceso de extracción de almidón de yuca, ya no se exponen todo el tiempo en el agua, evitando enfermedades a los huesos.
- El suministro de agua requerido está en función de la masa y el tiempo de extracción, generalmente el proceso finaliza cuando se visualiza el agua casi transparente.
- El sistema de operación de la máquina es práctico y versátil, obteniendo menores tiempos de proceso.

## Recomendaciones

- Realizar una capacitación al personal, para un correcto funcionamiento del extractor centrífugo, según especificaciones de diseño.
- Realizar una correcta lubricación en los puntos de engrase del mecanismo.
- Los tiempos de operación por ciclo de proceso de extracción de almidón de yuca dependerá de la humedad de yuca.
- Es importante observar el sentido de giro de la máquina que es anti horario, para una correcta mezcla y evacuación del material desecho.
- Se debe utilizar una malla de tela filtrante más fina posible, para obtener un almidón de mejor calidad.
- Antes de comenzar el proceso se debe verificar que la malla perforada de acero AISI 304, este sujeta al tambor.
- Verificar que en el interior del tambor no existan objetos, que puedan trabar los alabes de agitación.
- Al finalizar el proceso se debe realizar una limpieza del tambor, y por ningún motivo se debe encender la máquina.

## BIBLIOGRAFÍA

Codipsa. (1998). *Almidón de Mandioca*. Recuperado el 08 de Agosto de 2014 de:  
[http://www.codipsa.com.py/aplicaciones\\_del\\_almidon.php](http://www.codipsa.com.py/aplicaciones_del_almidon.php)

Correa, E. (2007). *Proyecto de factibilidad para la exportacion de harina de yuca al mercado aleman periodo 2007-2016*. Ecuador. Universidad tecnológica Equinoccial

Gere, J. (2008). *Mecánica de Materiales*. México. Edamsa Impresiones

Hibbeler.R. (2010). *Ingeniería Mecánica Estática*. México. Pearson Educación

Hibbeler.R. (2010). *Ingeniería Mecánica Dinámica*. México. Pearson Educación

Mott, R. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México. Pearson Educación

Pytel A. & Singer F. (1994). *Resistencia de Materiales*. México. Alfaomega Grupo Editor

Budynas R. & Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México. McGrawHill

## ANEXOS

### **Anexo 1. Manual de Operación y Mantenimiento**

#### **Manual de Operación**

Para la operación de este equipo se debe seguir los siguientes pasos:

1. Inspeccionar que en el interior del tambor no existan objetos extraños que permitan atorar o trabar los alabes.
2. Encender la máquina, haciendo girar el tambor sin carga para verificar el sentido de giro y el libre movimiento de la tolva de ingreso y desalojo del producto.
3. Una vez que se realiza los pasos anteriores se para la máquina y se introduce la masa de yuca rallada.
4. Luego de introducir aproximadamente 30 kg de masa, se posiciona la tolva de ingreso en dirección contraria para el ciclo de extracción.
5. Una vez colocada la masa se abre la llave de paso y se enciende la bomba proporcionando agua para la mezcla extrayendo el almidón de yuca y direccionándose el almidón hacia el tanque de sedimentación.
6. Inmediatamente se enciende la máquina para el ciclo de extracción, el tiempo está en función de la visualización del agua, es decir cuando el agua a la salida del tambor giratorio sea lo más transparente se para el suministro de agua.
7. Se apaga la máquina para colocar la tolva en posición de desalojo de masa extruida o afrecho.

8. Enseguida se procede a encender la máquina para que los alabes vayan evacuando el afrecho hacia un recipiente de filtración.
9. Una vez terminada la evacuación se apaga la maquina por completo, para ejecutar un nuevo ciclo de trabajo y al final de la jornada se limpia toda la máquina.

### **Manual de Mantenimiento**

1. Antes de encender la máquina se debe realizar una inspección visual de todos sus elementos, en caso de existir alguna irregularidad se debe emitir un reporte al personal encargado de mantenimiento.
2. Realizar un chequeo de todos los elementos de sujeción del mecanismo, como pernos, cables sueltos, etc. Esto se realizara cada semestre como mantenimiento preventivo.
3. Chequear el correcto funcionamiento del tambor, en especial los alabes para su correcta mezcla y sus respectivas ruedas de apoyo.
4. Realizar un correcto engrase en las chumaceras de piso y elementos giratorios como caja reductora, los cuales no estén en contacto con el producto a procesar.
5. Revisar la alineación de eje motriz - eje reductor, conjuntamente con el matrimonio.

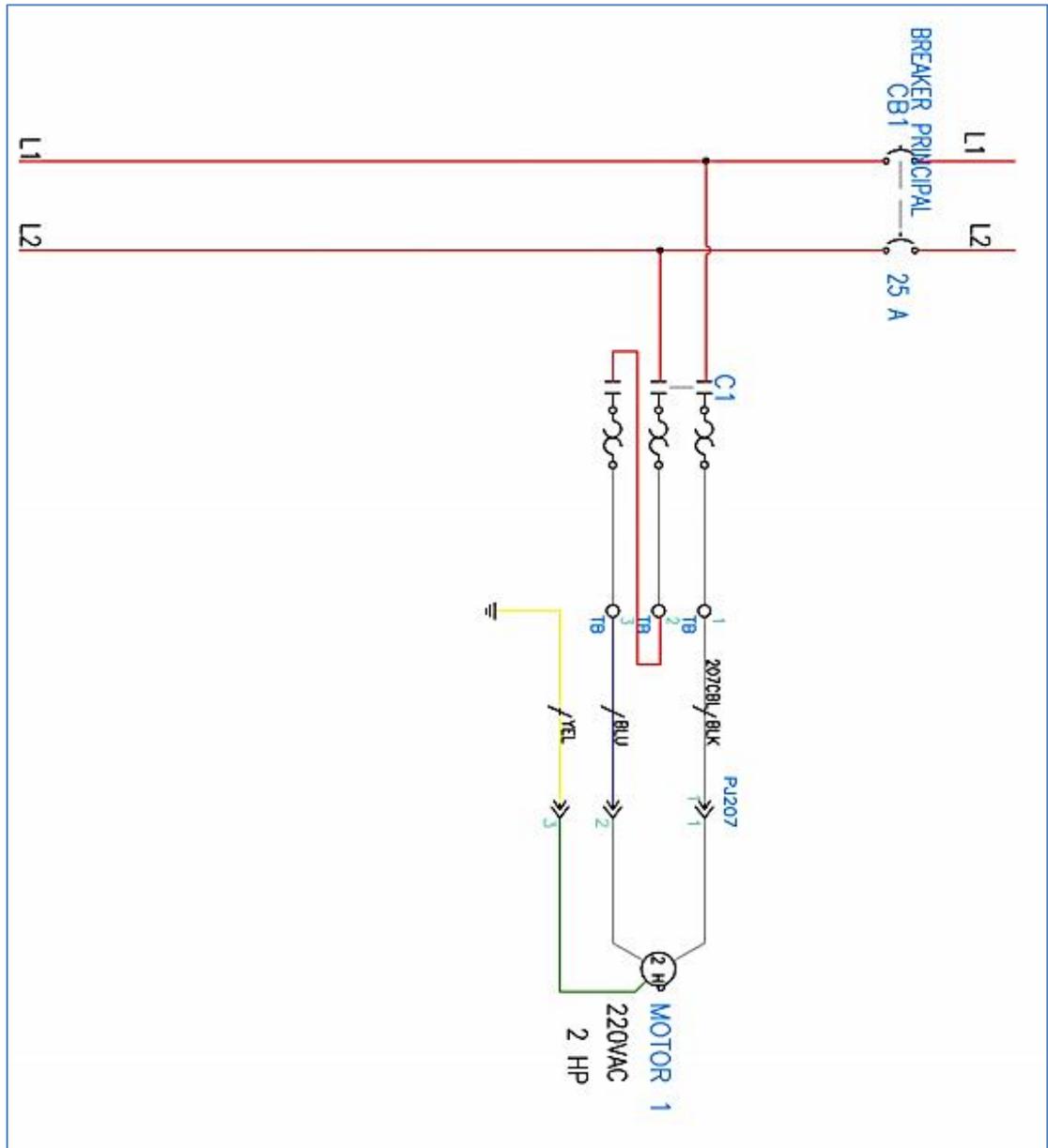
## **Anexo 2. Planos**

### Anexo 3. Montaje del Extractor Centrifugo para Almidón de yuca

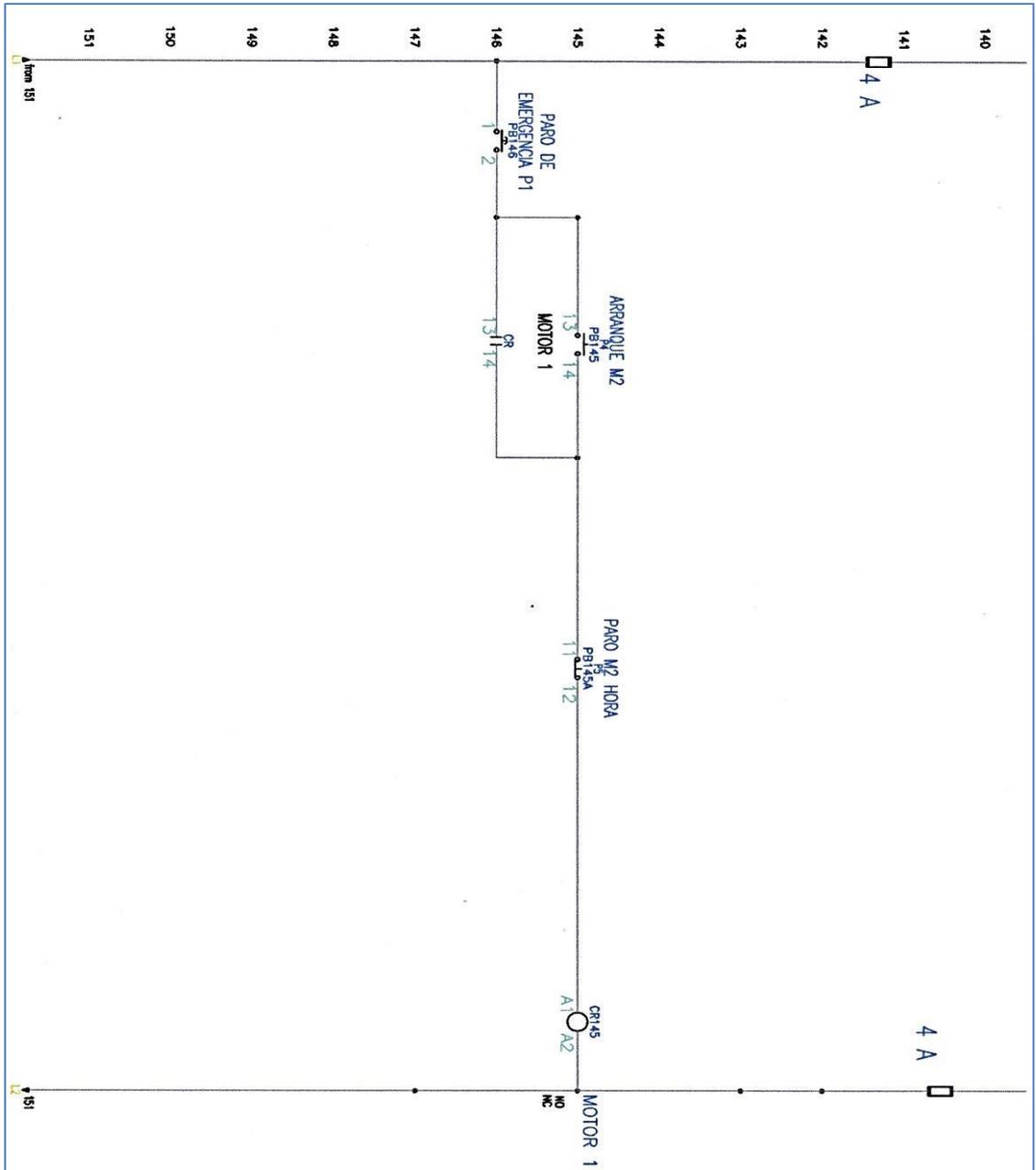


## Anexo 4. Diagramas Eléctricos del Extractor Centrífugo para Almidón de yuca

### Diagrama de fuerza



# Diagrama de control



## **Anexo 5. Catálogos**

# **CATÁLOGO DE MOTORREDUCTOR**

## AS07

Motoriduttori a vite

Worm gearmotors

Edition February 2013



Motorreductor de sinfin STANDARDFIT catálogo AS07 - Motor catálogo TX06 (motor a 60 Hz)

**Designación :** MR V 535 UO4E - 90L 4 277.480 - 60 B5/29,5 B3 i=58  
 Forma constructiva B3 , n1 = 1710 min-1

Accesorios y ejecuciones especiales :

**Características reductor/motorreductor**

Relación de transmisión i	58
Velocidad entrada n1 [min-1]	1710
velocidad salida n2 [min-1]	29,5
Potencia entrada P1 [kW]	1,8
Par de salida M2 [Nm]	426
Factor de servicio fs	0,71
Rendimiento	0,749
Cantidad indicativa de lubricante [l]	1,1
Viscosidad ISO VG (Tamb 0...40°C)	320
Pintura	RAL 5010
Masa total del grupo [kg]	34,5
<b>Características nominales</b>	
Potencia nominal entrada PN1 [kW]	1,29
Potencia nominal salida PN2 [kW]	0,95
Par de salida MN2 [Nm]	307
<b>Verificación térmica</b>	
Temperatura máxima ambiente	40
Relación de intermitencia	Continuo (S1)
Potencia térmica Pt [kW]	1,34
Resultado de la verificación térmica :	no satisfecha

**Características del motor**

Tipo motor	HF- trifásico
Tamaño	90L 4
Accoppiamento DxE-P	B5 24x50-200
Alimentación [V - Hz]	277.480 - 60
Grado de protección	IP 55
Aislamiento clase	F
Refrigeración	IC 411
Potencia nominal motor PN [kW]	1,8
Velocidad angular nominal n [min-1]	1710
Corriente nominal (400V) IN [A]	3,65
Corriente nominal (400V) IN [A]	17,9
Par nominal MN [Nm]	10,1
Par de arranque MS [Nm]	27,3
Par max Mmax [Nm]	29,3
Rendimiento [%]	79,4
cos (phi)	0,75
Momento de inercia Jo [kgm2]	0,0037
Arranque en vacío interm. 50% Zo [st/h]	4000
Masa del motor [kg]	14,5

Fichero parcial



Vista desde arriba en F.C. B3

**Información complementaria y advertencias**

Tuercas de fijación: M10 UNI 5588

Engrenaje de sinfin Z2/Z1 = 58/1; Módulo axial = 2,1; Ángulo d'hélice = 5°07';

Rendimiento estático = 0,41; Reversibilidad estática incierta; Reversibilidad dinámica, después del rodaje, con rendimiento > 0,6.

Resultado de la verificación térmica : no satisfecha P1 = 1,80 > Pt = 1,34 [kW]

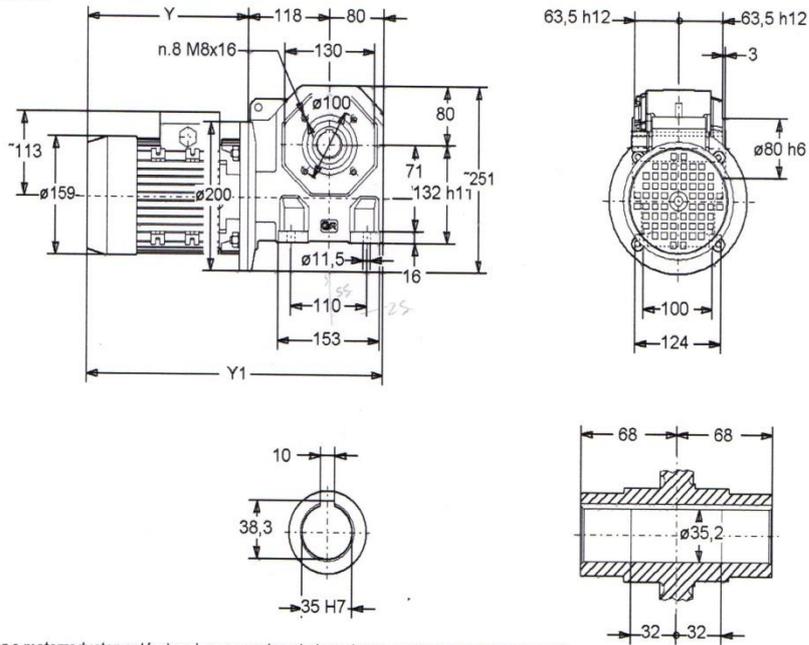
El programa utiliza los datos de catálogo para la selección y la verificación del reductor. No realiza cálculos de duración de rodamientos y engranajes

Motorreductor de sinfin STANDARDFIT catálogo AS07 - Motor catálogo TX06 (motor a 60 Hz)

**Designación :** MR V 535 UO4E - 90L 4 277.480 - 60 B5/29,5 B3 i=58

Forma constructiva B3, n1 = 1710 min-1

Datos dimensionales



Dibujo del reductor o motorreductor estándar sin accesorios ni ejecuciones, en forma constructiva B3

Cota (compensadora de ejecuciones especiales y accesorios del motor)  $Y = 269$

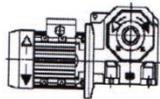
Cota (compensadora de ejecuciones especiales y accesorios del motor)  $Y1 = 467$



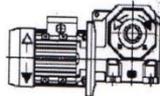
Motorreductor de sinfin STANDARDFIT catálogo AS07 - Motor catálogo TX06 (motor a 60 Hz)

**Designación :** MR V 535 UO4E - 90L 4 277.480 - 60 B5/29,5 B3 i=58  
Forma constructiva B3 , n1 = 1710 min-1

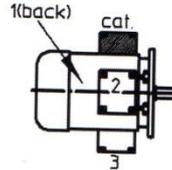
Ejecución reductor UO4E



Forma constructiva reductor/motorreductor B3



Caja de bornes Pos. Cat



Posición caja de bornes en relación a la forma constructiva

Tapon de carga/nivel/descarga

Senza tappo di livello  
Fornito completo di olio  
Without oil level plug  
Supplied filled with oil

- = tapón de vaciado (en vista/no en vista)
- ▼ = tapón de carga (en vista/no en vista)
- = tapón de nivel (en vista/no en vista)



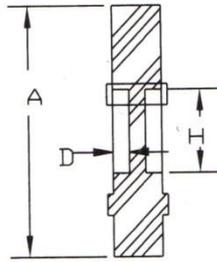
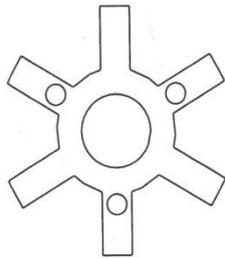
# **CATÁLOGO DE MATRIMONIO**

# Jaw Type

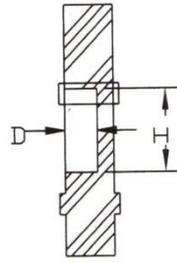


# Dimensional Data

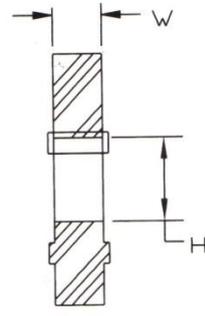
## Elastomers In Compression (Spiders)



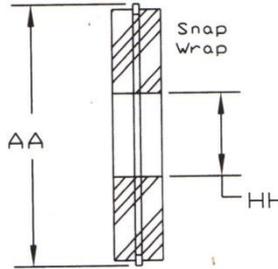
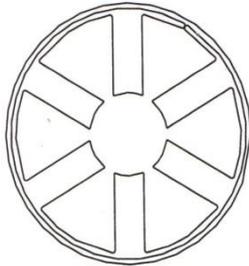
Solid Center



L095 & L225  
NBR Only



Open Center



### Elastomer Dimensional Data—Inch

Size	Solid Center Spiders						Open Center Spiders						Snap Wrap Spiders			All		
	Material Available				Dimensions		Material Available				Dimensions		Material	Dimensions		W	E	
	NBR SOX	Urethane URE	Hytrel HYT	Bronze BRZ	A	D	H	NBR SOX	Ureth. URE	Hytrel HYT	Bronze BRZ	A	H	NBR	AA			HH
L035	X	.....	.....	.....	0.62	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	N/A	.....	.....	.28	.2
L050	X	X	X	.....	1.07	.....	.....	.....	.....	.....	X	1.07	0.31	N/A	.....	.....	.42	.2
L070	X	X	.....	.....	1.38	.....	.....	X	X	X	X	1.38	0.50	N/A	.....	.....	.42	.2
L075	X	.....	.....	.....	1.75	.....	.....	X	X	X	X	1.75	0.75	N/A	.....	.....	.44	.2
L090/L095	X	.....	.....	.....	2.12	.18	0.88	X	X	X	X	2.12	0.88	X	2.56	1.06	.44	.3
L099/L100	X	.....	.....	.....	2.54	.25	1.03	X	X	X	X	2.54	1.03	X	3.08	1.37	.61	.4
L110	X	.....	X	.....	3.31	NBR .25 HYT .18	1.19	X	X	X	X	3.31	1.18	X	3.87	1.50	.75	.4
L150	X	.....	X	.....	3.75	NBR .31 HYT .21	1.25	X	X	X	X	3.75	1.25	X	4.56	1.75	.88	.5
L190	X	.....	X	.....	4.50	NBR .31 HYT .18	1.38	X	X	X	X	4.50	1.38	X	5.18	2.25	.88	.6
L225	X	.....	X	.....	4.98	NBR .38 HYT .18	1.75	X	X	X	X	4.98	1.75	URE.	5.44	2.75	.88	.7
L276	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	X	.....	.....	X	6.19	1.75	N/A	.....	.....	1.45	.7

- Notes: 1. X indicates Available.  
2. See pages JW-3 and JW-7 for more information on spiders.

## Spider Performance Data

## Chart 2

Characteristics	Temperature Range	Misalignment		Shore Hardness <sup>1</sup>	Dampening Capacity	Chemical Resistance <sup>2</sup>	Color
		Angular Degree	Parallel Inch				
SOX (NBR) Rubber—Nitrile Butadiene (Buna N) Rubber is a flexible elastomer material that is oil resistant, resembles natural rubber in resilience and elasticity and operates effectively in temperature range of -40 to +212°F (-40 to +100°C). Good resistance to oil. Standard elastomer. (Also applies to SXB Cushions.)	-40° to +212° F -40° to +100° C	1°	.015	80A	HIGH	GOOD	BLACK
URETHANE—Urethane has greater torque capability than NBR (1.5 times), provides less dampening effect, and operates at a temperature range of -30 to +160°F (-34 to +71°C). Good resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-30° to +160° F -34° to +71° C	1°	.015	55D L050-L110 90-95A L150-L225	LOW	VERY GOOD	BLUE
HYTREL—Hytrel is a flexible elastomer designed for high torque and high temperature operations. Hytrel can operate in temperatures of -60F to +250°F (-51 to +121°C) and has an excellent resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-60° to +250° F -51° to 121° C	1/2°	.015	55D	LOW	EXCELLENT	TAN
BRONZE—Bronze is a rigid, porous oil-impregnated metal insert exclusively for slow speed (maximum 250 RPM) applications requiring high torque capabilities. Bronze operations are not affected by extreme temperatures, water, oil, or dirt.	-40° to +450° F -40° to +232° C	1/2°	.010	.....	NONE	EXCELLENT	BRONZE

Notes: 1. NBR standard shore hardness is 80A ±5A—Except L035=60A. Other softer or harder designs are available in NBR material; consult Lovejoy.  
2. Chemical Resistance chart shown in Engineering Data section.

## Coupling Nominal Rated Torque

## Chart 3

Size	Maximum Bore		Spider Material							
	Inch	mm	SOX(NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
			in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	.375	9	3.5	0.4	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
L/AL050	.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.6	50	5.6
L/AL070	.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.9	114	12.9
L/AL075	.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.6	227	25.6
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.3	401	45.3
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.4	561	63.4
L/AL099	1.188	30	318.0	35.9	477	53.9	792	89.5	792	89.5
L/AL100	1.375	35	417.0	47.1	626	70.7	1134	128.0	1134	128.0
L/AL110	1.625	42	792.0	89.5	1188	134.0	2268	256.0	2268	256.0
L150	1.875	48	1240.0	140.0	1860	210.0	3708	419.0	3706	419.0
AL150	1.875	48	1450.0	163.8	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
L190	2.125	55	1728.0	195.0	2592	293.0	4680	529.0	4680	529.0
L225	2.625	65	2340.0	264.0	3510	397.0	6228	704.0	6228	704.0
L276	2.875	73	4716.0	533.0	N/A	N/A	N/A	N/A	12500	1412.0
C226	2.500	64	2988.0	338.0	N/A	N/A	5940	671.0	5940	671.0
C276	2.875	73	4716.0	533.0	N/A	N/A	9432	1066.0	N/A	N/A
C280	3.000	76	7560.0	854.0	N/A	N/A	13866	1567.0	N/A	N/A
C285	4.000	102	9182.0	1038.0	N/A	N/A	16680	1882.0	N/A	N/A
C295	3.500	89	11340.0	1281.0	N/A	N/A	22680	2563.0	22680	2563.0
C2955	4.000	102	18900.0	2136.0	N/A	N/A	37800	4271.0	37800	4271.0
H3067	4.500	114	33395.0	3774.0	N/A	N/A	47196	5333.0	47196	5333.0
H3567	5.000	127	46632.0	5269.0	N/A	N/A	63000	7119.0	63000	7119.0
H3667	5.629	143	64812.0	7323.0	N/A	N/A	88200	9966.0	88200	9966.0
H4067	6.250	159	88224.0	9969.0	N/A	N/A	126000	14237.0	126000	14237.0
H4567	7.000	178	119700.0	13525.0	N/A	N/A	170004	19209.0	170000	19209.0

Note: Bronze has a maximum RPM capability of 250 RPM. N/A indicates not available.

# **CATÁLOGO DE RODAMIENTOS**

# Y-bearings and Y-bearing units



## Attaching to the support surface

To attach Y-bearing units to the support surface, SKF recommends using 8.8 class bolts or studs and a washer to ISO 7089:2000 or 7090:2000 and a spring washer. Hexagonal head bolts in accordance with ISO 4014:1999 are appropriate. Alternatively, hexagonal socket head cap screws in accordance with ISO 4762:1988 can be used.

Appropriate fastener sizes are listed in the product tables.

## Shaft tolerances

Recommended fits for Y-bearings are listed in **table 2**.

For moderate loads ( $0,035 C < P \leq 0,05 C$ ) the shaft seats for Y-bearings with grub screws or an eccentric locking collar should be machined to an h7 tolerance. For light loads and low speeds, an h8 shaft tolerance is sufficient and, for very simple applications, h9 to h11 shaft tolerances may be used. **Fig. 6** illustrates the location of the most commonly used ISO shaft tolerance grades for Y-bearings with grub screws or an eccentric locking collar. The values of these ISO tolerances are listed in **table 3a**, **page 44**.

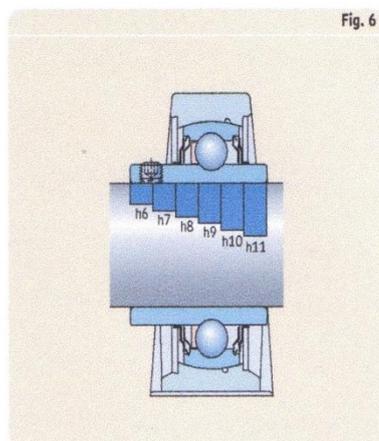


Fig. 6

1

Table 2

Recommended fits	
Operating conditions	Tolerance
Y-bearings with grub screws or an eccentric locking collar $P > 0,05 C$ and/or high speeds	h6
$0,035 C < P \leq 0,05 C$	h7
$0,02 C < P \leq 0,035 C$ and/or low speeds	h8
Simple bearing arrangements or $P \leq 0,02 C$	h9 – h11
Y-bearings with a tapered bore on an adapter sleeve or Y-bearings with SKF ConCentra locking All loads and speeds	h9/IT5
Y-bearings with a standard inner ring $P > 0,035 C$	
Shaft diameter $\leq 17$ mm	j5
Shaft diameter $\geq 20$ mm	k5
$P \leq 0,035 C$	
Shaft diameter $\geq 20$ mm	j6

## Design of Y-bearing arrangements

Table 3b

ISO shaft tolerances for Y-bearings with a standard inner ring							
Shaft diameter d		Deviations of shaft diameter					
		j5 Deviation high low		j6 high low		k5 high low	
over	incl.	μm					
mm		μm					
10	18	+5	-3	+8	-3	+9	+1
18	30	+5	-4	+9	-4	+11	+2
30	50	+6	-5	+11	-5	+13	+2
50	80	+6	-7	+12	-7	+15	+2

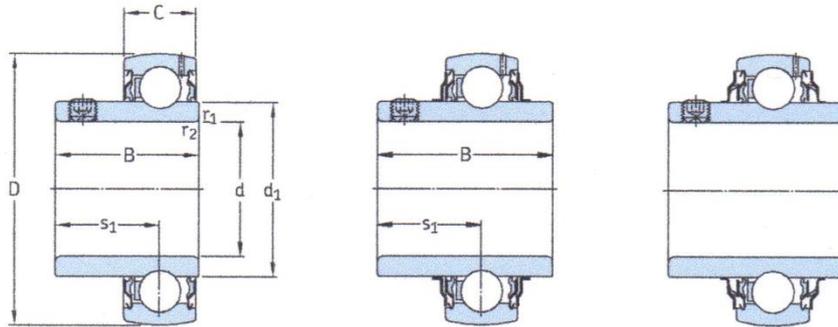
For Y-bearings on an adapter sleeve or Y-bearings with SKF ConCentra locking, a shaft seat machined to h9/IT5 tolerance is adequate. The values for h9 ISO tolerances are listed in **table 3a**.

For Y-bearings with a standard inner ring, the same recommendations apply as for standard deep groove ball bearings (→ **table 2, page 43**). The values of these ISO tolerances are listed in **table 3b**.

Table 3a

ISO shaft tolerances for Y-bearings, except for Y-bearings with a standard inner ring													
Shaft diameter d		Deviations of shaft diameter											
		h6 Deviation high low		h7 high low		h8 high low		h9 high low		h10 high low		h11 high low	
over	incl.	μm											
mm		μm											
10	18	0	-11	0	-18	0	-27	0	-43	0	-70	0	-110
18	30	0	-13	0	-21	0	-33	0	-52	0	-84	0	-130
30	50	0	-16	0	-25	0	-39	0	-62	0	-100	0	-160
50	80	0	-19	0	-30	0	-46	0	-74	0	-120	0	-190
80	120	0	-22	0	-35	0	-54	0	-87	0	-140	0	-220

Y-bearings with grub screws, metric shafts  
d 12 – 100 mm



YAT

YAR-2F

YAR-2RF

Dimensions							Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designation
d	D	B	C	$d_1$	$s_1$	$r_{1,2}$ mm	C	$C_0$				
mm							kN		kN	r/min	kg	–
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAR 203/12-2F
15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,10	YAR 203/15-2F
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/HV
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/VE495
25	52	27,2	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,14	YAT 205
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,17	YAR 205-2RF
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/HV
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/VE495
30	62	30,2	18	39,7	21	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,23	YAT 206
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,28	YAR 206-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,28	YAR 206-2RF
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	16,3	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/HV
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/VE495
35	72	33	19	46,1	23,3	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,31	YAT 207
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,41	YAR 207-2F
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	3 200	0,41	YAR 207-2RF
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	21,6	15,3	0,655	3 800	0,42	YAR 207-2RF/HV
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	3 800	0,42	YAR 207-2RF/VE495
40	80	36	21	51,8	25,3	1	30,7	19	0,8	4 800	0,43	YAT 208
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,55	YAR 208-2F
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	2 800	0,55	YAR 208-2RF
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	24,7	19	0,8	2 800	0,56	YAR 208-2RF/HV
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	2 800	0,56	YAR 208-2RF/VE495
45	85	37	22	56,8	25,8	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,48	YAT 209
	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,60	YAR 209-2F
	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	2 400	0,60	YAR 209-2RF

# **CATÁLOGO DE RUEDAS**



**Ruedas AFO**  
Fabricación de Ruedas  
Domésticas e Industriales



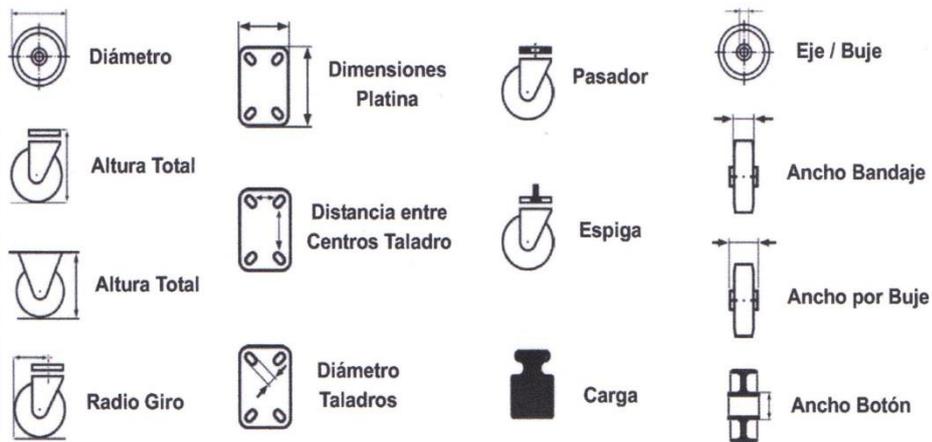
## Simbología / Interpretación Claves y Siglas

## Ruedas AFO

Fabricación de Ruedas Domésticas e Industriales  
ventas@ruedasafo.es - www.ruedasafo.es



### Simbología Cotas y Medidas



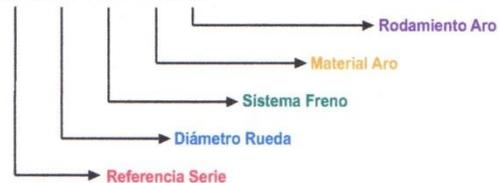
### Claves y Siglas

GN - Goma Negra	PN - Polipropileno Negro	FDA - Freno Doble
GNK - Goma Negra	RB - Poliuretano Rojo	FDP - Freno Doble
GG - Goma Gris	RBN - Poliuretano Rojo	CR - Cojinete a Rodillos
GA - Goma Azul	POL R - Poliuretano Rojo	CB - Cojinete a Bolas
GB - Goma Blanca	POL A - Poliuretano Azul	ER - Espiga Roscada
NYL - Nylon (poliamida)	RF - Resina Fenólica	EH - Espiga Lisa Anilla
NYL N. - Nylon Negro	FV - Fibra de Vidrio	ETP - Espiga Taco Plástico
PBL - Polipropileno Blanco	FA - Freno Simple	MT - Manguito Extensible

### Interpretación Descripción Rueda



350/160 FDP GN CB





## Ruedas AFO

Fabricación de Ruedas Domésticas e Industriales  
 ventas@ruedasaf.es - www.ruedasaf.es

**Serie 201/200**  
**Music Giratoria / Fija**  
 de 90 a 125 kgs.

### Soporte Music

**Soporte:** Giratorio y fijo de acero estampado de 2 a 3 m/m. de espesor con platina base de sujeción horizontal.

**Rodamiento:** Dos hileras axiales de bolas de acero en el soporte giratorio.

**Acabado:** Cincado blanco brillante.

### Aro Capitol Goma Azul

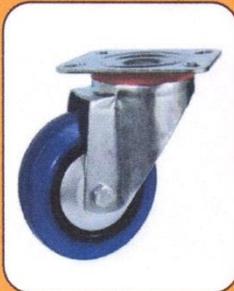
**Aro:** Bandaje de goma azul, inyectado sobre núcleo de nylon (poliamida) en color negro.

**Rodamiento:** Buje con taladro liso ó CR cojinete a rodillos.

**Acabado:** Platinas laterales, cincadas.



Recambio: Serie 400 GA



**201-GA**

								Código	Descripción	P.V.P.
80X35	108	72	105X80	80X60	9	90		30004	201/80 GA	
100X35	128	83	105X80	80X60	9	110		29902	201/100 GA CR	
125X38	158	101	105X80	80X60	9	125		30382	201/125 GA CR	



**201-FDA GA**

								Código	Descripción	P.V.P.
80X35	108	72	105X80	80X60	9	90		30027	201/80 FDA GA	
100X35	128	83	105X80	80X60	9	110		30032	201/100 FDA GA CR	
125X38	158	101	105X80	80X60	9	125		39510	201/125 FDA GA CR	

#### SISTEMA FRENO

FDA: Dispositivo freno de doble acción. Bloqueo total y simultaneo del giro de la rueda y del giro axial del soporte.



**200-GA**

								Código	Descripción	P.V.P.
80X35	108		105X80	80X60	9	90		29503	200/80 GA	
100X35	128		105X80	80X60	9	110		29504	200/100 GA CR	
125X38	158		105X80	80X60	9	125		30383	200/125 GA CR	

**CATÁLOGO DE BOMBA  
CENTRÍFUGA**

# CP

## Electrobombas centrífugas



### CAMPO DE PRESTACIONES

- Caudal hasta **160 l/min** (9.6 m<sup>3</sup>/h)
- Altura manométrica hasta **57 m**

### LIMITES DE UTILIZO

- Altura de aspiración manométrica hasta **7 m**
- Temperatura del líquido de **-10 °C** hasta **+90 °C** (en la versión con rodete en tecnopolímero +40 °C)
- Temperatura ambiente hasta **+40 °C**
- Presión máx. en el cuerpo de la bomba:
  - **6 bar** para CP 600-610-620
  - **10 bar** para CP 650-660-670-650M-660M-670M
- Funcionamiento continuo **S1**

### EJECUCION Y NORMAS DE SEGURIDAD

EN 60335-1  
IEC 60335-1  
CEI 61-150

EN 60034-1  
IEC 60034-1  
CEI 2-3



### CERTIFICACIONES



### UTILIZOS E INSTALACIONES

Son recomendadas para bombear agua limpia, sin partículas abrasivas y líquidos químicamente no agresivos con los materiales que constituyen la bomba.

Por su confiabilidad y simplicidad encuentran un amplio utilizzo en el sector doméstico y civil, particularmente para la distribución del agua acopladas a pequeños o medianos tanques autoclaves, para el vaciado o para la irrigación de huertos o jardines.

La instalación se debe realizar en lugares cerrados o protegidos de la intemperie.

### PATENTES - MARCAS - MODELOS

- Modelo comunitario registrado n° 002098434

### EJECUCION BAJO PEDIDO

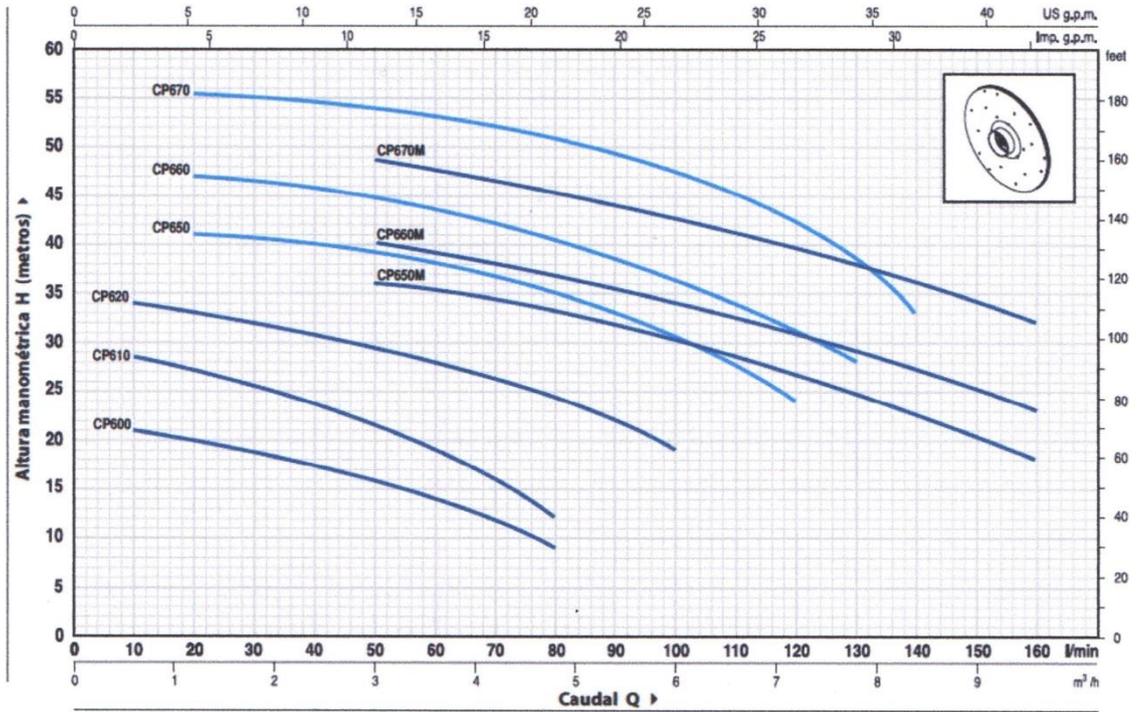
- Electrobomba con rodete en tecnopolímero (CP600X, CP610X, CP620X)
- Sello mecánico especial
- Otros voltajes
- Protección IP XS para CP 650-660-670-650M-660M-670M

### GARANTIA

2 años según nuestras condiciones generales de venta

**CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES**

**60 Hz n= 3450 1/min HS= 0 m**

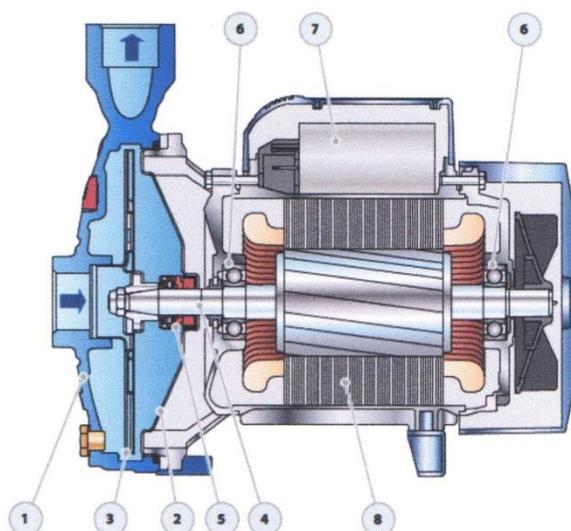


MODELO		POTENCIA		Q	H metros																		
Monofásica	Trifásica	kW	HP		m³/h	0	0.6	1.2	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.8	8.4	9.0	9.6	
				l/min	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160		
CPm 600	CP 600	0.37	0.50		22	21	20	18.5	17	15.5	14	12	9										
CPm 610	CP 610	0.60	0.85		30	28.5	27	25.5	23.5	21.5	19	16	12										
CPm 620	CP 620	0.75	1		35	34	33	31.5	30.5	29.5	28	26.5	24.5	22	19								
CPm 650	CP 650	1.1	1.5		42	41.5	41	40.5	39.5	39	38	36.5	35	33	30	27	24						
CPm 660	CP 660	1.5	2		48	47.5	47	46.5	46	45	43.5	42	40.5	38.5	36	33.5	31	28					
CPm 670	CP 670	2.2	3		57	56.5	55.5	55	54	53.5	53	52	50.5	49.5	47	45	42.5	38	33				
CPm 650M	CP 650M	1.1	1.5		39	38.5	38	37	36.5	36	35	34	33	32	30	28.5	26.5	24.5	22.5	20	18		
CPm 660M	CP 660M	1.5	2		43	42.5	42	41	40.5	40	39	37.5	36.5	35	34	32.5	31	29	27	25	23		
CPm 670M	CP 670M	2.2	3		51	50.5	50.5	50	49.5	48.5	47.5	46.5	45	44	42.5	41	39.5	37.5	36	34	32		

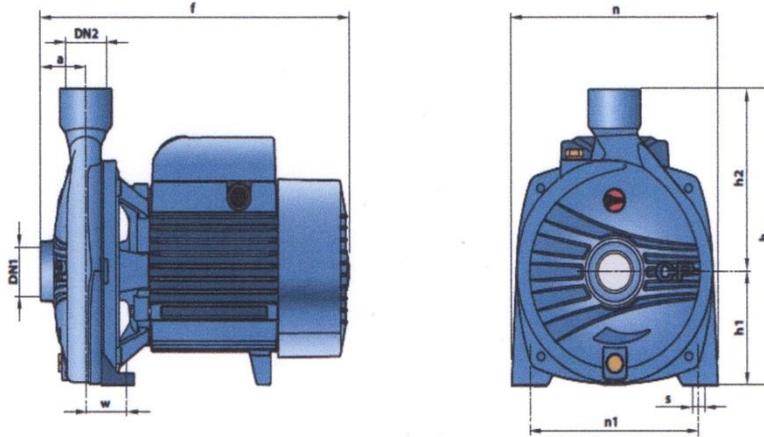
Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO 9906 Grade 3.

POS. COMPONENTE	CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS					
1 CUERPO BOMBA	Hierro fundido, con bocas roscadas ISO 228/1					
2 TAPA	Acero inoxidable AISI 304 (en hierro para CP 650-660-670-650M-660M-670M)					
3 RODETE	Acero inoxidable AISI 304					
4 EJE MOTOR	Acero inoxidable EN 10088-3 - 1.4104					
5 SELLO MECANICO	<b>Electrobomba</b>	<b>Sello</b>	<b>Eje</b>	<b>Materiales</b>		
	<i>Modelo</i>	<i>Modelo</i>	<i>Dímetro</i>	<i>Anillo fijo</i>	<i>Anillo móvil</i>	<i>Elastómero</i>
	CP 600-610	AR-12	Ø 12 mm	Cerámica	Grafito	NBR
	CP 620	AR-14	Ø 14 mm	Cerámica	Grafito	NBR
	CP 650-660-670 CP 650M-660M-670M	FN-18	Ø 18 mm	Grafito	Cerámica	NBR
6 RODAMIENTOS	<b>Electrobomba</b>	<b>Modelo</b>				
	CP 600-610	6201 ZZ / 6201 ZZ				
	CP 620	6203 ZZ / 6203 ZZ				
	CP 650-660-670	6204 ZZ / 6204 ZZ				
	CP 650M-660M-670M	6204 ZZ / 6204 ZZ				
7 CONDENSADOR	<b>Electrobomba</b>	<b>Capacidad</b>				
	<i>Single-phase</i>	<i>(220 V)</i>		<i>(110 V o 115 V o 127 V)</i>		
	CPm 600	10 µF 450 VL	25 µF 250 VL			
	CPm 610	14 µF 450 VL	25 µF 250 VL			
	CPm 620	20 µF 450 VL	60 µF 300 VL			
	CPm 650-650M	25 µF 450 VL	60 µF 250 VL			
	CPm 660-660M	31.5 µF 450 VL	60 µF 250 VL			
	CPm 670-670M	50 µF 450 VL	80 µF 250 VL			
8 MOTOR ELECTRICO	CPm: monofásica 220 V - 60 Hz con protección térmica incorporada en el bobinado.					
	CP: trifásica 220/380 V - 60 Hz o 220/440 V - 60 Hz.					
→ Las bombas con motores trifásicos son de alto rendimiento en clase IE2 (IEC 60034-30)						
- Aislamiento: clase F.						
- Protección: IP X4.						



**DIMENSIONES Y PESOS**



MODELO		BOCAS		DIMENSIONES mm										kg	
Monofásica	Trifásica	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	n	n1	w	s	1~	3~	
CPm 600	CP 600	1"	1"	42	253	205	82	123	165	135	41	10	6.9	7.1	
CPm 610	CP 610				285	240	92	148	190	160	38		8.3	8.0	
CPm 620	CP 620				11.5	10.5									
CPm 650 - 650M	CP 650 - 650M	1 1/4"	1"	51	367	260	110	150	206	165	44.5	11	17.8	17.2	
CPm 660 - 660M	CP 660 - 660M				18.9	17.9									
CPm 670 - 670M	CP 670 - 670M				20.7	20.1									

**CONSUMO EN AMPERIOS**

MODELO	TENSION (monofásica)		
	220 V	110 V	127 V
CPm 600	2.7 A	5.5 A	5.2 A
CPm 610	4.0 A	8.0 A	7.6 A
CPm 620	6.0 A	12.0 A	11.5 A
CPm 650 - 650M	8.8 A	17.6 A	16.7 A
CPm 660 - 660M	9.7 A	19.4 A	18.4 A
CPm 670	13.2 A	26.4 A	25.0 A
CPm 670M	12.0 A	24.0 A	22.8 A

MODELO	TENSION (trifásica)				
	220 V	380 V	660 V	220 V	440 V
CP 600	1.8 A	1.0 A	0.6 A	2.0 A	1.2 A
CP 610	2.8 A	1.6 A	0.9 A	2.6 A	1.5 A
CP 620	4.2 A	2.4 A	1.4 A	4.4 A	2.5 A
CP 650 - 650M	5.3 A	3.1 A	1.8 A	5.6 A	3.1 A
CP 660 - 660M	6.7 A	3.9 A	2.3 A	6.4 A	4.1 A
CP 670	10.4 A	6.0 A	3.5 A	9.7 A	5.2 A
CP 670M	9.0 A	5.2 A	3.0 A	8.8 A	5.0 A

**PALETIZADO**

MODELO		PARA GRUPAJE				PARA CONTAINER			
		n° bombas	H (mm)	1~	3~	n° bombas	H (mm)	1~	3~
Monofásica	Trifásica								
CPm 600	CP 600	105	1280	742	763	189	2190	1321	1359
CPm 610	CP 610	105	1265	889	857	189	2165	1586	1529
CPm 620	CP 620	70	1440	822	752	112	2220	1305	1193
CPm 650 - 650M	CP 650 - 650M	50	1550	907	877	70	2114	1263	1221
CPm 660 - 660M	CP 660 - 660M	50	1550	962	912	70	2114	1340	1270
CPm 670 - 670 M	CP 670 - 670 M	50	1550	1052	1022	70	2114	1466	1424

