

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

“Diseño y factibilidad de un cabrestante hidráulico para un barco pesquero”

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN.**

Materia integradora

Previo a la obtención del título de:

**INGENIERO MECÁNICO.**

Presentado por:

Ernesto Enrique Gómez Figueroa.

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2017.

## **AGRADECIMIENTOS**

Le agradezco especialmente a mi señor Jesucristo, por su inmenso amor y por proveerme todo lo necesario para seguir adelante.

Le agradezco a mis padres, Ernesto Gómez y Fanny Figueroa; a mis abuelas, María Endara y Magdalena Nieto; a mi hermana Karla Gómez y a mis tíos, por su apoyo incondicional.

Le agradezco a todos los profesores de la carrera de ingeniería mecánica de la ESPOL, por haber contribuido a mi preparación académica.

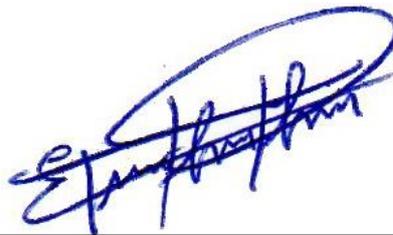
## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Ernesto Enrique Gómez Figueroa.

Carlos Gabriel Helguero Alcívar, Ph.D.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



---

Ernesto Enrique Gómez Figueroa.

Estudiante



---

Carlos Gabriel Helguero Alcívar, Ph.D.

Director.

## RESUMEN

Ecuador es reconocido como un país netamente pesquero. En la actualidad, ocupa uno de los primeros lugares a nivel mundial en la exportación de lomo de atún. Por este motivo, existen propietarios de muchas embarcaciones, dedicados a esta clase de industria. Todos los barcos pesqueros necesitan equipos hidráulicos y cabrestantes para realizar sus faenas de pesca; toda esta clase de equipos no se manufacturan en Ecuador y tienen que ser importados. El objetivo de este proyecto, es diseñar un cabrestante hidráulico de 4000Kg de fuerza de tiro para el izaje de cargas en un barco pesquero. Es un equipo de uso común y en la actualidad se dispone, del personal técnico y de la materia prima, para que esta clase de equipos se manufacturen en Ecuador. El cabrestante fue diseñado con acero estructural A-36, acero en barra perforada 247-M, acero SAE 4340 y bronce fosfórico. Se aplicaron algunas teorías de fallas para el análisis de esfuerzos y cálculos de los factores de seguridad de las partes que conforman el cabrestante. Se aplicó la norma IS 6938 para el diseño del tambor y la norma ASME B-106 para el diseño del árbol de transmisión. También se aplicó el software Mdesign Mott edition para el diseño del sistema de engranajes de tornillo sin fin y corona. El motor seleccionado fue de 7,46Kw (10Hp); la velocidad angular del tambor, 30RPM; la capacidad de enrollamiento del tambor, 82m de cable de 11,1mm de diámetro; costo total del cabrestante, \$5019,4. El proyecto es factible. Una de las razones, es porque fue diseñado con materiales disponibles a nivel local. Esto implica un precio 37% más económico que los importados.

Palabras claves: capacidad, carga, fuerza de tiro.

## **ABSTRACT**

*Ecuador is recognized as a purely fishing country. At present, it occupies one of the first places in the world in the export of tuna loin. For this reason, there are owners of many boats, dedicated to this kind of industry. All fishing vessels need hydraulic equipment and winches to carry out their fishing operations, all this kind of equipment is not manufactured in Equator and they are imported. The objective of this project is to design a hydraulic winch of 4000kg line pull to hoist loads on a fishing boat. It is a common machine and currently there are available technical staff and materials, so that this kind of machine are manufactured in Equator. The winch was designed with A-36 structural steel, 247-M steel, SAE 4340 steel and phosphoric bronze. Some theories of failure were applied for the analysis of stress and calculations of the safety factors of the parts that make up the winch. IS 6938 standard was applied for the design of the drum and the standard ASME b-106 for the design of the transmission shafting. Mdesign Mott Edition software was also applied to design the worm gear. The selected engine was 7,46KW (10Hp), the angular velocity of the drum was 30 RPM. The cable storage capacity was 82m with a diameter of 11,1mm. The total price of winch is \$5019,4. The project is feasible. One of the reasons is because it was designed with available materials in Equator. This price is 37% cheaper than the imported winchs.*

*Keywords: capacity, load, line pull.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
ÍNDICE DE PLANOS.....	X
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCION.....	1
1.1. Descripción del problema.....	1
1.2. Objetivos .....	1
1.2.1. Objetivo general.....	1
1.2.2. Objetivos específicos .....	1
1.3. Marco teórico.....	2
CAPÍTULO 2.....	6
2. METODOLOGIA DE DISEÑO .....	6
2.1. Proceso de diseño.....	6
2.2. Matriz de decisión .....	7
2.3. Diseño de forma del cabrestante.....	8
2.4. Diseño detallado.....	8
2.4.1. Dimensionamiento del tambor .....	8
2.4.2. Selección del motor hidráulico .....	13
2.4.3. Diseño del tornillo sin fin y corona.....	14
2.4.4. Diseño del tambor .....	16

2.4.5. Diseño del árbol de transmisión .....	26
2.4.6. Diseño de las chavetas y chaveteros .....	33
2.4.7. Diseño de los chaveteros .....	34
2.4.8. Cálculo de soldadura .....	35
2.4.9. Selección de rodamientos .....	37
2.4.10. Diseño del bastidor .....	39
CAPÍTULO 3.....	44
3. RESULTADOS .....	44
3.1. Análisis de costos.....	50
CAPÍTULO 4.....	53
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	53
4.1. Conclusiones.....	53
4.2. Recomendaciones.....	54
BIBLIOGRAFÍA.	
APÉNDICES.	

## **ABREVIATURAS**

ASME: American Society of Mechanical Engineers.

ESPOL: escuela superior politécnica del litoral.

IS: Indian standard.

SAE: society of automotive engineers.

SKF: Svenska Kullagerfabriken.

## SIMBOLOGÍA

Gpa: gigapascales.

GPM: galones por minuto.

Hp: caballos de potencia.

in: pulgadas.

Kg: kilogramos

KW: kilovatios.

Lb-in: libras- pulgadas.

m: metros.

mm: milímetros.

Mpa: megapascales.

N: Newton.

Nm: Newtons metros.

Psi: libras/ pulgadas cuadradas.

Rad: radianes.

RPM: revoluciones por minuto.

s: segundos.

W: vatios.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Partes de un cabrestante .....	3
Figura 1.2. Foto de un cabrestante hidráulico .....	4
Figura 1.3 Partes de un cable de acero.....	4
Figura 1.4. Configuraciones de un cable de acero .....	5
Figura 2.1 diseño de forma del cabrestante .....	8
Figura 2.2 Dimensiones externas del tambor de un cabrestante .....	9
Figura 2.3 Diámetro y Resistencia a la ruptura de un cable de acero .....	10
Figura 2.4. Dimensiones del tambor .....	11
Figura 2.5. Datos de entrada para diseñar el sistema de engranajes .....	14
Figura 2.6. Resultados de los parámetros geométricos .....	15
Figura 2.7. Resultados de las fuerzas que actúan sobre el sistema de engranajes .....	15
Figura 2.8. Resultados de esfuerzo de flexión y durabilidad superficial .....	16
Figura 2.9. Fuerza de compresión sobre el tambor .....	18
Figura 2.10. Momento torsor sobre el tambor .....	19
Figura 2.11. Cargas que originan flexión sobre el tambor .....	20
Figura 2.12. Diagrama de momento flexionante del tambor .....	22
Figura 2.13. Diagrama S-N para los aceros .....	23
Figura 2.14. Parámetros en el factor de la condición superficial .....	24
Figura 2.15. Cargas aplicadas sobre el árbol de transmisión en el plano x-y .....	27
Figura 2.16. Diagrama de momento flector del árbol en el plano x-y .....	29
Figura 2.17. Cargas aplicadas sobre el árbol de transmisión en el plano x-z .....	29
Figura 2.18. Diagrama de momento flector del árbol en el plano x-z .....	30
Figura 2.19. Dimensiones de una Chaveta .....	33
Figura 2.20. Tipo de soldadura aplicada al tambor .....	35
Figura 2.21. Datos de entrada para el cordón de soldadura para el tambor .....	36

Figura 2.22. Resultados del cálculo de soldadura para el tambor .....	36
Figura 2.23. Diseño de forma del bastidor. ....	39
Figura 2.24. Figura 2.24.Carga y dimensiones del soporte .....	40
Figura 2.25. Figura 2.25. Datos de entrada para el cordón de soldadura del soporte ..	42
Figura 2.26. Figura 2.26. Resultados del cálculo de soldadura para el soporte .....	43

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Matriz de decisión para la selección del tipo de sistema de engranaje. ....	7
Tabla 2.2. Factor de confiabilidad .....	25
Tabla 3.1. Parámetros más importantes para el diseño del sistema de engranajes .....	45
Tabla 3.2. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del árbol y tambor.....	47
Tabla 3.3. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del árbol y el piñón.....	47
Tabla 3.4. Ancho del cordón de soldadura para el tambor y los chaveteros .....	48
Tabla 3.5. Rodamientos seleccionados .....	48
Tabla 3.6. Costo de materiales y elementos mecánicos .....	50
Tabla 3.7. Costo de diseño y mano de obra .....	51
Tabla 3.8. Costo de producción del cabrestante .....	52

## ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Dimensiones del tambor y chaveteros.
- PLANO 2 Árbol de transmisión.
- PLANO 3 Soportes del cabrestante.
- PLANO 4 Bases del cabrestante.
- PLANO 5 Tornillo sinfín.
- PLANO 6 Rueda dentada.
- PLANO 7 Alojamiento de la rueda dentada.
- PLANO 8 Alojamiento del tornillo sinfín.
- PLANO 9 Detalle del alojamiento y rigidizadores.
- PLANO 10 Detalles de la brida.
- PLANO 11 Tapas y alojamientos de los cojinetes del tornillo sinfín.
- PLANO 12 Tapa para el alojamiento de la corona.
- PLANO 13 Alojamiento con tapa para el cojinete del tambor.
- PLANO 14 Conector.
- PLANO 15 Despiece del cabrestante.

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCION.

Ecuador es un país pesquero. Es uno de los mayores productores y exportadores de lomos y Conservas de atún. Actualmente, ocupa el tercer lugar a nivel mundial en la exportación de este producto y es por esta razón que la industria pesquera ha adquirido nuevas embarcaciones, equipos de pesca y equipos de procesamiento. Sin embargo, todos los barcos pesqueros en nuestro país utilizan equipos de pesca importados.

Uno de estos equipos son los cabrestantes hidráulicos, los cuales son muy utilizados en diversos tipos de embarcaciones, especialmente en los barcos pesqueros; también son utilizados en el sector minero y en otras industrias.

En la actualidad, se puede contar con la materia prima a nivel local, la maquinaria y la mano de obra para poder manufacturar esta clase de dispositivos mecánicos en nuestro país.

### 1.1. Descripción del problema.

Esta clase de equipos, los cabrestantes hidráulicos, tienen que ser importados debido a que no se los construye en nuestro país. Esto implica dos problemas: el primero, es un aumento en el déficit comercial en el país; el segundo, es un incremento en su precio, perjudicando al usuario, debido al pago de impuestos en las importaciones. Todos los equipos hidráulicos de pesca, toda clase de cabrestantes, repuestos y accesorios, son importados.

### 1.2. Objetivos.

**1.2.1. Objetivo general:** Diseñar un cabrestante hidráulico con una capacidad de 4000Kg de fuerza de tiro para el izaje de cargas de un barco pesquero.

### 1.2.2. Objetivos específicos.

- Diseñar un cabrestante con materiales disponibles a nivel nacional para disminuir costos de construcción.

- Determinar el efecto de cargas dinámicas durante la operación del cabrestante.
- Diseñar los elementos móviles de funcionamiento del cabrestante.
- Seleccionar elementos auxiliares y complementarios para la operación del cabrestante.

### **1.3. Marco teórico.**

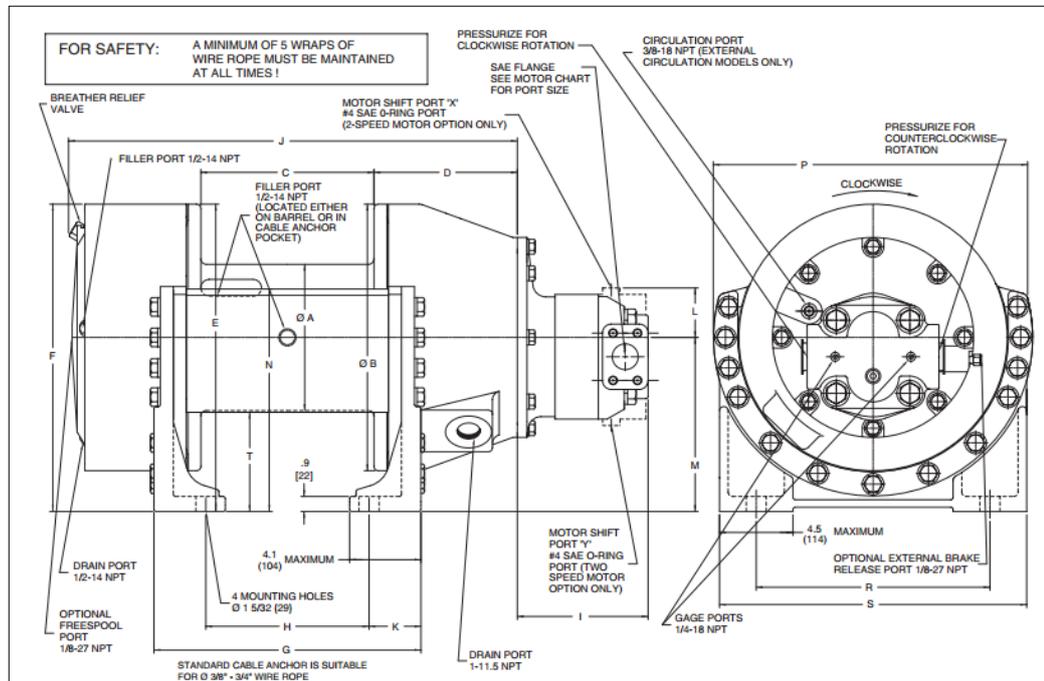
Los cabrestantes son dispositivos usados para jalar o subir cargas. Constan básicamente de una parte cilíndrica llamada tambor o carrete. Las cargas, que pueden pesar pocos kilogramos o algunas toneladas, son movidas por un cable o cabo que se enrolla en el tambor cuando este gira en una determinada dirección. El tambor puede ser girado manualmente con una manivela o puede ser accionado por un motor; en ambos casos de accionamiento se necesita un sistema de engranajes.

Para seleccionar un cabrestante, se debe considerar 2 aspectos (TWG A dover company, 2011):

1. La fuerza de tiro: es la máxima fuerza que puede ejercer un cabrestante para mover una determinada carga. Esta fuerza es variable y disminuye a medida que aumentan las capas de cable enrollado; su máximo valor se da en la primera capa de cable enrollado.
2. La capacidad de enrollamiento: es la máxima longitud de cable que el cabrestante puede enrollar alrededor del tambor.

Los cabrestantes constan de las siguientes partes: bastidor, tambor, árbol de transmisión, cojinetes de rodadura, engranajes, motor impulsor y freno. Un cabrestante de tornillo sin fin y corona puede ser diseñado sin algún mecanismo extra para el freno porque el mismo tornillo sin fin puede realizar esta función.

En la figura 1.1 se muestran las partes internas de un cabrestante de una determinada marca.



**Figura 1.1 partes de un cabrestante.**

Fuente: (TWG A dover company, 2011).

El uso de estos dispositivos se extiende hacia algunos sectores de la industria. Por ejemplo, en la minería se emplean para la extracción de materiales y sacar personal en jaulas o trenes de vagones procedente del interior de las minas. En los barcos pesqueros se usan muchas variedades de estos equipos; por ejemplo, existen los cabrestantes para subir o bajar el ancla, para subir y bajar la pluma del barco y el cabrestante de panga.

A los cabrestantes se los clasifica básicamente por el tipo de motor que los acciona, y hay tres tipos: mecánicos, eléctricos e hidráulicos.

- **Mecánicos:** estos funcionan a través de una toma de fuerza que puede ir acoplada a un motor a diésel
- **Eléctricos:** son accionados por un motor eléctrico.
- **Hidráulicos:** funcionan con un motor hidráulico que es accionado por el aceite a presión generado por una bomba.

Cada tipo de cabrestante tiene sus ventajas y desventajas. Por ejemplo, en facilidad de instalación y en precio, el eléctrico es más óptimo que el mecánico y el hidráulico. En resistencia al agua y en tamaño, el hidráulico es el más recomendado. Para trabajar a más revoluciones por minuto y periodos largos de tiempo, el mecánico es el más adecuado.

La figura 1.2 es una foto de un cabrestante hidráulico que se lo utiliza para subir y bajar la pluma de un barco pesquero.

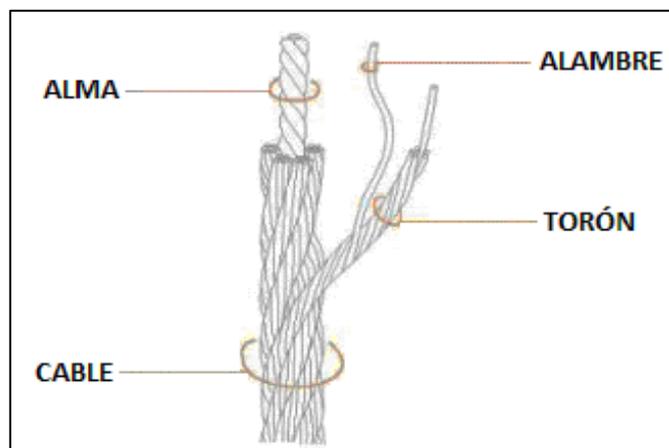


**Figura 1.2 Foto de un cabrestante hidráulico.**

Fuente: elaboración propia.

A continuación se dará una breve descripción acerca de los cables de acero. El diseño del tambor dependerá del diámetro de cable seleccionado.

Las partes de un cable de acero se las puede observar en la figura 1.3.

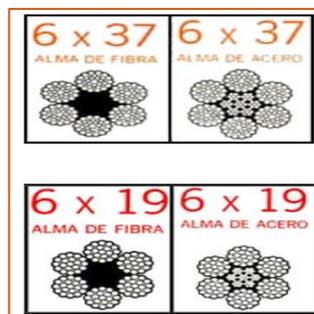


**Figura 1.3 Partes de un cable de acero.**

Fuente: (camesa a wireco WorldGroup Brand, 2012).

El alma, es la parte central del cable que es fabricada de acero o de fibra; el cable está formado por torones enrollados helicoidalmente alrededor del alma, y los torones están formados por alambres enrollados helicoidalmente alrededor de un centro. Los cables de acero son fabricados en diferentes configuraciones geométricas; su selección depende del tipo de aplicación en la industria. (camesa a wireco WorldGroup Brand, 2012)

En la figura 1.4 se puede observar algunas configuraciones de un cable de acero.



**Figura 1.4. Configuraciones de un cable de acero.**

Fuente: (camesa a wireco WorldGroup Brand, 2012).

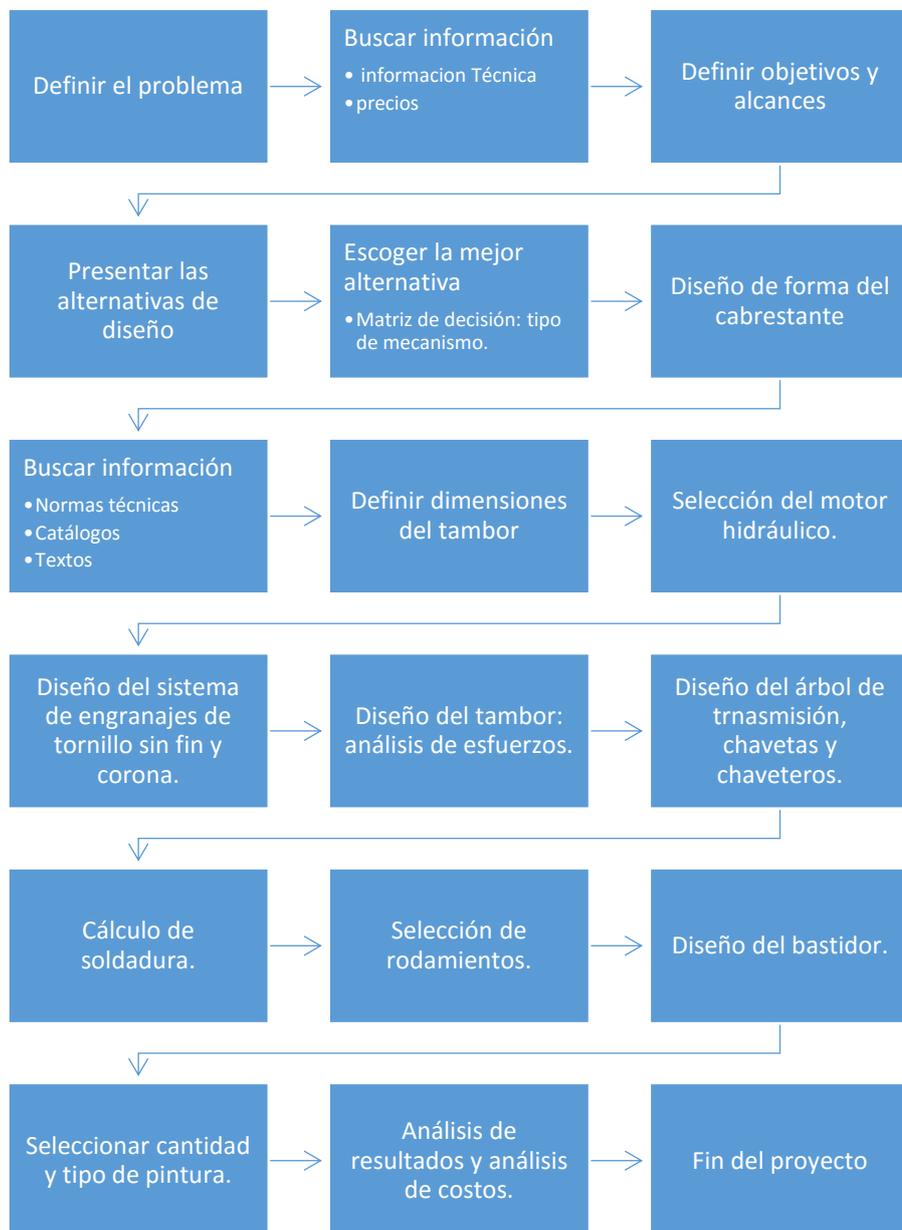
Como se puede observar en la figura 1.4, los catálogos expresan las diferentes configuraciones de los cables en base a dos números. Por ejemplo, un cable 6X19 significa que tiene 6 torones y cada torón tiene 19 alambres

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGIA DE DISEÑO.

Una vez definida la necesidad y los objetivos, se procederá a presentar el proceso de diseño, las alternativas de solución, la matriz de decisión, el diseño de forma y el diseño detallado del cabrestante hidráulico.

### 2.1. Proceso de diseño.



## 2.2. Matriz de decisión.

Se tiene 3 alternativas de diseño, y su diferencia está dada por el tipo de sistema de engranajes que se utilizará para transmitir potencia. A continuación, en la tabla 2.1, se muestra la matriz de decisión para seleccionar la alternativa más viable. El sistema de engranajes seleccionado tendrá influencia sobre el tamaño, peso, facilidad de mantenimiento, precio y facilidad de construcción del cabrestante.

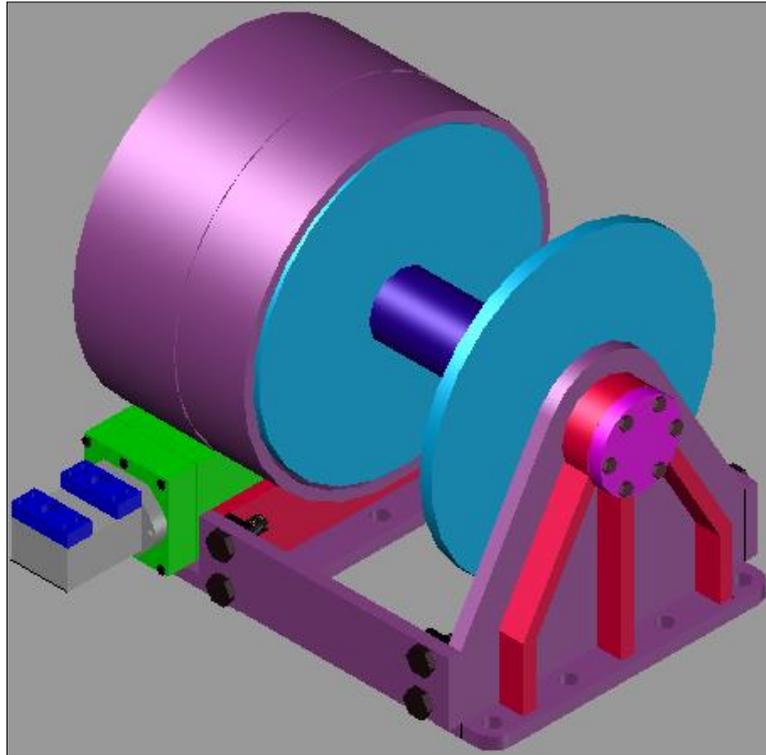
**Tabla 2.1. Matriz de decisión para la selección del tipo de sistema de engranaje.**

	Porcentaje de peso	Sistema de engranaje planetario	Sistema de engranaje de rueda dentada y piñón.	Sistema de engranaje de tornillo sin fin y corona.
Peso y tamaño del cabrestante	20	20	15	15
Facilidad de mantenimiento.	25	15	20	25
Precio	30	22	25	30
Facilidad de construcción	25	15	20	23
Total	100	72	80	93

Fuente: elaboración propia.

De acuerdo a los resultados de la matriz de decisión, el sistema de engranaje seleccionado es el de tornillo sin fin y corona.

### 2.3. Diseño de forma del cabrestante.



**Figura 2.1** diseño de forma del cabrestante.

Fuente: elaboración propia.

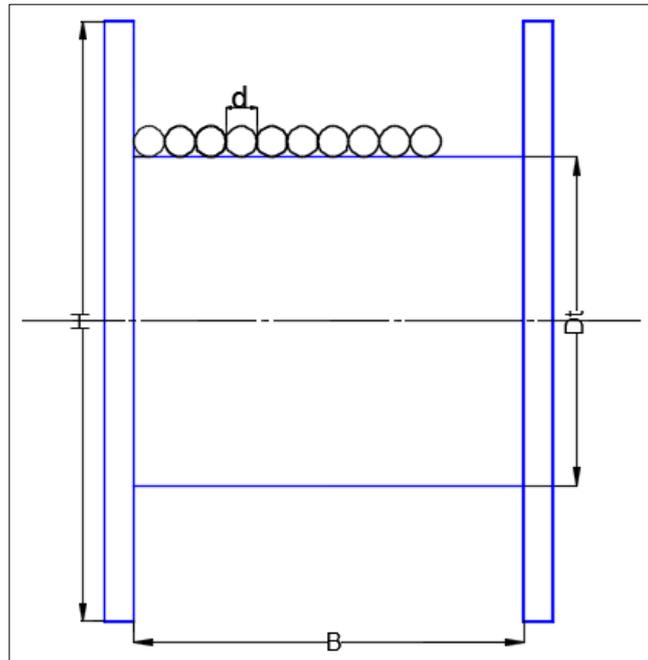
### 2.4. Diseño detallado.

A continuación, se realizará el diseño detallado y la selección de cada elemento mecánico que conforma el cabrestante. Se realizará los cálculos de dimensiones, esfuerzos producidos por las cargas, selección de materiales y el análisis de costos. El orden a seguir, está basado en el diagrama de bloques de la sección 2.1.

#### 2.4.1. Dimensionamiento del tambor.

Las dimensiones del tambor dependen del diámetro y del largo del cable. Entre mayor diámetro de cable, mayor diámetro de tambor; entre mayor longitud de cable a enrollar, mayor deberá ser el largo del tambor y el diámetro de las alas.

En la figura 2.2, se muestran algunas de las dimensiones externas que hay que determinar en el tambor de un cabrestante; además, se puede observar la sección transversal del cable enrollado.



**Figura 2.2 Dimensiones externas del tambor de un cabrestante.**

Fuente: elaboración propia.

Siendo:

d: diámetro del cable. H: diámetro de las alas.

B: Ancho del tambor.  $D_t$ : diámetro del tambor.

Para determinar las dimensiones del tambor, primero se tendrá que determinar el diámetro y la configuración del cable de acero. Para seleccionar el cable se recomienda un factor de seguridad de  $n=6$ . Se probará con una carga de 1500Kg (1,5 toneladas); al multiplicar este valor por el factor de seguridad,  $n=6$ , se obtiene un valor de 9000Kg (9 toneladas). Luego, se consulta en el catálogo de algún fabricante de cables de acero, una resistencia a la ruptura mayor o igual a 9 toneladas para seleccionar el diámetro y la forma del cable.

En la figura 2.3, se puede observar que el valor de resistencia a la ruptura más próximo a 9 toneladas es 9.2 toneladas. Con este valor, se puede seleccionar el diámetro del cable. El cable seleccionado será de 11,1 mm de diámetro, de acero galvanizado arado extra mejorado, y de configuración 6X19 con alma de acero.

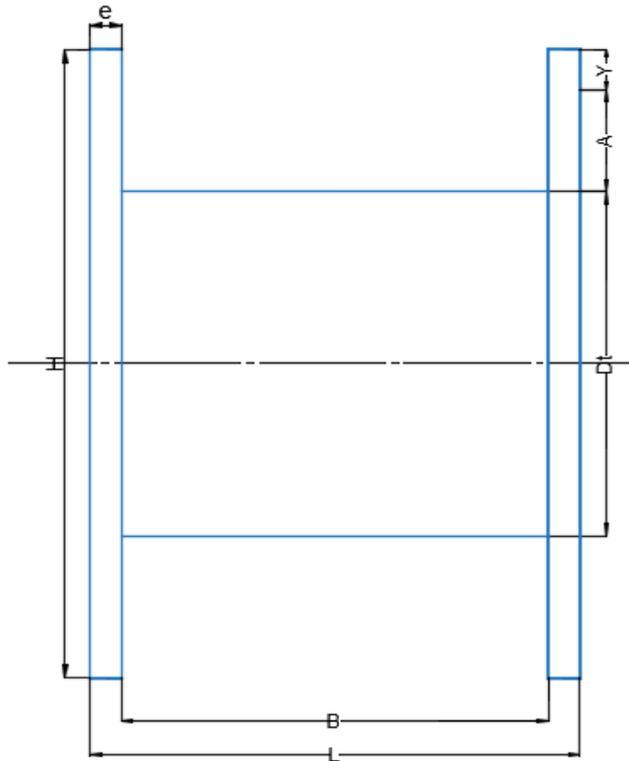
BOA® negro bright		BARRACUDA® galvanizado galvanized							
		6x19S		6x21F		6x25F		6x26WS	
Diámetro		Peso Aproximado		Resistencia a la Ruptura					
Diameter		Approximate Weight		Minimum Breaking Force					
Pulgadas Inch	Milímetros mm	lb / ft	kg / m	Arado Mejorado / lb	IPS Ton*	Arado Extra Mejorado / lb	EIP Ton*	Arado Extra Mejorado / lb	EEIP Ton*
1/4	6.35	0.12	0.18	5,890	2.7	6,790	3.1	-	-
5/16	7.94	0.18	0.27	9,150	4.1	10,540	4.8	-	-
3/8	9.53	0.26	0.39	13,120	6.0	15,100	6.9	16,590	7.5
7/16	11.1	0.35	0.50	17,780	8.1	20,380	9.2	22,380	10.2
1/2	13	0.46	0.68	23,000	10.4	26,600	12.1	29,200	13.2
9/16	14.5	0.59	0.88	29,000	13.2	33,600	15.2	37,000	16.8
5/8	16	0.72	1.07	35,800	16.2	41,200	18.7	45,400	20.6
3/4	19	1.04	1.55	51,200	23.2	58,800	26.7	64,800	29.4
7/8	22	1.42	2.11	69,200	31.4	79,600	36.1	87,600	39.7
1	26	1.85	2.75	89,800	40.7	103,400	46.9	113,800	51.6
1-1/8	29	2.34	3.48	113,000	51.3	130,000	59.0	143,000	64.9
1-1/4	32	2.89	4.30	138,800	63.0	159,800	72.5	175,800	79.8
1-3/8	35	3.50	5.21	167,000	75.7	192,000	87.1	-	-
1-1/2	38	4.16	6.19	197,800	89.7	228,000	103.0	-	-
1-5/8	42	4.88	7.26	230,000	104.0	264,000	120.0	-	-
1-3/4	45	5.67	8.44	266,000	121.0	306,000	139.0	-	-
1-7/8	48	6.50	9.67	304,000	138.0	348,000	158.0	-	-
2	52	7.39	11.0	344,000	156.0	396,000	180.0	-	-

Figura 2.3 Diámetro y Resistencia a la ruptura de un cable de acero.

Fuente: (camesa a wireco WorldGroup Brand, 2012)

Con el diámetro de cable seleccionado, se podrá dimensionar el tambor. La relación entre el diámetro del tambor y el diámetro del cable ( $D_t/d$ ), varía según los fabricantes de esta clase de equipos. Se recomienda utilizar una relación  $D_t/d$  entre 9 y 13. (TWG A dover company, 2011). Si no se selecciona el diámetro de tambor adecuado, la vida útil del cable disminuirá porque entre mayor es el diámetro del cable más complicado es su enrollamiento.

En la figura 2.4 se puede observar las dimensiones externas definitivas del tambor para el cabrestante que se está diseñando.



**Figura 2.4. Dimensiones del tambor.**

Fuente: elaboración propia.

Siendo:

$D_t$ : diámetro del tambor

H: diámetro de las alas.

e: espesor de las alas.

A: espacio que ocupa el Cable.

L: longitud total del tambor.

d: diámetro del cable.

Y: espacio libre entre el último rollo de cable y el borde de las alas.

Donde,  $B = 254\text{mm}$ ,  $D_t = 100\text{mm}$ ,  $H = 450\text{mm}$ ,  $e = 19\text{mm}$ ,  $L = 292\text{mm}$ ,  
 $d = 11,1\text{mm}$ .

(American Society of Mechanical Engineers [ASME], 2012), sugiere el valor mínimo de  $Y = 1/2$  pulg = 13mm. Con los valores anteriores, se puede calcular la capacidad de enrollamiento del tambor.

La capacidad de enrollamiento, es la longitud máxima de cable ( $L_c$ ) que va enrollado alrededor del tambor. Para este cálculo, se aplicará la siguiente fórmula (Zambrano García, 2004):

$$L_c = (A + Dt) (A)(B)(K)$$

Ecuación 1.

De acuerdo a esta fórmula, el valor de  $L_c$  se lo obtendrá en metros y los otros datos serán ingresados en pulgadas. No se puede utilizar otro sistema de unidades para esta fórmula. Al final se hará la conversión para obtener el resultado en metros. El valor de  $L_c$  no es exacto, es aproximado.

El valor de  $A$  se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$A = (H - D_t - 2Y)/2 \quad \text{Ecuación 2.}$$

Siendo,  $H = 17,7$  pulg.  $D_t = 3,94$  pulg.  $B = 10$  pulg.  $L = 11,5$  pulg.

Al reemplazar los valores, se obtiene:

$$A = \frac{17,7 - 3,94 - 4}{2} = 4,9 \text{ Pulg.}$$

El valor de  $K$  depende del diámetro del cable y se lo puede encontrar en la tabla del apéndice A.

Para cálculos posteriores, será importante conocer el número de enrollamientos de cable alrededor el tambor. Entre mayor sea el número de enrollamientos, mayor será la fuerza de compresión sobre el tambor. A medida que aumentan las capas de cable, aumenta la longitud de cable enrollado, debido al aumento de diámetro.

A continuación, al aplicar fórmulas de geometría elemental, se presenta el cálculo aproximado del número de enrollamientos.

$$L_{c_1} = \pi D_t \left( \frac{B}{d} \right)$$

$$L_{c_1} = 0,1\pi \left( \frac{0,254}{0,0111} \right)$$

$$L_{c_1} = 7\text{m.}$$

El aumento de radio es 2 veces el diámetro del cable. Se usará este incremento en el cálculo de la longitud de cable por cada enrollamiento.

$L_{c_2}$ : longitud del cable en el segundo enrollamiento.

$$L_{c_2} = 0,1222\pi \left( \frac{0,254}{0,0111} \right) + 7\text{m.}$$

$$L_{c_2} = 16\text{m}$$

$L_{c_3}$  : longitud del cable en el tercer enrollamiento.

$$L_{c_3} = 0,1444\pi \left( \frac{0,254}{0,0111} \right) + 16\text{m}$$

$$L_{c_3} = 26\text{m}$$

Al utilizar una hoja de cálculo, se obtiene la longitud de cable para los demás enrollamientos.

$$L_{c_4} = 38\text{m} \quad L_{c_5} = 51\text{m} \quad L_{c_6} = 66\text{m} \quad L_{c_7} = 82\text{m} \quad L_{c_8} = 100\text{m}$$

$$L_{c_9} = 119\text{m} \quad L_{c_{10}} = 140\text{m} \quad L_{c_{11}} = 162\text{m}.$$

Al comparar el valor de  $L_c$  con  $L_{c_{10}}$  y  $L_{c_{11}}$ , se puede deducir que habrá casi 11 enrollamientos de cable alrededor del tambor. Para aplicaciones en barcos pesqueros, 7 capas de cable serán suficientes para cumplir con los trabajos requeridos.

#### 2.4.2. Selección del motor hidráulico.

La potencia mínima para mover el tambor se la calcula con la siguiente fórmula:

$$P_t = T_t * w \quad \text{Ecuación 3.}$$

Donde:

$P_t$ : potencia del tambor.

$T_t$ : torque aplicado al tambor.

$w$ : velocidad angular del tambor.

El torque se lo calcula aplicando la siguiente fórmula:

$$T_t = F \left( \frac{D_t}{2} \right) \quad \text{Ecuación 4.}$$

Donde,  $F$  es la fuerza de tiro. Es importante recordar que el cabrestante será diseñado para una fuerza de tiro de 39200N (4000Kg).

Al reemplazar los valores, se obtiene el siguiente resultado:

$$T_t = 39200\text{N} \left( \frac{0,1\text{m}}{2} \right) = 1960\text{Nm}.$$

El tambor del cabrestante será diseñado para que rote a una velocidad angular de 3,14 rad/s (30 RPM).

Luego, se reemplaza los valores en la ecuación 3 y se obtiene el valor de la potencia:

$$P_t = 1960 \text{ Nm} * 3,14 \text{ rad/s}$$

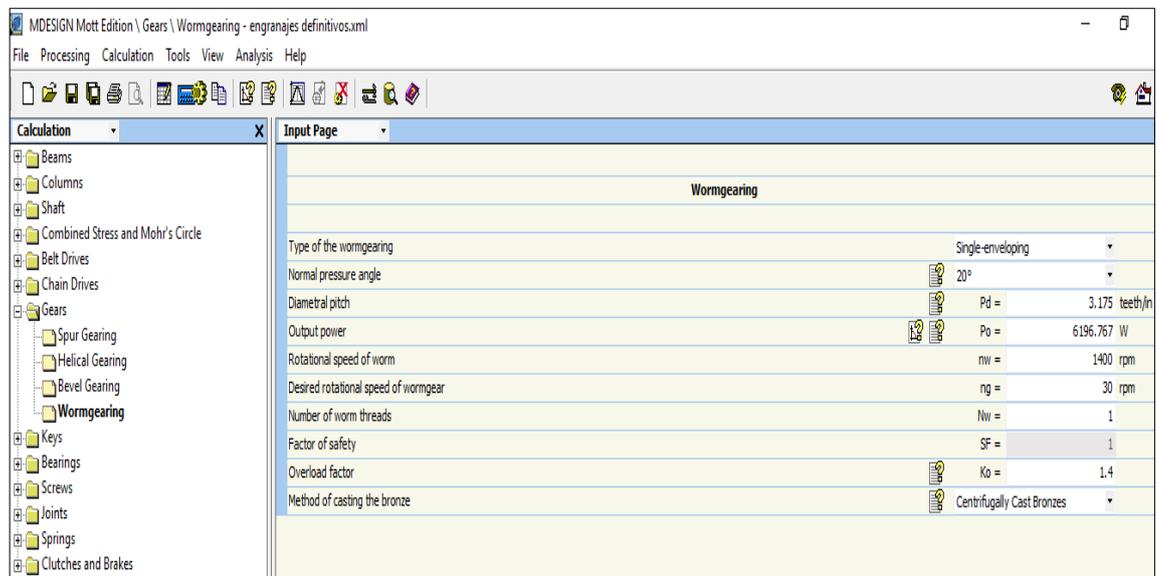
$$P_t = 6154,4 \text{ W} = 6,15 \text{ KW.}$$

$$P_t = 8,25 \text{ Hp.}$$

Finalmente, se seleccionará un motor hidráulico con una potencia superior a 6,15KW para compensar las pérdidas en el sistema de engranajes. En el diagrama del apéndice B, se puede observar las curvas características de un motor hidráulico de una determinada marca disponible a nivel nacional.

### 2.4.3. Diseño del tornillo sin fin y corona.

Para el diseño del sistema de engranajes, se utilizó el software MDESIGN Mott Edition. En la figura 2.5, se puede observar los datos de entrada ingresados al programa.



**Figura 2.5. Datos de entrada para diseñar el sistema de engranajes.**

Fuente: elaboración propia.

En las figuras 2.6, 2.7 y 2.8 se muestran, respectivamente, los siguientes resultados del programa: parámetros geométricos, fuerzas que actúan sobre el sistema de engranajes, esfuerzo de flexión y durabilidad superficial.

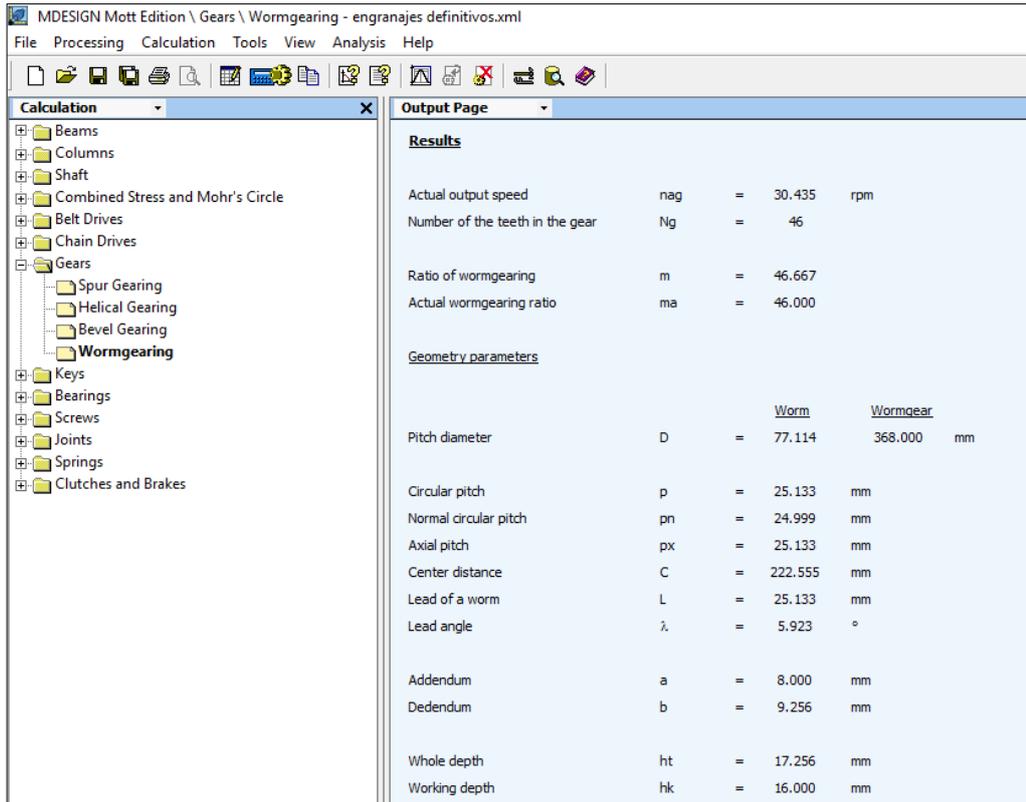


Figura 2.6. Resultados de los parámetros geométricos.

Fuente: elaboración propia.

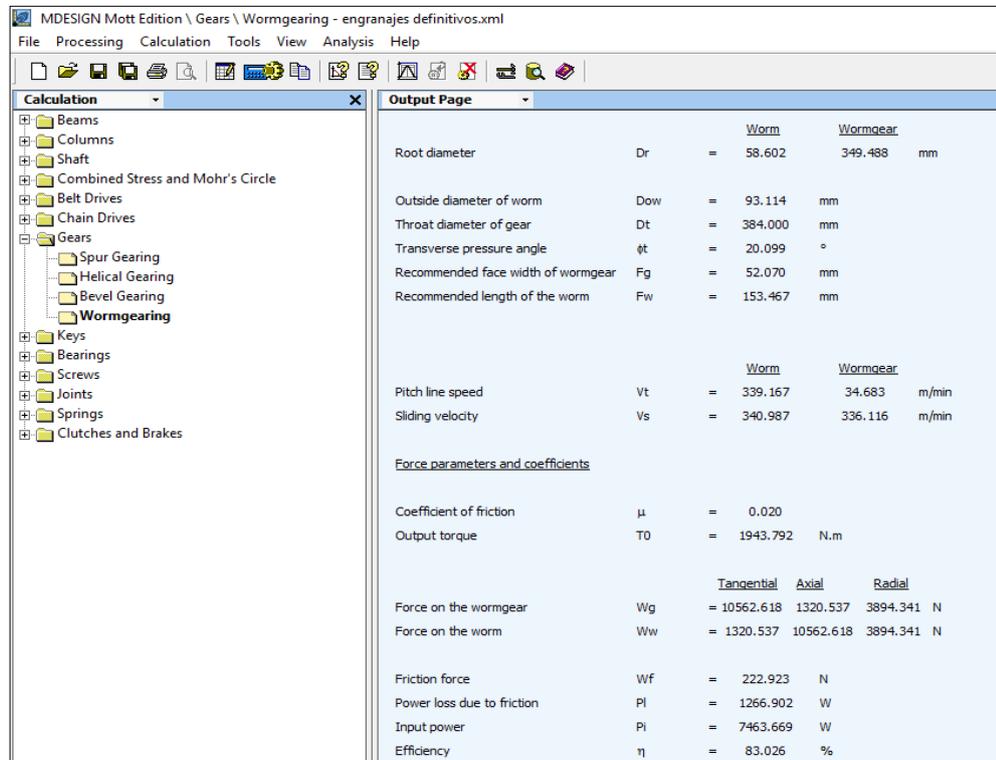
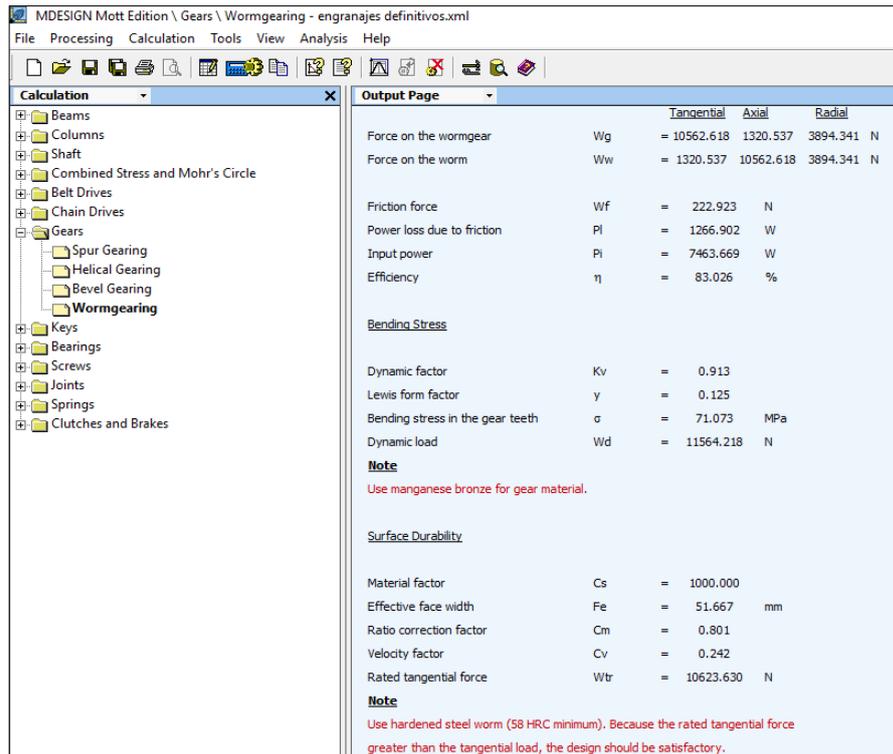


Figura 2.7. Resultados de las fuerzas que actúan sobre el sistema de engranajes.

Fuente: elaboración propia.



**Figura 2.8. Resultados de esfuerzo de flexión y durabilidad superficial.**

Fuente: elaboración propia.

#### 2.4.4. Diseño del tambor.

El material seleccionado para el diseño del tambor es el acero, en barra perforada, 2-147M; para este material,  $S_y = 392 \text{ Mpa}$ , donde  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia.

El tambor estará sometido a los siguientes esfuerzos: compresión, cortante de torsión y flexión.

Para el análisis de esfuerzos del tambor, se debe considerar las siguientes condiciones:

1. La máxima fuerza de tiro ( $F$ ), cuyo valor es de 39200N (4000Kg), ocurre en el primer enrollamiento de cable. La fuerza de tiro disminuye a medida que aumentan las capas de cable.
2. La tensión del cable se duplica durante el arranque.
3. Durante la subida de la carga, la tensión del cable ejercerá un torque en sentido contrario al torque del tambor.

4. El torque producido por la tensión del cable es variable. Esto se debe al aumento de la distancia, entre la línea de tensión del cable y el centro del tambor, a medida que el cable se enrolla.
5. La sección a analizar es la superficie externa del centro del tambor. Este análisis se lo realizará en el instante del arranque, cuando la tensión del cable actúa en el centro del tambor durante el séptimo enrollamiento. Este es el instante más crítico. (Zambrano García, 2004)
6. Las fuerzas axiales no serán consideradas para este análisis.

El esfuerzo de compresión lo ejerce el cable enrollado y se lo calcula con la siguiente fórmula. (Bureau Indian Standard [IS], 2013)

$$\sigma_c = \frac{(K)(P)}{(d)(t)} \quad \text{Ecuación 5.}$$

Siendo:

$\sigma_c$ : esfuerzo de compresión. La norma IS 6938 recomienda que el esfuerzo admisible de compresión sea de  $0.8S_y$  para aceros de bajo carbono. Esto significa que  $\sigma_c = 0,8(392\text{Mpa}) = 313,6\text{Mpa}$ .

P: Tensión máxima permisible del cable. Para calcular el valor de la tensión máxima, se aplica la ecuación 6. Esta ecuación está basada en las condiciones 2, 3 y 4 que fueron mencionadas en la página anterior.

$$P = \frac{T_t}{2\left(\frac{D_t}{2} + 7d\right)} \quad \text{Ecuación 6.}$$

En la fórmula anterior, el número 7 representa la cantidad de capas de cable que serán enrolladas alrededor del tambor.

K: factor que depende del número de enrollamientos. (Bureau Indian Standard [IS], 2013) tabula el valor de K solamente hasta 4 enrollamientos. Para 5 enrollamientos o más, se escoge el mismo valor que para 4 enrollamientos, por lo tanto el factor K tendrá un valor de 2,25. En el apéndice C, se puede encontrar la ecuación 5 y el valor de K.

t: espesor del tambor.

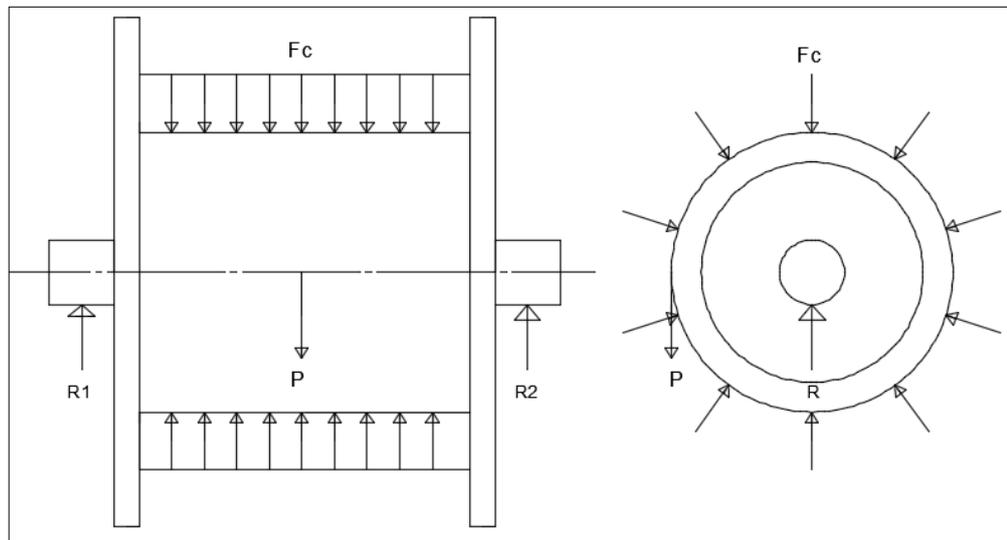
Al despejar  $t$  de la ecuación 3 y reemplazar los valores de cada variable, se obtiene el siguiente resultado:

$$t = \frac{KP}{d\sigma_c}$$

$$t = \frac{(2,25)(7717,8N)}{(0,0111m)(313,6Mpa)}$$

$$t = 5mm.$$

En la figura 2.9, se puede observar la fuerza de compresión,  $F_c$ , que el cable enrollado ejerce sobre el tambor. Esta fuerza de compresión se la considera uniformemente distribuida.

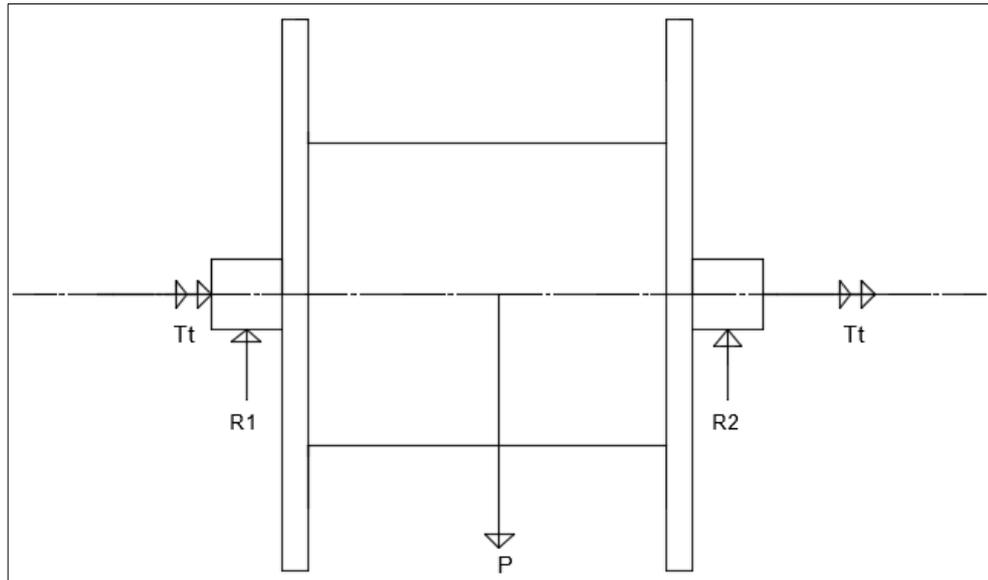


**Figura 2.9. Fuerza de compresión sobre el tambor.**

Fuente: elaboración propia.

En el mercado local se encuentra disponible la barra perforada 2-147M con 100mm de diámetro exterior por 70mm de diámetro interior; esto significa que su espesor será de 15mm.

A continuación, se realizará el análisis del esfuerzo cortante de torsión. En la figura 2.6 se ilustra el momento torsor,  $T_t$ , que actúa sobre el tambor.



**Figura 2.10. Momento torsor sobre el tambor.**

Fuente: elaboración propia.

El esfuerzo cortante de torsión se lo calcula con la ecuación 7:

$$\tau_t = \frac{T_t \cdot D_t/2}{J} \quad \text{Ecuación 7.}$$

Siendo:

$\tau_t$ : esfuerzo cortante de torsión       $T_t$ : momento torsor (torque del tambor).

$D_t$ : diámetro del tambor       $J$ : momento polar de inercia para cilindro hueco.

Se calcula el momento polar de inercia aplicando la ecuación 8.

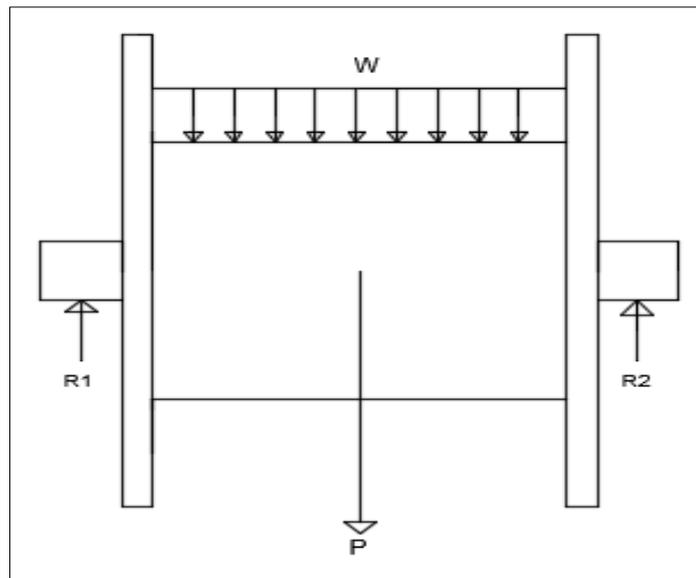
$$J = \frac{\pi}{32} (D_t^4 - D_i^4) \quad \text{Ecuación 8.}$$

Donde  $D_i$  es el diámetro interior del tambor.

Para el cálculo del esfuerzo de flexión,  $\sigma_f$ , se asume lo siguiente:

- El peso del tambor ( $W_t$ ) y el peso del cable ( $W_c$ ) se los considera uniformemente distribuidos.
- La tensión del cable actúa en la parte central del tambor. En ese instante se produce el máximo momento flector.

En la figura 2.7 se muestran las cargas que originan la flexión.



**Figura 2.11. Cargas que originan flexión sobre el tambor.**

Fuente: elaboración propia.

Donde:  $P$  es la tensión del cable,  $R1$  y  $R2$  son las reacciones de los apoyos del tambor y  $W$  es el peso total que soporta el tambor y se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$W = W_t + W_c \quad \text{Ecuación 9.}$$

Siendo,  $W_t$  el peso del tambor y  $W_c$  el peso del cable.

A continuación, se calcula el peso del tambor con la siguiente fórmula:

$$W_t = (\rho_1)(B)(g) \quad \text{Ecuación 10.}$$

Donde:  $\rho_1$  es la densidad lineal del acero 2-147M, cuyo valor se lo puede encontrar en la tabla del apéndice D;  $B$  es el ancho del tambor y  $g$  es la aceleración de la gravedad.

$$W_t = (42\text{Kg/m})(0,254\text{m})(9,8\text{m/s}^2) = 116\text{N}$$

Luego, se calcula el peso del cable con la siguiente fórmula:

$$W_c = (L_{c7})(\rho_1')(g) \quad \text{Ecuación 11.}$$

Donde  $L_{c_7}$  es la longitud de cable enrollado;  $\rho_1'$  es la densidad lineal del cable, cuyo valor se encuentra en la tabla de la figura 2.3, y  $g$  es la aceleración de la gravedad.

$$W_c = (82\text{m}) \left( 1,55 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right) (9,8\text{m/s}^2) = 1245,6 \text{ N}$$

Finalmente se calcula el peso total con la ecuación 5:

$$W = 116\text{N} + 1245,6\text{N} = 1361,6 \text{ N}$$

La máxima fuerza de reacción sobre cada uno los apoyos,  $R_1$  y  $R_2$ , ocurre cuando la tensión del cable actúa en uno de los extremos del tambor. Este cálculo se lo realiza aplicando la siguiente fórmula:

$$R_1 = R_2 = P + \frac{W}{2} \quad \text{Ecuación 12.}$$

Por lo tanto, el valor aproximado de las reacciones es:

$$R_1 = R_2 = 7717,8\text{N} + \frac{1361,6\text{N}}{2}$$

$$R_1 = R_2 = 8398,6\text{N}$$

Los valores de estas fuerzas de reacción, serán útiles para seleccionar los rodamientos del tambor.

A continuación, se aplica la ecuación 13 para calcular el esfuerzo de flexión máximo que se produce sobre el tambor.

$$\sigma_f = \frac{M \cdot D_t/2}{I_z} \quad \text{Ecuación 13.}$$

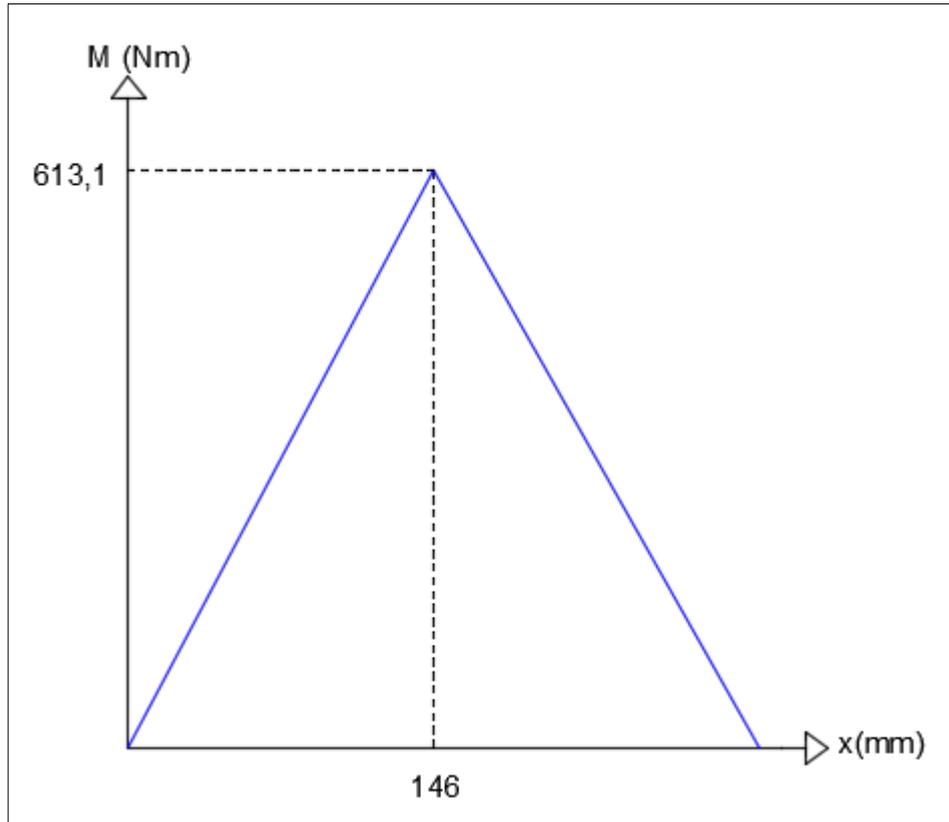
Siendo:

$I_z$  : momento de inercia para cilindro hueco     $M$ : momento flector máximo.

El momento de inercia se lo calcula con la siguiente Fórmula:

$$I_z = \frac{\pi}{64} (D_t^4 - D_i^4) \quad \text{Ecuación 14.}$$

El momento flector máximo se lo obtiene del diagrama de momento flexionante que se muestra en la figura 2.12.



**Figura 2.12. Diagrama de momento flexionante del tambor.**

Fuente: elaboración propia.

De acuerdo al diagrama, el valor del momento flector máximo en ese instante es:  $M = 613,1\text{Nm}$ .

Luego, se reemplaza en la ecuación 8 los valores obtenidos para calcular el esfuerzo de flexión máximo sobre el tambor.

A continuación, se aplica la ecuación 3 para volver a calcular el esfuerzo de compresión sobre el tambor considerando un espesor de 15mm.

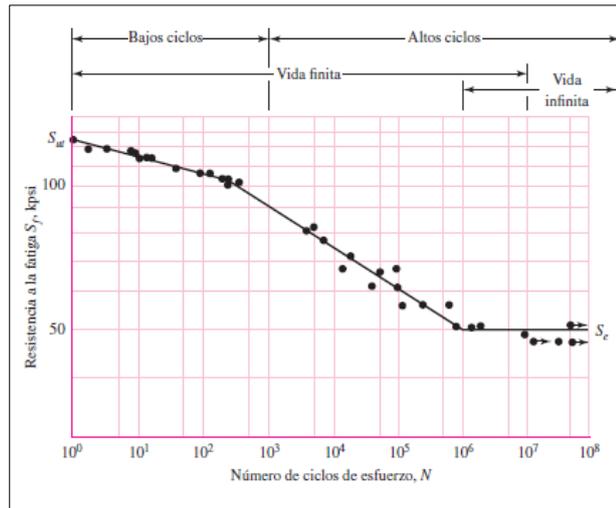
Finalmente, se aplica la ecuación 15 para calcular el esfuerzo efectivo de Von Misses:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_c^2 - 2\sigma_f\sigma_c + 3\tau_t^2} \quad \text{Ecuación 15.}$$

Por otra parte, es necesario determinar el factor de seguridad. Para este cálculo se aplica la siguiente fórmula:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} \quad \text{Ecuación 16.}$$

El tambor estará sometido a esfuerzos variables, esto significa que habrá falla por fatiga en un determinado tiempo. En la figura 2.13 se muestra el diagrama S-N (resistencia a la fatiga – número de ciclos) típicos de los aceros.



**Figura 2.13. Diagrama S-N para los aceros.**

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

La siguiente fórmula, permite calcular el límite de fatiga teórico:

$$S'_n = 0,5S_u \quad \text{para } S_u < 1400 \text{ Mpa.} \quad \text{Ecuación 17.}$$

Donde,  $S_u$  es el límite de ruptura y  $S'_n$  es el límite de fatiga teórico.

Para el acero 2-147M,  $S_u = 647 \text{ Mpa}$ . Luego, se reemplaza este valor en la ecuación 17 para calcular el límite de fatiga teórico.

$$S'_n = 0,5 \cdot 647 \text{ Mpa}$$

$$S'_n = 323,5 \text{ Mpa.}$$

A continuación se calculará el límite de fatiga real,  $S_n$ , a partir del límite de fatiga teórico y de los factores de corrección. Para realizar éste cálculo se aplica la siguiente fórmula:

$$S_n = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_n \quad \text{Ecuación 18.}$$

Siendo:

$K_a$ : factor de acabado superficial o factor de superficie.

Este valor se lo obtiene aplicando la siguiente fórmula:

$$K_a = aS_u^b \quad \text{Ecuación 19.}$$

El valor de  $a$  y  $b$  se lo obtiene en la tabla de la figura 2.14, considerando al tambor como un material maquinado y que tiene una resistencia a la tracción de  $S_u = 647 \text{ Mpa}$ .

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

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

**Figura 2.14. Parámetros en el factor de la condición superficial.**

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Luego, se reemplaza los valores en la ecuación 19 para obtener el factor de superficie:

$$K_a = 4,51(647)^{-0,265} = 0,811.$$

$K_b$ : factor de modificación del tamaño.

Este valor depende del diámetro de la pieza y se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$K_b = 1,51D_t^{-0,157} \quad \text{para} \quad 51\text{mm} < D_t < 254\text{mm} \quad \text{Ecuación 20.}$$

Donde  $D_t$  es el diámetro del tambor cuyo valor es de 100mm. Se reemplaza en la ecuación 20 y se obtiene el factor de modificación de tamaño.

$$K_b = 1,51(100)^{-0,157} = 0,733$$

$K_c$ : factor de confiabilidad.

Para una confiabilidad de 0,9 el valor de  $K_c = 0,897$ . Este valor se lo obtiene de la tabla 2.3.

**Tabla 2.2. Factor de confiabilidad.**

Confiabilidad	Factor de confiabilidad
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

$K_d$ : factor de modificación de la temperatura.

Donde,  $K_d=1$  para una temperatura entre 20°C y 50°C. El cable operará en este rango de temperatura.

$K_e$ : factor de modificación de la carga.

Donde,  $K_e=1$  para esfuerzos combinados de torsión y flexión. (Budynas & Nisbett, 2008).

$K_f$ : factor de modificación de efectos varios.

$K_f= 0,7$  debido a que el tambor estará expuesto a un ambiente corrosivo.

Finalmente, se procede a aplicar la ecuación de Goodman para calcular el factor de seguridad de fatiga.

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u}} \quad \text{Ecuación 21.}$$

Siendo,  $\sigma_a$ : amplitud;  $\sigma_m$ : esfuerzo medio.

La amplitud se la calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 22.}$$

Siendo,  $\sigma_{\max}$ : esfuerzo máximo;  $\sigma_{\min}$ : esfuerzo mínimo.

El esfuerzo medio se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ecuación 23.}$$

Para calcular el factor de seguridad de fatiga, (Zambrano García, 2004) afirma lo siguiente:

- La máxima variación del momento se encuentra en la mitad del tambor.
- Los esfuerzos de compresión producidos por el enrollamiento del cable no causan fallas a fatiga. Por esta razón no se los considera en el análisis.

#### 2.4.5. Diseño del árbol de transmisión.

El diseño de un árbol de transmisión, consiste básicamente en calcular el mínimo diámetro para que pueda soportar todas las cargas aplicadas. Para el diseño de árboles de transmisión macizos con cargas axiales pequeñas, se aplica la siguiente fórmula:

$$\emptyset^3 = \frac{16}{\pi * S_s} \sqrt{(K_b M)^2 + (K_t T_t)^2} \quad \text{Ecuación 24.}$$

Siendo:

$\emptyset$ : diámetro del árbol de transmisión.

$S_s$ : esfuerzo permisible.  $S_s = 0,225S_y$  para arboles con chaveteros.

$K_b$ : factor de choque y fatiga aplicado a flexión. Si se considera un choque menor, se recomienda un valor entre 1,5 a 2.

$K_t$ : factor de choque y fatiga aplicado a torsión. Debe tener un valor entre 1 a 1,5 para choque menor.

M: momento flector máximo.

$T_t$ : momento torsor. Es el mismo aplicado al tambor.

El material seleccionado para el árbol de transmisión, es el acero al cromo - níquel – molibdeno SAE 4340. Sus propiedades mecánicas son las siguientes:

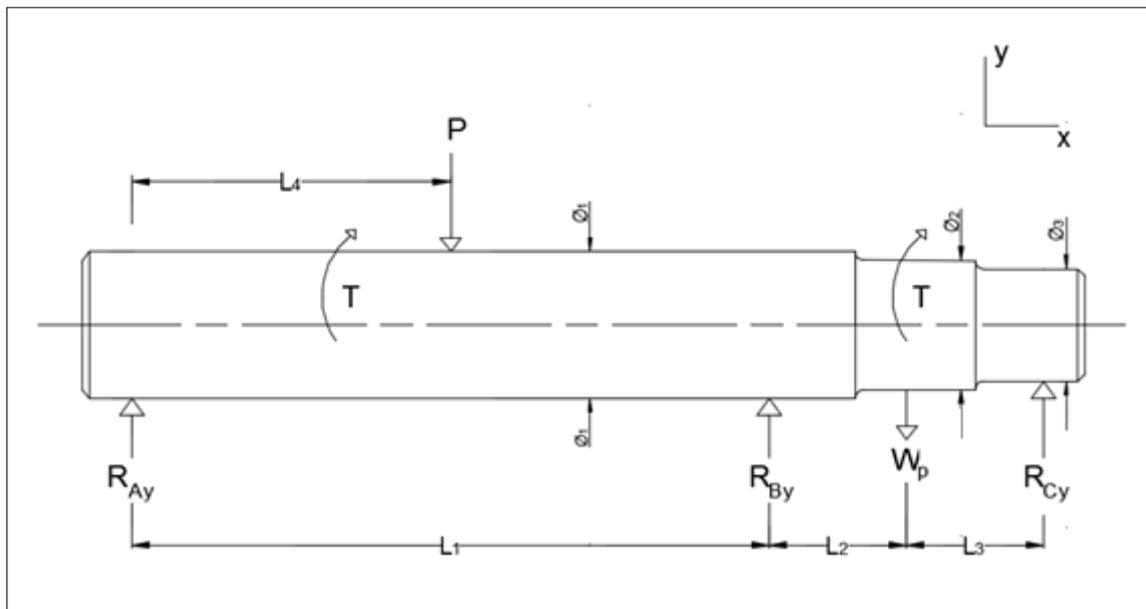
$S_y = 686 \text{ Mpa}$

$S_u = 882 \text{ Mpa}$ .

El árbol estará apoyado sobre un rodamiento y los 2 chaveteros que están soldados en el tambor. Para aplicar la ecuación 24, se necesita calcular las fuerzas de reacción de los apoyos y posteriormente, realizar el diagrama de momento flector. Los puntos de aplicación de las fuerzas de reacción de los

chaveteros se localizan a 40mm de distancia a cada lado de las alas del tambor. Se analizará el instante, cuando la tensión del cable ( $P$ ), actúa en la parte central del primer tramo ( $L_1$ ). En este instante, el momento flector adquiere su valor máximo.

En la figura 2.15 se puede observar las cargas aplicadas sobre el árbol de transmisión en el plano x-y.



**Figura 2.15. Cargas aplicadas sobre el árbol de transmisión en el plano x-y.**

Fuente: elaboración propia.

Donde:  $P=7717,8\text{N}$  (tensión del cable);  $T=1971,1\text{N}\cdot\text{m}$  (es el mismo momento torsor aplicado al tambor);  $W_p=548\text{N}$  (peso de la rueda dentada);  $R_{Ay}$  y  $R_{By}$  son las fuerzas de reacción de los chaveteros;  $R_{Cy}$  es la fuerza de reacción del rodamiento;  $\varnothing_1$ ,  $\varnothing_2$  y  $\varnothing_3$  son los diámetros de las diferentes secciones del árbol;  $L_1=372\text{mm}$ ,  $L_2=75\text{mm}$ ,  $L_3=65\text{mm}$ ,  $L_4=186\text{mm}$ , son las distancias entre las cargas aplicadas.

Para calcular las fuerzas de reacción, se aplica las ecuaciones de equilibrio y la ecuación de los tres momentos para una viga con 3 apoyos y una carga concentrada en cada uno de los tramos. La ecuación de los tres momentos, para el árbol que se está diseñando, es la siguiente:

Ecuación 25.

$$M_A L_1 + 2M_B(L_1 + L_2 + L_3) + M_C(L_2 + L_3) = -\frac{PL_4}{L_1}(L_1^2 - L_4^2) - \frac{W_p L_3}{L_2 + L_3}((L_2 + L_3)^2 - L_3^2)$$

Donde:  $M_A$ ,  $M_B$  y  $M_C$  son los momentos en los 3 apoyos.

Al reemplazar los valores y resolver la ecuación 25, se obtiene el siguiente resultado:

$M_A = M_C = 0$ , en apoyos simples.

$M_B = -395 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

Al aplicar las ecuaciones de equilibrio, se obtiene el siguiente resultado:

$\sum M_B = 0$  + anti horario lado izquierdo de  $R_{By}$ .

$$-R_{Ay}(0,372\text{m}) + 7717,8\text{N}(0,186\text{m}) + 395\text{N}\cdot\text{m} = 0$$

$$R_{Ay} = 4920,7 \text{ N}.$$

$\sum M_B = 0$  + anti horario lado derecho de  $R_{By}$ .

$$(-548\text{N})(0,075\text{m}) + R_{Cy}(0,14\text{m}) - 395\text{N}\cdot\text{m} = 0$$

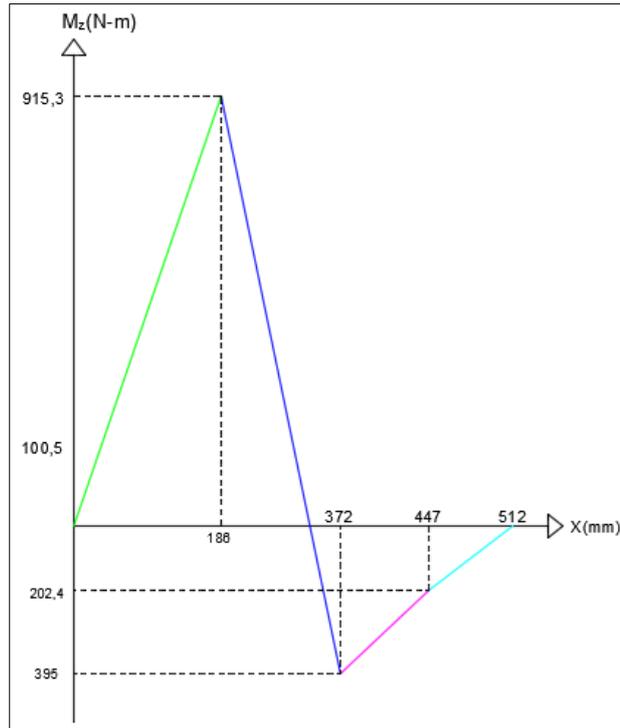
$$R_{Cy} = 3115 \text{ N}.$$

$$\sum F_y = 0 \quad +\uparrow$$

$$R_{Ay} + R_{By} + R_{Cy} - 7717,8\text{N} - 548\text{N} = 0$$

$$R_{By} = 230,1\text{N}.$$

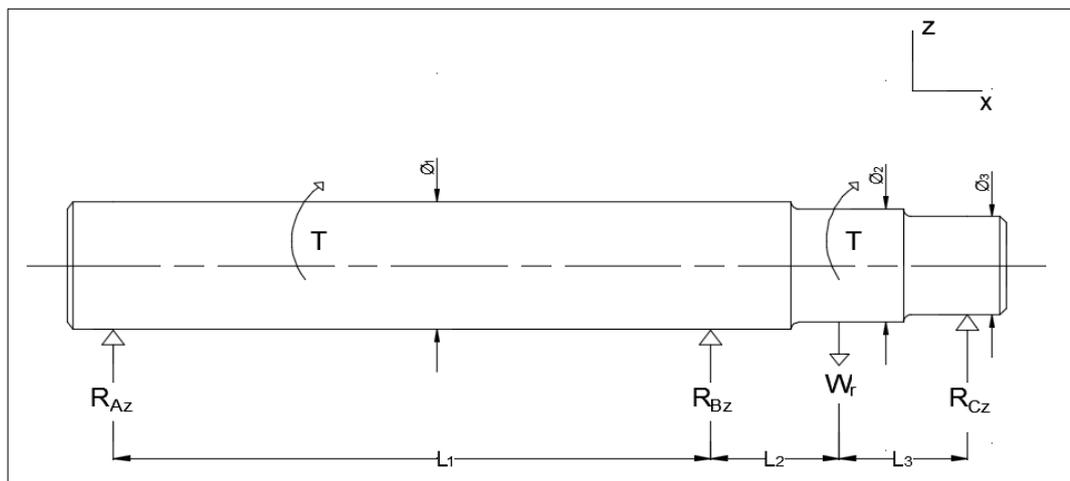
En la figura 2.16, se puede observar el diagrama de esfuerzo flexionante en el plano x-y.



**Figura 2.16. Diagrama de momento flector del árbol en el plano x-y.**

Fuente: elaboración propia.

Luego, se realizará un análisis similar al anterior en el plano x-z. En la figura 2.17 se muestran las cargas aplicadas en el plano x-z.



**Figura 2.17. Cargas aplicadas sobre el árbol de transmisión en el plano x-z.**

Fuente: elaboración propia.

Donde:  $R_{AZ}$  y  $R_{Bz}$  son las fuerzas de reacción de los chaveteros;  $R_{Cz}$  es la fuerza de reacción del rodamiento;  $W_r = 3894,3\text{N}$  (fuerza radial de la rueda dentada).

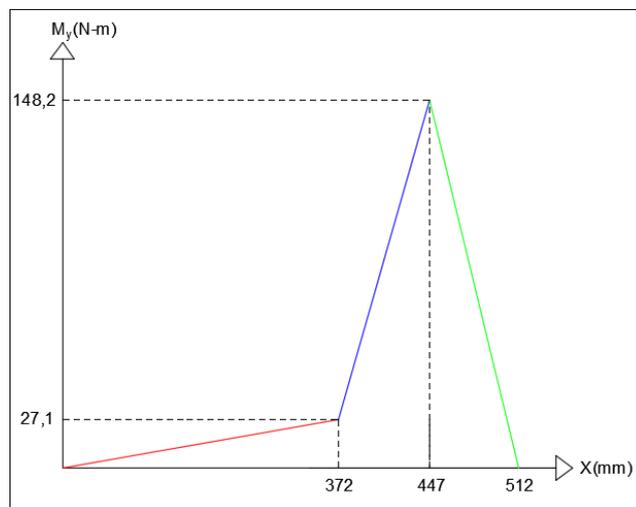
Al aplicar la ecuación de los 3 momentos y las ecuaciones de equilibrio, se obtienen los siguientes resultados:

$$M_A = M_C = 0, \text{ en apoyos simples.}$$

$$M_B = -27,1\text{-m.}$$

$$R_{Az} = 72,8\text{N.} \quad R_{Bz} = 1541,7\text{N.} \quad R_{Cz} = 2279,8 \text{ N.}$$

En la figura 2.18, se puede observar el diagrama de esfuerzo flexionante en el plano x-z.



**Figura 2.18. Diagrama de momento flector del árbol en el plano x-z.**

Fuente: elaboración propia.

Luego, con la ecuación 26, se calcula el máximo momento flector resultante en la sección de mayor diámetro ( $\emptyset_1$ ).

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad \text{Ecuación 26.}$$

De los diagramas de las figuras 2.16 y 2.18, se obtiene los máximos momentos flectores,  $M_{by}$  y  $M_{bz}$ , para reemplazarlos en la ecuación 26 y obtener el máximo momento flector resultante.

$$M = \sqrt{(27,1\text{Nm})^2 + (915,3\text{Nm})^2} = 915,7\text{Nm.}$$

Finalmente, se reemplaza los valores en la ecuación 24 en unidades del sistema americano, para obtener el diámetro de la primera sección del árbol:

$$S_s = 0,225(686\text{Mpa}) = 154,4\text{Mpa} = 22393,8\text{Psi.}$$

$$M = 915,7\text{Nm} = 8104,6 \text{ Lb-in.}$$

$$T_t = 1971 \text{ N-M} = 17444,8 \text{ Lb-in.}$$

$$\emptyset_1^3 = \frac{16}{\pi(22393,8 \text{ Psi})} \sqrt{(2 * 8104,6 \text{ Lb-in})^2 + (1,5 * 17444,8 \text{ Lb-in})^2}$$

$$\emptyset_1 = 1,9 \text{ in} = 48,3 \text{ mm.}$$

Luego, Se aplica nuevamente la ecuación 26 para calcular el máximo momento flector resultante en la sección intermedia ( $\emptyset_2$ ).

$$M = \sqrt{(148,2 \text{ Nm})^2 + (395 \text{ Nm})^2} = 422 \text{ Nm} = 3735 \text{ Lb-in.}$$

$$\emptyset_2^3 = \frac{16}{\pi(22393,8 \text{ Psi})} \sqrt{(2 * 3735 \text{ Lb-in})^2 + (1,5 * 17444,8 \text{ Lb-in})^2}$$

$$\emptyset_2 = 1,8 \text{ in} = 45,7 \text{ mm.}$$

La sección menor ( $\emptyset_3$ ), al estar apoyada sobre un rodamiento, no soporta esfuerzos de flexión ni de torsión, solamente soporta esfuerzo cortante vertical. Para calcular el diámetro de esta sección, se aplica la siguiente fórmula (Robert L. Mott, 2006):

$$\emptyset_3 = \sqrt{\frac{16V}{3\tau_{\max}}} \quad \text{Ecuación 27.}$$

Donde: V, es la fuerza cortante y su valor es igual a la fuerza de reacción del apoyo  $R_c$ ;  $\tau_{\max}$ , es el esfuerzo cortante máximo y su valor será igual al esfuerzo admisible  $S_s$ .

Para calcular la fuerza cortante, se aplica la siguiente fórmula:

$$V = R_c = \sqrt{R_{C_y}^2 + R_{C_z}^2} \quad \text{Ecuación 28.}$$

$$V = \sqrt{(3115 \text{ N})^2 + (2279,8 \text{ N})^2} = 3860 \text{ N.}$$

Luego, se reemplaza los valores en la ecuación 24 para obtener el diámetro de la sección menor:

$$\emptyset_3 = \sqrt{\frac{16 * 3860 \text{ N}}{3 * 154,4 * 10^6}}$$

$$\emptyset_3 = 0,012 \text{ m} = 12 \text{ mm.}$$

Se hace necesario indicar que ninguna sección del árbol podrá tener un diámetro inferior al calculado. El árbol será mecanizado para acoplar la rueda dentada y el rodamiento.

Con los diámetros seleccionados, se procederá a realizar el análisis estático del árbol de transmisión.

El árbol estará sometido a esfuerzos combinados de flexión y de torsión. A continuación se realizará el cálculo de estos esfuerzos.

- Esfuerzo máximo de flexión.

Para calcular el esfuerzo máximo de flexión se aplica la siguiente fórmula:

$$\sigma_f = \frac{M \cdot \delta_1 / 2}{I} \quad \text{Ecuación 29.}$$

Donde, I es el momento de inercia para un cilindro macizo y se lo calcula con la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\pi \delta_1^4}{64} \quad \text{Ecuación 30.}$$

- Esfuerzo cortante de torsión.

Para calcular el esfuerzo cortante de torsión se aplica la siguiente fórmula:

$$\tau_t = \frac{T_t \cdot \delta_1 / 2}{J} \quad \text{Ecuación 31.}$$

Donde, J es el momento polar de inercia para un cilindro macizo y se lo calcula con la siguiente ecuación:

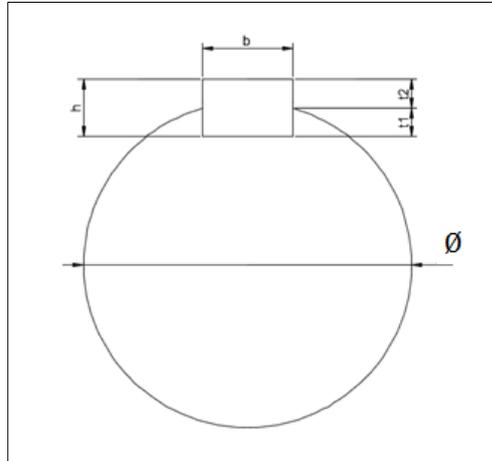
$$J = \frac{\pi \cdot \delta_1^4}{32} \quad \text{Ecuación 32.}$$

Posteriormente, se aplica la ecuación 15 para calcular el esfuerzo efectivo de von misses y la ecuación 16 para calcular el factor de seguridad.

Finalmente, se aplican las ecuaciones 21, 22 y 23 para calcular el factor de seguridad de fatiga.

#### 2.4.6. Diseño de las chavetas y chaveteros.

Las dimensiones de la chaveta y los chaveteros dependen del diámetro del árbol de transmisión. En la figura 2.19 se puede observar las dimensiones de una chaveta.



**Figura 2.19. Dimensiones de una Chaveta.**

Fuente: elaboración propia.

Siendo,

$b$ : ancho de la chaveta.       $h$ : altura de la chaveta.

$t_1$ : parte de la chaveta que va en el interior del canal del árbol.

$t_2$ : parte de la chaveta que va en el interior del chavetero.

$\emptyset$ : diámetro del árbol de transmisión.

El ancho y la altura de la chaveta son valores normalizados.

En primer lugar, se diseñarán las chavetas de borde redondeado, que transmiten la potencia desde el árbol de transmisión al tambor.

Para calcular la longitud mínima de la chaveta, se realizará el análisis de falla por fuerza cortante y por fuerza de compresión.

- Falla por fuerza cortante.

El material de la chaveta será de acero SAE 1045; el límite de fluencia para este acero es de 400 Mpa. Para este análisis, se aplica la siguiente fórmula:

$$l \geq \frac{4 \cdot T_t \cdot n}{\emptyset_1 \cdot b \cdot S_y} \quad \text{Ecuación 33.}$$

Siendo,

l: longitud de la chaveta.  $T_t$ : torque del tambor.

n: factor de seguridad.

- Falla por fuerza de compresión.

Para este análisis, aplicamos la siguiente fórmula:

$$l \geq \frac{4 \cdot T_t \cdot n}{\emptyset_1 \cdot h \cdot S_y} \quad \text{Ecuación 34.}$$

Posteriormente, se diseñará la chaveta que transmite la potencia desde la rueda dentada al árbol de transmisión. El material para esta chaveta, también será de acero SAE 1045. Para calcular la longitud de la chaveta, se vuelven a aplicar las ecuaciones 33 y 34.

#### 2.4.7. Diseño de los chaveteros.

Las dimensiones de los chaveteros dependerán del diámetro de la primera sección del árbol de transmisión, del diámetro interior de los rodamientos que sostienen el tambor y del largo de la cuña. El material seleccionado es el acero en barra perforada 2-147M (el mismo material del tambor).

Ambos chaveteros tendrán las mismas dimensiones y serán soldados al tambor. Es importante aclarar que los rodamientos que sostienen el tambor serán acoplados en la parte exterior de los chaveteros. En el plano 1 se puede observar las dimensiones y la forma de esta pieza.

Los chaveteros estarán sometidos a esfuerzo cortante vertical. Para calcular este esfuerzo, se aplica la siguiente fórmula para fuerza cortante simple:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ecuación 35.}$$

Donde, V es la fuerza cortante cuyo valor es igual a las fuerzas de reacción que fueron calculadas en la sección 2.4 con la ecuación 8. El valor de estas reacciones es de 13439,9N. A es el área de la sección transversal.

El área de la sección transversal, donde actúa la fuerza cortante, se la calcula con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \quad \text{Ecuación 36.}$$

Donde,  $D_e$  es el diámetro exterior (90mm) y  $D_i$  es el diámetro interior (55mm).

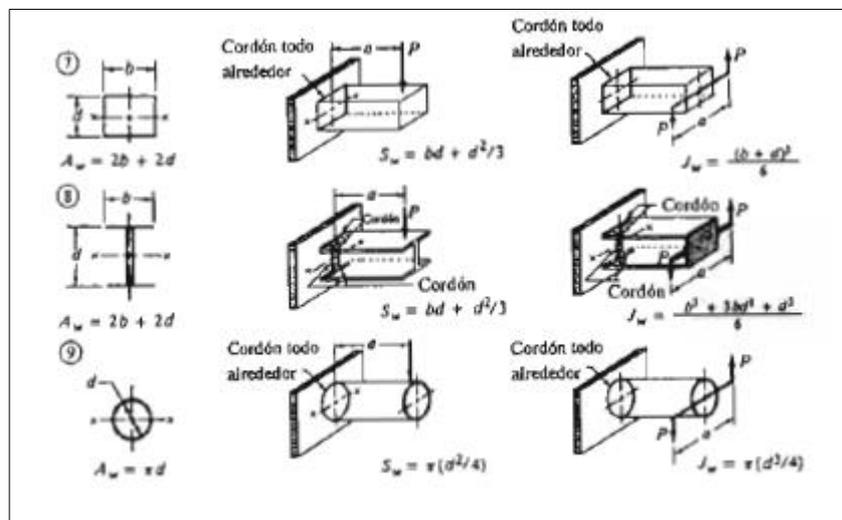
Finalmente se reemplazan los valores en la ecuación 35 para calcular la fuerza cortante vertical.

### 2.4.8. Cálculo de soldadura.

Para los cálculos de soldadura, se aplicará el software Mdesign Mott Edition.

#### 2.4.8.1. Cálculo de soldadura entre la parte cilíndrica del tambor y las alas.

El diámetro interior de las alas se acoplará al diámetro exterior del cilindro para que sean soldados. El cordón de soldadura será de chaflán todo alrededor y el programa lo designa como tipo 9. En la figura 2.20 se puede observar el tipo de soldadura.

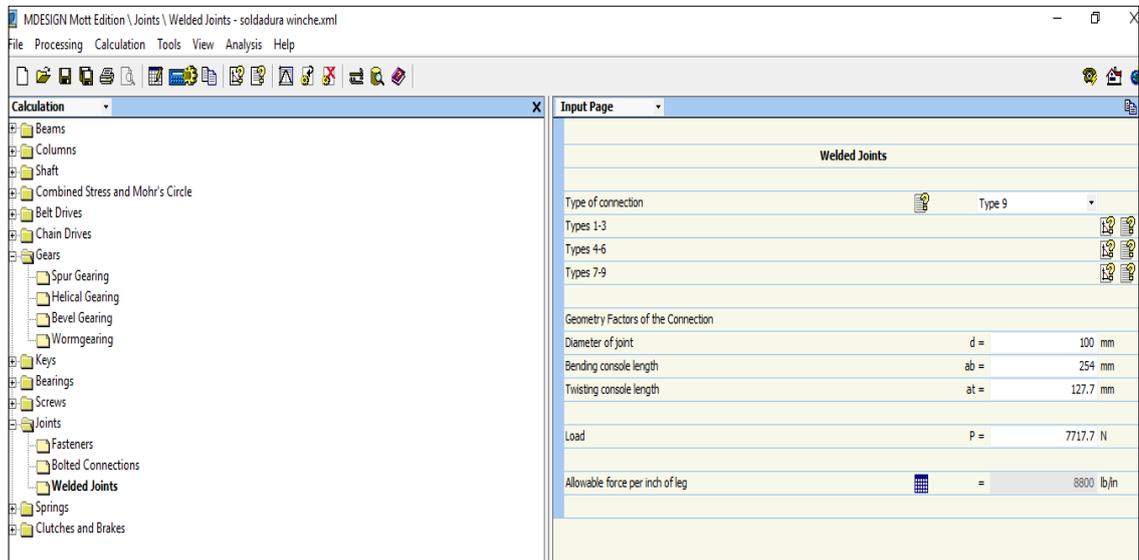


**Figura 2.20. Tipo de soldadura aplicada al tambor.**

Fuente: (Robert L. Mott, 2006).

Los datos que se deben ingresar son los siguientes: diámetro exterior del cilindro, cargas aplicadas y el tipo de electrodo. Para este caso se utilizará electrodo 6011.

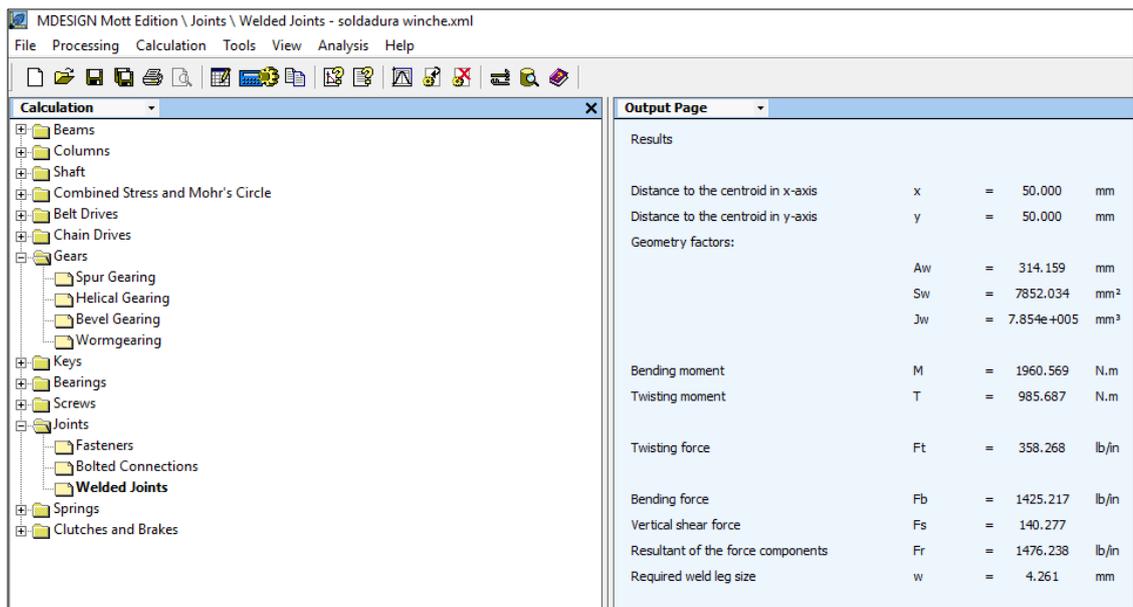
En la figura 2.21 se pueden observar los datos de entrada para realizar el cálculo.



**Figura 2.21. Datos de entrada para calcular el ancho del cordón de soldadura para el tambor.**

Fuente: elaboración propia.

En la figura 2.22. se muestran los resultados del cálculo de soldadura.



**Figura 2.22. Resultados del cálculo de soldadura para el tambor.**

Fuente: elaboración propia.

El resultado de interés es el ancho del cordón, designado por la letra  $w$  en la figura 2.22, cuyo valor es de 4,261mm. En la práctica este ancho será de 5mm en los 2 extremos del cilindro del tambor.

Es importante indicar que la sección del cordón de soldadura tiene la forma de un triángulo rectángulo de catetos iguales. El valor de  $w$  se refiere a la longitud de dichos catetos.

#### **2.4.8.2. Cálculo de soldadura entre la parte cilíndrica del tambor y los chaveteros.**

Los chaveteros serán soldados al tambor. Se aplicará un cordón de soldadura similar al calculado para las alas y el cilindro.

#### **2.4.9. Selección de rodamientos.**

Para la selección de todos los rodamientos, se aplicarán las fórmulas de los rodamientos SKF. (Svenska Kullagerfabriken [SKF], 2015).

El tipo de rodamiento seleccionado, para los apoyos del tambor, es el siguiente: rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Los rodamientos estarán sometidos a cargas radiales; las cargas axiales son despreciables. Las cargas radiales que actúan sobre el tambor, fueron calculadas en la sección 2.4 con la ecuación 12 y sus valores son:  $R_1 = R_2 = 13439,9 \text{ N}$ .

La vida nominal básica en horas, que operará un rodamiento, se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60N} L_{10} \quad \text{Ecuación 37.}$$

Siendo,  $L_{10h}$ : vida nominal SKF en horas de funcionamiento;  $L_{10}$ : vida nominal básica en millones de revoluciones;  $N$ : velocidad angular en RPM (es la misma velocidad angular del tambor).

La vida nominal básica, se la calcula con la siguiente fórmula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{Q}\right)^p \quad \text{Ecuación 38.}$$

Donde, C: capacidad de carga básica dinámica dada por el catálogo del fabricante; Q: carga dinámica equivalente del rodamiento; p: exponente que depende del tipo de rodamiento. Para rodamientos de bolas,  $p=3$ .

El diámetro interior del rodamiento será de 85mm. La carga dinámica equivalente tiene el mismo valor de las fuerzas de reacción  $R_1$  y  $R_2$ . Con el diámetro interior, se busca en el catálogo la carga dinámica (C) para reemplazarlo en la ecuación 38.

Para seleccionar el rodamiento para el árbol de transmisión, se aplican las fórmulas anteriores. El tipo de rodamiento será de una hilera de bolas, cuyo diámetro interior será de 40mm. La carga dinámica equivalente, es la resultante de Las fuerzas de reacción ( $R_{Cy}$  y  $R_{Cz}$ ) que fueron calculadas en la sección 2.4.5, cuyo valor se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$Q = R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} \quad \text{Ecuación 39.}$$

$$R_C = \sqrt{(3115N)^2 + (2279,8)^2}$$

$$R_C = 3860,1N.$$

Posteriormente, se seleccionará rodamientos de rodillos cónicos de 50mm de diámetro interior para el tornillo sin fin. Este tipo de cojinetes soporta cargas axiales. Se aplicarán las ecuaciones 37 y 38 para la selección de estos rodamientos, con la diferencia de que el valor de p es igual a  $10/3$  para rodamientos de rodillos.

La carga dinámica equivalente se la calcula con la siguiente fórmula:

$$Q = 0,4W_r + 1,5W_a \quad \text{Ecuación 40.}$$

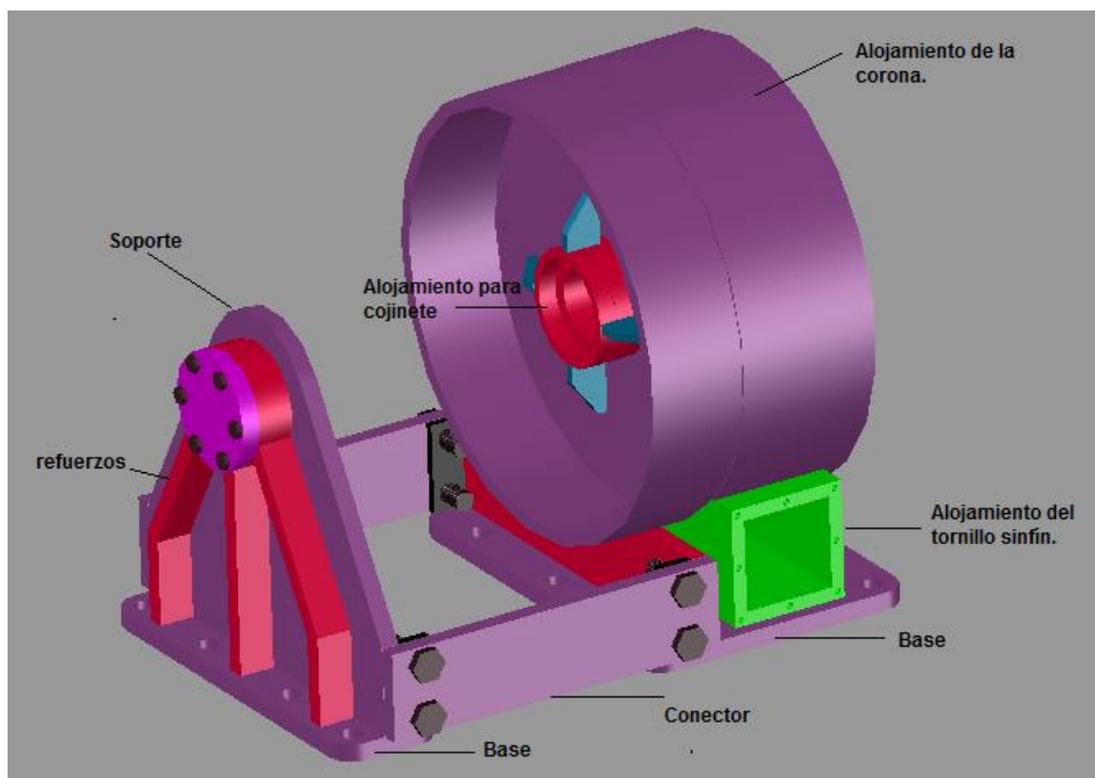
Donde,  $W_r$  es la carga radial del tornillo sin fin y  $W_a$  es la carga axial del tornillo sin fin. Los valores de estas cargas fueron calculados en la sección 2.4.3.

#### 2.4.10. Diseño del bastidor.

El bastidor es la parte más robusta de un cabrestante. Está formado por un conjunto de piezas de varias formas y medidas, que van soldadas entre sí. En el bastidor van montados los otros elementos mecánicos que conforman el cabrestante.

Para el diseño del bastidor se seleccionará plancha de acero estructural ASTM A-36 de 15mm, 20mm y 30mm de espesor. El tipo de soldadura recomendado para esta clase de equipos es el electrodo 7018.

En la figura 2.23 se muestra el diseño de forma del bastidor. Cada pieza que conforma el bastidor, tiene la forma que se muestra en la figura.



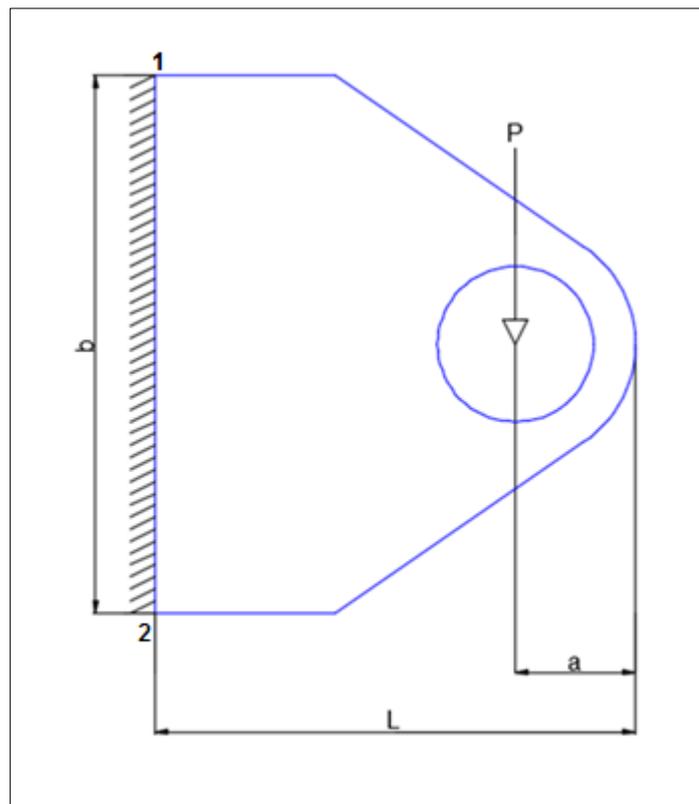
**Figura 2.23. Diseño de forma del bastidor.**

Fuente: elaboración propia.

(Robert L. Mott, 2006) Afirma que la rigidez de un bastidor es, con frecuencia, el factor determinante en el diseño, más que la resistencia. Los límites recomendados de deflexión debido a la flexión son los siguientes:

- Partes de máquinas en general: 0,0005 a 0,003 pulg/pulg de longitud de viga.
- Precisión moderada: 0,00001 a 0,0005 pulg/pulg.
- Alta precisión: 0,000001 a 0,00001 pulg/pulg.

A continuación, se procederá a calcular la deflexión del soporte que se muestra en la figura 2.24. En este elemento, va soldado uno de los alojamientos de los cojinetes del tambor, lo que significa que soportará gran porcentaje de la carga aplicada. El soporte será considerado como una viga en voladizo de sección transversal rectangular.



**Figura 2.24. Carga y dimensiones del soporte.**

Fuente: elaboración propia.

Para realizar el cálculo de la deflexión, se aplica la siguiente fórmula:

$$y_{\max} = \frac{Pa^2}{6EI} (3L - a) \quad \text{Ecuación 41.}$$

Siendo:

L = 410mm. Longitud total de la viga.

a = 100mm. Distancia entre la carga aplicada y el extremo no empotrado.

E = 210000 Mpa. Modulo de elasticidad.

P = 7717,8 N. máxima carga permisible.

Debido al arranque del equipo y al peso de los elementos mecánicos que van montados sobre el bastidor, se considerará una carga 3 veces mayor, es decir, 23153,4N.

I: momento de inercia de la sección transversal.

El momento de inercia se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$I = \frac{bt^3}{12} \quad \text{Ecuación 42.}$$

Siendo:

b = 450mm. Ancho de la viga.

t = 20mm. Espesor de la plancha.

Al reemplazar los valores en la ecuación 41, se obtiene el siguiente resultado:

$$I = 3 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

Luego, se reemplazan los valores en la ecuación 41 para calcular la deflexión del soporte.

Finalmente, se aplica la ecuación 43 para calcular la deformación unitaria para verificar si está dentro de los rangos recomendados para el diseño de bastidores.

$$\epsilon = \frac{y_{\max}}{L} \quad \text{Ecuación 43.}$$

A continuación, se calculará el esfuerzo de flexión máximo en los puntos 1 y 2 que se muestran en la figura 2.21. El esfuerzo es el mismo en ambos puntos. La

diferencia está en que el punto 1 está sometido a tracción y el punto 2 está sometido a compresión. Para realizar este cálculo se aplica la siguiente fórmula:

$$\sigma_f = \frac{6P(L-a)}{tb^2} \quad \text{Ecuación 44.}$$

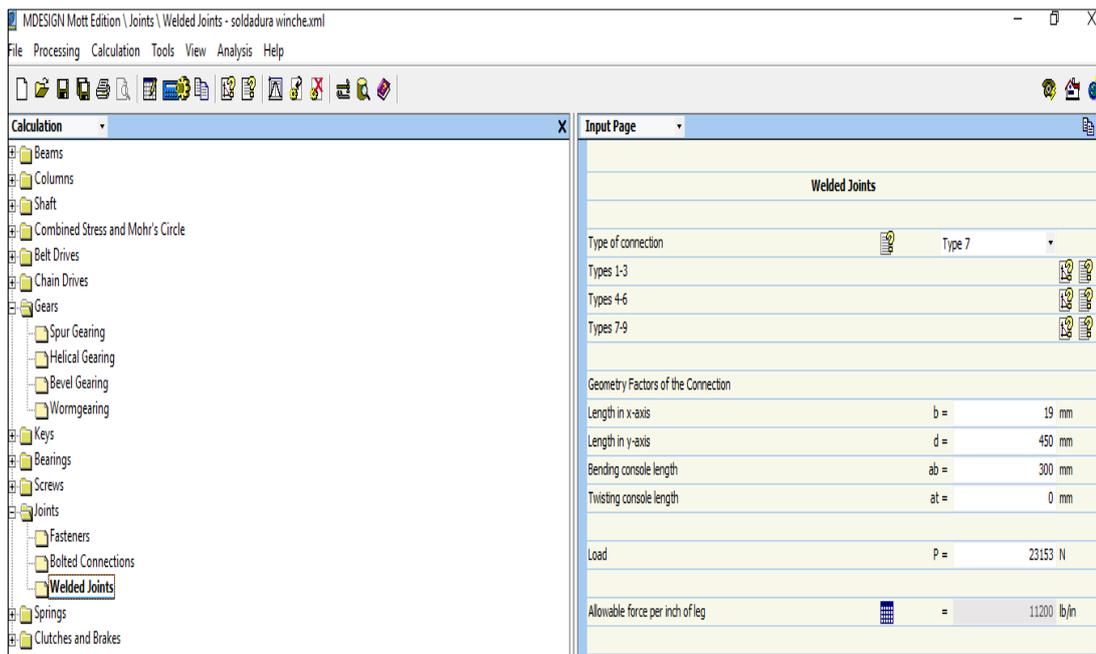
Finalmente, se aplica la ecuación 44 para calcular el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ecuación 45.}$$

Donde el esfuerzo de fluencia ( $S_y$ ) para el acero ASTM A36 es 248Mpa.

Luego, se procederá a realizar el cálculo de soldadura para soldar la base con el soporte. Para realizar este cálculo, se aplica el software MDESIGN Mott edition. El cordón de soldadura será de chaflán todo alrededor y el programa lo designa como tipo 7. En la figura 2.20 se puede observar el tipo de cordón de soldadura.

Los datos que se deben ingresar son los siguientes: espesor de la plancha, distancia entre el empotramiento y la carga aplicada, carga aplicada y el tipo de electrodo. Para este caso se utilizará electrodo 7018. En la figura 2.23 se pueden observar los datos de entrada para realizar el cálculo.



**Figura 2.25. Datos de entrada para calcular el cordón de soldadura del soporte.**

Fuente: elaboración propia.

Calculation		Output Page	
Results			
Distance to the centroid in x-axis	x	=	9.500 mm
Distance to the centroid in y-axis	y	=	225.000 mm
Geometry factors:			
	Aw	=	938.000 mm
	Sw	=	76031.140 mm <sup>2</sup>
	Jw	=	1.719e+007 mm <sup>3</sup>
Bending moment	M	=	6946.866 N.m
Twisting moment	T	=	0.000 N.m
Horizontal components of twisting force	Fth	=	0.000 lb/in
Vertical components of twisting force	Ftv	=	0.000 lb/in
Bending force	Fb	=	521.529 lb/in
Vertical shear force	Fs	=	140.946
Resultant of the force components	Fr	=	540.239 lb/in
Required weld leg size	w	=	1.225 mm

**Figura 2.26. Resultados del cálculo de soldadura para el soporte.**

Fuente: elaboración propia.

De acuerdo al programa, el ancho mínimo del cordón es de 1,225mm. Se seleccionará un ancho de cordón de 5mm.

Se utilizarán rigidizadores para reforzar la estructura y disminuir la deflexión en cada una de las piezas soldadas. Cada una de las piezas serán soldadas utilizando un cordón de 5mm de ancho.

Las dimensiones definitivas de cada parte que conforma el bastidor se muestran en los planos 3, 4, 7,8, 9, 13 y 14.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS.

El cabrestante fue diseñado para una capacidad de fuerza de tiro de 4000Kg (39200N) y una capacidad de enrollamiento de 82m de cable de 11,1mm (7/16 pulgadas) de diámetro. Esto equivale a 7 capas de cable.

El motor hidráulico seleccionado, tiene las siguientes características: potencia, 7,46KW (10Hp); velocidad angular, 146,6rad/s (1400 RPM); presión de aceite, 6,9Mpa (1000Psi); torque, 22,6N-m (200 Lb-in); caudal de aceite, 170 L/min (45 GPM).

En la tabla 3.1, se puede observar los parámetros más importantes para el diseño del sistema reductor de engranajes. De acuerdo a la sugerencia que da el programa (figura 2.8), se consiguió un diseño satisfactorio para el sistema de engranajes.

Con el motor seleccionado y el sistema de engranajes diseñado, Se volvió a calcular el torque, la fuerza de tiro del tambor y la tensión máxima permisible del cable, considerando la eficiencia del sistema de engranajes. Los resultados fueron los siguientes:

$T_t = 1971 \text{ Nm}$  (torque del tambor).

$F = 39422 \text{ N}$  (fuerza de tiro).

$P = 7717,8 \text{ N}$  (tensión máxima permisible del cable).

El valor del torque y la fuerza de tiro son mayores a los que se calcularon antes de la selección del motor. La diferencia es mínima y es por esta razón que estos resultados se los considera satisfactorios.

**Tabla 3.1. Parámetros más importantes para el diseño del sistema de engranajes.**

Sistema de engranajes de tornillo sinfín y corona.		
Designación.	Tornillo sinfín	Corona
Módulo: m	8	8
Número de dientes: Ng	1	46
Diámetro primitivo: D	77	368
Ángulo de avance: $\lambda$	5,9°	.....
Adendo o altura de cabeza: a	8	8
Dedendo o altura de pie: b	9,2	9,2
Altura de filete y diente: ht	17,2	17,2
Diámetro interior: Dr	58,6	349,5
Diámetro exterior: Do	93	398
Diámetro de garganta: Dt	.....	384
Ángulo de presión:	20°	20°
Longitud de la rosca: Fw	153,5	.....
Espesor de filete o diente: e	12,55	12,55
Paso axial: px	25,1	.....
Paso circular: p	.....	25,1
Ancho: Fg	.....	55
Material	Acero SAE 4340	SAE 65
Distancia entre centros: C	222	
Esfuerzo de flexión: $\sigma$	71 Mpa	
Carga dinámica: Wd	11564 N.	
eficiencia: $\eta$	83 %.	

Fuente: elaboración propia.

A continuación, se presenta los resultados del análisis estático y dinámico del tambor y del árbol de transmisión.

El tambor fue diseñado con acero en barra perforada 2-147M para el cilindro y plancha estructural A-36 de 19mm de espesor para las alas. Los factores de seguridad y los esfuerzos que resistirá el tambor, son los siguientes:

$\tau_t = 13,2$  Mpa (esfuerzo cortante de torsión).

$\sigma_f = 8,21$  Mpa (esfuerzo de flexión).

$\sigma_c = 104,3$  Mpa (esfuerzo de compresión).

$\sigma_{VM} = 110,2$  Mpa (esfuerzo efectivo de Von Misses).

$S_n = 119,1$  Mpa (límite de fatiga real).  
 $n = 3,5$  (factor de seguridad en el análisis estático).  
 $\sigma_a = 4,1$  Mpa (amplitud).  
 $\sigma_m = 12,3$  Mpa (esfuerzo medio).  
 $\sigma_{max} = 16,4$  Mpa (esfuerzo máximo).  
 $\sigma_{min} = 8,2$  Mpa (esfuerzo mínimo).  
 $n = 18$  (factor de seguridad de fatiga).

El árbol de transmisión fue diseñado con acero SAE 4340. Los diámetros definitivos de las diferentes secciones del árbol de transmisión son las siguientes:  $\varnothing_1 = 55$ mm,  $\varnothing_2 = 48$ mm,  $\varnothing_3 = 40$ mm. Las demás dimensiones definitivas se las puede observar con detalle en el plano 2.

Los factores de seguridad y los esfuerzos que resistirá el árbol de transmisión, son los siguientes:

$\sigma_f = 56$  Mpa (esfuerzo de flexión).  
 $\tau_t = 60,2$  Mpa (esfuerzo cortante de torsión).  
 $\sigma_{V.M} = 118,4$  Mpa (esfuerzo efectivo de von Misses).  
 $n = 5.8$  (factor de seguridad en el análisis estático).  
 $S_s = 154,3$  Mpa (esfuerzo de fatiga permisible).  
 $\sigma_a = 14$  Mpa (amplitud).  
 $\sigma_m = 42$  Mpa (esfuerzo medio).  
 $\sigma_{max} = 56$  Mpa (esfuerzo máximo).  
 $\sigma_{min} = 28$  Mpa (esfuerzo mínimo).  
 $n = 7$  (factor de seguridad de fatiga).

A continuación, en la tabla 3.2. Se puede observar las dimensiones de las chavetas y chaveteros que fueron diseñados para transmitir la potencia desde el árbol de transmisión al tambor.

**Tabla 3.2 Dimensiones de las chavetas y chaveteros del árbol y el tambor.**

Diámetro de la sección del árbol (mm)		Profundidad del chavetero en el tambor.		Profundidad del chavetero en el árbol De transmisión.	
$\varnothing_1$	Dimensiones de la chaveta.	$\varnothing_1 + t_2$ (mm)	Tolerancia (mm)	$t_1$ (mm)	Tolerancia (mm)
55	16x10x72 (mm)	$\varnothing_1 + 5$	+0,2	5	+0,2

Fuente: (Robert L. Mott, 2006).

La dimensión de la chaveta y chavetero, que fueron diseñados para transmitir la potencia desde la rueda dentada al árbol de transmisión se las puede observar en la tabla 3.3.

**Tabla 3.3. Dimensiones de las chavetas y chaveteros del árbol y el piñón.**

Diámetro de la sección del árbol (mm).		Profundidad del chavetero de la corona.		Profundidad del chavetero en el árbol De transmisión.	
$\varnothing_2$	Dimensiones de la chaveta.	$\varnothing_1 + t_2$ (mm)	Tolerancia (mm)	$t_1$ (mm)	Tolerancia (mm)
48	14x9x70 (mm)	$\varnothing_1 + 4$	+0,2	5	+0,2

Fuente: (Robert L. Mott, 2006).

Con respecto al diseño de los chaveteros, se calculó el esfuerzo cortante que actúa en la sección donde van montados los rodamientos. El valor del esfuerzo cortante, fue el siguiente:  $\tau = 3,4$  Mpa. Este esfuerzo es pequeño debido a las dimensiones del chavetero. Aunque las dimensiones del chavetero son sobredimensionadas, son

necesarias para acoplar los otros elementos mecánicos. En el plano 1 se puede observar la forma y las dimensiones de los chaveteros del tambor.

Algunas piezas que conforman el equipo, van soldadas entre sí. En la tabla 3.4 se puede observar el ancho del cordón de soldadura calculado para soldar, las alas con el cilindro y los chaveteros con el cilindro.

**Tabla 3.4. Ancho del cordón de soldadura para el tambor y los chaveteros.**

Ancho del cordón de soldadura (w)	Piezas soldadas.
5mm.	Alas-cilindro.
5mm.	chaveteros - cilindro.

Fuente: elaboración propia.

De acuerdo a los cálculos realizados en la sección 2.4.9, se realizó la selección de los rodamientos. En la tabla 3.5 se puede observar los rodamientos seleccionados para el tambor, para el árbol de transmisión y para el tornillo sinfín.

**Tabla 3.5. Rodamientos seleccionados.**

Elemento mecánico.	tipo de rodamiento	Cantidad	Dimensiones	Vida nominal en horas	Designación SKF
<b>Tambor.</b>	Rígido de una hilera de bolas tapados.	2	85x130x22	32177	6017-2RS1
<b>Árbol de transmisión.</b>	Rígido de una hilera de bolas tapado.	1	40x62x12	25389	61908-2RZ
<b>Tornillo sinfín.</b>	De rodillos cónicos.	2	50x100x36	8251	T2ED 050/Q

Fuente: elaboración propia.

Para el diseño del bastidor se seleccionó acero estructural ASTM A-36 y se obtuvieron los siguientes resultados para el soporte:

$y_{\max} = 0,83\text{mm}$  (deflexión máxima del soporte).

$\epsilon = 0,002\text{mm/mm} = 0,002\text{Pulg/pulg}$ . Este valor está dentro del rango recomendado de partes de máquinas en general, mencionados en la sección 2.4.10.

$\sigma_f = 10,3\text{ Mpa}$  (esfuerzo de flexión).

$n = 24$  (factor de seguridad).

### 3.1. Análisis de costos.

El precio de los materiales, el costo de la mano de obra, costo de diseño y costo de producción, se resume en las tablas 3.6, 3.7 y 3.8.

**Tabla 3.6. Costo de materiales y elementos mecánicos.**

<b>Tambor.</b>		
<b>Material</b>	<b>Dimensiones (mm)</b>	<b>Costo(\$)</b>
Barra perforada 2-147M para el cilindro.	diámetro exterior: 100 diámetro interior: 70 Largo: 292.	42,8
Plancha de acero estructural A-36 para las alas.	450x900 de 19mm de espesor.	44,9
Barra perforada 2-147M para los chaveteros.	diámetro exterior: 105 diámetro interior: 55 largo: 154	31,3
<b>Árbol de transmisión.</b>		
<b>Material</b>	<b>Dimensiones (mm)</b>	<b>Costo (\$)</b>
Eje de acero SAE 4340	Ø55 X 612	93,5
<b>Sistema de engranajes.</b>		
<b>Material</b>	<b>Dimensiones (mm)</b>	<b>Costo (\$)</b>
Bronce SAE 65 para la corona.	Ø400 X 70.	2100
Eje de acero SAE 4340 para el tornillo sin fin.	Ø95 X 470.	123,5
<b>Bastidor</b>		
<b>Material</b>	<b>Dimensiones (mm)</b>	<b>Costo (\$)</b>
Plancha de acero estructural A-36 para las bases	Plancha de 451x512 de 25mm de espesor.	33,7
Plancha de acero estructural A-36 para los soportes.	Plancha de 450x570 de 20mm de espesor.	29,9
Plancha de acero estructural A-36 para las Conexiones.	Plancha de 800x150 de 19mm de espesor.	13,3
Tubo de acero A-36 para el alojamiento de la corona.	diámetro exterior: 490 diámetro interior: 450 largo: 290	52
Plancha de acero A-36 para el alojamiento del tornillo sin fin.	Plancha de 640x440 de 30mm de espesor.	49,3

**Tabla 3.6. Costo de materiales y elementos mecánicos (continuación).**

Material	Dimensiones (mm)	Costo(\$)
Plancha de acero estructural A-36 para la tapa y disco.	450x900 de 19mm de espesor.	44,9
Barra perforada 2-147M para los alojamientos de los cojinetes del tambor.	Diámetro exterior: 190 Diámetro interior: 100 Largo: 120	47,3
Barra perforada 2-147M para el alojamiento del cojinete del árbol.	diámetro exterior: 75 diámetro interior: 60 largo: 20	1
Barra perforada 2-147M para los alojamientos de los cojinetes del tornillo.	diámetro exterior: 140 diámetro interior: 75 largo: 80	28,4
Acero A-36 para los Refuerzos del soporte	1700x40 de 15mm de espesor.	5,9
Soldadura 7018		7,5
Rodamientos		
Tipo	Dimensiones (mm)	Costo (\$)
Rodamientos rígidos de bola para el tambor	2 rodamientos de 85 X 130 X 22	84,2
Rodamientos de rodillos cónicos para el tornillo sin fin.	2 rodamientos de 50 X 100 X 36	82
Rodamiento rígido de bola para el árbol de transmisión	1 rodamiento de 40 X 62 X 12	28,38
Pernos de grado 8.8 hilo grueso.		
Cantidad	Dimensiones (mm)	Costo (\$)
8 pernos de cabeza hexagonal de 60mm de largo con tuercas y anillos de presión	M24	11,2
18 pernos de cabeza hexagonal de 60mm de largo.	M12	9,6
16 pernos de cabeza hexagonal de 45mm de largo.	M12	6,4
Elementos mecánicos Varios.		
Elemento	Dimensiones (mm) o especificaciones.	Costo (\$)
Motor hidráulico.	Potencia: 10Hp. Velocidad angular: 1400RPM.	800
Separador de bronce	Diámetro exterior: 60 Diámetro interior: 40 Largo: 20	30
Costo total de materiales: \$3800,98.		

Fuente: elaboración propia.

**Tabla 3.7. Costo de diseño y mano de obra.**

Proceso	Costo (\$)
Mecanizado del árbol de transmisión	50
Mecanizado del tornillo sinfín	80
Mecanizado de la corona	220
Mecanizado de los alojamientos	35
Mecanizado de los chaveteros	30
Taladrado y machuelado para los agujeros	35
Corte de material	30
Ensamble	120
Preparación superficial y pintura	20
Costo de diseño	500
Tiempo de construcción: 5 días.	
Costo total de diseño y mano de obra: \$1120.	

Fuente: elaboración propia.

**Tabla 3.8. Costo de producción del cabrestante.**

Descripción	Precio (\$)
Costo total de materiales	3800,98.
Costo de diseño y mano de obra	1120.
Imprevistos (2%)	98,42
Total	5019,4

Fuente: elaboración propia.

# CAPÍTULO 4.

## 4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.

El diseño de este equipo puede ser el punto de partida para que el diseño en ingeniería empiece a incursionar en el sector pesquero local. El equipo puede tener la misma calidad que cualquier otro equipo importado, debido a que fue diseñado aplicando normas técnicas y programas computacionales que facilitaron el cálculo para seleccionar y diseñar las diferentes partes que conforman el cabrestante. La fortaleza del equipo es su facilidad de mantenimiento y reparación, debido a que no se necesita de un personal altamente capacitado para llevar a cabo esta tarea; además, todos sus componentes pueden ser adquiridos en el mercado local. La poca resistencia a la corrosión es la debilidad del equipo, debido a que el bastidor fue diseñado con un material que se corroe con facilidad, lo que implica un mantenimiento constante de pintura. El equipo tiene un factor de seguridad de 3,5, lo que significa que soportará todas las cargas estáticas y dinámicas para lo que ha sido diseñado. Las partes más costosas que conforman el cabrestante son: el motor hidráulico, el tornillo sin fin y la rueda dentada. El precio del equipo es accesible y el tiempo estimado de construcción es de 5 días laborables. Un equipo importado con estas características tiene un precio entre \$8000 y \$12000, dependiendo de la marca y el tipo de sistema de engranajes; si se compara los precios, entre el equipo diseñado y los equipos importados, se tendría un ahorro entre \$2981 y \$6981.

El diseño de este equipo puede servir como referencia para diseñar equipos similares con mayor capacidad de fuerza de tiro y de mayor complejidad. El sector pesquero de este país es un mercado que demanda esta clase de equipos y en la actualidad se puede contar con la ingeniería y tecnología suficiente para la fabricación de estos equipos.

### 4.1. Conclusiones.

- El cabrestante fue diseñado para una capacidad de 4000Kg de fuerza de tiro. Todos los componentes del equipo fueron diseñados y seleccionados según las máximas condiciones de carga. cuando se maniobran esta clase de equipos, se utilizan otros mecanismos que

- facilitan el trabajo del cabrestante. Esto garantiza aún más su funcionamiento durante el izaje o arrastre de cargas.
- El proyecto es factible. Una de las razones, es por la que fue diseñado con materiales disponibles a nivel local. Esto implica un precio entre \$2981 y \$6981, es decir, 37% a 58% más económico que los importados.
- Cada uno de los componentes mecánicos fue seleccionado y diseñado aplicando las diferentes teorías de fallas y normas técnicas. Además, según el software aplicado para el diseño de engranajes, se consiguió diseñar un sistema de engranajes de durabilidad superficial satisfactoria.

#### **4.2. Recomendaciones.**

- Se recomienda utilizar la longitud y el diámetro de cable establecido para no disminuir su vida útil.
- Aunque el cabrestante puede funcionar con una potencia de entrada mayor a 7,46KW (10Hp), se recomienda no sobrepasar este valor para que la durabilidad superficial del sistema de engranajes sea satisfactoria

# BIBLIOGRAFÍA.

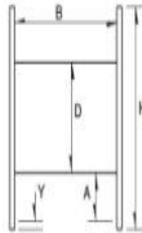
- American Society of Mechanical Engineers [ASME]. (13 de mayo de 2012). *ASME B30.7: Safety Requirements for Base-Mounted Drum Hoists*. Obtenido de <http://files.asme.org/Catalog/Codes/PrintBook/29244.pdf>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. k. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.
- Bureau Indian Standard [IS]. (2013 de Septiembre de 2013). *Design of rope drum and chain hoists for hydraulic gates-code of practice*. Obtenido de <https://archive.org/details/gov.in.is.6938.2005>
- comesa a wireco WorldGroup Brand. (8 de julio de 2012). *CamesaSteelRopeCatalog\_Bilingual*. Obtenido de [http://www.camesawire.com/Resource\\_/TechnicalReference/1929/CamesaSteelRopeCatalog\\_Bilingual.pdf](http://www.camesawire.com/Resource_/TechnicalReference/1929/CamesaSteelRopeCatalog_Bilingual.pdf)
- Hall, A., Holowenko, A., & Laughlin, H. (1971). *Teoría y problemas de diseño de máquinas*. México: McGraw-Hill.
- Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.
- Svenska Kullagerfabriken [SKF]. (1 de Octubre de 2015). *Rodamientos SKF.com*. Obtenido de [http://www.skf.com/binary/89-121486/10000\\_2-ES---Rolling-bearings.pdf](http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf)
- TWG A dover company. (1 de Enero de 2011). *model h18 service manual*. Obtenido de <http://www.team-twg.com/documents/pullmaster/service-operating-manuals/model-h18-service-manual.pdf>
- Zambrano García, J. (2004). Diseño del malacate de una grúa para la extracción de petróleo. (Tesis de grado). *Escuela Superior Politécnica del Litoral*. Guayaquil, Ecuador.

# APÉNDICES.

## APÉNDICE A.

### Drum Capacity

Full drum capacity is typically calculated using the formula shown below. This formula is based on the practices of wire rope manufacturers and assumes uniform winding of the wire rope. In actual practice, drum capacities may be 25-30% less than the values given by this formula due to uneven spacing, loose winding and overlapping. Drum capacity often determines the winch you select. Most power winches can be equipped with different sizes of wire rope. Larger diameter wire ropes will decrease drum capacity, smaller diameter wire ropes will increase drum capacity.



$$\text{Drum capacity in feet} = (A + D) \times A \times B \times K$$

K = factor from the table

A =  $(H - D - 2Y) \div 2$

Y = clear distance between edge of flange and wire rope (usually 1/2").

Wire Rope Diameter (in.)	K Factor
1/8	13.6
3/16	6.14
7/32	4.59
1/4	3.29
5/16	2.21
3/8	1.58
7/16	1.19
1/2	.925
9/16	.741
5/8	.607
3/4	.428
7/8	.308
1	.239
1-1/8	.191
1-1/4	.152
1-3/8	.127

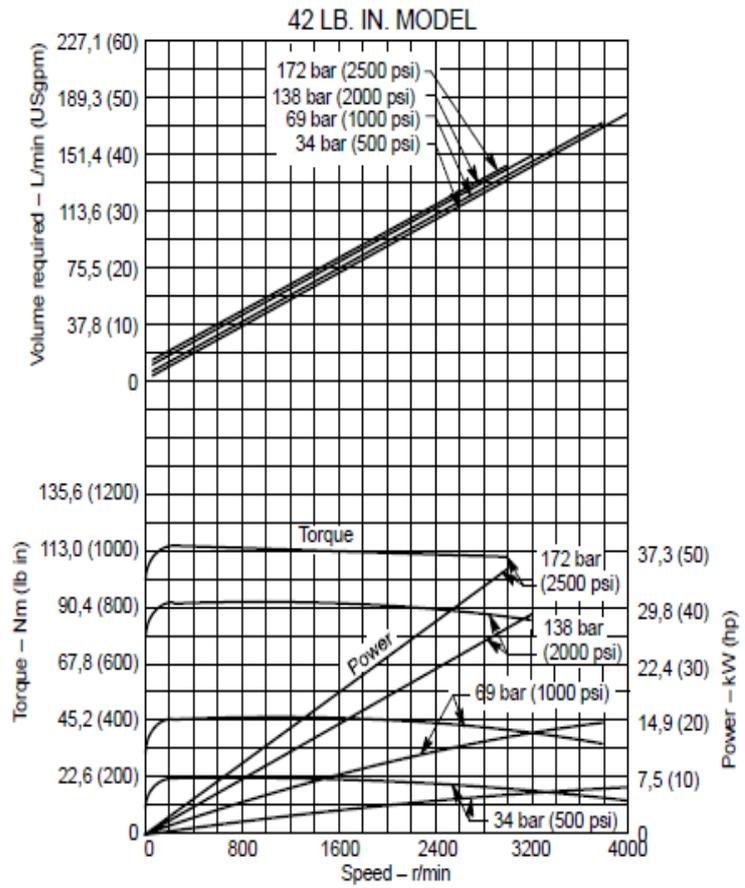
# APÉNDICE B.

## 25M Series

### Typical Performance

Performance Constants:  
Oil SAE 10W, temperature  
49° C (120° F), viscosity 32 cSt  
(150 SUS) @ 38° C (100° F)

Starting torque is 65%  
(minimum) of 400 r/min torque.



# APÉNDICE C.

IS 6938 : 2005

## 4.2 Wire Ropes

### 4.2.1 General

The wire rope shall be made from improved plough steel, galvanized ( if required ), Lang's lay and fibre core or normally of 6 × 36 or 6 × 37 construction and shall conform to IS 2266.

4.2.1.1 For calculating the rope tension pulley efficiency should be taken into account.

4.2.1.2 In case of multiple falls, the wire rope shall be provided with a device that takes care of unequal stretch of rope.

### 4.2.2 Breaking Strength

The breaking strength of wire rope, if not given by the manufacturer of rope, shall be calculated on the basis of IS 2266.

### 4.2.3 Factor of Safety

The minimum factor of safety based on minimum breaking strength and safe working load of the wire rope shall be as given in Table 1.

Table 1 Minimum Factor of Safety for Wire Ropes

Sl No.	Operating Condition	Minimum Factor of Safety
(1)	(2)	(3)
i)	Normal operation condition	6
ii)	Breakdown torque condition	3
iii)	For counterweight suspension	5

4.2.4 Wire ropes shall be guided over as few pulleys as possible. Reverse 'S' shaped bends shall be avoided as far as possible.

4.2.5 The strength of the socket end of wire rope shall be approximately equal to that of the rope itself. The ends of wire ropes shall also be secured against twisting. The material for wire rope socket shall conform to IS 2485.

## 4.3 Drums

### 4.3.1 General

4.3.1.1 The grooved drum shall be of such a size that normally there will not be more than one layer of rope on the drum when the rope is in its fully wound position unless specified.

4.3.1.2 The length of the drum shall be such that each lead off rope has minimum two full turns on the drum when the gate is at its lowest position, and one spare groove for each lead off the drum when the gate is at its highest position.

4.3.1.3 The drum may be flanged at ends. The flanges shall project to a height of not less than two rope diameters above the rope. A spur gear secured to the drum may be regarded as forming one of the flanges.

4.3.1.4 The lead angle ( fleet angle ) of the rope shall not exceed 5° or 1 in 12 on either side of helix angle of groove in the drum.

### 4.3.2 Material for Drums

The drums shall be made from one of the following materials:

- Cast iron conforming to IS 210,
- Cast steel conforming to IS 1030, and
- Mild steel plates conforming to IS 2062.

NOTE — Use of cast iron shall be limited to small capacity hoists only.

### 4.3.3 Strength of Drum

The drum shall be strong enough to withstand the crushing as well as the bending. The crushing strength of drum shall be calculated by the following formula:

$$C_1 = \frac{K \times T}{p \times t}$$

where

$C_1$  = compressive stress, in N/mm<sup>2</sup>;

$K$  = coefficient which depends upon the number of layers of rope over the drum and may be taken from Table 2;

$T$  = tension on one wire rope in N;

$p$  = pitch of scoring or centre to centre distance between adjoining grooves, in mm; and

$t$  = thickness of drum at the bottom of groove, in mm.

NOTE — The minimum thickness of drum shall not be less than 16 mm in case of cast steel and 20 mm in case of cast iron.

Table 2 Value of K

Sl No.	Number of Layers of Rope Over the Drum	Value of K
(1)	(2)	(3)
i)	1	1
ii)	2	1.75
iii)	3	2.0
iv)	4	2.25

# APÉNDICE D.

► Cód. IBCA: 2 - 147 M ≡ SPIRAFORT®



## Información general

Nuestra barra perforada proviene de las aceras más importantes de Europa principales productores de barra perforada de alta calidad.

El tubo mecánico que importamos es analizado con precisión y posee un bajo contenido de inclusiones no metálicas que permiten obtener:

- SPIRAFORT® se mecaniza 2 veces más rápida que el MDCAPUS 470 (material producido por Vallourec & Mannesmann que fue reemplazado por SPIRAFORT®).
- Elevada resistencia a la fatiga.
- Propiedades uniformes de tratamiento térmico.
- Elevada soldabilidad.
- Bajo peso por metro.

Análisis típico %	C	Si	Mn	V	P	S	Al
SPIRAFORT®	0.16 - 0.22	0.10 - 0.60	1.30 - 1.70	0.06 - 0.16	≤ 0.030	0.016 - 0.060	≤ 0.010
Código de color	Verde / Blanco						

## Aplicaciones

La barra perforada se puede utilizar en la fabricación de bocinas, pistas, para empatar funda de eje trasero de los automotores, columnas de taladros, ejes extrudidos huecos, anillos, etc.

## Tratamiento térmico

Normalizado: 900 - 920 °C. Enfriamiento al aire.  
 Alivio de tensiones: 550 - 600 °C. Mantenimiento durante 2 horas. Luego enfriamiento en el horno o al aire libre.  
 Temple y revenido: 900 - 920 °C en agua y luego revenido a 600 °C por una hora.  
 Cementación: 850 - 950 °C. Temperatura de endurecimiento 780 - 830 °C. Enfriamiento en aceite.  
 Dureza lograda: 58 - 60 HRC.  
 Revenido: Entre 160 y 200 °C.

## Propiedades mecánicas

Diámetro, mm	
Esfuerzo de cedencia (kg/mm <sup>2</sup> )	40 - 47
Resistencia a la tracción (kg/mm <sup>2</sup> )	66 - 81
Elongación, longitudinal, %	216
Dureza (HB)	

## 4140 tipo 7 (Barra perforada)

Diámetro exterior x interior (mm)	Peso (kg/m)
120 x 43	91.3
141 x 76	103.7
171 x 60	178.1

## Medidas en stock

### Barra Perforada

Diámetro (mm) exterior x interior	Peso (kg/m)	Diámetro (mm) exterior x interior	Peso (kg/m)	Diámetro (mm) exterior x interior	Peso (kg/m)	Diámetro (mm) exterior x interior	Peso (kg/m)
30 x 16	6.3	70 x 45	20.9	100 x 60	46.6	140 x 106	62.4
30 x 20	3.9	75 x 45	26.2	100 x 66	42.0	140 x 76	101.7
36 x 20	6.6	75 x 60	22.7	100 x 80	26.2	160 x 86	111.2
40 x 20	0.4	75 x 60	14.7	106 x 66	66.2	160 x 96	120.6
40 x 26	7.7	80 x 40	34.0	106 x 66	49.6	170 x 126	96.6
46 x 30	8.8	80 x 45	31.8	110 x 60	61.9	180 x 130	112.8
50 x 30	12.6	80 x 60	28.4	110 x 80	41.6	190 x 100	189.0
50 x 36	10.0	85 x 45	37.8	110 x 90	29.1	200 x 160	127.4
56 x 30	16.7	85 x 60	34.4	116 x 66	66.6	210 x 170	119.4
56 x 40	11.2	85 x 66	30.6	116 x 80	49.7	230 x 190	132.0
60 x 36	17.3	90 x 60	40.8	120 x 70	69.1	260 x 160	314.3
60 x 40	14.6	90 x 66	36.9	126 x 70	76.0	260 x 170	264.0
66 x 36	21.8	95 x 60	47.6	126 x 90	64.8	260 x 190	207.4
66 x 40	19.1	95 x 66	43.7	130 x 110	34.9		
70 x 40	24.0	95 x 60	39.6	130 x 76	82.1		

\* Medidas y pesos son teóricas IVAN BOHMAN C.A. facturará el peso del material una vez efectuado el corte

# APÉNDICE E

## Selección del tamaño del rodamiento

Los rodamientos de la clase de rendimiento SKF Explorer han sido sometidos, entre otras cosas, a mejoras en los materiales y en la fabricación que requieren factores ajustados para calcular las capacidades de carga dinámica de acuerdo con la norma ISO 281.

### Capacidades de carga estática

La capacidad de carga estática básica, según se define en la norma ISO 76, corresponde a una tensión de contacto calculada en el centro de mayor contacto entre los elementos rodantes y el camino de rodadura. Los valores de tensión de contacto son los siguientes:

- **4 600 MPa** para rodamientos de bolas autoalineables
- **4 200 MPa** para todos los demás rodamientos de bolas
- **4 000 MPa** para todos los rodamientos de rodillos

Esta tensión produce una deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura, que equivale aproximadamente a **0,0001** del diámetro del elemento rodante. Las cargas son puramente radiales para los rodamientos radiales, y son axiales y centradas para los rodamientos axiales.

La capacidad de carga estática básica  $C_0$  se utiliza en las siguientes condiciones:

- velocidades de giro muy bajas ( $n < 10$  r. p. m.)
- movimientos oscilantes muy lentos
- rodamientos fijos bajo carga durante períodos prolongados

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza mediante el control del factor de seguridad estática de la aplicación, que se define de la siguiente forma:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

donde

$s_0$  = factor de seguridad estática

$C_0$  = capacidad de carga estática básica [kN]

$P_0$  = carga estática equivalente del rodamiento [kN]

La carga máxima que puede actuar sobre un rodamiento se debe utilizar en el momento de calcular la carga estática equivalente del rodamiento. Para obtener más información sobre los valores recomendados para el factor de seguridad y cómo calcularlo, consulte *Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática* (→ página 87).

## Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de la vida útil

### Vida nominal

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281 es

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

Si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

donde

$L_{10}$  = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]

$L_{10h}$  = vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento]

$C$  = capacidad de carga dinámica básica [kN]

$P$  = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN] (→ página 85)

$n$  = velocidad de giro [r. p. m.]

$p$  = exponente de la ecuación de la vida útil

– para los rodamientos de bolas,  $p = 3$

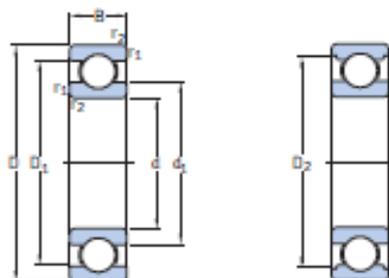
– para los rodamientos de rodillos,  $p = 10/3$

### Vida nominal SKF

Para los rodamientos de alta calidad modernos, la vida nominal básica puede desviarse significativamente de la vida útil real en una aplicación determinada. La vida útil en una aplicación concreta depende de distintos factores de influen-

# APÉNDICE F

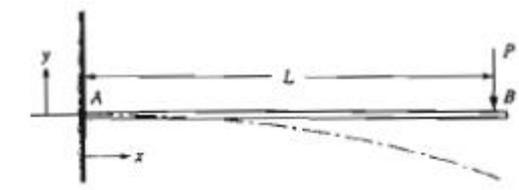
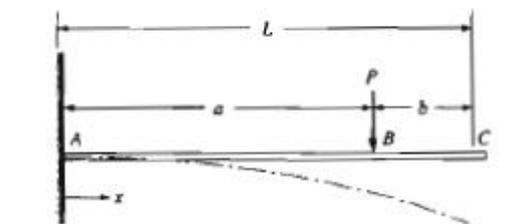
## 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 80–100 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>L</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	–	
80	90	10	13	15	0,64	13 000	8 000	0,15	61836	
	110	14	25,3	20,4	1,02	12 000	7 500	0,38	61936	
	125	14	35,1	31,5	1,32	11 000	7 000	0,61	* 36036	
	125	22	49,4	40	1,66	11 000	7 000	0,87	* 6036	
	140	26	72,8	55	2,2	9 500	6 000	1,45	* 6236	
	170	39	130	84,5	3,25	8 500	5 300	3,65	* 6336	
	200	48	163	125	4,5	7 500	4 800	6,85	6436	
	85	110	13	19,5	20,8	0,88	12 000	7 500	0,27	61837
120		18	31,9	30	1,25	11 000	7 000	0,55	61937	
130		14	35,8	33,5	1,37	11 000	6 700	0,64	* 36037	
130		22	52	43	1,76	11 000	6 700	0,92	* 6037	
150		28	87,1	64	2,5	9 000	5 600	1,8	* 6237	
180		41	140	96,5	3,55	8 000	5 000	4,25	* 6337	
210		52	174	137	4,75	7 000	4 500	8,05	6437	
90		115	13	19,5	22	0,915	11 000	7 000	0,28	61838
	125	18	33,2	31,5	1,29	11 000	6 700	0,59	61938	
	140	16	43,6	39	1,56	10 000	6 300	0,85	* 36038	
	140	24	60,5	50	1,96	10 000	6 300	1,15	* 6038	
	160	30	101	73,5	2,8	8 500	5 300	2,2	* 6238	
	190	43	151	108	3,8	7 500	4 800	4,95	* 6338	
	225	54	186	150	5	6 700	4 300	9,8	6438	
	95	120	13	19,9	22,8	0,93	11 000	6 700	0,3	61839
130		18	33,8	33,5	1,34	10 000	6 300	0,61	61939	
145		16	44,9	41,5	1,63	9 500	6 000	0,89	* 36039	
145		24	63,7	54	2,08	9 500	6 000	1,1	* 6039	
170		32	114	81,5	3	8 000	5 000	2,65	* 6239	
200		45	159	118	4,15	7 000	4 500	5,75	* 6339	
100		125	13	17,8	18,3	0,95	10 000	6 300	0,31	61820
		140	20	42,3	41,5	1,63	9 500	6 000	0,83	61920
	150	16	46,2	44	1,7	9 500	5 600	0,94	* 36020	
	150	24	63,7	54	2,04	9 500	5 600	1,25	* 6020	
	180	34	127	93	3,35	7 500	4 800	3,15	* 6220	
	215	47	174	140	4,75	6 700	4 300	7,1	6320	

\* Rodamiento SKF Explorer

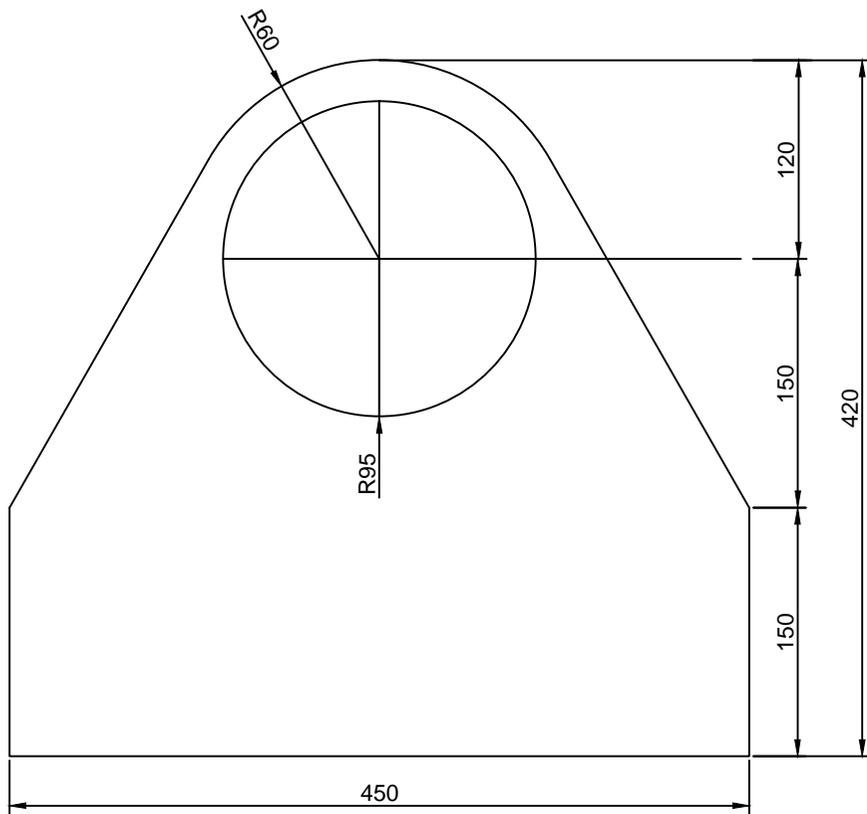
## APÉNDICE G.

TABLA A14-2 Fórmulas de deflexión para vigas en voladizo	
 <p>a)</p>	<p>En el extremo B:</p> $y_B = y_{\max} = \frac{-PL^3}{3EI}$ <p>Entre A y B:</p> $y = \frac{-Px^2}{6EI}(3L - x)$
 <p>b)</p>	<p>En B, bajo la carga:</p> $y_B = \frac{-Pa^3}{3EI}$ <p>En el extremo C:</p> $y_C = y_{\max} = \frac{-Pa^2}{6EI}(3L - a)$ <p>Entre A y B:</p> $y = \frac{-Px^2}{6EI}(3a - x)$ <p>Entre B y C:</p> $y = \frac{-Pa^2}{6EI}(3x - a)$

**APÉNDICE H.**  
**Planos esquemáticos.**

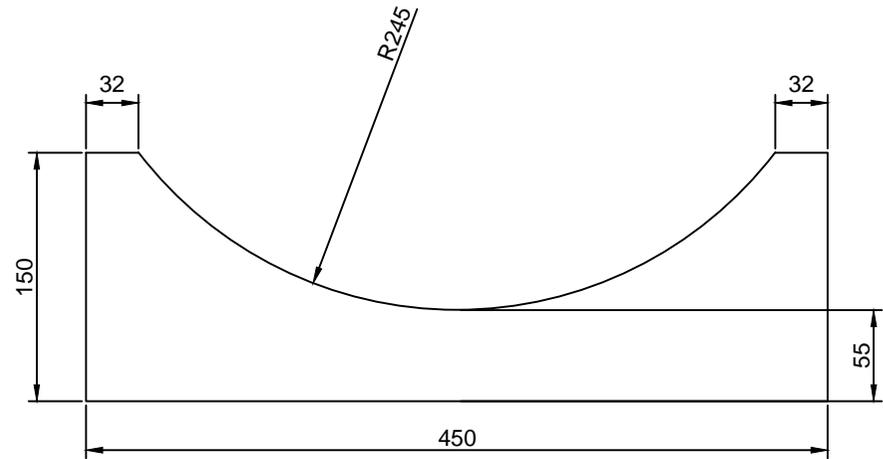






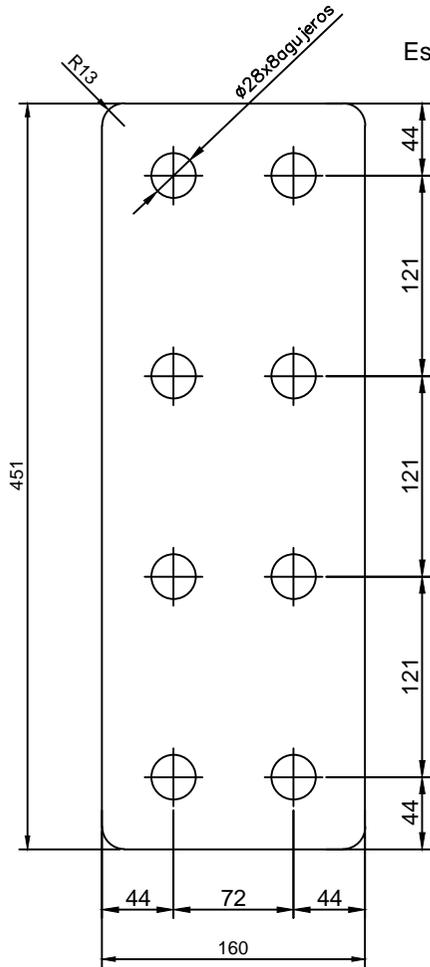
Soporte 1

Espesor de la plancha: 20mm



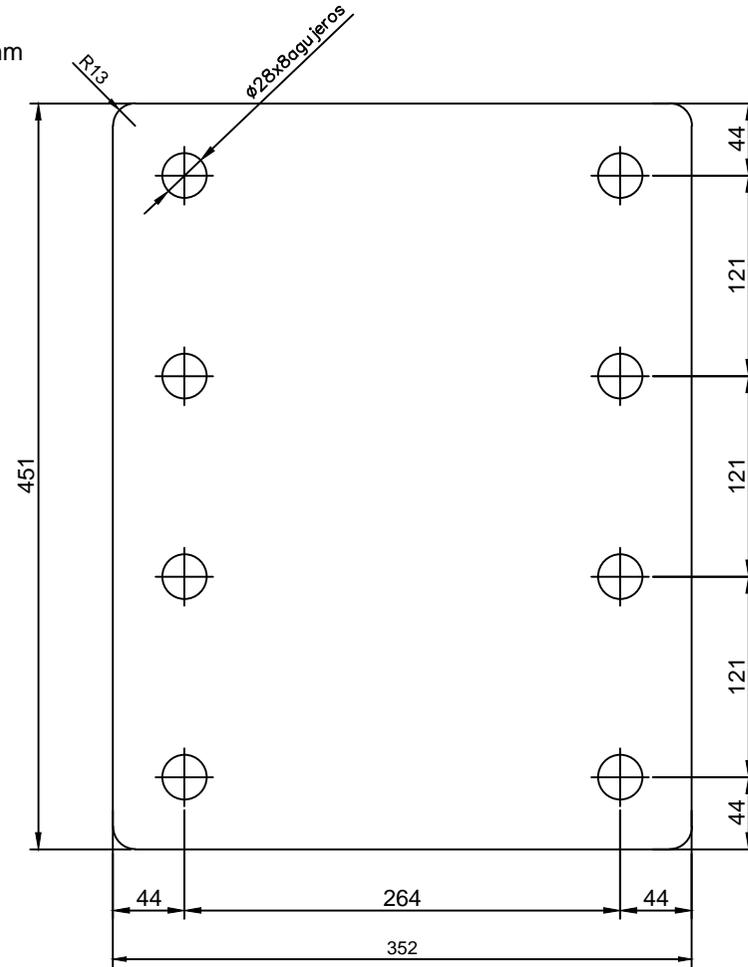
Soporte 2

Soportes del cabrestante		Nombre	Fecha	
		Dibujado	Ernesto Gómez	2/08/2017
		Revisado	Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 3	Material: acero ASTM A36		
	ESCALA: 1:4	<b>FIMCP-ESPOL</b>		



Base 1

Espesor de la plancha: 25mm

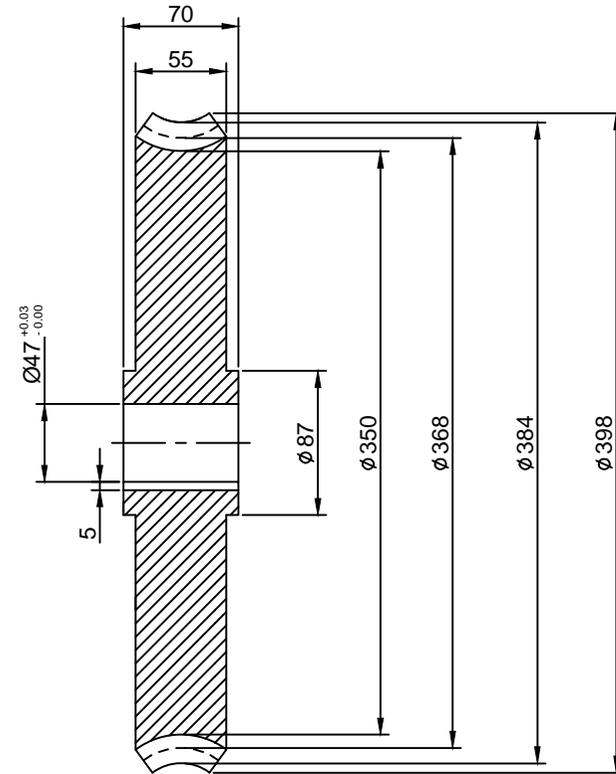
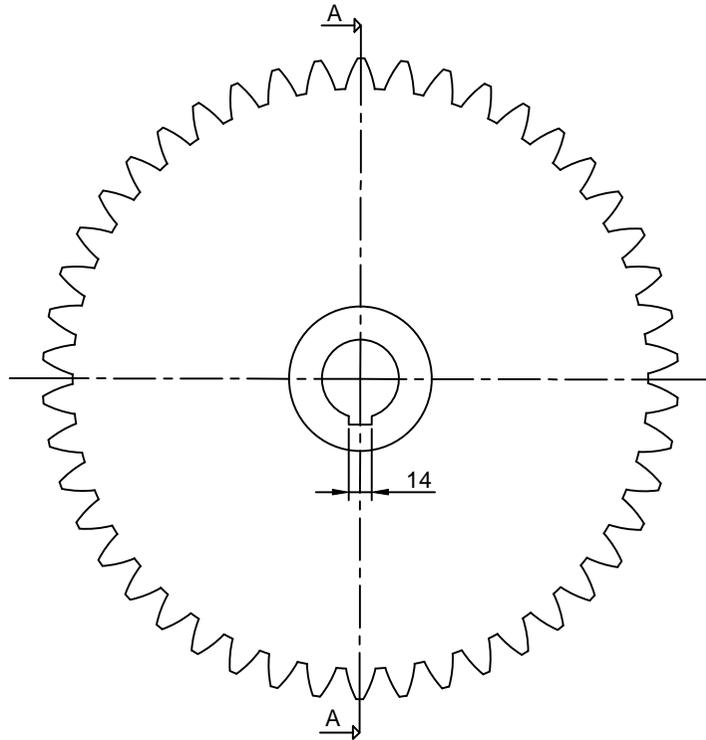


Base 2

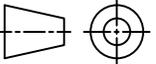
Bases del cabrestante		Nombre	Fecha
		Dibujado Ernesto Gómez	6/08/2017
		Revisado Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 4	Material: acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:4	<b>FIMCP-ESPOL</b>	

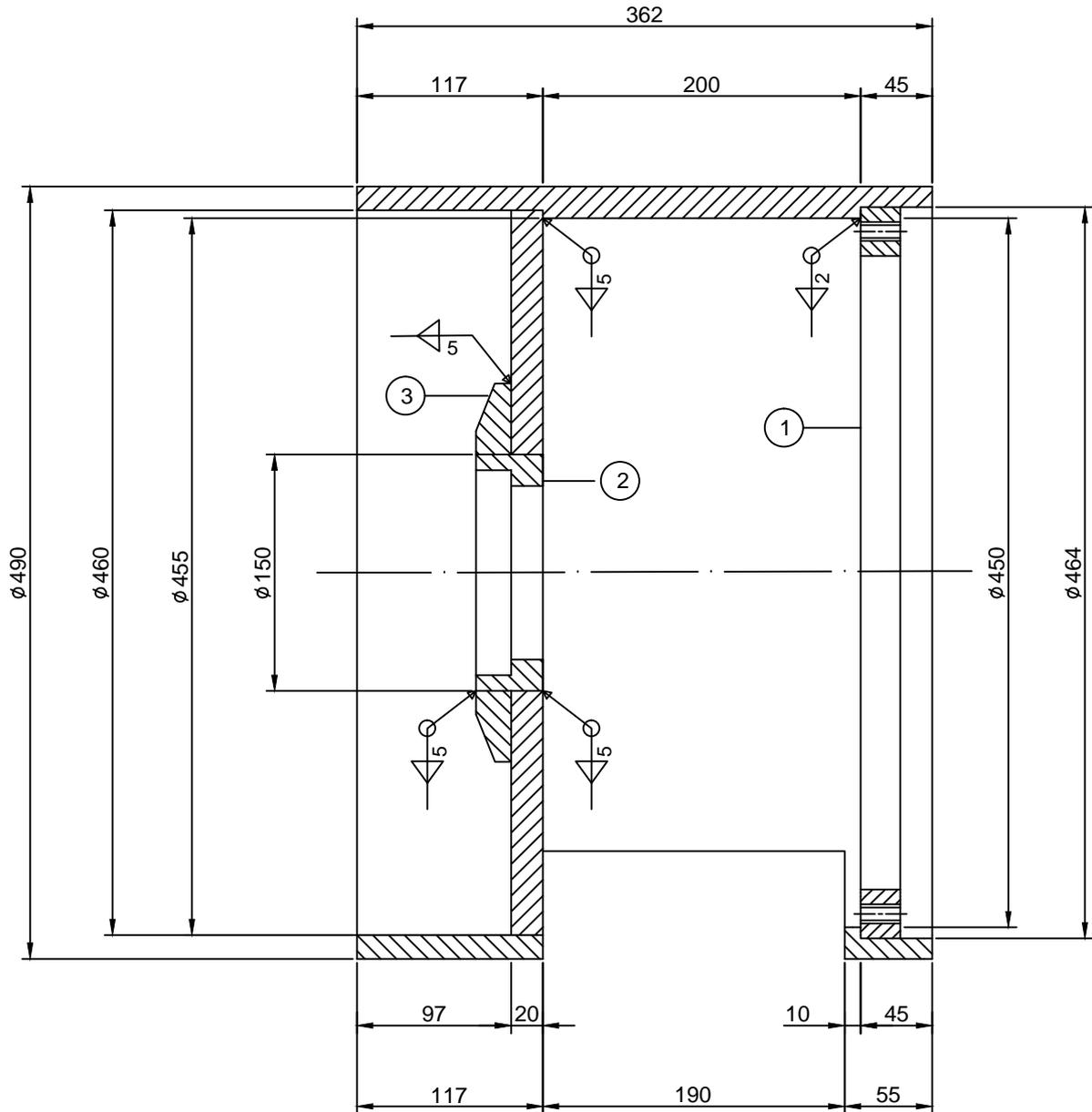


Módulo: 8  
 Número de dientes: 46



Sección A-A

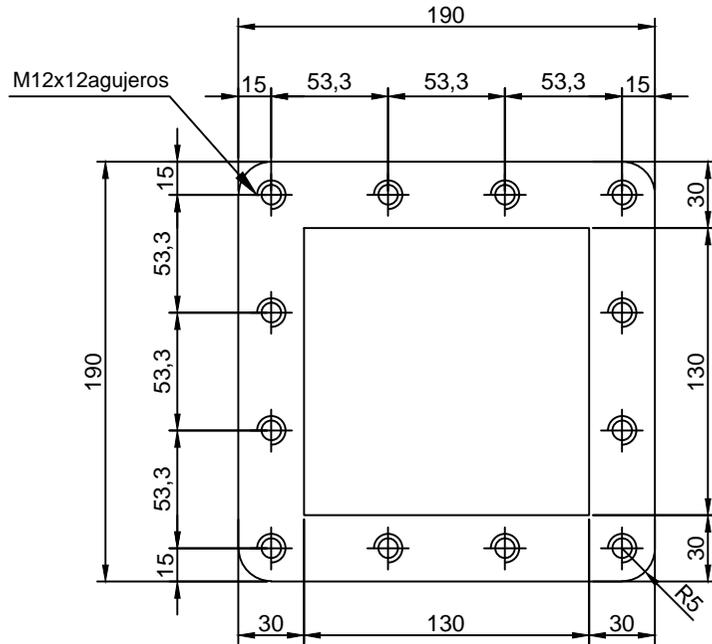
Rueda dentada		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	4/08/2017
	Revisado	Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 6	<b>Material:</b> bronce SAE 65	
	ESCALA: 1:4	<b>FIMCP-ESPOL</b>	



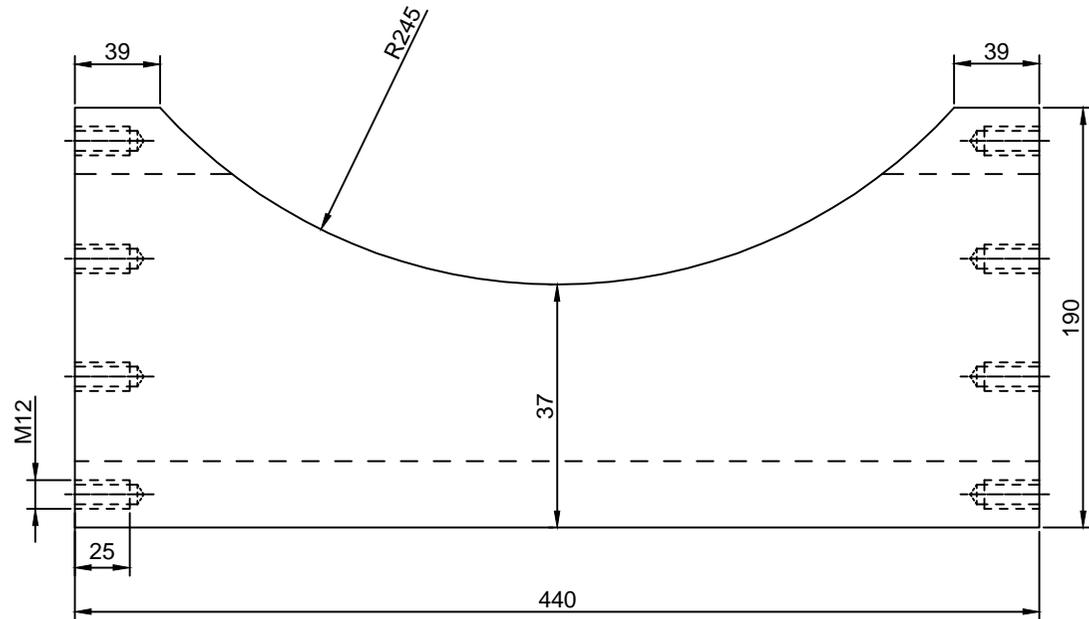
- ① Brida.
- ② Alojamiento de cojinete.
- ③ Rigidizadores.

Alojamiento de la rueda dentada.		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	4/07/2018
	Revisado	Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 7	<b>Material:</b> acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:4	<b>FIMCP-ESPOL</b>	

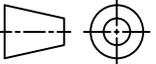
Vista frontal

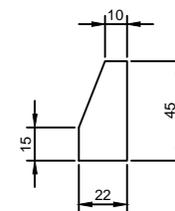
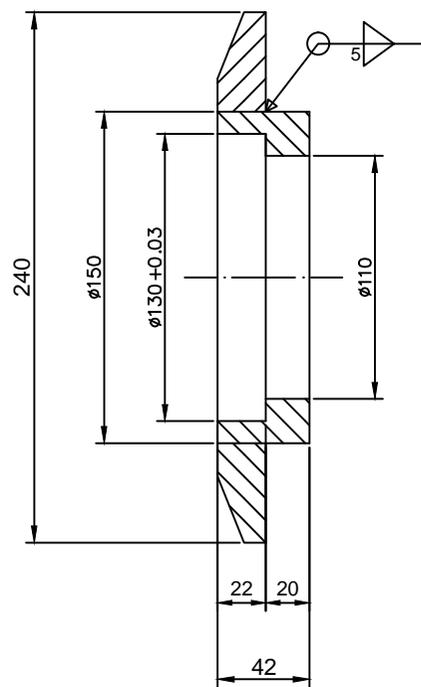
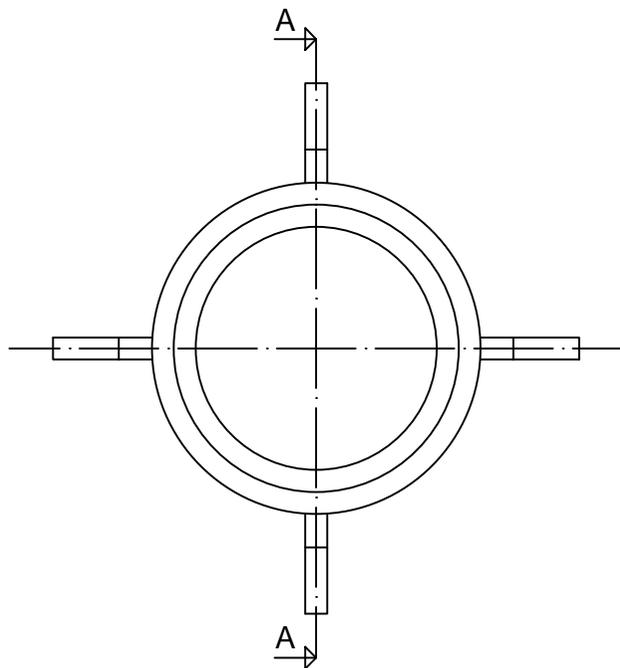


Vista lateral



Nota: la parte posterior del alojamiento también tiene 12 agujeros con las mismas dimensiones y distribución que la parte frontal.

Alojamiento del tornillo sinfín.		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	5/08/2017
	Revisado	Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 8	Material: acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:3	<b>FIMCP-ESPOL</b>	

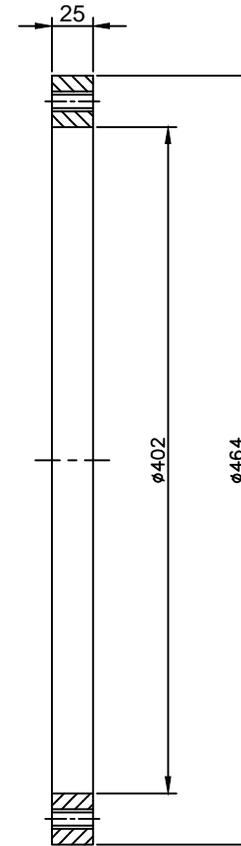
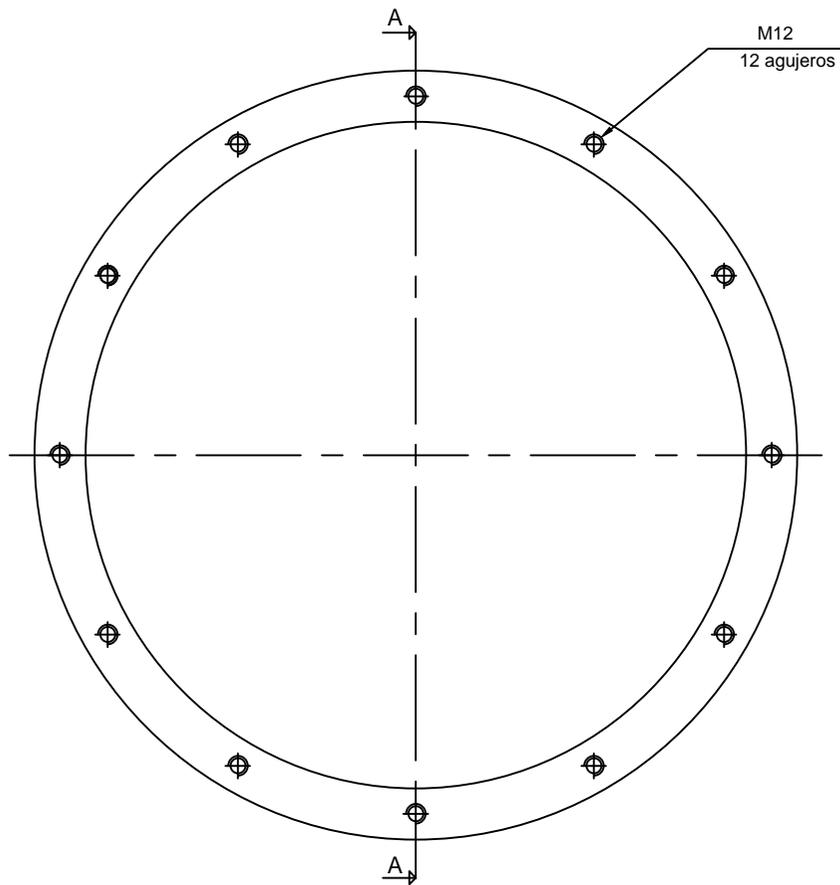


Rigidizador

Espesor: 10mm

Sección A-A

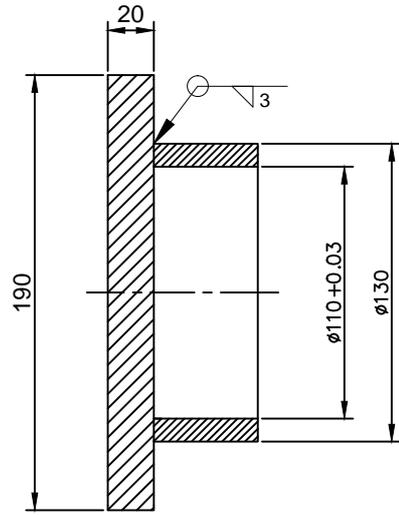
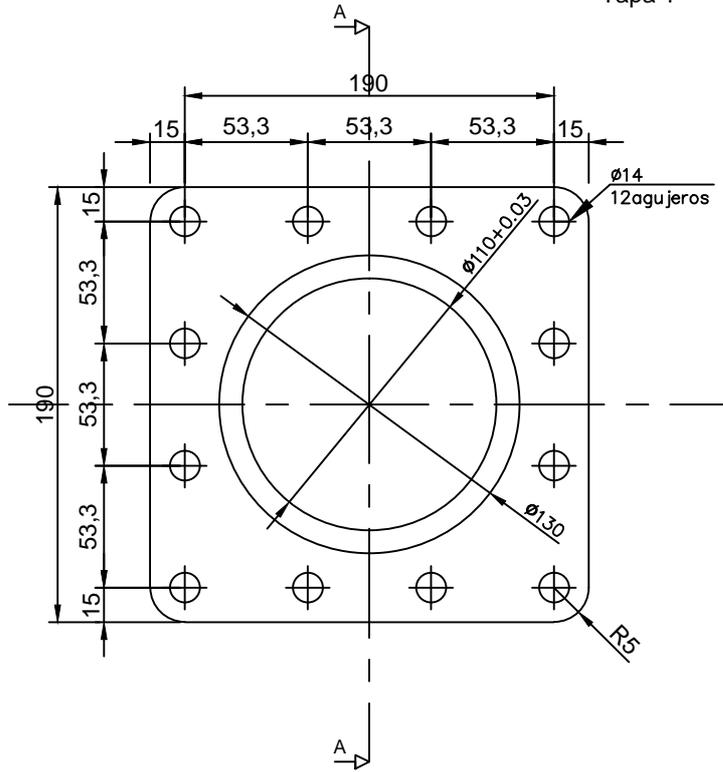
Detalle de alojamiento y rigidizadores.		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	4/08/2017
	Revisado	Dr.Gabriel Helguero	25/08/2017
 	Plano No 9	<b>Materiales:</b> acero 2-147M (alojamiento), Acero ASTM A36 (rigidizadores).	
	ESCALA: 1:3	<b>FIMCP-ESPOL</b>	



Sección A-A

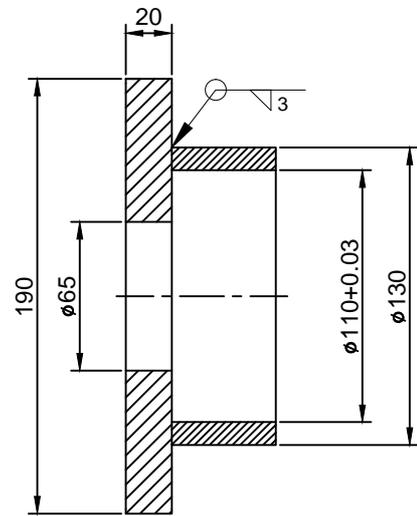
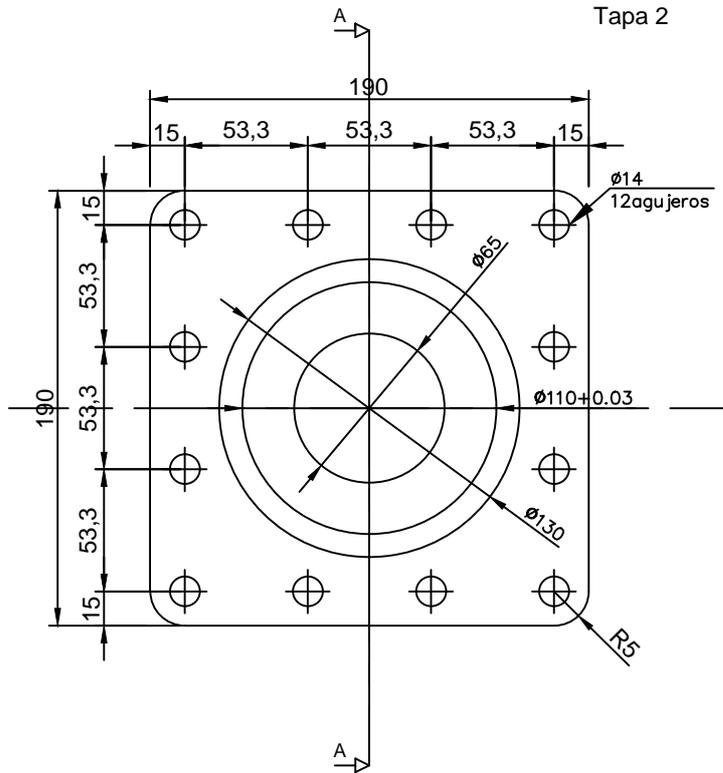
Detalles de la brida		Nombre	Fecha
		Dibujado Ernesto Gómez	5/08/2017
		Revisado Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 10	<b>Material:</b> acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:4	<b>FIMCP-ESPOL</b>	

Tapa 1

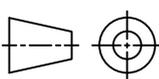


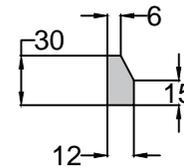
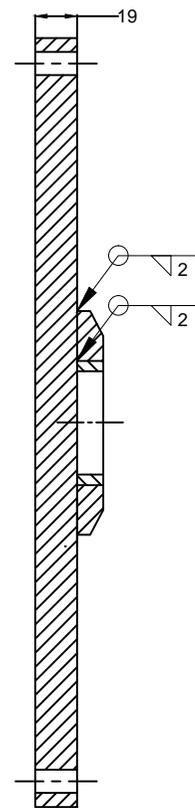
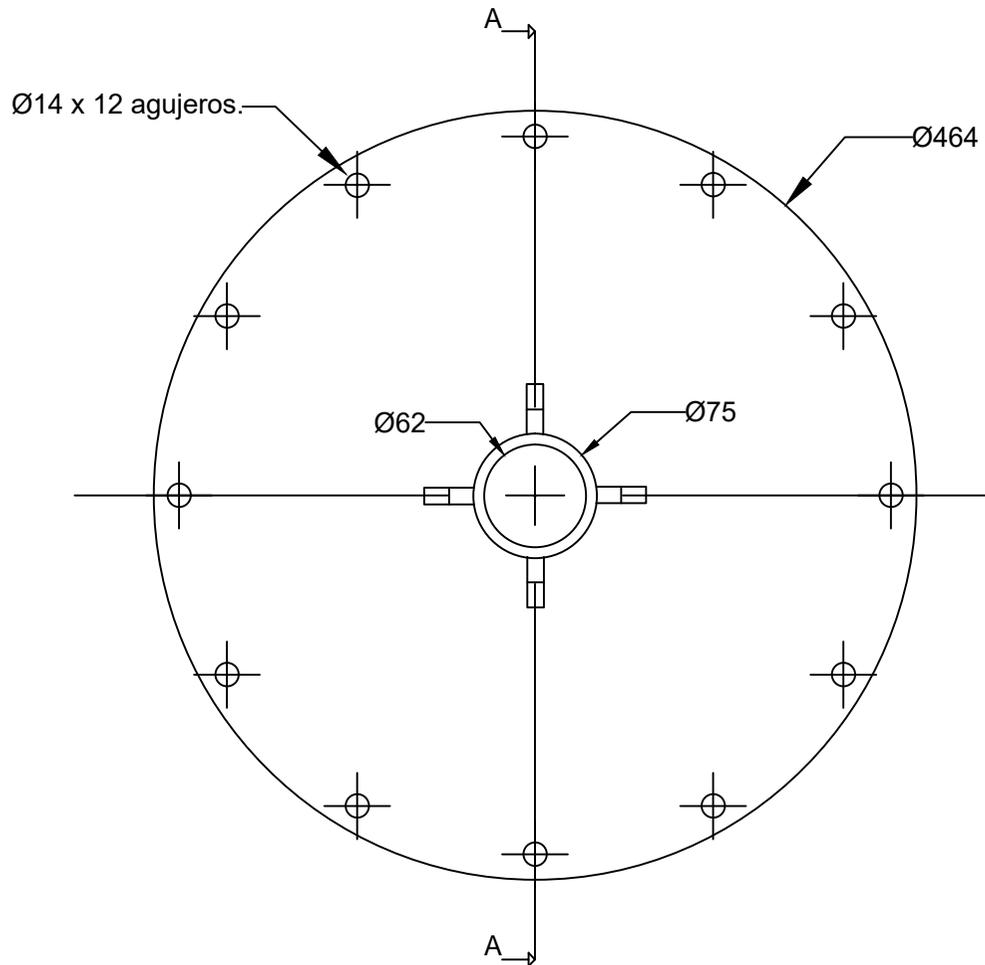
Sección A-A.

Tapa 2



Sección A-A.

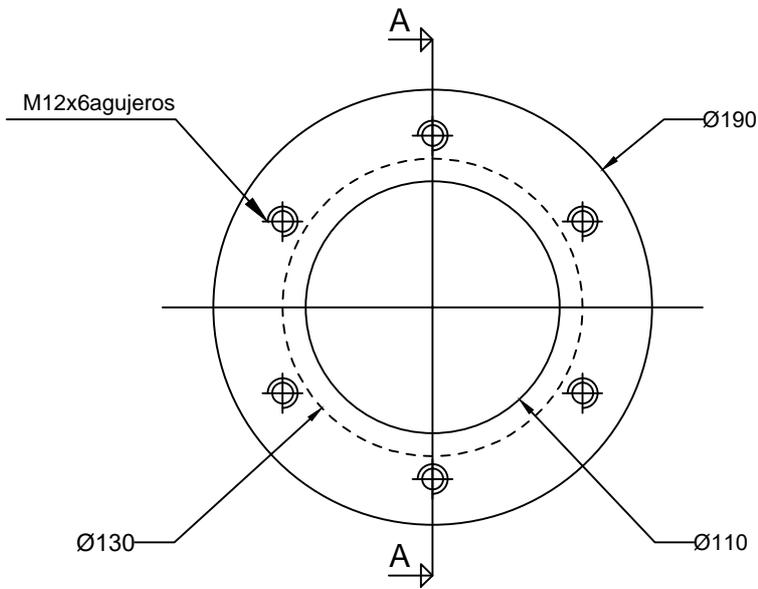
Tapas y alojamientos de los cojinetes del tornillo sinfn.		Nombre	Fecha
		Dibujado Ernesto Gómez	10/08/2017
		Revisado Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 11	<b>Material:</b> acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:3	<b>FIMCP-ESPOL</b>	



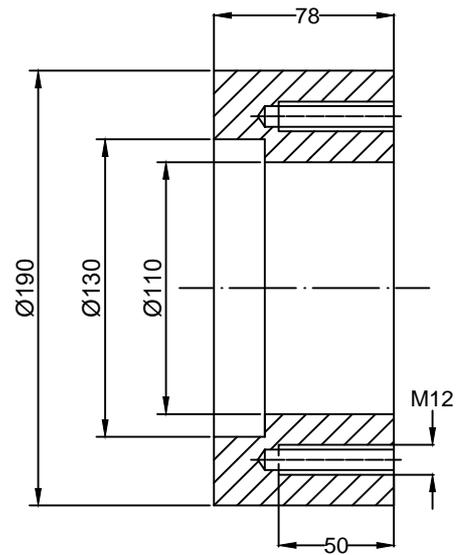
Detalles rigidizador.  
Espesor: 10mm

Sección A-A.

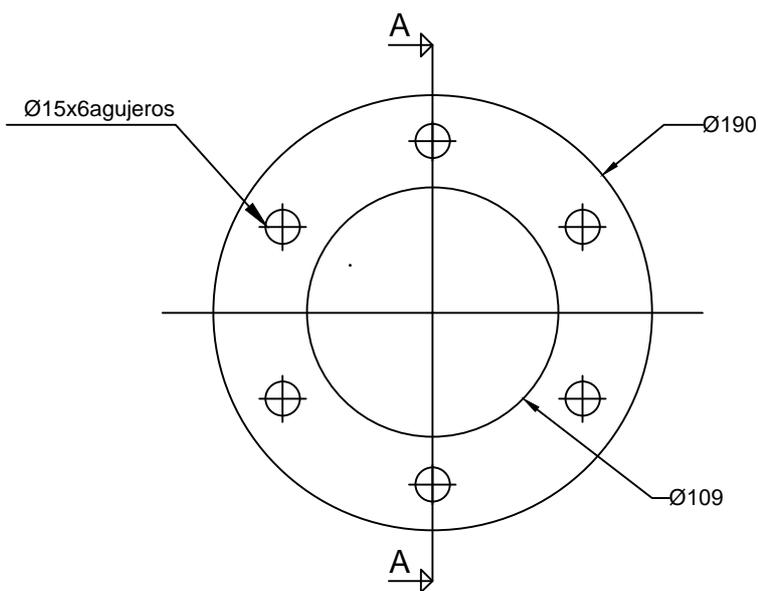
Tapa para el alojamiento de la corona .		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	11/08/2017
	Revisado	Dr.Gabriel Helguero	25/08/2017
 	Plano No 12	<b>Material:</b> acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:4	<b>FIMCP-ESPOL</b>	



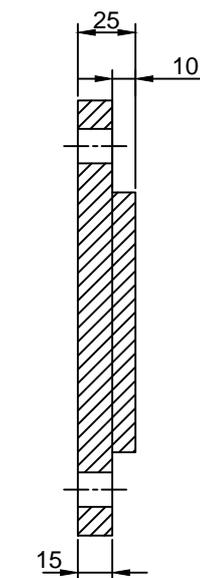
Alojamiento



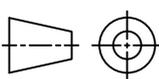
Sección A-A

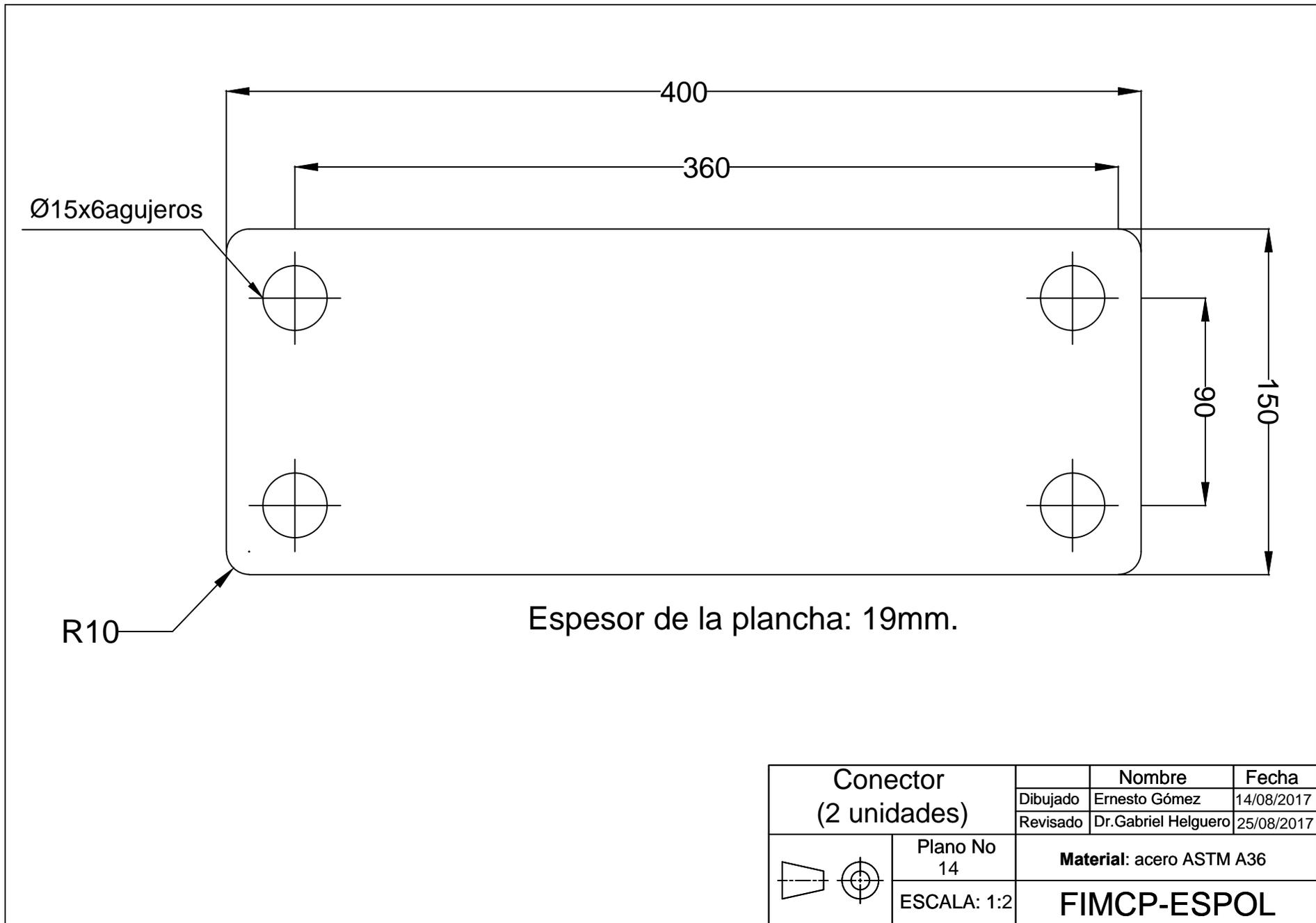


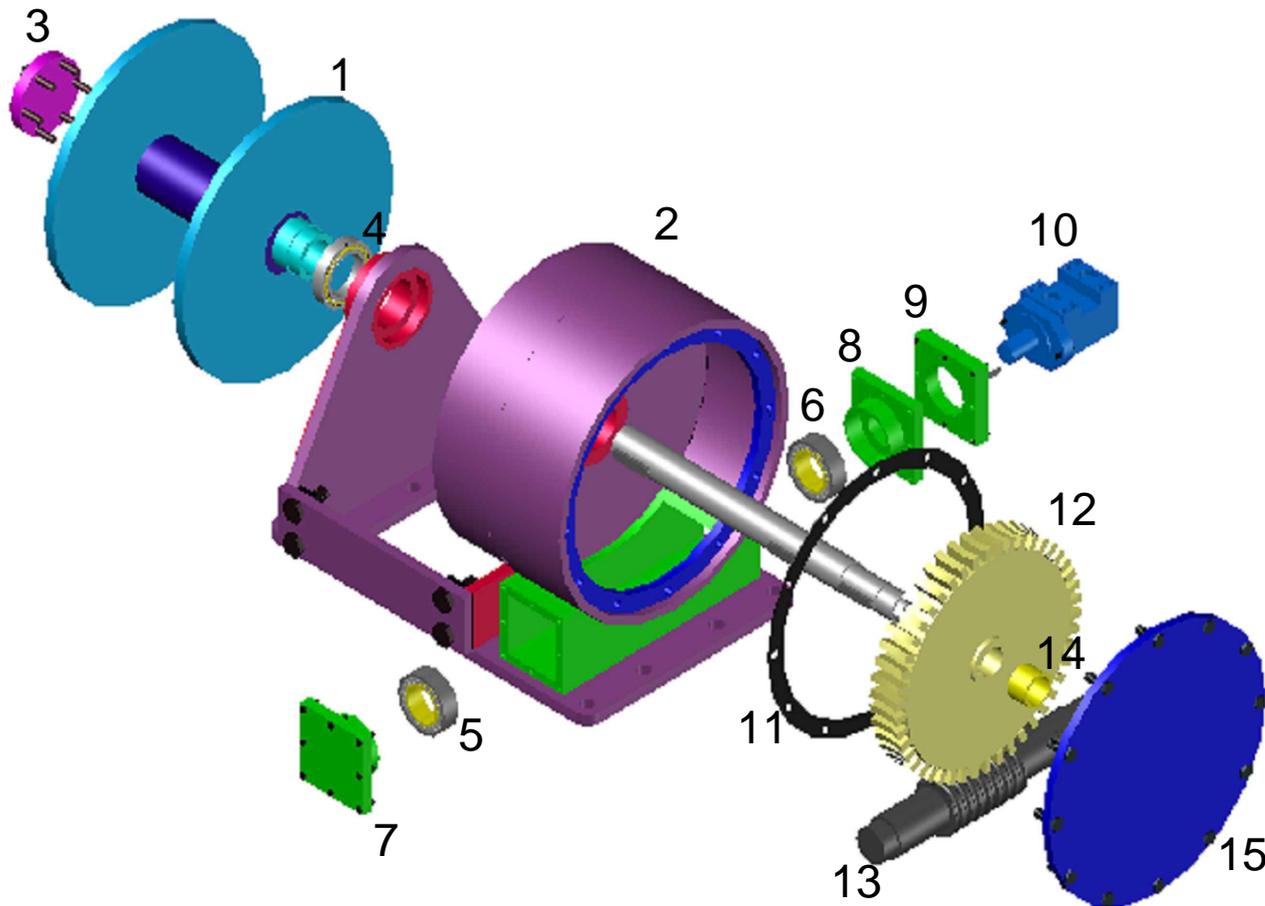
Tapa



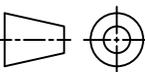
Sección A-A

Alojamiento con tapa para el cojinete del tambor.		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	12/08/2017
	Revisado	Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 13	Material: acero ASTM A36	
	ESCALA: 1:3	<b>FIMCP-ESPOL</b>	





1. Tambor.
2. Bastidor.
3. Tapa para alojamiento de cojinete.
4. Rodamiento para el tambor.
- 5-6. Rodamientos para el tornillo sinfín.
- 7-8. Tapas para el alojamiento del tornillo sinfín.
9. Pieza de acople
10. Motor hidráulico.
11. Empaque de caucho.
12. Corona.
13. Tornillo sinfín.
14. Separador de bronce.
15. Tapa.

Despiece del cabrestante.		Nombre	Fecha
	Dibujado	Ernesto Gómez	15/08/2017
	Revisado	Dr. Gabriel Helguero	25/08/2017
	Plano No 15	<b>Material</b>	
	ESCALA: 1:6	<b>FIMCP-ESPOL</b>	