



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

---

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**DISEÑO Y MANUFACTURA DEL PROTOTIPO  
DE UNA BOMBA MONOPALETA**

**T E S I S**  
**PARA OBTENER EL TÍTULO DE**  
**INGENIERO MECÁNICO**  
**P R E S E N T A :**  
**JORGE LUIS PINEDA CAMPOS**

**DIRECTOR DE TESIS:**  
**DR. RICARDO CHICUREL UZIEL**



**MÉXICO, D.F.**

**2009**

## AGRADECIMIENTOS

*A mis padres, Jorge y Beatriz, quienes me brindaron todo el apoyo necesario, no tan sólo para la elaboración de éste trabajo, sino a lo largo de toda mi trayectoria académica. Les agradezco sus enseñanzas y su inagotable paciencia.*

*A mi hermana Vale, por estar ahí cuando la necesitaba.*

*A mis abuelitas, Ana y Mago, de quienes aprendí tantas cosas acerca de la vida.*

*A mi tía Lilita, por haberme brindado las herramientas necesarias para la culminación de mis estudios profesionales.*

*A mi novia Mariana, por todo su apoyo, tanto en las cuestiones académicas como en las cuestiones personales.*

*Al Dr. Ricardo Chicurel, por todas sus enseñanzas y por todo el tiempo dedicado a este proyecto.*

*A mis amigos, Fernando, Leonardo, Mena, Germán, Daniela, Teresa y Mata, por su valiosa amistad y apoyo incondicional.*

*A todos mis profesores, por su empeño y vocación en la enseñanza.*

*Y finalmente a la Universidad Nacional Autónoma de México, mi alma mater, de la cual me siento orgulloso por haberme formado tanto personal como profesionalmente.*

---

---

# CONTENIDO

<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>ii</b>
<b>LISTA DE TABLAS Y GRÁFICOS</b>	<b>iii</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>OBJETIVO</b>	<b>2</b>
<b>I. Antecedentes</b>	<b>3</b>
I.1 Principio de Desplazamiento Positivo	5
I.2 Bombas Rotatorias	7
I.3 Bomba Monopaleta	10
<b>II. Diseño y Manufactura</b>	<b>12</b>
II.1 Introducción	13
II.2 Requerimientos del Proyecto	13
II.3 Diseño (Primera Iteración)	15
II.4 Manufactura (Primera Iteración)	26
II.5 Pruebas (Primera Iteración)	36
II.6 Diseño (Segunda Iteración)	37
II.7 Manufactura (Segunda Iteración)	40
II.8 Pruebas (Segunda Iteración)	40
<b>III. Curvas Características del Prototipo</b>	<b>41</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>48</b>
<b>Apéndice A.- Dibujos tridimensionales de la bomba.</b>	<b>50</b>
<b>Apéndice B.- Propiedades mecánicas de algunos materiales.</b>	<b>54</b>
<b>Apéndice C.- Programas de control numérico.</b>	<b>59</b>
<b>Apéndice D.- Ensamble del prototipo de la bomba.</b>	<b>62</b>
<b>Apéndice E.- Fotografías del prototipo de la bomba.</b>	<b>68</b>
<b>Apéndice F.- Mediciones y resultados de las pruebas.</b>	<b>69</b>
<b>Apéndice G.- Diagrama IDEF0.</b>	<b>70</b>
<b>Apéndice H.- Planos de la bomba.</b>	<b>76</b>
<b>REFERENCIAS</b>	<b>83</b>

---

---

## LISTA DE FIGURAS

<i>Figura I.1 Clasificación General de las Bombas [1]</i>	4
<i>Figura I.2 Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo</i>	5
<i>Figura I.3 Clasificación de las bombas rotatorias según el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos [2]</i>	9
<i>Figura I.4 Bomba Monopaleta</i>	10
<i>Figura I.5 Contorno del anillo modificado para sello mejorado</i>	11
<i>Figura II.1 Plano del prototipo de la bomba monopaleta proporcionado por Ricardo Chicurel.</i>	15
<i>Figura II.2 Dimensiones propuestas para la carcaza de la bomba.</i>	16
<i>Figura II.3 Dimensiones del Portasello.</i>	17
<i>Figura II.4 Dimensiones de la Flecha Motriz.</i>	18
<i>Figura II.5 Dimensiones del Tornillo de Retención.</i>	18
<i>Figura II.6 Dimensiones de la Tapa de la Bomba.</i>	19
<i>Figura II.7 Dimensiones de la Paleta y el Rotor.</i>	20
<i>Figura II.8 Dibujo seccional de la Bomba Monopaleta</i>	21
<i>Figura II.9 Análisis de esfuerzos del conjunto Carcaza – Anillo - Tapa.</i>	23
<i>Figura II.10 Análisis de desplazamientos del conjunto Carcaza - Anillo – Tapa.</i>	24
<i>Figura II.11 Análisis de esfuerzos del conjunto Paleta - Rotor.</i>	25
<i>Figura II.12 Análisis de desplazamientos del conjunto Paleta - Rotor.</i>	25
<i>Figura II.13 Aproximación de la geometría mediante arcos circulares</i>	27
<i>Figura II.14 Proceso secuencial para la obtención del perfil del anillo.</i>	28
<i>Figura II.15 Trayectorias de corte para el anillo.</i>	29
<i>Figura II.16 Trayectoria de corte para el anillo (modificada).</i>	30
<i>Figura II.17 Obtención del modelo matemático para el arco escalado.</i>	31
<i>Figura II.18 Dibujo para el torneado de la carcaza.</i>	32
<i>Figura II.19 Trayectoria de corte para la carcaza.</i>	33
<i>Figura II.20 Ubicación de los barrenos en la tapa y carcaza.</i>	34
<i>Figura II.21 Plano de manufactura de la paleta.</i>	34
<i>Figura II.22 Dimensiones de la flecha motriz.</i>	35
<i>Figura II.23 Dimensiones del rotor para torneado y taladrado.</i>	35
<i>Figura II.24 Dimensiones de la paleta y el rotor (segunda iteración).</i>	38
<i>Figura II.25 Dimensiones del anillo (segunda iteración).</i>	38
<i>Figura II.26 Dibujo dimensional de la Bomba Monopaleta (Segunda Iteración).</i>	39
<i>Figura III.1 Desplazamiento teórico de la bomba.</i>	43

---

---

## LISTA DE TABLAS Y GRÁFICOS

### **Tablas**

<i>Tabla II.1 Requerimientos del Proyecto</i> _____	14
<i>Tabla II.2 Tabla comparativa entre las dimensiones del prototipo original y el prototipo actual.</i> _____	16
<i>Tabla II.3 Justificación de los Materiales Seleccionados</i> _____	22
<i>Tabla III.1 Datos obtenidos de la prueba de desplazamiento.</i> _____	42

### **Gráficos**

<i>Gráfico III.1 Curvas de comportamiento (presión vs gasto) del prototipo de la bomba con el anillo de acero inoxidable.</i> _____	45
<i>Gráfico III.2 Curvas de comportamiento (presión vs potencia) del prototipo de la bomba con el anillo de acero inoxidable.</i> _____	46
<i>Gráfico III.3 Curvas de comportamiento (presión vs gasto) del prototipo de la bomba con el anillo de latón.</i> ____	46
<i>Gráfico III.4 Curvas de comportamiento (presión vs potencia) del prototipo de la bomba con el anillo de latón.</i> __	47

## INTRODUCCIÓN

Las bombas hidráulicas poseen un campo de aplicación muy extenso, se pueden encontrar desde en una casa habitación hasta en la industria o en una plataforma petrolera. Esto se debe a que estas son indispensables para el traslado de diversos tipos de fluidos.

Existen diferentes tipos de bombas entre las cuales se pueden encontrar las bombas centrífugas, de engranes, peristálticas, etc. Más adelante se mencionará la forma en que se clasifican así como su principio de funcionamiento básico.

En este documento se detalla el procedimiento de desarrollo de una bomba novedosa a la que se llamará bomba monopaleta, solicitada por la empresa DYFIMSA; partiendo del diseño teórico, pasando por la manufactura y finalizando con la obtención de las curvas características del prototipo.

En el capítulo primero se presentan los conceptos necesarios para comprender el funcionamiento de la bomba monopaleta. En el capítulo segundo se desglosa la secuencia de diseño de la bomba, así como la elaboración del modelado sólido de la misma. En este mismo capítulo se trata a detalle la metodología de la manufactura del prototipo de la bomba. Finalmente, en el capítulo tercero se presenta información acerca de las pruebas que se realizaron al prototipo, así como las curvas características del mismo.

Esta tesis es motivada por la necesidad de plasmar en un documento el trabajo realizado durante mi estancia en el Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, siendo además un dispositivo que pretende integrarse a la ingeniería sustentable; esto debido a que la bomba está diseñada para accionarse, tanto con motor como de forma manual.

## **OBJETIVO**

Diseñar una bomba monopaleta que se apegue a los requerimientos de la empresa solicitante.

### **Objetivos Particulares**

- Generar los planos de fabricación de los distintos componentes de la bomba.
- Inspeccionar la fabricación y ensamble del prototipo de la bomba.
- Diseñar y realizar las pruebas necesarias para la caracterización de la bomba.
- Analizar e interpretar los datos obtenidos de las pruebas realizadas al prototipo.

---

# **CAPÍTULO**

## **I. Antecedentes**

Una bomba es un dispositivo mecánico usado para mover fluidos de una presión baja a una presión alta; esto se logra mediante la adición de energía al sistema. Como se puede observar en la figura I.1.1, las bombas se clasifican en dos grandes grupos, bombas rotodinámicas y bombas de desplazamiento positivo. Vale la pena mencionar que se desconoce la diferencia entre las bombas reciprocantes de pistón y las de émbolo; ya que en nuestro país se usan ambos nombres para referirse a un mismo dispositivo.

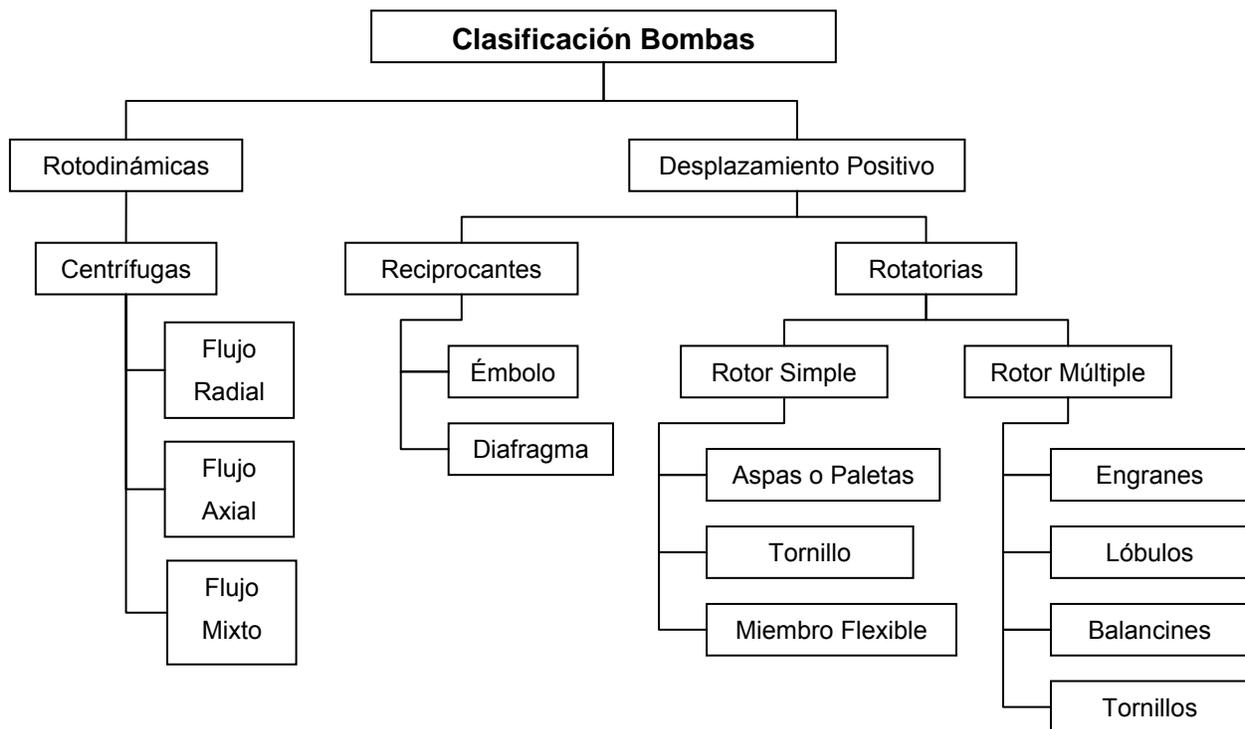


Figura I.1 Clasificación General de las Bombas [1]

Las **bombas rotodinámicas** mueven el fluido debido a la transferencia de energía cinética rotacional de un motor, a través de un impulsor o hélice, en energía potencial (presión del fluido). Por otro lado, en las **bombas de desplazamiento positivo** el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane o un aspa, y la carcasa o el cilindro; de manera que mueva un volumen fijo por revolución excepto por las fugas entre las partes que confinan al fluido.

A continuación se mencionan algunas diferencias existentes entre las bombas rotodinámicas y las bombas de desplazamiento positivo.

En las bombas de desplazamiento positivo el intercambio de energía de fluido se efectúa siempre con variación de presión, mientras que en las bombas rotodinámicas se realiza con intercambio de energía cinética.

La curva característica QH ( $Q \rightarrow$  gasto volumétrico,  $H \rightarrow$  carga) de una bomba centrífuga revela que ésta puede dar una altura (presión) máxima, que según la ecuación de Euler depende de la forma del rodete. Por el contrario, en una bomba de desplazamiento positivo, el gasto teórico no depende de la carga del sistema sino que del desplazamiento y de la velocidad. Además, prácticamente la única restricción en la presión que puede alcanzar este tipo de bombas es la robustez de sus componentes.

Dado que el principio de funcionamiento de la bomba monopaleta es de desplazamiento positivo, en lo sucesivo sólo se tratarán las de este tipo.

## I.1 Principio de Desplazamiento Positivo

Para establecer las relaciones básicas de las bombas de desplazamiento positivo, consideramos ahora una bomba de émbolo. En el interior del cilindro de la figura I.2, en el que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a una velocidad  $V$ , existe un fluido a una presión  $p$ . Es necesario suponer que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos e indeformables y que el fluido es incompresible.

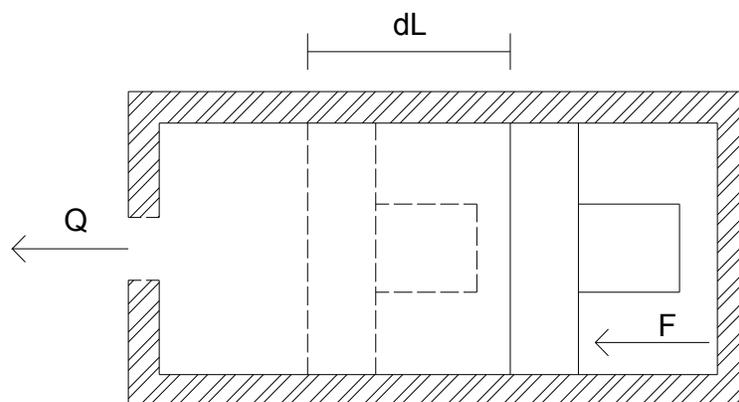


Figura I.2 Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo

El movimiento del émbolo es resultado de la aplicación de la fuerza  $F$ . Cuando el émbolo se mueve, desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre una distancia  $dL$  hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a  $AdL$ , donde  $A$  es el área transversal del émbolo. Dado que el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será  $AdL$ . El tiempo en recorrer la distancia  $dL$  es:

$$dt = \frac{dL}{V} \dots\dots\dots (1.a)$$

El gasto  $Q$ , o volumen desplazado por unidad de tiempo será:

$$Q = \frac{AdL}{dt} = AV \dots\dots\dots (1.b)$$

Suponiendo que la fricción es nula, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = FV \dots\dots\dots (1.c)$$

Pero se tiene que  $F = pA$

$$P = FV = pAV = Qp \dots\dots\dots (1.d)$$

Es evidente que el principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución de volumen de una cámara. En consecuencia, en una máquina de desplazamiento positivo el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor). Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes (movimiento alternativo) como rotatorias, siempre hay una o más cámaras que aumentan de volumen (succión) y disminuyen de volumen (descarga). A continuación se profundizará un poco más en las bombas rotatorias en general.

## I.2 Bombas Rotatorias

Como su nombre lo indica, las bombas rotatorias se caracterizan por poseer un elemento giratorio llamado rotor; es precisamente este elemento el que toma la energía del motor y la transmite hacia el fluido que se desea desplazar. Este tipo de bombas tienen grandes ventajas, entre las cuales se encuentran las siguientes:

- Combinan características de flujo constante o casi constante de las bombas centrífugas con el efecto positivo de las bombas reciprocantes.
- Pueden manejar líquidos altamente viscosos, lo que no es posible con una bomba rotodinámica.
- Pueden manejar líquidos que contengan aire o vapor.
- Comúnmente no tienen válvulas.

Estas bombas se pueden manufacturar en diversos tipos de materiales dependiendo del servicio que van a dar. Se deben tomar en cuenta varios aspectos antes de seleccionar los materiales de una bomba rotatoria.

- **Temperatura del fluido:** Es importante saber la temperatura del fluido ya que ésta podría provocar que alguno de los materiales de la bomba se dilatare, dando por resultado un funcionamiento deficiente de la misma. En ciertos casos, para los elementos que giran se debe tener cuidado de no seleccionar materiales con coeficientes de dilatación mayores que el de la carcasa.
- **Elementos que estarán sujetos a fricción:** Se debe tener conciencia que existirán elementos en contacto los cuales estarán sujetos a fricción. Esto puede provocar un desgaste en los mismos o incluso que estos se adhieran; como en el caso de los aceros cuando poseen la misma estructura [2].
- **Propiedades del fluido:** Es necesario conocer las propiedades del fluido que moverá la bomba, ya que éste podría reaccionar con alguno de los materiales utilizados en la bomba y desde luego, la viscosidad es una propiedad determinante en la selección o diseño de una bomba.

El principio de funcionamiento de este tipo de bombas es el ya explicado con anterioridad (desplazamiento positivo), con la diferencia de que en este caso se tendrá movimiento giratorio del elemento impulsor. Se conoce como desplazamiento de la bomba la cantidad de líquido que teóricamente puede ser movida por los elementos giratorios por revolución sin carga o presión. Se dice que es una cantidad de líquido teórica ya que está basada en el cambio volumétrico de la cámara o cámaras de bombeo y no toma en cuenta que existe una cantidad de líquido que regresa a la succión debido a fugas internas a través de los claros existentes entre los elementos que confinan a la cámara. A este último fenómeno se le conoce como deslizamiento o retorno. El gasto de la bomba es la cantidad real de líquido descargado, es decir, el desplazamiento menos el deslizamiento.

En teoría el retorno de la bomba es directamente proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido; vale la pena mencionar que el retorno no depende de la velocidad de la bomba.

En la figura I.3 se puede apreciar la manera en que se clasifican las bombas rotatorias; en esta figura se resalta el tipo de bombas al que pertenece la bomba monopaleta. Es importante mencionar que en nuestro país las aspas también reciben el nombre de paletas.

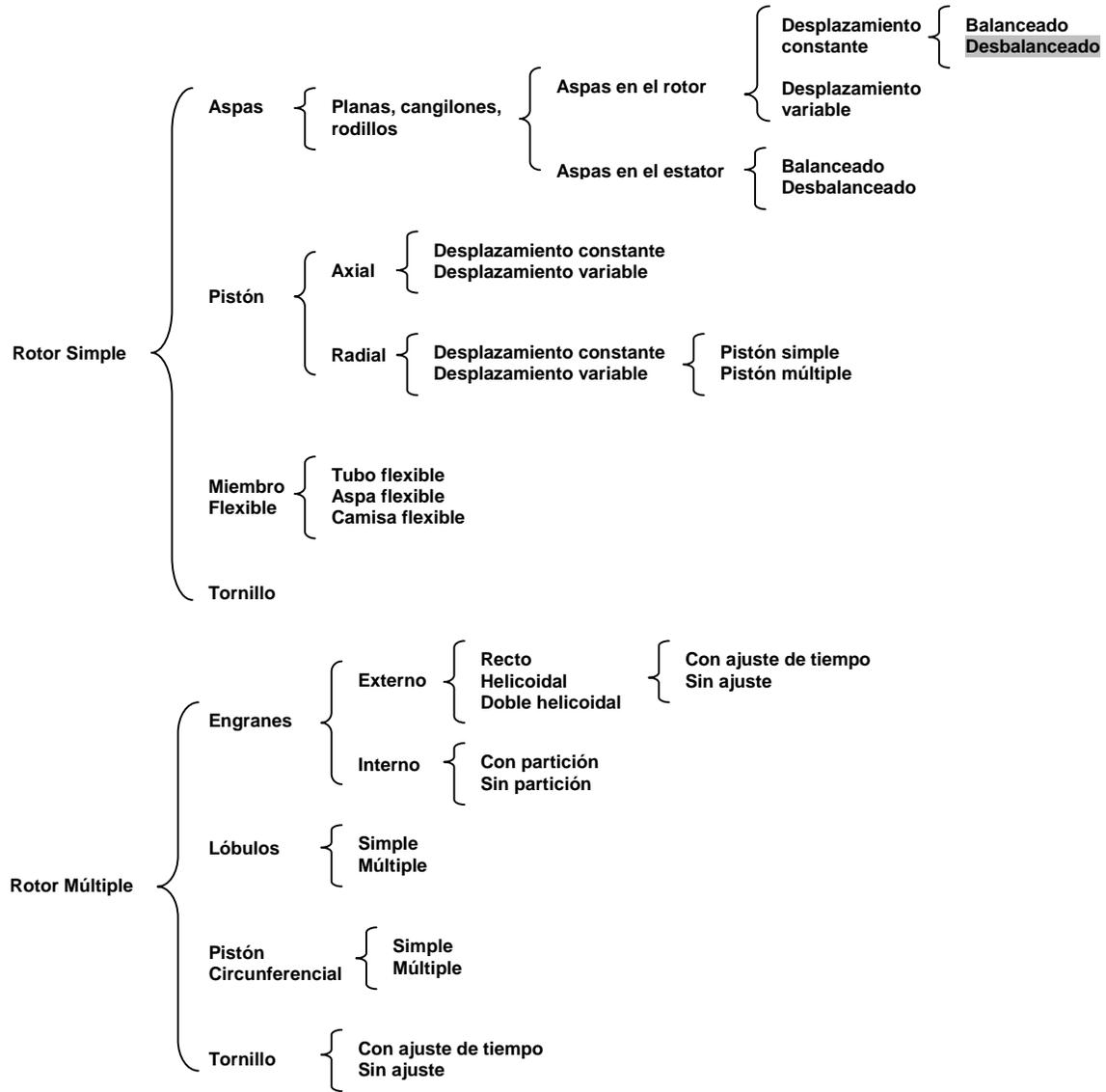


Figura I.3 Clasificación de las bombas rotatorias según el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos [2]

### I.3 Bomba Monopaleta

La bomba monopaleta, tema de esta tesis, consta esencialmente de un rotor con una ranura diametral donde se aloja una paleta que tiene un movimiento alternativo deslizante provocado por el contacto de sus extremos con la superficie interior de un anillo fijo. Ricardo Chicurel [3] propone lo siguiente para la elaboración de la bomba monopaleta.

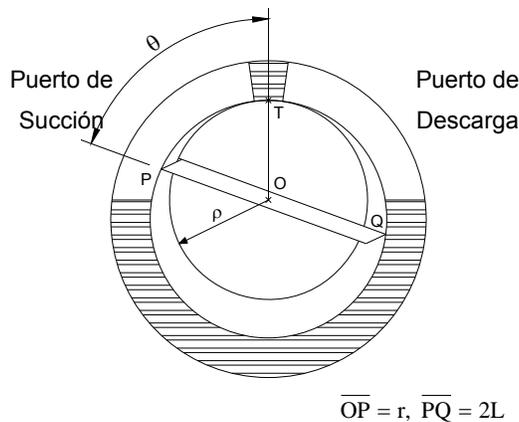
En la figura I.4 se puede observar el diagrama de una bomba monopaleta; la sección transversal del rotor es un círculo de radio  $\rho$ , que es tangente al anillo en T, excepto por un pequeño claro que es necesario para evitar que exista fricción entre ellos. El mecanismo de esta bomba se asemeja al de una leva, siendo el anillo el contorno de la leva y las puntas de la paleta P y Q el seguidor. En esta bomba existen secciones tanto de alta como de baja presión; se encuentran separadas y selladas una de otra en T y uno de los puntos P o Q; el que esté debajo de O.

Considerando que el origen se encuentra en O, las coordenadas polares del punto P son  $(r, \theta)$  y las del punto Q son  $(2L-r, \theta + \pi)$ , donde  $2L$  es la longitud de la paleta. Debido a esto,  $r$  debe ser una función  $f$  de  $\theta$ , tal que

$$f(\theta) + f(\theta + \pi) \dots\dots\dots (I.e)$$

Una función que satisface la condición anterior es

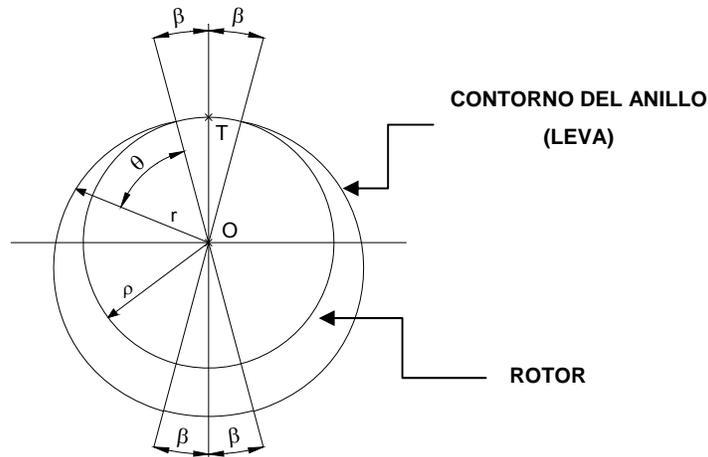
$$r = f(\theta) = (L - \rho)(1 - \cos \theta) + \rho \dots\dots\dots (I.f)$$



**Figura I.4 Bomba Monopaleta**

Con el fin de mejorar el sellado en T, se propone usar un arco de tangencia con ángulo  $2\beta$  en lugar de un solo punto, tal y como se muestra en la figura I.5. Esto requiere que se incorpore otra porción de arco de ángulo  $2\beta$  en el lado opuesto del anillo. Las porciones no circulares del anillo son obtenidas mediante la “contracción” de los segmentos originales,  $0$  a  $\pi$  y  $\pi$  a  $2\pi$ , a segmentos que se extienden respectivamente de  $\beta$  a  $(\pi-\beta)$  y de  $(\pi+\beta)$  a  $(2\pi-\beta)$ . Con esto la ecuación (I.f) se modifica como sigue:

$$\left. \begin{aligned}
 r &= \rho, & -\beta \leq \theta \leq \beta \\
 r &= f \left[ (\theta - \beta) \left( \frac{\pi}{\pi - 2\beta} \right) \right], & -\beta \leq \theta \leq \pi - \beta \\
 r &= 2L - \rho, & \pi - \beta \leq \theta \leq \pi + \beta \\
 r &= f \left[ (\theta - \pi - \beta) \left( \frac{\pi}{\pi - 2\beta} \right) + \pi \right], & \pi + \beta \leq \theta \leq 2\pi - \beta
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (I.g)$$



**Figura I.5 Contorno del anillo modificado para sello mejorado**

---

# **CAPÍTULO**

## **I. Diseño y Manufactura**

## I.1 Introducción

Antes de comenzar a describir los pasos realizados para el diseño del prototipo de la llamada bomba monopaleta, es prudente conocer cómo nace este proyecto.

DYFIMSA solicita a Ricardo Chicurel que elabore el diseño de una bomba innovadora que permita subir agua a un tinaco doméstico, como característica primordial se solicita que ésta pueda ser accionada tanto con motor como de forma manual, es decir, sin necesidad de energía eléctrica. Se requieren tales características ya que se pretende utilizar la bomba en comunidades rurales, en donde muchas veces se carece de energía eléctrica.

Dado que es posible que la bomba requiera ser accionada de forma manual, se decidió que ésta fuera de desplazamiento positivo; ya que como se mencionó este tipo de bombas pueden mover un fluido a velocidades bajas.

Ricardo Chicurel desarrolla la teoría sobre la bomba monopaleta y lo plasma en su artículo “Single Vane Pumping Mechanism” [3]. Posteriormente realiza un prototipo, obteniendo como resultado una bomba funcional pero lejana a cumplir con la característica de bajo costo. Después de algún tiempo, retoma este proyecto y modifica el diseño de la bomba original, en el cual incorpora materiales plásticos con el fin de reducir tanto el peso como el costo.

En este momento es cuando el autor de esta tesis se une al equipo de trabajo de Ricardo Chicurel y le es solicitado que finalice el diseño de la bomba para que posteriormente se manufacture un prototipo.

## I.2 Requerimientos del Proyecto

Antes de iniciar con cualquier proceso de diseño es indispensable conocer las necesidades del usuario, en este caso DYFIMSA. En la tabla II.1 se pueden encontrar dichas necesidades así como un nivel de importancia asignado.

<b>Requerimientos del Proyecto</b>			
<b>Proyecto:</b> Bomba Monopaleta			
No	Requerimiento	Importancia	Fuente
1	Que la bomba sea capaz de subir agua a un tinaco doméstico.	Alta	DYFIMSA
2	Que la bomba sea de bajo costo	Alta	DYFIMSA
3	Que la bomba sea fácil de manipular	Media	DYFIMSA
4	Que la bomba se pueda accionar tanto con motor como manualmente	Alta	DYFIMSA
5	Que la bomba sea fácil de ensamblar	Media	DYFIMSA

**Tabla II.1 Requerimientos del Proyecto**

Una vez que se conocen las necesidades del usuario es necesario transformarlas a especificaciones de la bomba.

El requerimiento No. 1 debe ser transformado a una presión de operación. Para esto, es necesario conocer la altura a la cual será subida el agua. Suponiendo que una casa habitación puede tener hasta 3 pisos y que la altura de cada piso es de 2.50 m, entonces se requerirá que la bomba suba el fluido a una altura de aproximadamente 7.50 m. Dado que las características de cada vivienda pueden variar es conveniente agregar un factor de seguridad. Considerando un factor de seguridad de 2, la altura requerida será de 15 m.

Para obtener la presión de operación de la bomba se usará la siguiente ecuación:

$$P = \rho \cdot g \cdot h \dots\dots\dots (\text{Ec II.1})$$

donde:

- $\rho$  es la densidad del fluido a bombear, en este caso agua (1000 kg/m<sup>3</sup>).
- $g$  es la aceleración de la gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>).
- $h$  es la altura a la que será transportado el fluido (15 m).

Sustituyendo valores, la ecuación II.1 queda de la siguiente manera:

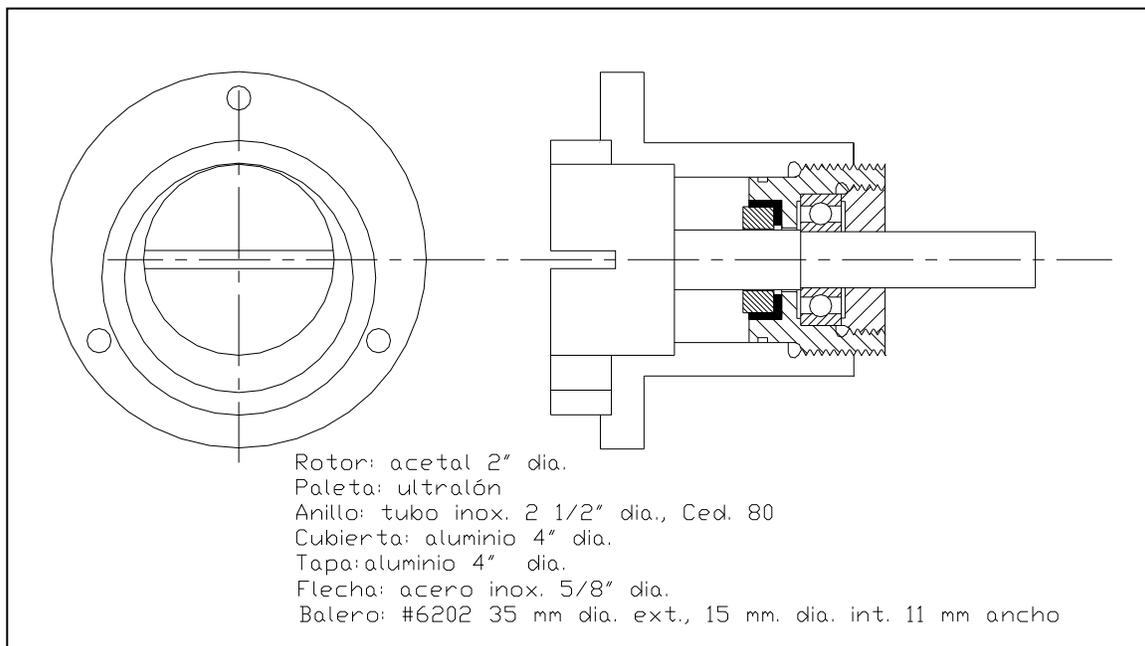
$$P = 1000 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 9.81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 15 [\text{m}]$$

$$\therefore P = 147,150 [\text{Pa}] = 1.50 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

El requerimiento No. 2 se satisfará mediante el uso de componentes plásticos así como de componentes metálicos de baja densidad. Los requerimientos No. 3, 4 y 5 se tomarán en cuenta en la etapa de diseño.

### I.3 Diseño (Primera Iteración)

Como ya se mencionó, el diseño en su primera iteración de la bomba parte del dibujo proporcionado por Ricardo Chicurel, el cual se muestra a continuación.



**Figura II.1 Plano del prototipo de la bomba monopaleta proporcionado por Ricardo Chicurel.**

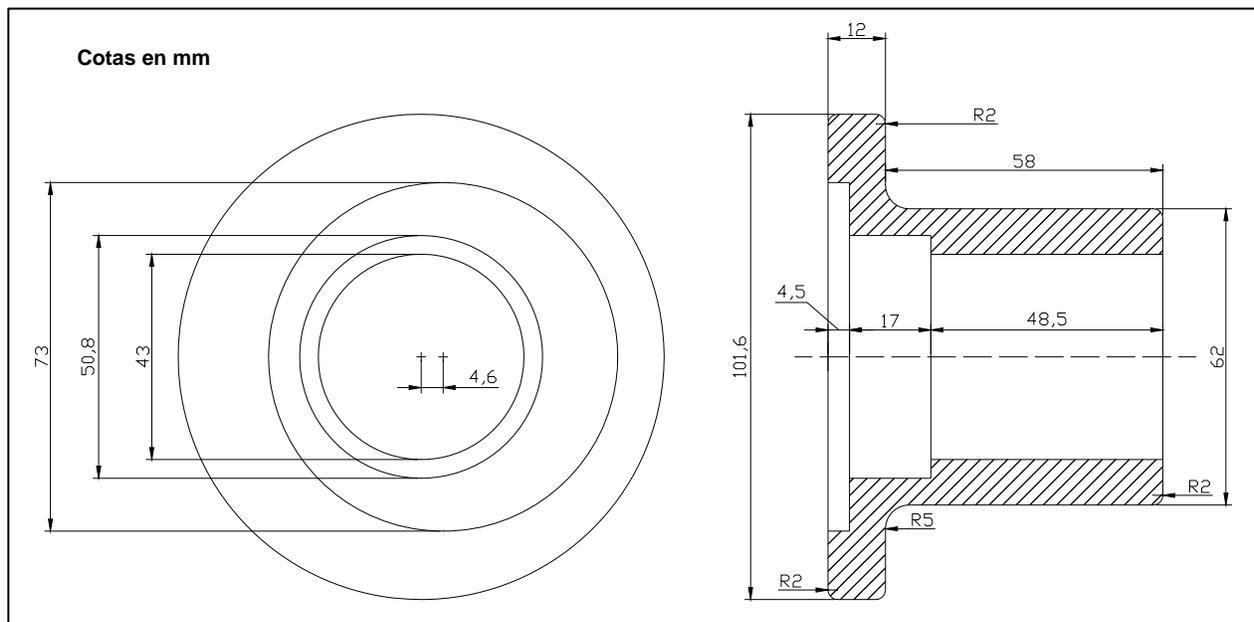
Como se puede observar en la figura II.1, el plano carece de dimensiones concretas, es por esto que el primer paso será dimensionar el prototipo.

Primeramente se dimensionarán el rotor y la paleta, ya que de éstos dependen las dimensiones de las partes restantes. Para dimensionar el rotor y la paleta, se tomarán en cuenta las dimensiones del primer prototipo. En la tabla II.2 se muestran las dimensiones del primer prototipo, las dimensiones del prototipo actual y la justificación de los cambios.

Dimensión	Valor en el primer prototipo	Valor en el prototipo actual	Justificación
Longitud de la Paleta (2L) <sup>1</sup>	70 mm	60 mm	Disminuir el diámetro total de la bomba e incrementar el desplazamiento de la misma.
Radio del Rotor ( $\rho$ ) <sup>1</sup>	29 mm	25.4 mm	Disminuir el diámetro total de la bomba e incrementar el desplazamiento de la misma.
Ancho de la Paleta	18 mm	25 mm	Incrementar el desplazamiento de la bomba.
Espesor de la Paleta	4.7 mm	5 mm	Incrementar la rigidez de la paleta.
Ángulo de contacto entre el rotor y el anillo (2 $\beta$ ) <sup>1</sup>	30°	30°	No aplica

**Tabla II.2** Tabla comparativa entre las dimensiones del prototipo original y el prototipo actual.

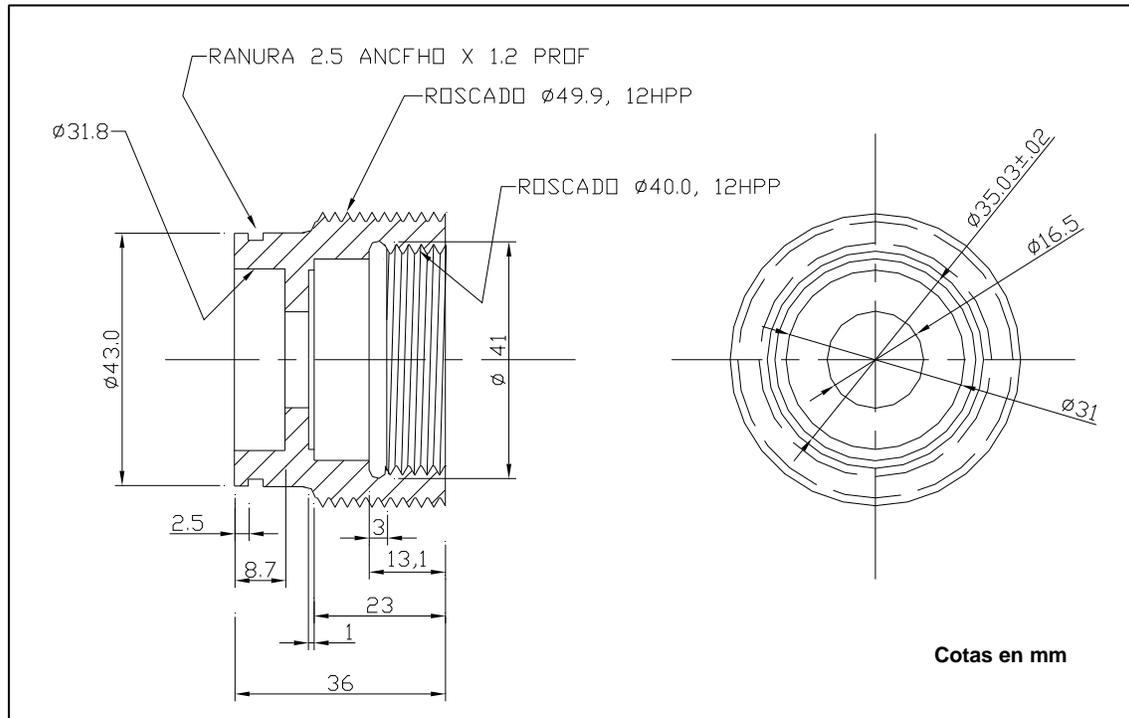
El diámetro exterior del anillo está dado por la figura II.1. En la lista de materiales se puede observar que para el anillo se solicita tubo de 2.5" de diámetro, sin embargo, se debe recordar que se trata de un diámetro nominal el cual difiere del diámetro real. En este caso el diámetro exterior del anillo será de 73mm. Con base en las dimensiones de la materia prima que se especifica en la figura II.1, se proponen las dimensiones generales para la carcasa de la bomba, que se muestran en la Figura II.2.



**Figura II.2** Dimensiones propuestas para la carcasa de la bomba.

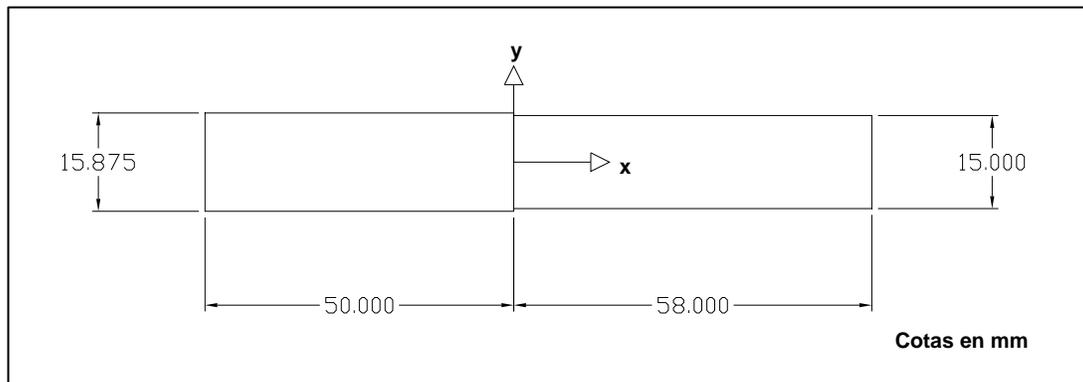
<sup>1</sup> De acuerdo a las figuras I.4 y I.5

En la Figura II.1 se puede observar un elemento que va roscado a la carcaza; dicho elemento es el portasello. Como su nombre lo indica, su función es proporcionar el alojamiento tanto para el sello mecánico como para el rodamiento. En la Figura II.3 se muestra el plano del portasello. Vale la pena mencionar que este elemento fue diseñado por Ricardo Chicurel, y ya se contaba con él, por lo que las dimensiones del mismo estaban ya determinadas.



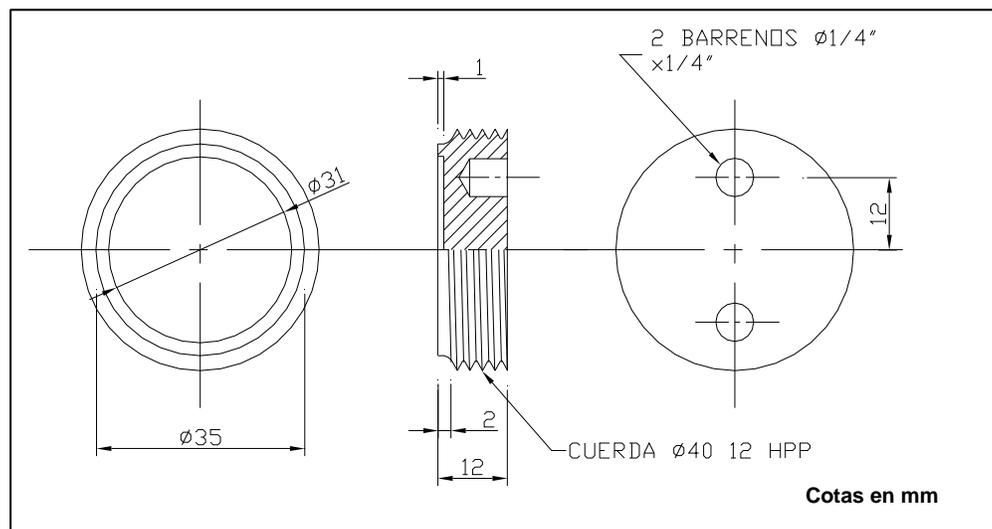
**Figura II.3 Dimensiones del Portasello.**

Con la carcaza y el portasello dimensionados, se procede a dimensionar la flecha motriz. En la Figura II.1 se puede observar que el diámetro propuesto es de 5/8" (15.875 mm), sin embargo el rodamiento cuenta con un diámetro interior de 15 mm. Esto debido a que la flecha asentará en el rodamiento con el fin de evitar el desplazamiento axial en "x". Es por esto que la flecha contará con dos secciones diferentes, tal y como se muestra en la siguiente Figura II.4.



**Figura II.4 Dimensiones de la Flecha Motriz.**

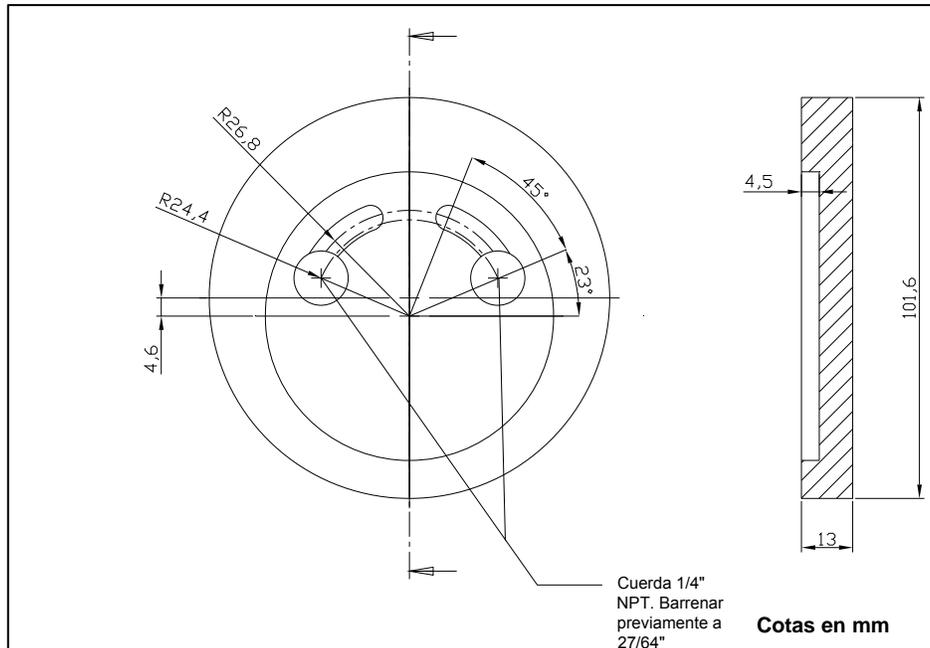
En la Figura II.1 se observa un elemento que va roscado al portasello, éste es el tornillo de retención. Su función es evitar que el rodamiento se salga del portasello. Este elemento también fue diseñado por Ricardo Chicurel, y también se contaba con él, por lo que sus dimensiones son fijas. A continuación, en la Figura II.5, se muestran sus dimensiones.



**Figura II.5 Dimensiones del Tornillo de Retención.**

Ahora se procederá al diseño de la tapa de la bomba. Esta parte es en extremo importante por dos situaciones. Primero, porque ésta cierra la cámara de bombeo y segundo, porque es precisamente en este elemento en donde se encuentran los puertos tanto de succión como de descarga.

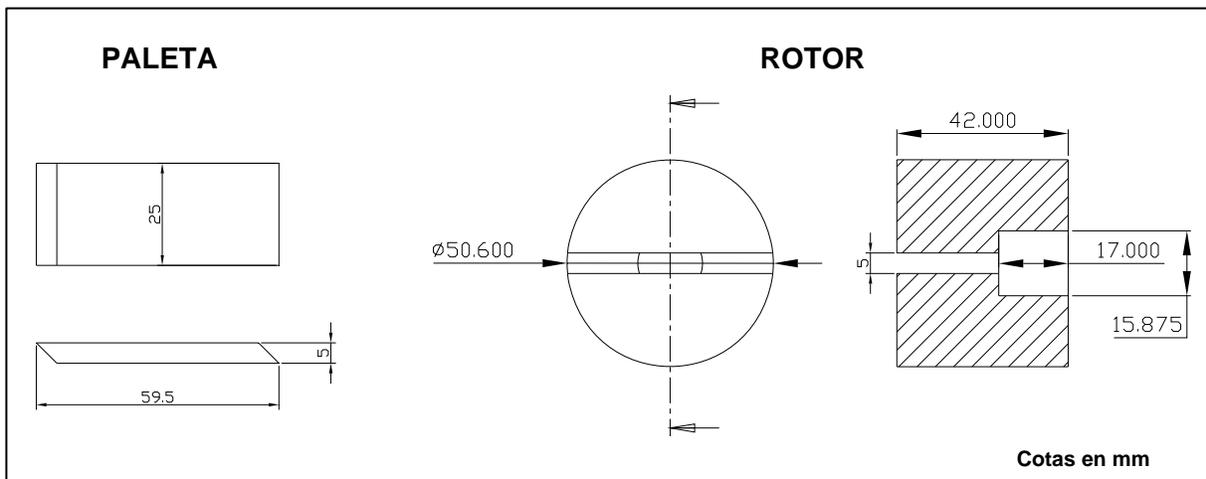
Se parte de una placa de aluminio de 101.6 mm de diámetro con un espesor de 13 mm. El espesor no es muy grande debido a que la presión de operación de la bomba es baja. Dicha placa deberá tener una caja circular, en la cual penetrará parcialmente el anillo. Adicionalmente, deberá tener dos canales y dos barrenos que funcionarán como puertos de succión y descarga. En la Figura II.6 se muestran las dimensiones de la tapa.



**Figura II.6 Dimensiones de la Tapa de la Bomba.**

La función de los canales que se muestran en la Figura II.6, es permitir que se siga succionando o descargando aún cuando la paleta haya superado por completo el barreno. La ubicación de los puertos (barrenos) es extremadamente importante. La paleta en ningún momento debe quedar por encima de ambos, ya que, de ser así se presentaría una fuga de presión.

En la Figura II.7 se pueden observar las dimensiones de la paleta y el rotor. Vale la pena mencionar que algunas de las dimensiones no concuerdan con las mostradas en la Tabla II.2. Esto se debe a que es necesario dejar cierto claro entre las partes en movimiento con el fin de que las mismas lo hagan con mayor facilidad. Por otro lado, Ricardo Chicurel en su artículo [3] realiza un análisis acerca de la forma de la paleta; encontrando que la geometría óptima para esta aplicación es la mostrada en la Figura II.7.



**Figura II.7 Dimensiones de la Paleta y el Rotor.**

Antes de continuar, se debe mencionar que es necesario colocar elementos que eviten las fugas, en este caso, un sello mecánico y dos arosellos. El sello mecánico evitará que el rodamiento esté en contacto con el fluido, mientras que los arosellos evitarán que el líquido se fugue entre el anillo y la tapa así como entre el anillo y la carcasa.

Hasta este momento solamente se ha realizado el diseño de las partes con respecto a la geometría, es decir, no se ha evaluado si los elementos resistirán la presión o si habrá fugas.

Ahora que se tiene la mayor parte de las dimensiones, es necesario recurrir a una herramienta bastante útil, el modelado sólido del prototipo. Esta herramienta permite verificar que no existan interferencias o colisiones entre las partes, además de permitir la realización del análisis de comportamiento mediante el método de elementos finitos.

En el apéndice A se pueden encontrar algunas imágenes de la bomba monopaleta en tres dimensiones, obtenidas a partir del modelado sólido.

En la Figura II.8 se muestra el dibujo seccional de la bomba. Este tipo de dibujo es muy utilizado en la industria ya que permite observar todas las piezas del ensamble en cuestión.

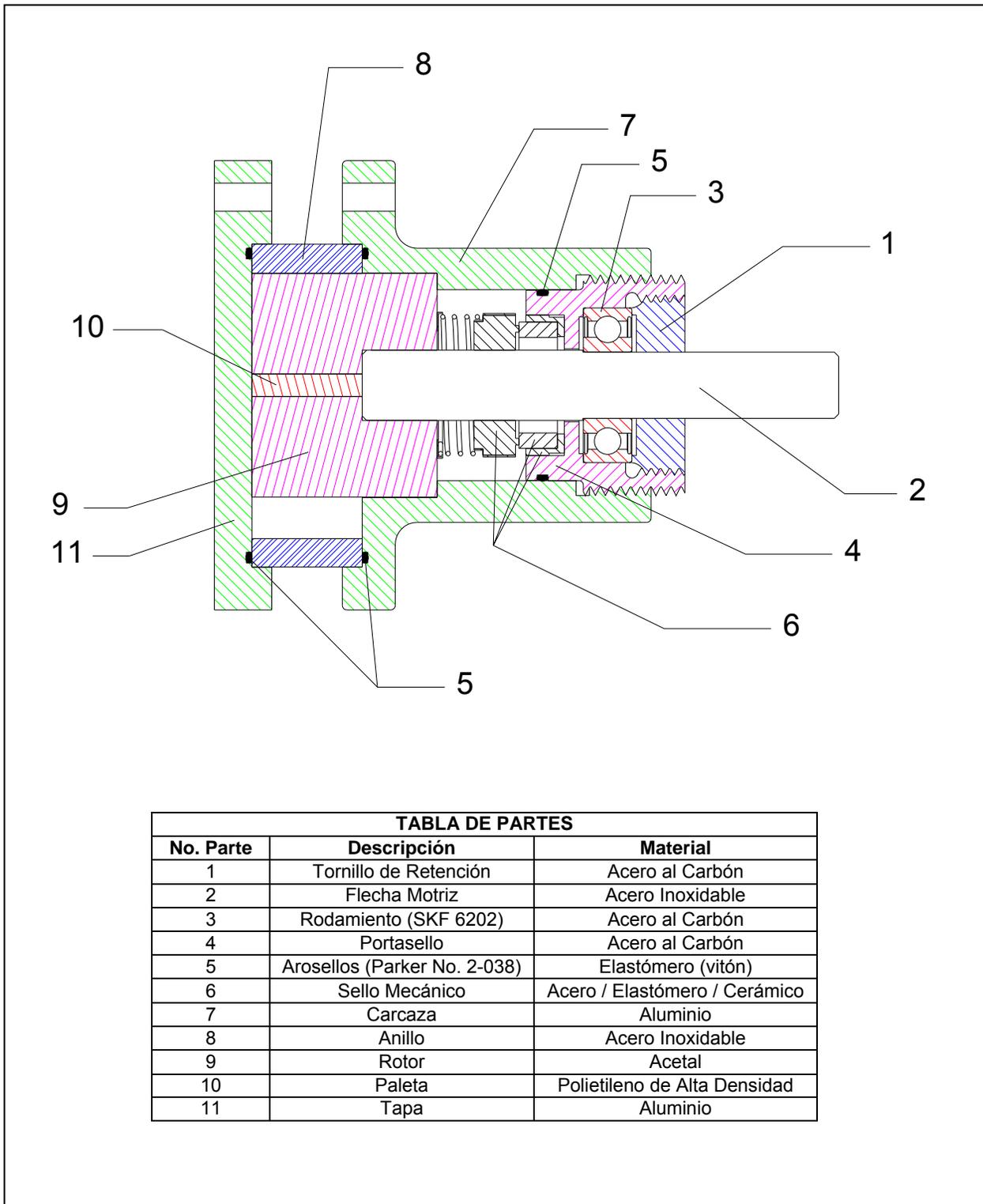


TABLA DE PARTES		
No. Parte	Descripción	Material
1	Tornillo de Retención	Acero al Carbón
2	Flecha Motriz	Acero Inoxidable
3	Rodamiento (SKF 6202)	Acero al Carbón
4	Portasello	Acero al Carbón
5	Arosellos (Parker No. 2-038)	Elastómero (vitón)
6	Sello Mecánico	Acero / Elastómero / Cerámico
7	Carcaza	Aluminio
8	Anillo	Acero Inoxidable
9	Rotor	Acetal
10	Paleta	Polietileno de Alta Densidad
11	Tapa	Aluminio

Figura II.8 Dibujo seccional de la Bomba Monopaleta

En la Tabla II.3 se justifica el uso de los materiales en los distintos elementos de la bomba.

Parte	Material	Justificación
Tornillo de Retención	Acero al Carbón	Diseño Previo
Flecha Motriz	Acero Inoxidable	Dado que esta pieza es la encargada de la transmisión de potencia debe ser manufacturada en un material de alta resistencia, y ya que estará en contacto con el agua, es indispensable que sea de un material que posea resistencia a la corrosión
Rodamiento	Acero al Carbón	Es el material estándar de los rodamientos.
Portasello	Acero al Carbón	Diseño Previo
Sello Mecánico	Acero / Elastómero / Cerámico	Son los materiales estándar para los sellos mecánicos en contacto con agua.
Carcaza y Tapa	Aluminio 6063-T6*	Dado que estas dos partes representan la mayor parte de la bomba, se seleccionó un material ligero y barato. Por otro lado, ya que tanto la carcaza como la tapa están en contacto con el fluido, se requiere un material resistente a la corrosión. Adicionalmente este material es fácil de maquinar, por lo que es factible reducir el tiempo y los costos de maquinado.
Anillo	Acero Inoxidable 416 SS*	Este elemento estará en contacto con el fluido, por lo que es indispensable que esté hecho de un material que sea resistente a la corrosión. Además, estará sujeto a desgaste debido a la fricción que existe entre la paleta y el anillo. Es por ello que se requiere un material con alta resistencia al desgaste.
Rotor	Acetal	Como se mencionó con anterioridad, uno de los requerimientos importantes de bomba es que sea ligera. Es por esto que se incorpora el uso de materiales plásticos. Además de tener buenas propiedades friccionantes con metales, el acetal proporciona una buena resistencia mecánica, ligereza, alto grado de maquinabilidad y prácticamente no absorbe agua.
Paleta	Polietileno de Alta Densidad	La paleta se friccionará constantemente con el rotor, es por ello que ésta debe ser de un material diferente, para evitar que se adhieran. El polietileno de alta densidad proporciona una resistencia mecánica aceptable.

**Tabla II.3 Justificación de los Materiales Seleccionados**

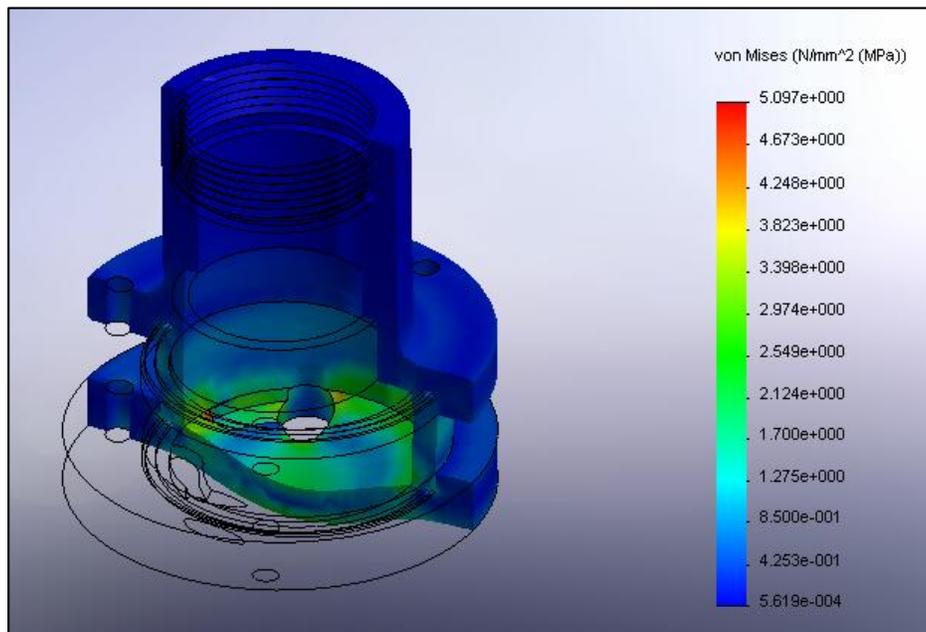
Como ya se mencionó, antes de elaborar el prototipo de la bomba, es necesario realizar un análisis que asegure que los materiales y las configuraciones cumplan con los requerimientos mínimos de operación. Existen diversas maneras de realizar dicho análisis, pero en este caso se utiliza el método de análisis por elemento finito.

\* Las hojas de datos del material se pueden consultar en el apéndice B de este documento.

### ➤ Análisis por Elemento Finito del Conjunto

Las partes que estarán sometidas a la presión de operación son el anillo, la tapa, la carcaza y el rotor. Para el análisis que se muestra a continuación, solo se consideraron los elementos mencionados anteriormente.

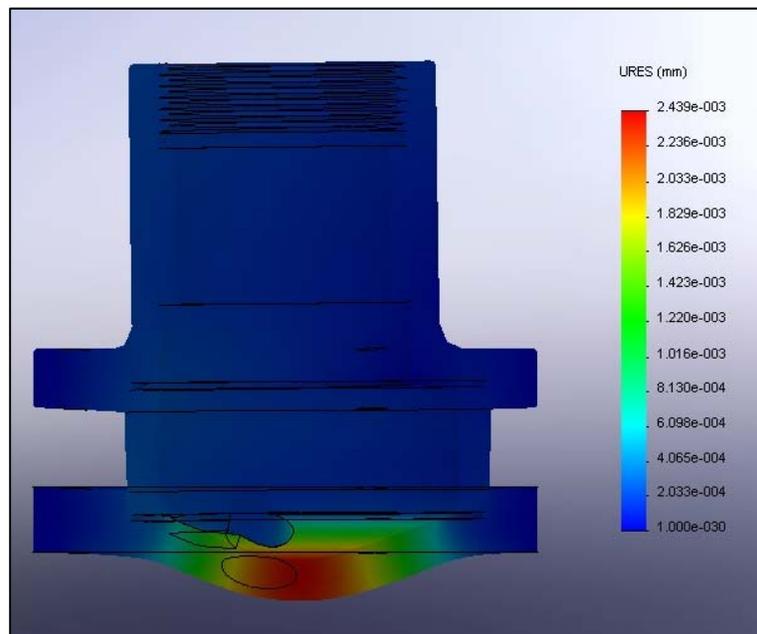
En el primer análisis se consideran la carcaza, el anillo y la tapa, los cuales se someten a una presión de 295 [kPa] (3 [kg/cm<sup>2</sup>]); se incluye un factor de seguridad de 2.



**Figura II.9 Análisis de esfuerzos del conjunto Carcaza – Anillo - Tapa.**

En la Figura II.9 se puede observar la distribución de esfuerzos. El esfuerzo máximo se encuentra ubicado en la tapa de la bomba y es igual a 5.097 [MPa]. Dado que el esfuerzo máximo que soporta el aluminio antes de ingresar a la región plástica es de 214 [MPa], se puede concluir que los elementos no fallan.

Es necesario conocer también los desplazamientos del material; esto con el fin de evaluar su integridad estructural. En la figura II.10 se muestra el análisis de desplazamientos, en la cual se puede observar que el desplazamiento máximo se da en la tapa, como era de esperarse. Dicho desplazamiento es de 2.439e-3 mm, por lo que se puede concluir que los desplazamientos del material no comprometen el funcionamiento de la bomba.



**Figura II.10 Análisis de desplazamientos del conjunto Carcaza - Anillo – Tapa.**

El programa utilizado para la realización de estos análisis posee una herramienta que calcula los factores de seguridad. Para el caso del conjunto Carcaza Anillo Tapa, el factor de seguridad mínimo es de 23; con lo cual podemos concluir que el diseño propuesto no falla.

Existen otros dos elementos que estarán sometidos a los efectos de la presión, la paleta y el rotor. A continuación se muestran los resultados del análisis realizado a este conjunto.

Dado que la bomba es del tipo de rotor desbalanceado, el área expuesta de la paleta a la presión es variable. Para el análisis del conjunto Paleta - Rotor se eligió la posición en la que la paleta tendrá la mayor área expuesta.

En la Figura II.11 se muestra el análisis de esfuerzos, en el cual se puede observar que el esfuerzo máximo se encuentra ubicado precisamente en la paleta y es igual a 2.63 [MPa]. La resistencia máxima del polietileno de alta densidad es de 22.1 [MPa] por lo que podemos concluir que la paleta no falla.

En la Figura II.12 se muestra el análisis de desplazamientos; en dicho análisis se puede observar que el desplazamiento máximo se da en la punta de la paleta y es de alrededor de 0.075 [mm]. Este desplazamiento es despreciable, por lo que podemos concluir que el conjunto Paleta – Rotor opera de manera correcta. El factor de seguridad obtenido para este conjunto es de 8.4.

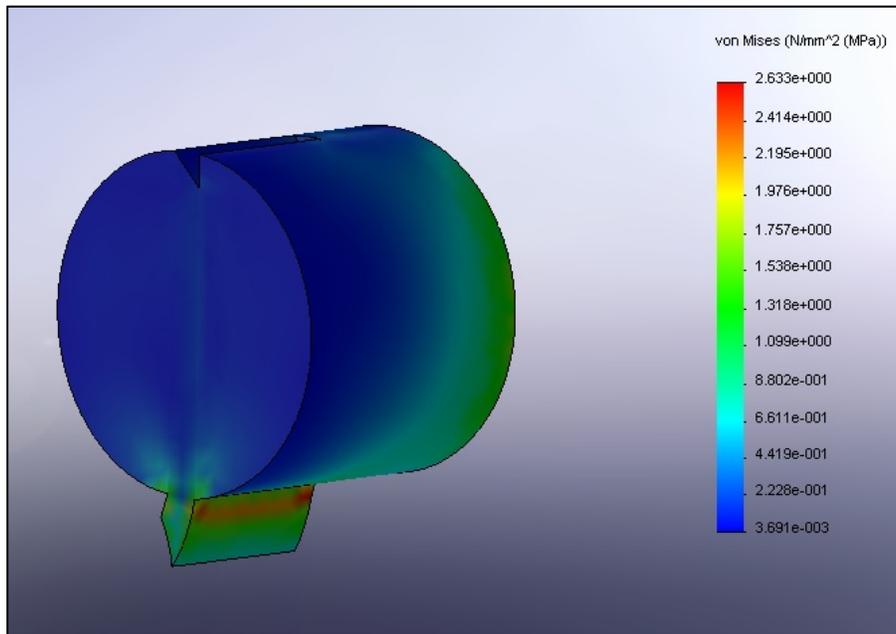


Figura II.11 Análisis de esfuerzos del conjunto Paleta - Rotor.

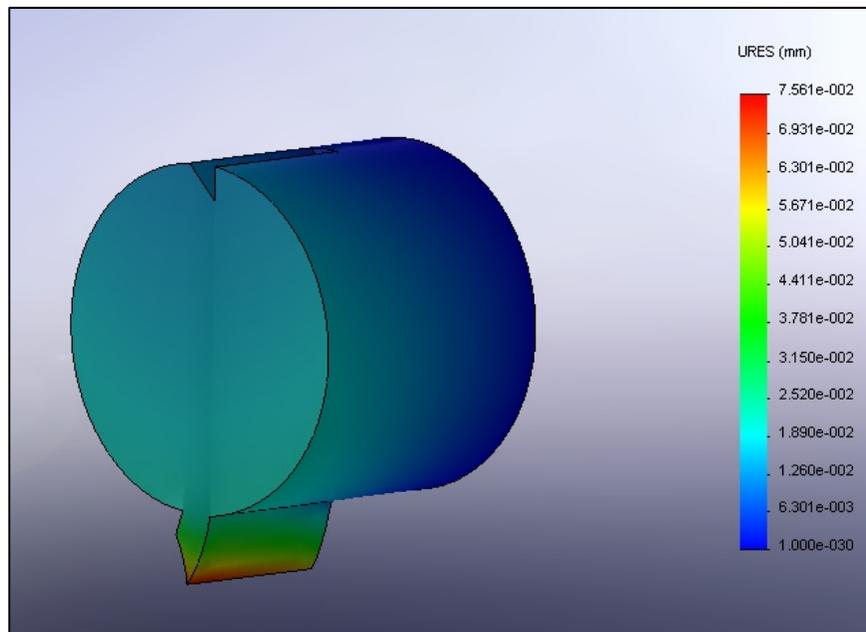


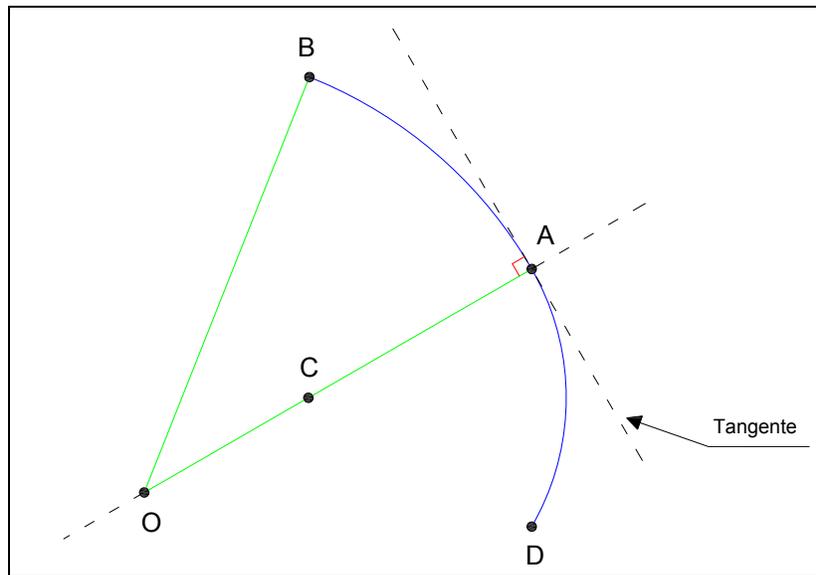
Figura II.12 Análisis de desplazamientos del conjunto Paleta - Rotor.

## I.4 Manufactura (Primera Iteración)

El proceso de manufactura que se describe en esta sección corresponde única y exclusivamente al proceso realizado para la obtención del prototipo de la bomba monopaleta, en ningún momento se pretende que este proceso sea aplicado para la producción industrial de la misma. Esto debido a que el proceso fue diseñado de acuerdo a las herramientas con las que cuenta el Instituto de Ingeniería de la UNAM y no se consideraron las variables de tiempo y costo de producción.

Tal vez el elemento más complejo por manufacturar es el **anillo** de la bomba, esto debido a que posee una geometría poco común. Es decir, la superficie interior del mismo debe tener una geometría dada por la Ecuación (I.g). Realizar un maquinado tal que se satisfaga dicha función en todos sus puntos no es viable. Pero ésta se puede satisfacer en un número finito de puntos, los cuales podrían ser conectados mediante curvas spline. Sin embargo, la fresadora de control numérico que tiene el Instituto de Ingeniería, no cuenta con esta función. Es por esto que se buscó otro método para la aproximación de la geometría, siendo el más viable la aproximación por medio de arcos circulares.

Primeramente se debe evaluar la función para un número dado de ángulos. En este caso se utilizaron 10 puntos, ya que éstos representan de una manera aceptable el perfil requerido. Antes de continuar, es imperante explicar la forma matemática de obtener una serie de arcos que aproximan la curva requerida sin discontinuidades de posición o pendiente.



**Figura II.13 Aproximación de la geometría mediante arcos circulares**

Sea el arco DA con centro en O, se desean encontrar las coordenadas del punto C que es centro del arco AB, de tal manera que coincidan en A y tengan una tangente común en ese punto. La distancia entre el punto O, con coordenadas  $(O_x, O_y)$  y el punto A, con coordenadas  $(A_x, A_y)$ , está dada por:

$$d^2 = (O_x - A_x)^2 + (O_y - A_y)^2 \dots\dots\dots \text{(II.a)}$$

y la distancia entre el punto O y el punto B con coordenadas  $(B_x, B_y)$  está dada por:

$$d^2 = (O_x - B_x)^2 + (O_y - B_y)^2 \dots\dots\dots \text{(II.b)}$$

igualando las expresiones dadas por las dos ecuaciones anteriores:

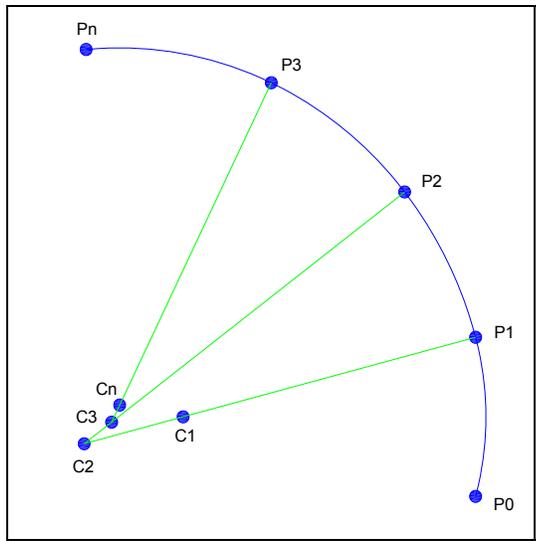
$$(O_x - A_x)^2 + (O_y - A_y)^2 = (O_x - B_x)^2 + (O_y - B_y)^2 \dots\dots\dots \text{(II.c)}$$

Dado que ambos arcos deben tener la misma tangente en A, el centro O del arco AB tendrá que pertenecer a la recta CA, por lo que:

$$(O_y - A_y) = \left( \frac{A_y - C_y}{A_x - C_x} \right) \cdot (O_x - A_x) \dots\dots\dots (II.d)$$

De las ecuaciones II.c y II.d se obtiene un sistema no lineal de dos variables con dos incógnitas ( $O_x, O_y$ ), mismo que puede ser resuelto numéricamente.

La obtención de la trayectoria del anillo aproximada por arcos es un proceso secuencial. Entonces el sistema de ecuaciones que se obtuvo anteriormente se puede escribir de la siguiente manera:



**Figura II.14** Proceso secuencial para la obtención del perfil del anillo.

$\forall n \in \left[ 1, \frac{NP}{2} - 1 \right] \cup \left[ \frac{NP}{2} + 1, NP - 1 \right]$ , donde NP es el número de puntos y es un número par:

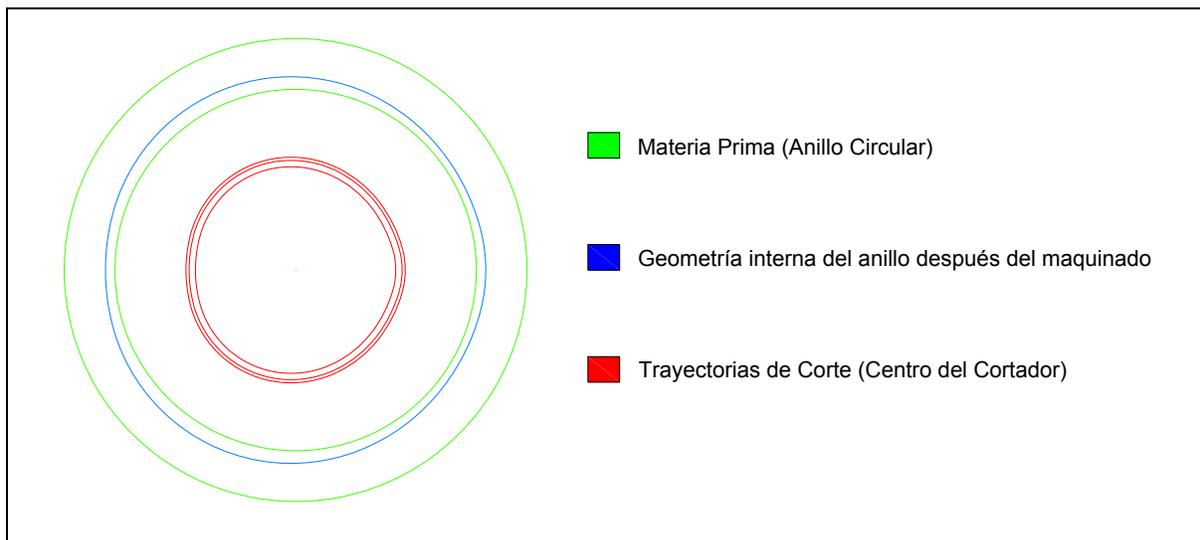
$$\left. \begin{aligned} (C_{x[n+1]} - P_{x[n]})^2 + (C_{y[n+1]} - P_{y[n]})^2 &= (C_{x[n+1]} - P_{x[n+1]})^2 + (C_{y[n+1]} - P_{y[n+1]})^2 \\ (C_{y[n+1]} - P_{y[n]})^2 &= \left( \frac{P_{y[n]} - C_{y[n]}}{P_{x[n]} - C_{x[n]}} \right) \cdot (C_{x[n+1]} - P_{x[n]})^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (II.e)$$

Se excluyen los dos puntos intermedios y el punto final debido a que el centro de estos arcos es conocido y es el mismo.

Para el caso del anillo manufacturado, el sistema de ecuaciones se resolvió mediante un software especializado en matemáticas. Como ya se mencionó, el anillo se maquinó en una fresadora de control numérico.

Durante la manufactura de este elemento se tuvieron algunas dificultades, mismas que se explicarán a continuación.

El primer programa de control numérico que se elaboró considera una herramienta de 1" de diámetro. En la Figura II.15 se muestran las trayectorias de corte definidas en el programa.

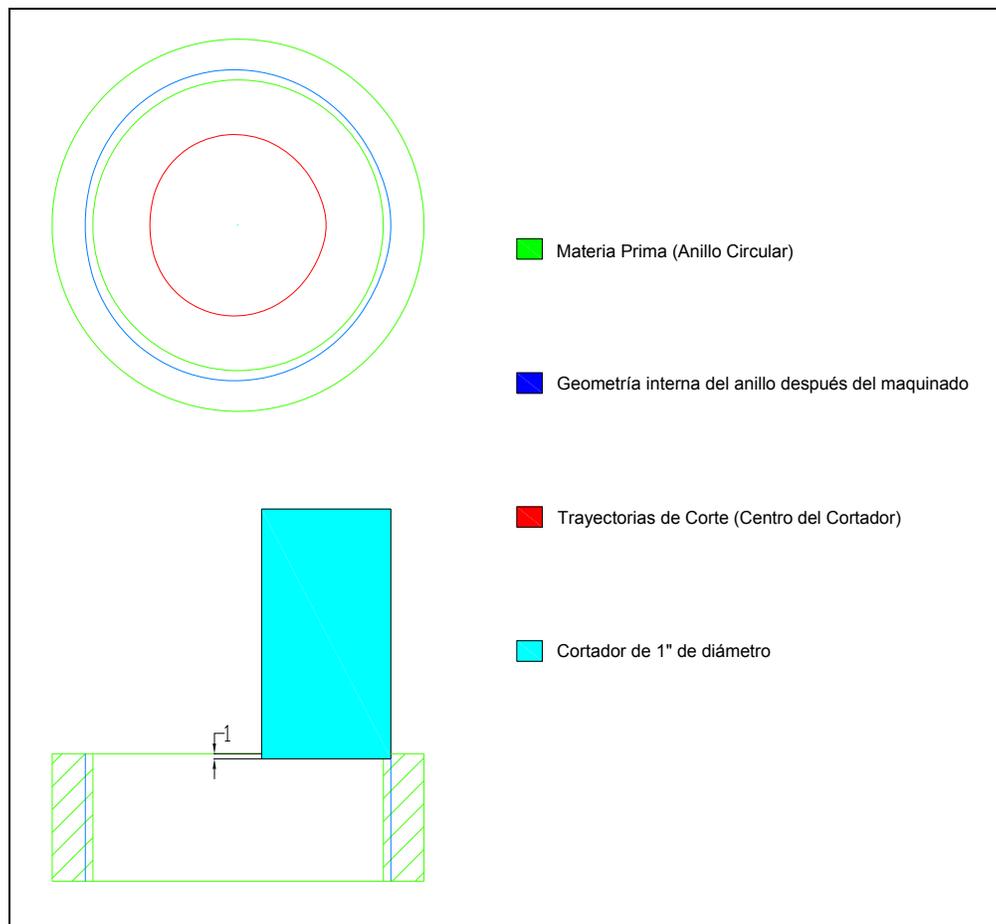


**Figura II.15 Trayectorias de corte para el anillo.**

Como se puede observar en la figura anterior, se consideraron 3 cortes radiales para la obtención de la geometría final, siendo la profundidad de corte la altura total del anillo (25 mm). La máxima distancia entre las trayectorias de corte que se muestran en la figura anterior es de 1 mm. Sin embargo, una vez que se terminó el maquinado del anillo, éste mostraba cierta conicidad.

Esto pudo deberse a que el husillo de la fresadora se deflectó debido a las grandes fuerzas de corte presentes en el proceso; se debe recordar que el material que se maquina es acero inoxidable.

Entonces se tuvo que elaborar un nuevo programa que disminuyera las fuerzas de corte. Las trayectorias de corte de este nuevo programa se muestran en la Figura II.16.



**Figura II.16 Trayectoria de corte para el anillo (modificada).**

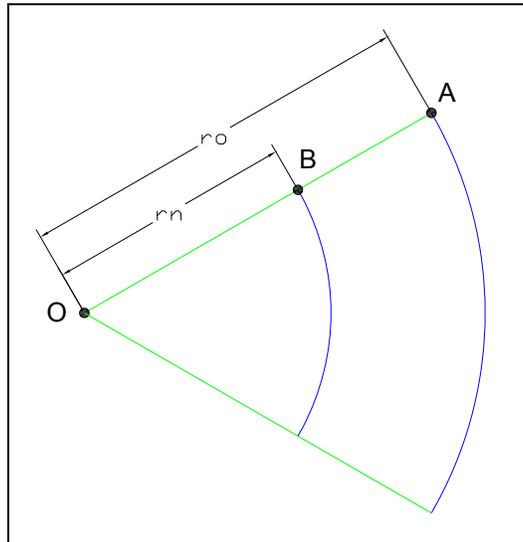
A diferencia del programa anterior, en el que se tenían tres cortes radiales, en este nuevo programa<sup>2</sup> se tiene solamente uno. La diferencia estriba en que ahora la profundidad del corte será de 1 mm en lugar de 25 mm. Es evidente que se necesitará repetir el programa bajando cada vez 1 mm hasta sobrepasar los 25 mm del anillo.

Al finalizar el nuevo maquinado se obtuvieron los resultados esperados, no obstante es importante mencionar que el tiempo necesario para maquinado este elemento es de alrededor de 10 horas.

---

<sup>2</sup> Los programas de control numérico se encuentran en el apéndice C.

En las figuras II.15 y II.16 se observa que los datos que se deben introducir a la máquina de control numérico no son las coordenadas del anillo en sí, sino las coordenadas del centro de la herramienta. Para la obtención de los puntos que pertenecen a la trayectoria del centro de la herramienta, se utilizó el siguiente modelo matemático:



**Figura II.17 Obtención del modelo matemático para el arco escalado.**

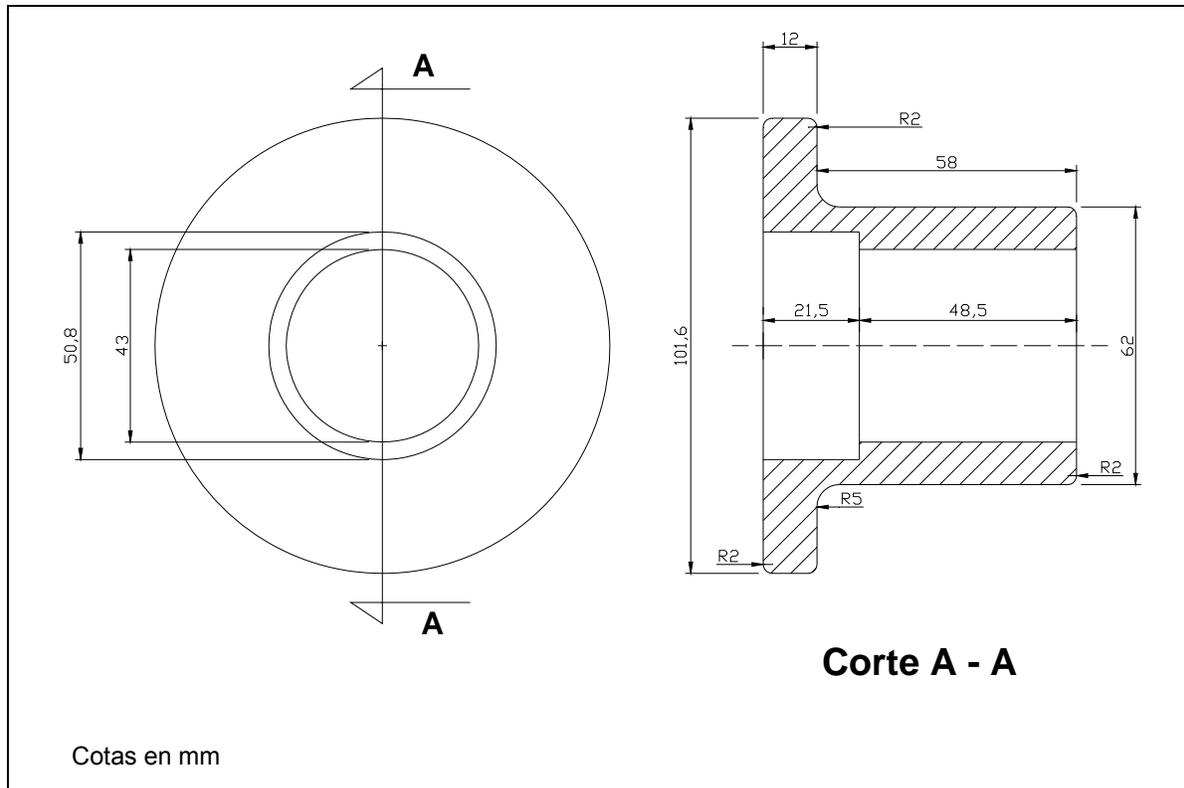
Sea OA el radio del arco original y OB el radio del arco escalado. Mediante el siguiente sistema de ecuaciones no lineales se pueden obtener las coordenadas del punto B.

$$\left. \begin{aligned} (r_n)^2 &= (O_x - B_x)^2 + (O_y - B_y)^2 \\ (B_y - O_y) &= \left( \frac{A_y - O_y}{A_x - O_x} \right) \cdot (B_x - O_x) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (II.f)$$

Dado que es de suma importancia la alineación del anillo con respecto a la carcaza, se maquinó una pequeña marca en la cara de éste; mismo que se repitió en la cara de la carcaza.

Para la manufactura de la carcaza y tapa de la bomba se partió de una barra circular de aluminio; misma que se sometió a un proceso de torneado para obtener un diámetro de 101.6 mm. Una vez realizado esto se cortó en dos tramos, el primero con una longitud de 70 mm (carcaza) y el segundo de 13 mm (tapa).

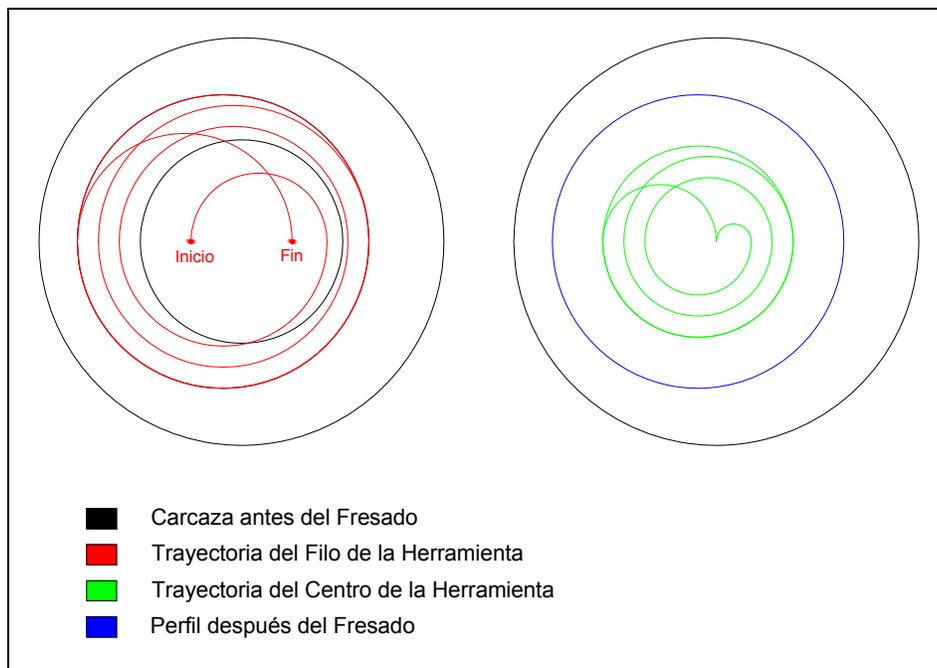
La carcaza se sometió a un nuevo proceso de torneado para obtener las dimensiones mostradas en la Figura II.18.



**Figura II.18 Dibujo para el torneado de la carcaza.**

Posteriormente se hizo la cuerda para el portasello de tal manera que éste ajustara en la carcaza. Una vez terminado esto la pieza fue sometida a un proceso de fresado CNC con el fin de obtener una caja circular no concéntrica de 4.5 mm de profundidad.

En la Figura II.19 se pueden observar, tanto la trayectoria de corte del filo de la herramienta como; la trayectoria de corte del centro de la misma. Con base en esto, se generó el programa de control numérico. Se utilizó un cortador de 1" de diámetro.

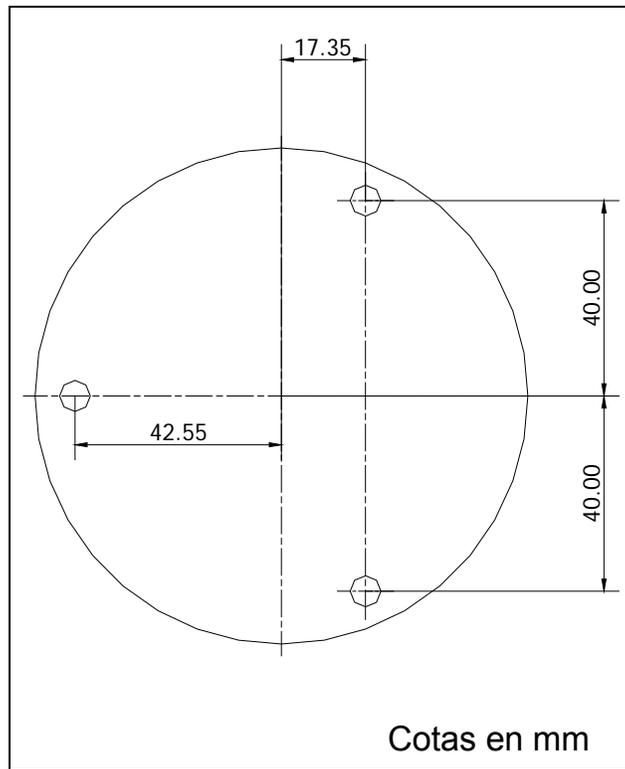


**Figura II.19 Trayectoria de corte para la carcaza.**

En el capítulo anterior se mencionó que se pondrían arosellos con el fin de evitar las fugas. Es precisamente en la cara de la caja donde se ubica uno de ellos. Para esto se requiere una ranura circular, cuyas dimensiones son proporcionadas por el fabricante del arosello. Vale la pena mencionar que al elegir el tamaño del arosello se verificó que éste hiciese contacto tanto con la cara de la carcaza como con la cara del anillo. La ranura antes mencionada se maquinó en la fresadora CNC.

Para la manufactura de la tapa se realizaron los mismos procesos de fresado que en la carcaza; adicionalmente se realizó el maquinado de los puertos de succión y descarga. Dichos puertos se muestran en la Figura II.6. Primeramente se hicieron los arcos dentro de la caja con una herramienta de  $\frac{1}{4}$ ", acto seguido se taladraron los orificios con una broca de  $\frac{27}{64}$ " y finalmente se hicieron las roscas NPT. Es importante mencionar que al igual que en la carcaza, en la tapa se ubica otro arosello para evitar fugas.

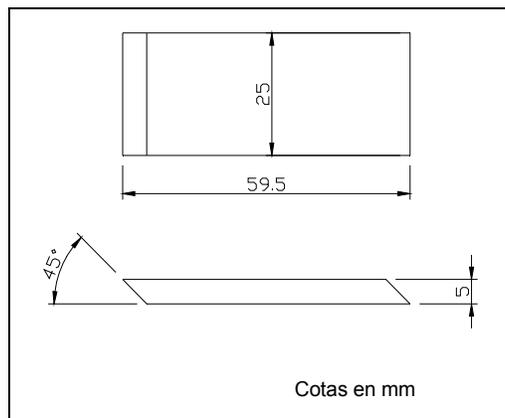
Para fijar la carcaza con el anillo y la tapa se requiere de tornillos. Es por esto que tanto en la tapa como en la carcaza se requieren barrenos por donde pasan dichos tornillos. La ubicación de los mismos se muestra en la Figura II.20. Por conveniencia se optó por comprar un espárrago de  $\frac{1}{4}$ " de diámetro y seccionarlo en tramos que se ajustaran a la longitud requerida. En los extremos de cada tramo se colocaron tuercas hexagonales.



**Figura II.20** Ubicación de los barrenos en la tapa y carcaza.

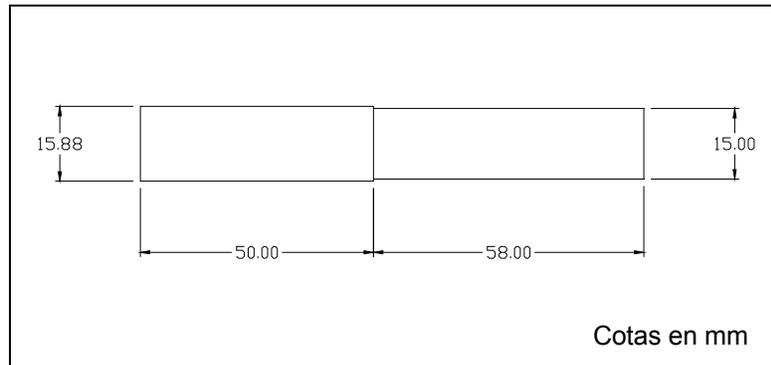
Los barrenos mostrados en la Figura II.20 se elaboraron en la fresadora CNC al momento de realizar la caja excéntrica y la cavidad para el arosello.

La manufactura de la paleta se realizó mediante un proceso de fresado de acuerdo al plano mostrado en la Figura II.21.



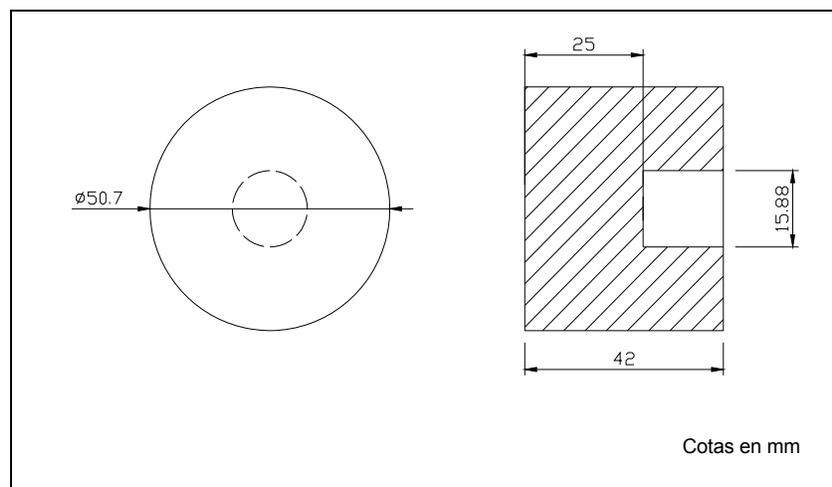
**Figura II.21** Plano de manufactura de la paleta.

Para la obtención de la flecha motriz se partió de una barra de acero inoxidable, misma que se sometió a un proceso de torneado para obtener las dimensiones mostradas a continuación en la Figura II.22.



**Figura II.22 Dimensiones de la flecha motriz.**

El rotor se manufacturó a partir de una barra de acetal de sección circular, misma que se sometió inicialmente a un proceso de torneado y taladrado para obtener las dimensiones mostradas en la Figura II.23. Posteriormente se sometió a un proceso de fresado CNC para la obtención del alojamiento de la paleta. Vale la pena mencionar que la dimensión de dicha ranura se ajustó a la paleta de tal manera que ésta pudiera deslizarse libremente.



**Figura II.23 Dimensiones del rotor para torneado y taladrado.**

Con esto se finaliza lo concerniente a la manufactura del prototipo en su primera iteración. Es necesario aclarar que no se aborda la manufactura del portasello y del tornillo de retención debido a que estos ya se tenían. El sello mecánico, los arosellos y el rodamiento son comerciales, por lo que no fue necesario manufacturarlos.

## **I.5 Pruebas (Primera Iteración)**

Una vez ensamblado<sup>3</sup> el prototipo de la bomba se verificó su funcionamiento mediante una prueba general.

Para lo cual fue necesario conseguir un motor y un variador de velocidad, así como una pequeña base en la que se montaron, tanto el motor como la bomba; se colocaron niples y mangueras en los puertos de succión y descarga. En el puerto de descarga se colocó un manómetro y una válvula para medir y variar la presión de descarga.

Una vez hecho todo esto se procedió a comprobar el funcionamiento de la bomba. Desafortunadamente y a pesar de que el fluido era bombeado, se encontraron algunos problemas; mismos que se abordan detalladamente en la segunda iteración del diseño.

---

<sup>3</sup> El proceso de ensamble de la bomba se muestra en el apéndice D.

## I.6 Diseño (Segunda Iteración)

A continuación se describen los problemas detectados al realizar las pruebas del prototipo, así como la solución a los mismos

### PROBLEMA 1

**Descripción:** El rotor de la bomba no gira libremente, la velocidad máxima es baja, el motor se calienta.

**Diagnóstico:** En la zona de alta presión de la cámara de bombeo existe un área grande expuesta a los efectos de la presión del fluido sobre el rotor, lo que provoca que la fuerza con que es empujado contra la carcasa sea elevada incrementando así la fricción entre estos dos componentes.

**Solución:** Redimensionamiento del anillo, la paleta y el rotor; consistente en la reducción del ancho de la paleta. Desde luego esto redujo la capacidad de la bomba.

### PROBLEMA 2

**Descripción:** Existe desgaste en la carcasa en los puntos de contacto con el rotor.

**Diagnóstico:** La fricción entre el aluminio y el acetal es alta. El acetal desgasta al aluminio notablemente.

**Solución:** Inserción de un buje de bronce entre el rotor de acetal y la carcasa de aluminio.

### PROBLEMA 3

**Descripción:** La flecha motriz se desprendió del rotor cuando se elevó la presión de la bomba.

**Diagnóstico:** El método de sujeción seleccionado entre el rotor y la flecha es inadecuado.

**Solución:** Sujetar el rotor a la flecha mediante un perno de acero.

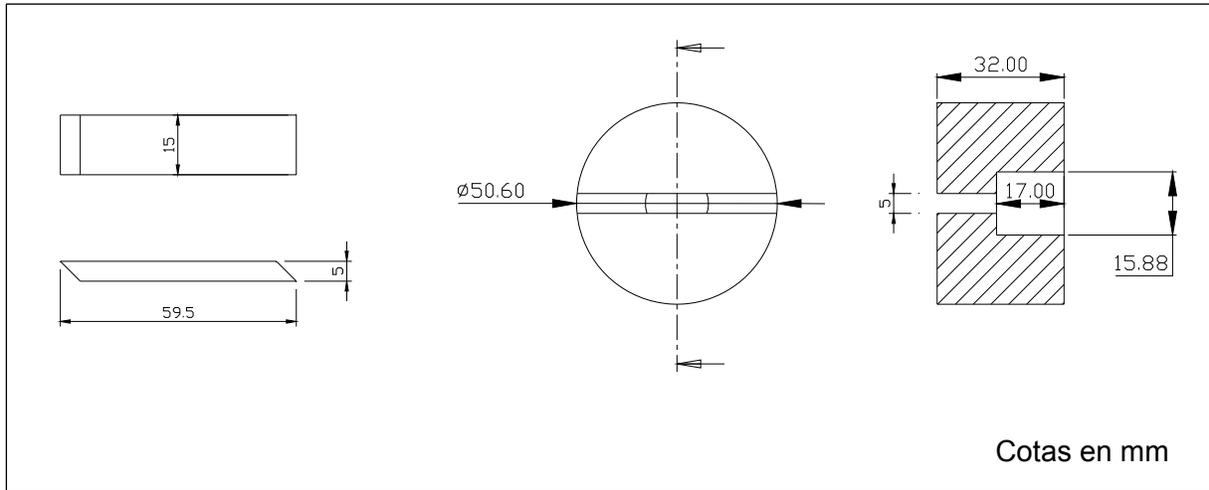
### PROBLEMA 4

**Descripción:** Alto tiempo de maquinado para el anillo de la bomba.

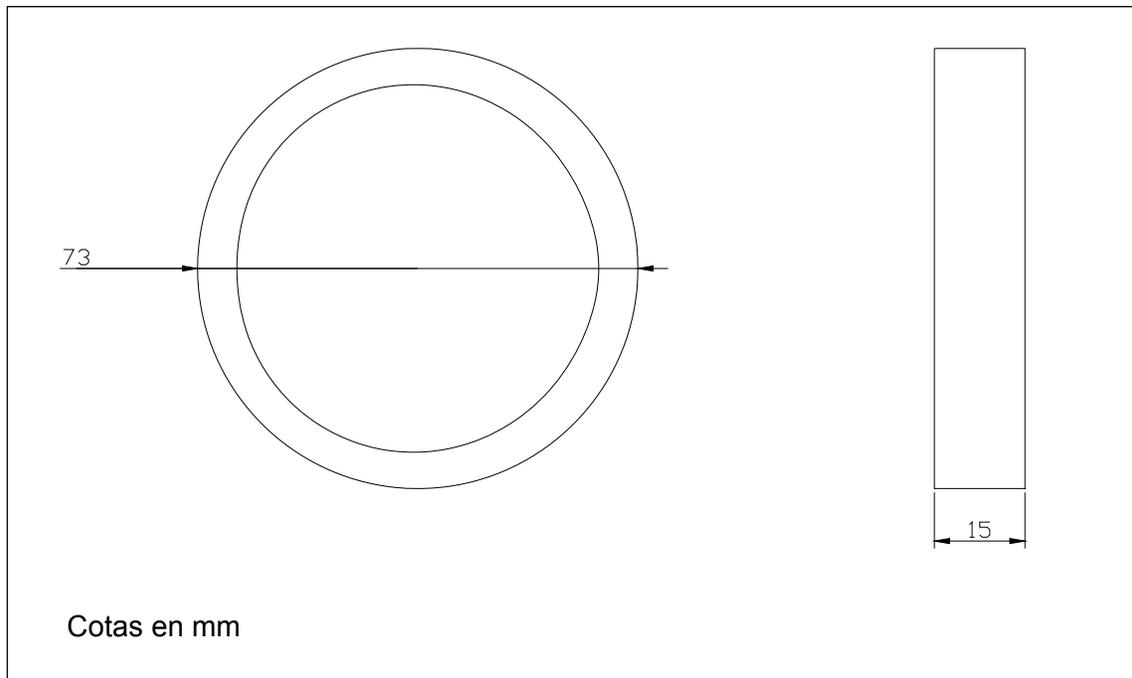
**Diagnóstico:** El material del anillo es muy duro y difícil de maquinar, las propiedades del material se encuentran sobradas para esta aplicación.

**Solución:** Sustitución del material del anillo (Acero Inoxidable) por Latón.

En las figuras II.24 a II.26 se muestran los dibujos de las piezas redimensionadas, así como el dibujo seccional de la bomba.



**Figura II.24 Dimensiones de la paleta y el rotor (segunda iteración).**



**Figura II.25 Dimensiones del anillo (segunda iteración).**

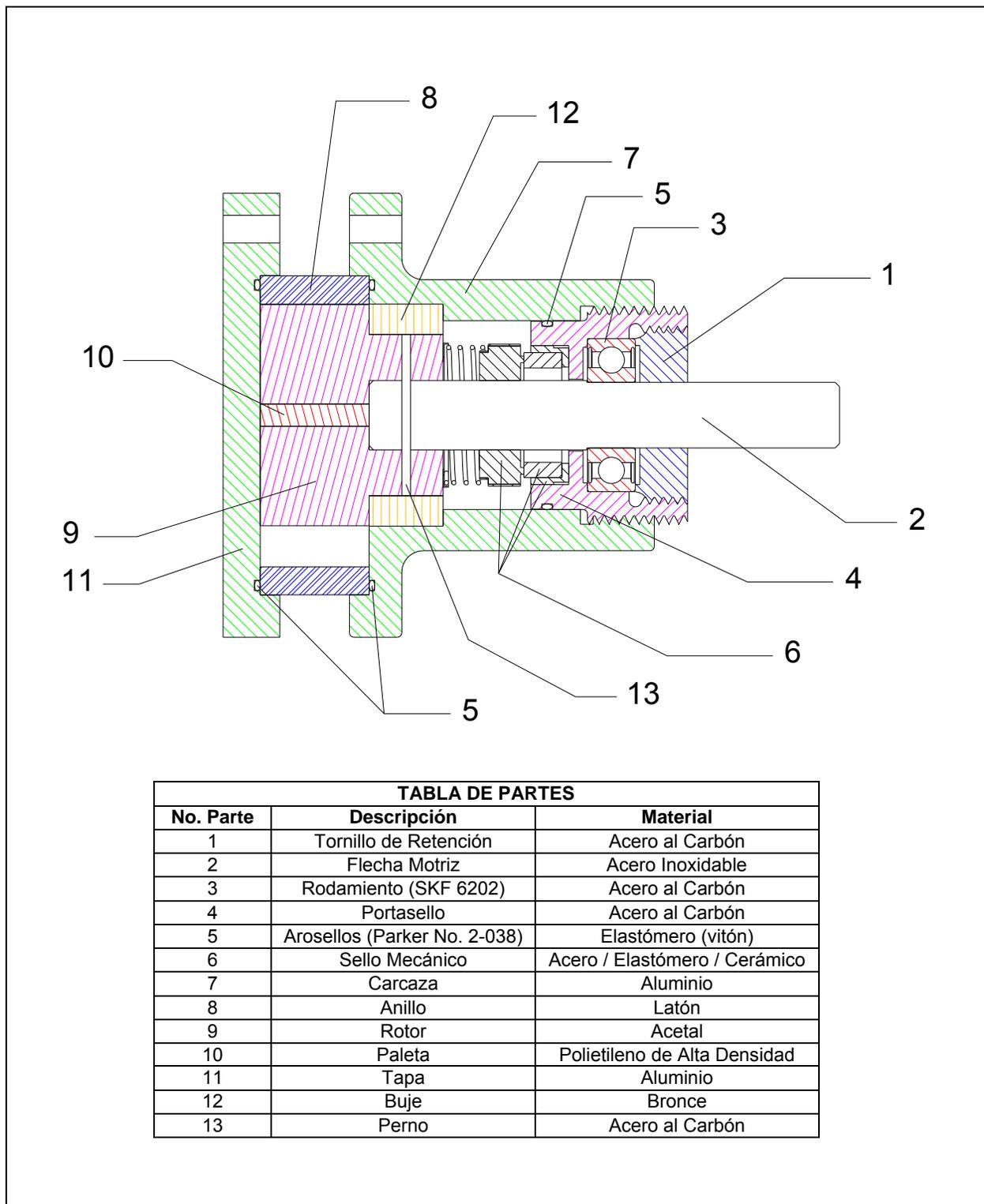


TABLA DE PARTES		
No. Parte	Descripción	Material
1	Tornillo de Retención	Acero al Carbón
2	Flecha Motriz	Acero Inoxidable
3	Rodamiento (SKF 6202)	Acero al Carbón
4	Portasello	Acero al Carbón
5	Arosellos (Parker No. 2-038)	Elastómero (vitón)
6	Sello Mecánico	Acero / Elastómero / Cerámico
7	Carcaza	Aluminio
8	Anillo	Latón
9	Rotor	Acetal
10	Paleta	Polietileno de Alta Densidad
11	Tapa	Aluminio
12	Buje	Bronce
13	Perno	Acero al Carbón

Figura II.26 Dibujo dimensional de la Bomba Monopaleta (Segunda Iteración).

## **I.7 Manufactura (Segunda Iteración)**

La paleta fue sometida a un proceso de fresado para disminuir su ancho. El rotor fue sometido a un proceso de torneado y taladrado para la obtención de las nuevas dimensiones. La flecha fue barrenada para poder colocar el perno de sujeción.

Para la manufactura del anillo de bronce se usó el mismo programa que para el anillo de acero inoxidable modificando únicamente la profundidad de corte. El tiempo aproximado de maquinado de este elemento fue de 2.5 horas.

La manufactura del buje de bronce se realizó mediante un proceso de torneado.

## **I.8 Pruebas (Segunda Iteración)**

Una vez ensamblado el prototipo modificado<sup>4</sup>, se realizaron las pruebas de operación, obteniendo en esta ocasión resultados satisfactorios, ya que el flujo que provee la bomba pulsa menos y que el rotor de la bomba gira libremente por lo que se alcanzan velocidades más altas. Al cerrar ligeramente la válvula en la descarga se pudo comprobar que no existían fugas y que el rotor y la flecha permanecieron unidos. En el capítulo siguiente se realiza la caracterización del prototipo.

---

<sup>4</sup> Las fotografías de la bomba ensamblada se muestran en el apéndice E.

---

# **CAPÍTULO**

## **I. Curvas Características del Prototipo**

Una parte fundamental del presente trabajo es la caracterización del prototipo fabricado; esto con el fin de conocer tanto sus capacidades como su comportamiento bajo diversas condiciones de operación.

Dado que se trata de la caracterización de un prototipo, se pueden pasar por alto ciertos lineamientos, que de tratarse de una bomba lista para su comercialización, no sería aconsejable. Por otro lado, para la caracterización correcta de un equipo de bombeo se necesita tener acceso a un laboratorio de pruebas bien equipado. Desafortunadamente para el caso de esta tesis no se cuenta con instalaciones especializadas para la realización de dichas pruebas. Es por esto que fue necesario diseñar pruebas simples para obtener algunas de las curvas características del prototipo.

Primeramente es necesario conocer el desplazamiento de la bomba. Para esto se fija un volumen y se toma el tiempo que tarda en bombearse. En la tabla III.1 se muestran los datos obtenidos. Se realizó la prueba 5 veces y se obtuvo un valor promedio.

<b>Volumen de Control: 2 litros</b>	<b>Velocidad: 200 rpm</b>
<b>Prueba</b>	<b>Tiempo [s]</b>
1	27.67
2	29.03
3	31.7
4	28.78
5	30.07
<b>Tiempo Promedio</b>	<b>29.45</b>
<b>Presión Diferencial</b>	<b>13.8 [kPa]</b>

**Tabla III.1 Datos obtenidos de la prueba de desplazamiento.**

Para conocer el desplazamiento, es necesario realizar algunos cálculos, mismos que se muestran a continuación:

$$Q_{prom} = \frac{V_c}{t_{prom}} = \frac{2 [l]}{29.45 [s]} = 0.0679 \left[ \frac{l}{s} \right] \dots\dots\dots (III.a)$$

$$D_{prom} = \frac{Q_{prom}}{\omega} = \frac{\left(0.0679 \left[\frac{l}{s}\right]\right) \left(\frac{1000 [ml]}{1 [l]}\right) \left(\frac{60 [s]}{1 [min]}\right)}{200 \left[\frac{rev}{min}\right]} = 20.37 \left[\frac{ml}{rev}\right] \dots\dots\dots (III.b)$$

donde:

- Q<sub>prom</sub>: Gasto Promedio [l/s]
- V<sub>c</sub>: Volumen de Control [ l]
- t<sub>prom</sub>: Tiempo Promedio [s]
- D<sub>prom</sub>: Desplazamiento Promedio [ml/rev]
- ω: Velocidad Angular del Motor [rpm]

Ya que se conoce el desplazamiento real de la bomba es necesario calcular el desplazamiento teórico, para posteriormente calcular la eficiencia volumétrica de la misma. Entiéndase por eficiencia volumétrica, el porcentaje del flujo que entrega la bomba, respecto al flujo teórico que por construcción debería suministrar. Un valor alto de este índice es indicativo de fugas internas mínimas.

El desplazamiento teórico de la bomba es el doble del volumen mostrado en la figura III.1. Esto debido a que por cada revolución que da la paleta se desplaza dos veces dicho volumen.

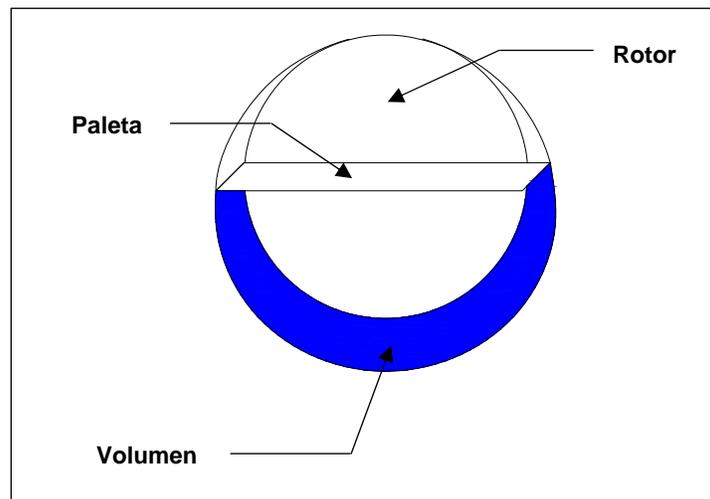


Figura III.1 Desplazamiento teórico de la bomba.

Para calcular el volumen, primeramente es necesario conocer el área de la región en azul de la figura III.1. Dado que se trata de una geometría diferente a un círculo aproximada con arcos el cálculo del área se complica. Es por esto que se utiliza un programa de computadora (Autocad) para realizar dicho cálculo. Se obtuvo un valor de 719.1991 [mm<sup>2</sup>].

Entonces el desplazamiento teórico está dado por:

$$\begin{aligned} D_{teórico} &= (2)(Área)(Ancho Paleta) = (2)(719.1991 [mm^2])(15 [mm]) \\ &= 21575.97 \left[ \frac{mm^3}{rev} \right] = 21.58 \left[ \frac{ml}{rev} \right] \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (III.c)$$

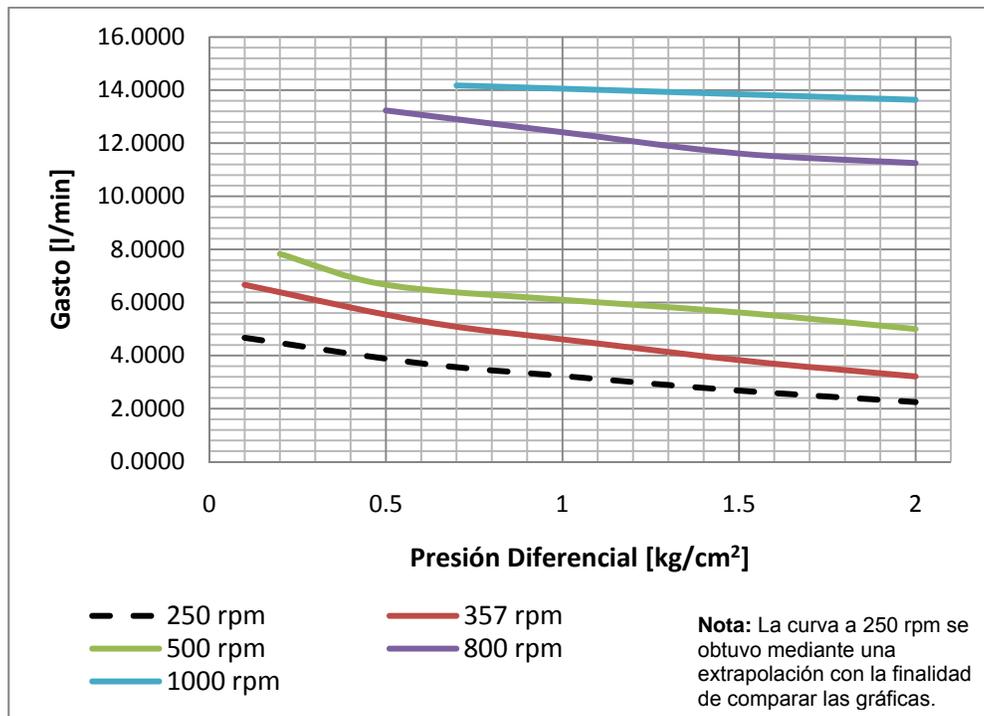
y la eficiencia volumétrica a una presión diferencial de 13.8 [kPa]:

$$\eta_{vol} = \frac{D_{real}}{D_{teórico}} = \frac{20.37 \left[ \frac{ml}{rev} \right]}{21.58 \left[ \frac{ml}{rev} \right]} = 0.94 = 94\% \quad \dots\dots\dots (III.d)$$

Podemos observar que la eficiencia volumétrica de la bomba a una presión diferencial de 13.8 [kPa], es alta; por lo que podemos concluir que los elementos sellantes elegidos son adecuados, así como el contacto entre la paleta y la superficie interna del anillo.

La prueba de comportamiento se divide en dos partes: para la primera se utilizó el anillo de acero inoxidable y para la segunda se utilizó el anillo de latón. La prueba consiste en obtener el gasto para diferentes presiones de descarga a una velocidad constante; posteriormente se repite la prueba para otras velocidades.

En el gráfico III.1 se muestran las curvas de presión contra gasto para las velocidades de 357 rpm, 500 rpm, 800 rpm y 1000 rpm. A pesar de que las curvas son coherentes con la teoría, se puede observar que éstas no son líneas rectas. Esto se debe a que, dado que el flujo es pulsante, no es sencillo tomar la lectura del manómetro ya que éste también pulsa.



**Gráfico III.1** Curvas de comportamiento (presión vs gasto) del prototipo de la bomba con el anillo de acero inoxidable.

En el gráfico III.2 se muestran las curvas de presión contra potencia hidráulica. Los resultados presentados en ésta son los esperados, ya que a medida que se incrementa la presión de descarga, la potencia hidráulica también lo hace.

En los gráficos III.3 y III.4 se muestran las curvas de comportamiento de la bomba con el anillo de latón. En dichos gráficos se puede observar que el comportamiento de la bomba con anillo de latón es muy similar al comportamiento de la misma con anillo de acero inoxidable, con lo que se puede concluir que el anillo de latón es una buena opción para disminuir el tiempo de manufactura de la misma.

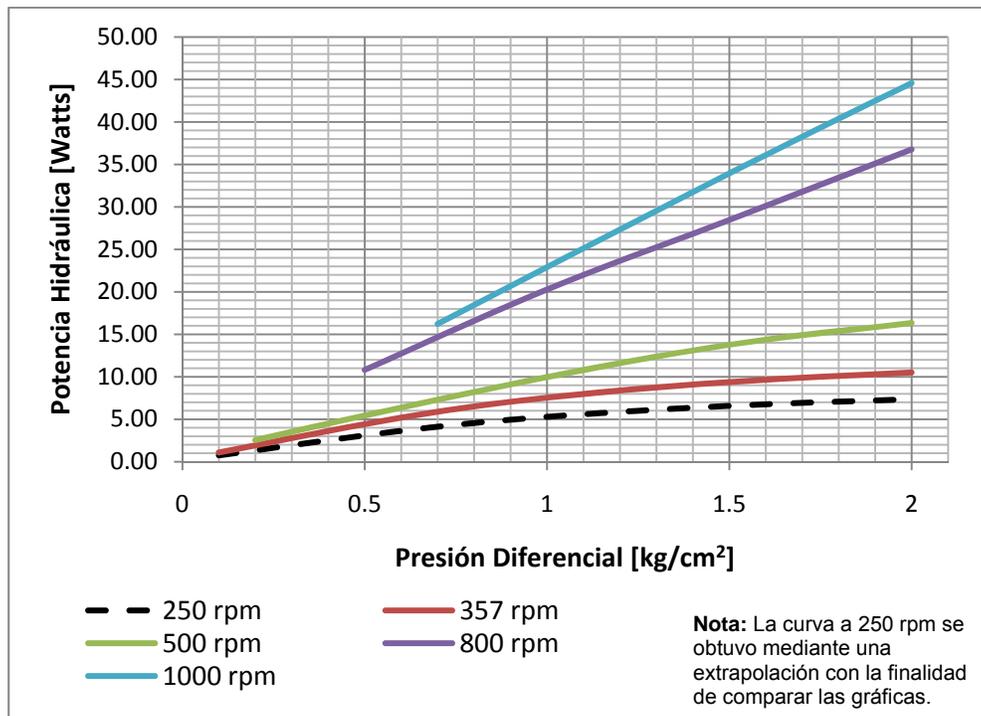


Gráfico III.2 Curvas de comportamiento (presión vs potencia) del prototipo de la bomba con el anillo de acero inoxidable.

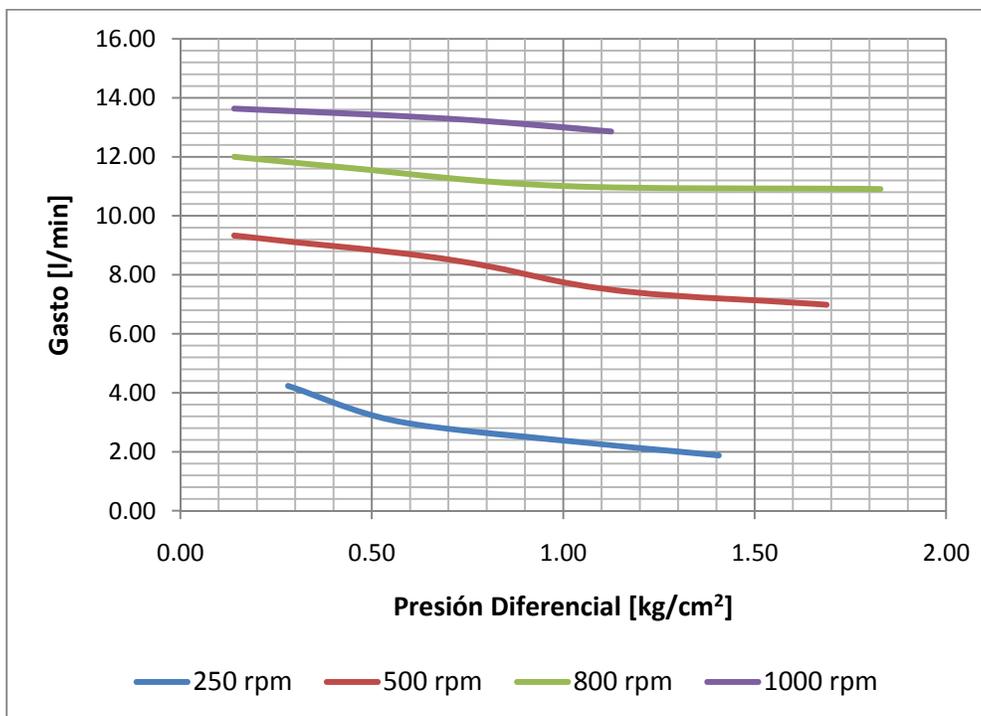
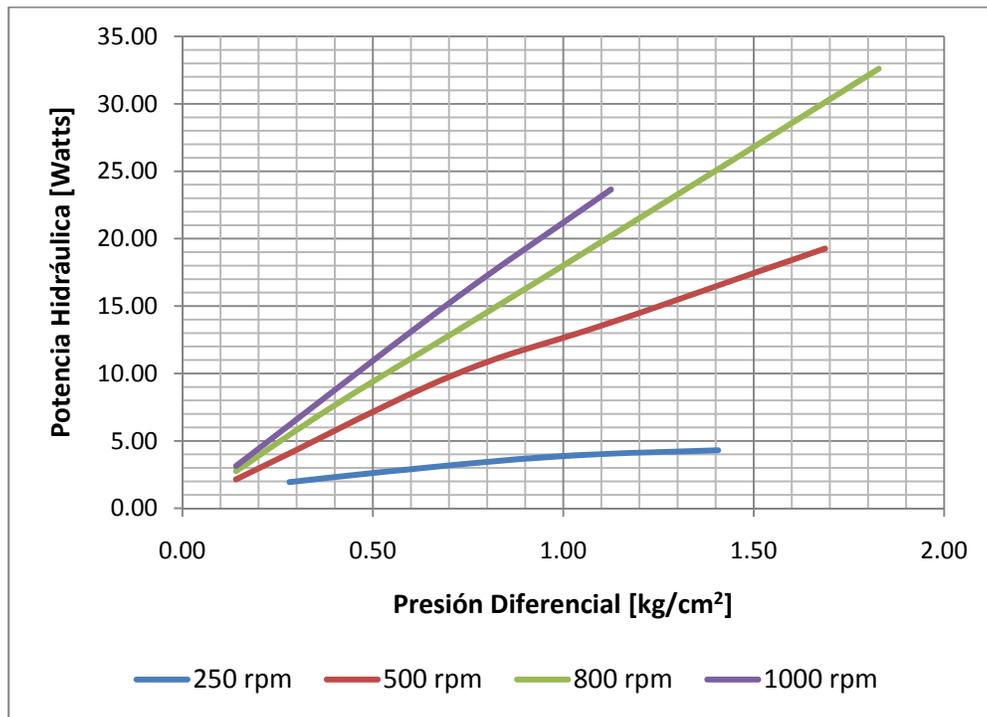


Gráfico III.3 Curvas de comportamiento (presión vs gasto) del prototipo de la bomba con el anillo de latón.



**Gráfico III.4** Curvas de comportamiento (presión vs potencia) del prototipo de la bomba con el anillo de latón.

Las tablas de datos utilizadas para el trazado de los gráficos se muestran en el apéndice F. Debemos recordar que los gráficos aquí mostrados sólo sirven como referencia, ya que el prototipo se concibió para ser accionado de forma manual y difícilmente se alcanzarán altas velocidades de esta manera.

## CONCLUSIONES

A lo largo de este trabajo se presentó, de acuerdo con los objetivos de esta tesis, el proceso detallado para el diseño y la manufactura de una bomba monopaleta.

Primeramente y antes de ingresar al tema principal, se mostraron los conceptos básicos sobre las bombas de desplazamiento positivo, en específico las bombas rotatorias. Una vez que se tiene un acercamiento con el tema, se continúa con la parte correspondiente al diseño de la bomba.

El diseño de la bomba se realiza con base en trabajos anteriores y con ciertos requerimientos que la empresa solicitante expuso. Se debe recordar que primeramente se hizo el diseño geométrico, por así decirlo, ya que en esta primera fase solamente se dimensionaron los distintos elementos de la bomba. Es precisamente en esta etapa en donde se explota todo el potencial del dibujo asistido por computadora, también conocido como CAD.

Una vez finalizado el dimensionamiento de la bomba se procedió a realizar el análisis de resistencia de sus elementos, mismo que valida un aspecto importante del diseño.

Al finalizar los análisis, todo el conocimiento se encuentra plasmado en el papel y es momento de llevarlo a la realidad. Los procesos de manufactura empleados para la fabricación del prototipo son comunes, sin embargo, en algunas ocasiones fue necesario emplear a fondo el ingenio, ya sea para sujetar las piezas o para disminuir los tiempos de maquinado.

Cuando finalmente se tienen las piezas del prototipo listas, se vuelve imperante conjuntarlas y verificar que el conjunto funcione de acuerdo a lo que se tenía previsto.

A pesar del reciente desarrollo de la ingeniería asistida por computadora (CAE), los procesos de diseño no se encuentran exentos de tener ciertos errores, mismos que solamente se hacen presentes una vez que se prueba el prototipo.

La bomba monopaleta no fue la excepción y debido a esto se tuvo que modificar la ingeniería de detalle con el fin de que ésta tuviera un funcionamiento óptimo.

Este es un claro ejemplo de que los procesos de diseño ingenieriles son iterativos y que en la medida en que se consideren mayor número de variables en el diseño, menor será el número de iteraciones que se deban realizar.

Finalmente, es necesario conocer el comportamiento de la bomba y para esto se realizaron algunas pruebas específicas que permitieron caracterizar al prototipo. Esta caracterización permitirá, en un momento dado, predecir el funcionamiento de la bomba bajo distintas condiciones de operación.

En el apéndice G se encuentra un diagrama que muestra de una manera global el procedimiento seguido para el desarrollo de esta bomba.

A pesar de que el resultado de este trabajo cumple ampliamente con los objetivos planteados, aún existen actividades por hacer antes de comercializar la bomba. Primeramente se requiere hacer un análisis detallado de los costos de fabricación, mismo que permitirá establecer el precio comercial del equipo. Dentro de dicho análisis, es necesario evaluar varios aspectos, como lo son el costo de los materiales y el proceso de producción de la bomba. Es muy probable que para esto se tenga que realizar una nueva iteración de diseño con el fin de utilizar los materiales y procesos de manufactura que otorguen el costo de fabricación más bajo.

Por otro lado, al principio de esta tesis se mencionó que la bomba debería ser susceptible a accionarse de forma manual. Como trabajo a futuro se debe considerar el diseño, ya sea de una manivela o de algún sistema que nos permita acoplar la bomba a una bicicleta.

Antes de dar por concluido este trabajo es indispensable hacer algunas recomendaciones para aquellas personas que quisieran retomar este tema.

## **Recomendaciones**

- ✓ En todo proceso de diseño es indispensable tener una bitácora, ya que hay detalles importantes que pueden ser olvidados.
- ✓ Cuando se haga uso de máquinas de control numérico es necesario contar con el instructivo de las mismas, ya que existen características específicas de cada máquina que pueden agilizar los procesos.
- ✓ Contar con algún software<sup>1</sup> que permita validar los programas de control numérico antes de ejecutarlos y que adicionalmente permita transferir los programas a la máquina de control numérico para ahorrar tiempo.
- ✓ Para la realización de pruebas a bombas con flujo pulsante utilizar un amortiguador de pulsaciones para obtener lecturas confiables.

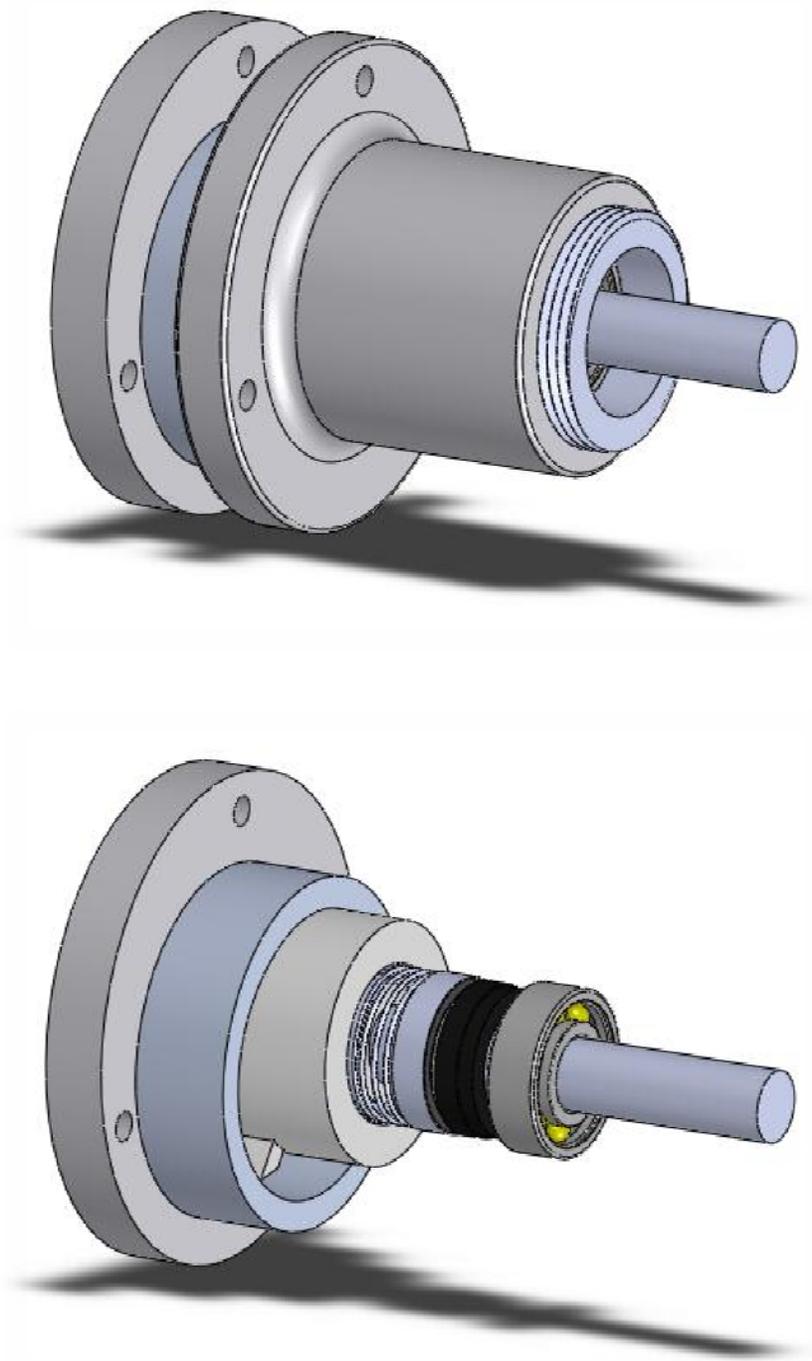
---

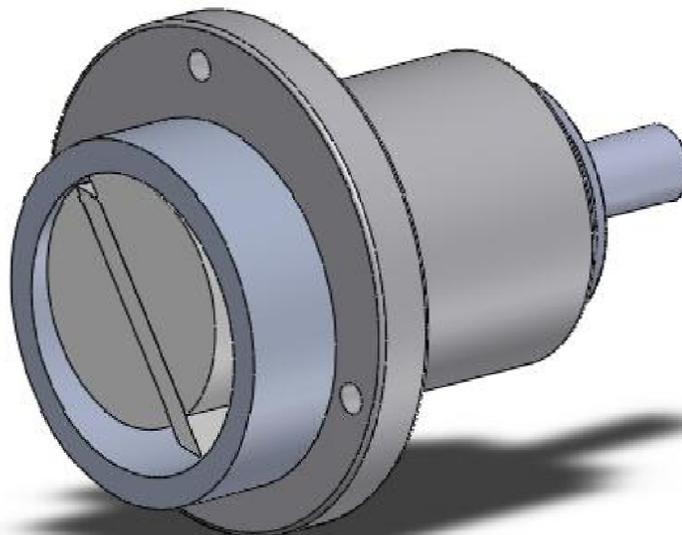
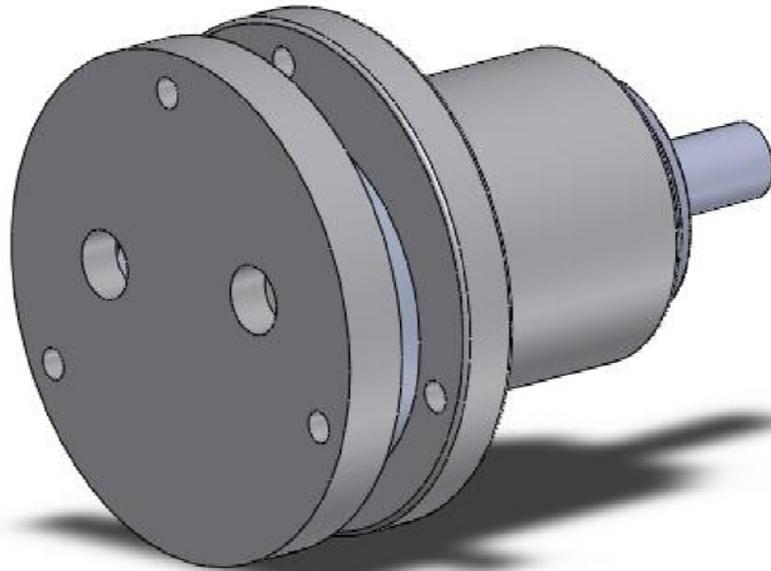
<sup>1</sup> “CNC Simulator” – software gratuito, <http://www.cncsimulator.com>

---

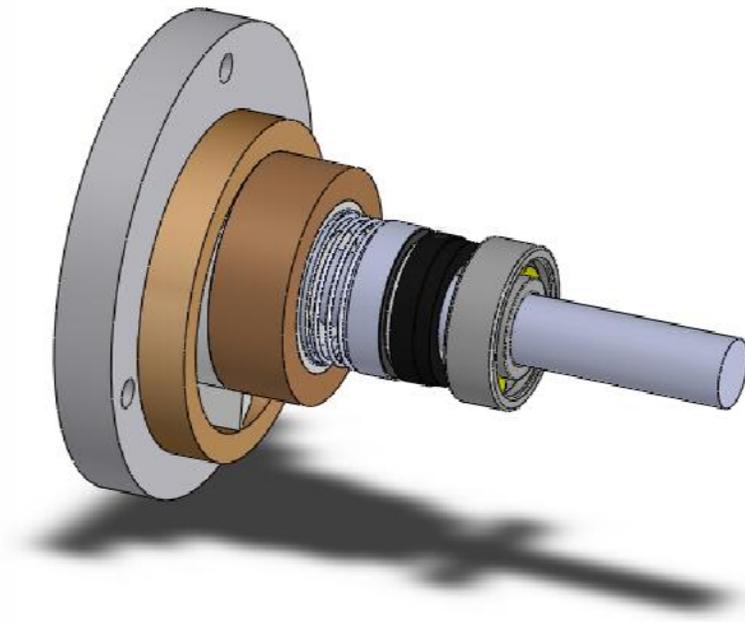
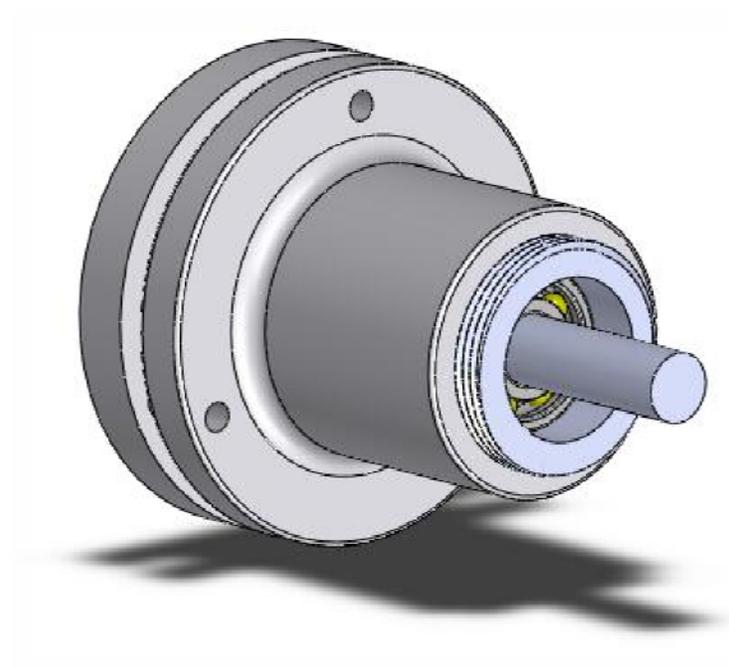
## Apéndice A.- Dibujos tridimensionales de la bomba.

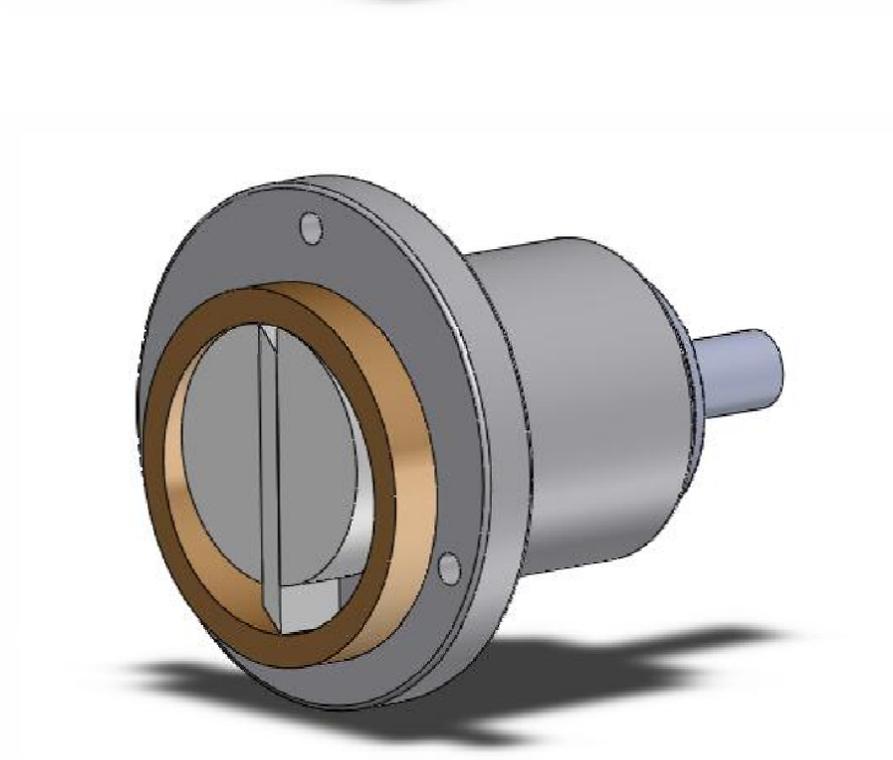
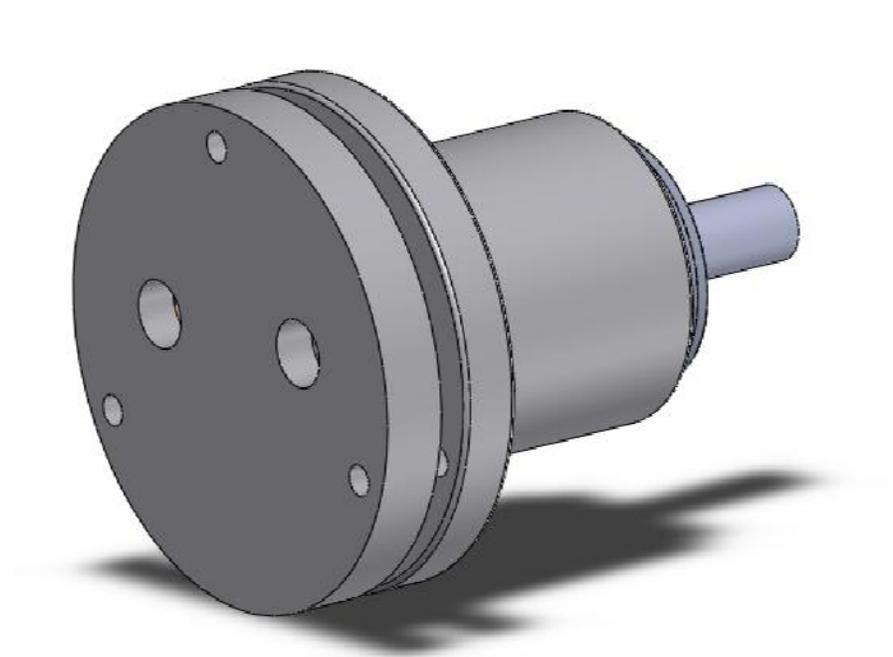
### Primera Iteración





Segunda Iteración





## Apéndice B.- Propiedades mecánicas de algunos materiales.

### Acero Inoxidable 416 [4].

#### 416 Stainless Steel, tempered bar

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Heat Resisting](#); [Stainless Steel](#); [T 400 Series Stainless Steel](#)

Material Notes: Molybdenum content optional

Key Words: UNS S41600, ASME SA194, ASTM A194, ASTM A314, ASTM A473, ASTM A581, ASTM A582, FED QQ-W-423, MIL SPEC MIL-S-862, SAE J405(51416), DIN 1.4005, UNI X 12 CrS 13, B.S. 416 S 21, martensitic, ISO 683/13 7

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.80 g/cc	0.282 lb/in <sup>3</sup>	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Rockwell B	97	97	
Tensile Strength, Ultimate	760 MPa	110000 psi	
Tensile Strength, Yield	585 MPa	84800 psi	at 0.2% offset
Elongation at Break	18.0 %	18.0 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	
Shear Modulus	83.0 GPa	12000 ksi	
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000570 ohm-cm	0.0000570 ohm-cm	at 20°C, 0.000108 Ohm-cm at 650°C
Magnetic Permeability	700 - 1000	700 - 1000	annealed condition at RT
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	9.90 µm/m-°C	5.50 µin/in-°F	
	@Temperature 0.000 - 100 °C	@Temperature 32.0 - 212 °F	
	11.0 µm/m-°C	6.11 µin/in-°F	
	@Temperature 0.000 - 315 °C	@Temperature 32.0 - 599 °F	
	11.5 µm/m-°C	6.39 µin/in-°F	
@Temperature 0.000 - 540 °C	@Temperature 32.0 - 1000 °F		
	11.7 µm/m-°C	6.50 µin/in-°F	
@Temperature 0.000 - 650 °C	@Temperature 32.0 - 1200 °F		
Specific Heat Capacity	0.460 J/g-°C	0.110 BTU/lb-°F	
@Temperature 0.000 - 100 °C	@Temperature 32.0 - 212 °F		
Thermal Conductivity	24.9 W/m-K	173 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	28.7 W/m-K	199 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	
@Temperature 500 °C	@Temperature 932 °F		
Melting Point	1480 - 1530 °C	2700 - 2790 °F	
Solidus	1480 °C	2700 °F	
Liquidus	1530 °C	2790 °F	
Maximum Service Temperature, Air	675 °C	1250 °F	Continuous Service
	760 °C	1400 °F	Intermittent Service
Material Components Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	<= 0.15 %	<= 0.15 %	
Chromium, Cr	13.0 %	13.0 %	
Iron, Fe	84.0 %	84.0 %	
Manganese, Mn	<= 1.25 %	<= 1.25 %	
Molybdenum, Mo	<= 0.60 %	<= 0.60 %	
Phosphorous, P	<= 0.060 %	<= 0.060 %	
Silicon, Si	<= 1.0 %	<= 1.0 %	
Sulfur, S	>= 0.15 %	>= 0.15 %	

## Aluminio 6063-T6 [4].

### Aluminum 6063-T6

Categories: [Metal](#); [Nonferrous Metal](#); [Aluminum Alloy](#); [6000 Series Aluminum Alloy](#)

Material Notes: Applications include pipe, railings, furniture, architectural extrusions, irrigation pipes, and transportation.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

**Composition Notes:**

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: UNS A96063; ISO AlMg0.5Si; Aluminium 6063-T6; AA6063-T6

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.70 g/cc	0.0975 lb/in <sup>3</sup>	AA; Typical
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	73	73	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	98	98	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	83	83	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	241 MPa	35.0 ksi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	214 MPa	31.0 ksi	AA; Typical
Elongation at Break	12.0 %	12.0 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Modulus of Elasticity	68.9 GPa	10000 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Ultimate Bearing Strength	434 MPa	62900 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Bearing Yield Strength	276 MPa	40000 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Poissons Ratio	0.330	0.330	
Fatigue Strength	68.9 MPa <small>@# of Cycles 5.00e+8</small>	10000 psi <small>@# of Cycles 5.00e+8</small>	completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Machinability	50 %	50 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	25.8 GPa	3740 ksi	
Shear Strength	152 MPa	22000 psi	AA; Typical
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.00000332 ohm-cm	0.00000332 ohm-cm	AA; Typical at 68°F
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	23.4 µm/m-°C <small>@Temperature 20.0 - 100 °C</small>	13.0 µin/in-°F <small>@Temperature 68.0 - 212 °F</small>	AA; Typical; average over range
	25.6 µm/m-°C <small>@Temperature 20.0 - 300 °C</small>	14.2 µin/in-°F <small>@Temperature 68.0 - 572 °F</small>	average
Specific Heat Capacity	0.900 J/g-°C	0.215 BTU/lb-°F	
Thermal Conductivity	200 W/m-K	1390 BTU-in/hr-°F <sup>2</sup>	AA; Typical at 77°F
Melting Point	616 - 654 °C	1140 - 1210 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater
Solidus	616 °C	1140 °F	AA; Typical
Liquidus	654 °C	1210 °F	AA; Typical
Processing Properties	Metric	English	Comments
Annealing Temperature	413 °C	775 °F	hold at temperature for 2 to 3 hr; cool at 50°F per hour from 775 to 500°F
Solution Temperature	521 °C	970 °F	
Aging Temperature	177 °C	350 °F	hold at temperature for 8 hr
Material Components Properties	Metric	English	Comments
Aluminum, Al	<= 97.5 %	<= 97.5 %	As remainder
Chromium, Cr	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Copper, Cu	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Iron, Fe	<= 0.35 %	<= 0.35 %	
Magnesium, Mg	0.45 - 0.90 %	0.45 - 0.90 %	
Manganese, Mn	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Other, each	<= 0.050 %	<= 0.050 %	
Other, total	<= 0.15 %	<= 0.15 %	
Silicon, Si	0.20 - 0.60 %	0.20 - 0.60 %	
Titanium, Ti	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Zinc, Zn	<= 0.10 %	<= 0.10 %	

## Polietileno de alta densidad [4].

### Overview of materials for High Density Polyethylene (HDPE), Injection Molded

Categories: [Polymer](#); [Thermoplastic](#); [Polyethylene](#); [HDPE](#); [High Density Polyethylene \(HDPE\)](#); [Injection Molded](#)

**Material Notes:** This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "High Density Polyethylene (HDPE), Injection Molded". Each property range of values reported is minimum and maximum values of appropriate MatWeb entries. The comments report the average value, and number of data points used to calculate the average. The values are not necessarily typical of any specific grade, especially less common values and those that can be most affected by additives or processing methods.

**Vendors:** Bamberger Polymers sells this and a wide range of thermoplastic resins such as polyethylene, polypropylene, and polystyrene worldwide. [www.BambergerPolymers.com](http://www.BambergerPolymers.com) or phone 800-888-8959.

[Click here to view all available suppliers for this material.](#)

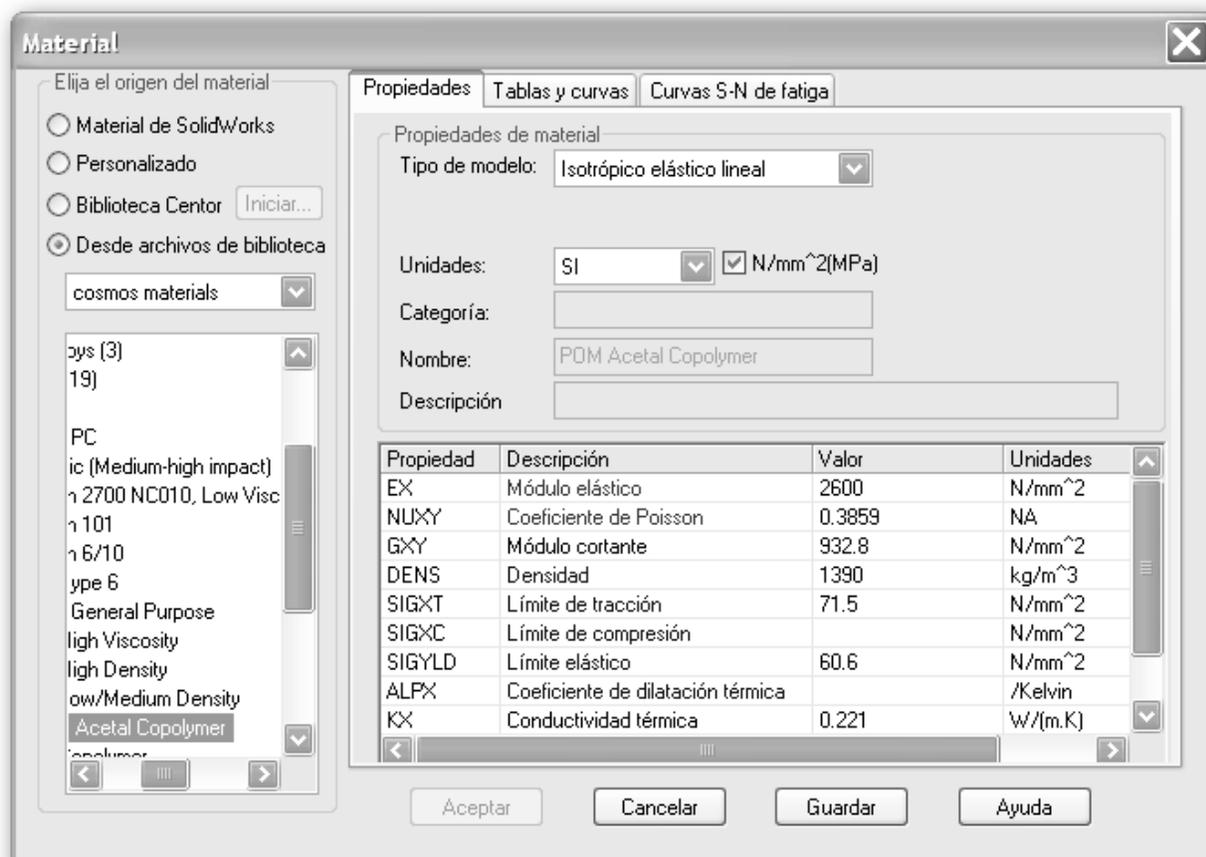
Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	0.918 - 1.06 g/cc	0.0332 - 0.0383 lb/in <sup>3</sup>	Average value: 0.954 g/cc Grade Count:312
Apparent Bulk Density	0.526 - 0.610 g/cc	0.0190 - 0.0220 lb/in <sup>3</sup>	Average value: 0.591 g/cc Grade Count:18
Water Absorption	0.000 - 0.0500 %	0.000 - 0.0500 %	Average value: 0.0150 % Grade Count:30
Moisture Absorption at Equilibrium	0.0100 - 0.0500 %	0.0100 - 0.0500 %	Average value: 0.0136 % Grade Count:11
Water Absorption at Saturation	0.0100 %	0.0100 %	Average value: 0.0173 cm/cm Grade Count:3
Particle Size	5.00 - 1200 µm	5.00 - 1200 µm	Average value: 614 µm Grade Count:4
Viscosity	32000 - 200000 cP	32000 - 200000 cP	Average value: 89000 cP Grade Count:7
Viscosity Measurement	280 - 460	280 - 460	Average value: 350 Grade Count:5
Environmental Stress Crack Resistance	1.00 - 3000 hour	1.00 - 3000 hour	Average value: 246 hour Grade Count:89
Oxidative Induction Time (OIT)	20.0 - 100 min	20.0 - 100 min	Average value: 47.5 min Grade Count:4
Linear Mold Shrinkage	0.00400 - 0.0260 cm/cm	0.00400 - 0.0260 in/in	Average value: 0.0173 cm/cm Grade Count:10
Melt Flow	0.0250 - 90.0 g/10 min	0.0250 - 90.0 g/10 min	Average value: 14.3 g/10 min Grade Count:288
Base Resin Melt Index	2.00 - 20.0 g/10 min	2.00 - 20.0 g/10 min	Average value: 7.00 g/10 min Grade Count:8
Spiral Flow	15.5 - 53.8 cm	6.10 - 21.2 in	Average value: 33.0 cm Grade Count:27
Collected Volatile Condensable Material	0.0500 - 1.00 %	0.0500 - 1.00 %	Average value: 0.472 % Grade Count:23

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Rockwell R	33.0 - 64.0	33.0 - 64.0	Average value: 49.8 Grade Count:5
Hardness, Shore D	56.0 - 71.0	56.0 - 71.0	Average value: 64.6 Grade Count:140
Ball Indentation Hardness	35.0 - 45.0 MPa	5080 - 6530 psi	Average value: 41.4 MPa Grade Count:9
Tensile Strength, Ultimate	10.0 - 43.0 MPa	1450 - 6240 psi	Average value: 22.1 MPa Grade Count:89
Film Tensile Strength at Yield, MD	21.0 - 35.0 MPa	3050 - 5080 psi	Average value: 28.9 MPa Grade Count:5
Film Tensile Strength at Yield, TD	23.0 - 37.5 MPa	3340 - 5440 psi	Average value: 31.1 MPa Grade Count:5
Film Elongation at Break, MD	595 - 900 %	595 - 900 %	Average value: 709 % Grade Count:5
Film Elongation at Break, TD	650 - 950 %	650 - 950 %	Average value: 860 % Grade Count:5
Tensile Strength, Yield	9.00 - 43.0 MPa	1310 - 6240 psi	Average value: 26.0 MPa Grade Count:259
Elongation at Break	4.00 - 1900 %	4.00 - 1900 %	Average value: 513 % Grade Count:229
Elongation at Yield	6.60 - 500 %	6.60 - 500 %	Average value: 19.8 % Grade Count:61
Modulus of Elasticity	0.180 - 3.65 GPa	26.1 - 530 ksi	Average value: 1.00 GPa Grade Count:41
Flexural Modulus	0.186 - 2.76 GPa	27.0 - 400 ksi	Average value: 0.689 GPa Grade Count:222
Flexural Yield Strength	13.8 - 40.7 MPa	2000 - 5900 psi	Average value: 27.5 MPa Grade Count:13
Compressive Yield Strength	4.00 - 31.7 MPa	580 - 4600 psi	Average value: 14.9 MPa Grade Count:11
Compressive Modulus	0.689 GPa	100 ksi	Average value: 0.689 GPa Grade Count:3
Secant Modulus	0.758 - 1.54 GPa	110 - 224 ksi	Average value: 1.11 GPa Grade Count:21
Izod Impact, Unnotched	2.45 - 5340 J/cm	4.59 - 10000 ft-lb/in	Average value: 2.56 J/cm Grade Count:4
Charpy Impact Unnotched	1.60 J/cm <sup>2</sup> - NB	7.61 ft-lb/in <sup>2</sup> - NB	Average value: 1.60 J/cm <sup>2</sup> Grade Count:12
Charpy Impact, Notched, Low Temp	0.280 - 0.440 J/cm <sup>2</sup>	1.33 - 2.09 ft-lb/in <sup>2</sup>	Average value: 0.382 J/cm <sup>2</sup> Grade Count:4
Charpy Impact, Unnotched Low Temp	NB	NB	Grade Count:4
Charpy Impact, Notched	0.200 - 11.0 J/cm <sup>2</sup>	0.952 - 52.4 ft-lb/in <sup>2</sup>	Average value: 2.79 J/cm <sup>2</sup> Grade Count:33
Tensile Impact Strength	34.0 - 349 kJ/m <sup>2</sup>	18.2 - 166 ft-lb/in <sup>2</sup>	Average value: 226 kJ/m <sup>2</sup> Grade Count:22
Falling Dart Impact	31.2 - 176 J	23.0 - 130 ft-lb	Average value: 125 J Grade Count:3
Impact	1.90 - 14.0	1.90 - 14.0	Average value: 6.21 Grade Count:12
Coefficient of Friction	0.200 - 0.300	0.200 - 0.300	Average value: 0.225 Grade Count:4
Tensile Creep Modulus, 1 hour	400 - 570 MPa	58000 - 82700 psi	Average value: 473 MPa Grade Count:3
Tensile Creep Modulus, 1000 hours	270 - 400 MPa	39200 - 58000 psi	Average value: 327 MPa Grade Count:3
Elmendorf Tear Strength, MD	0.600 - 1.60 g/micron	15.2 - 40.6 g/mil	Average value: 0.940 g/micron Grade Count:5
Elmendorf Tear Strength, TD	1.70 - 23.0 g/micron	43.2 - 584 g/mil	Average value: 10.5 g/micron Grade Count:5
Dart Drop	1.50 - 2.00 g/micron	38.1 - 50.8 g/mil	Average value: 1.67 g/micron Grade Count:4
Abrasion	85.0 - 350	85.0 - 350	Average value: 215 Grade Count:7
Film Tensile Strength at Break, MD	35.6 - 55.0 MPa	5160 - 7980 psi	Average value: 47.1 MPa Grade Count:5
Film Tensile Strength at Break, TD	28.0 - 50.0 MPa	4060 - 7250 psi	Average value: 42.2 MPa Grade Count:5
Izod Impact, Notched	0.196 - 5340 J/cm	0.367 - 10000 ft-lb/in	Average value: 0.828 J/cm Grade Count:97
Izod Impact, Notched (ISO)	11.0 - 80.1 kJ/m <sup>2</sup>	5.23 - 38.1 ft-lb/in <sup>2</sup>	Average value: 38.4 kJ/m <sup>2</sup> Grade Count:11

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	1.00e+6 - 1.00e+17 ohm-cm	1.00e+6 - 1.00e+17 ohm-cm	Average value: 9.02e+15 ohm-cm Grade Count:26
Surface Resistance	100 - 1.00e+15 ohm	100 - 1.00e+15 ohm	Average value: 4.45e+14 ohm Grade Count:26
Dielectric Constant	1.00 - 5.00	1.00 - 5.00	Average value: 2.60 Grade Count:27
Dielectric Strength	18.7 - 150 kV/mm	475 - 3810 kV/in	Average value: 49.2 kV/mm Grade Count:26
Dissipation Factor	0.0000400 - 0.00100	0.0000400 - 0.00100	Average value: 0.000302 Grade Count:26
Comparative Tracking Index	600 V	600 V	Average value: 600 V Grade Count:19
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	20.0 - 225 µm/m-°C	11.1 - 125 µin/in-°F	Average value: 139 µm/m-°C Grade Count:33
Thermal Conductivity	0.288 - 0.400 W/m-K	2.00 - 2.78 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	Average value: 0.386 W/m-K Grade Count:8
Melting Point	110 - 136 °C	230 - 277 °F	Average value: 131 °C Grade Count:53
Crystallization Temperature	113 - 116 °C	235 - 241 °F	Average value: 114 °C Grade Count:13
Maximum Service Temperature, Air	70.0 - 120 °C	158 - 248 °F	Average value: 94.7 °C Grade Count:13
Deflection Temperature at 0.46 MPa (66 psi)	47.2 - 121 °C	117 - 250 °F	Average value: 72.6 °C Grade Count:73
Deflection Temperature at 1.8 MPa (264 psi)	37.6 - 107 °C	99.7 - 225 °F	Average value: 48.4 °C Grade Count:43
Vicat Softening Point	67.0 - 194 °C	153 - 381 °F	Average value: 121 °C Grade Count:170
Minimum Service Temperature, Air	-200 - -60.0 °C	-328 - -76.0 °F	Average value: -137 °C Grade Count:7
Brittleness Temperature	-180 - 100 °C	-292 - 212 °F	Average value: -73.8 °C Grade Count:107
Flammability, UL94	HB	HB	Grade Count:35
Oxygen Index	17.0 - 20.0 %	17.0 - 20.0 %	Average value: 18.9 % Grade Count:12
Optical Properties	Metric	English	Comments
Yellow Index	4.00 - 5.00 %	4.00 - 5.00 %	Average value: 4.06 % Grade Count:17
Processing Properties	Metric	English	Comments
Processing Temperature	82.2 - 280 °C	180 - 536 °F	Average value: 204 °C Grade Count:37
Rear Barrel Temperature	149 - 232 °C	300 - 450 °F	Average value: 180 °C Grade Count:3
Middle Barrel Temperature	154 - 232 °C	310 - 450 °F	Average value: 186 °C Grade Count:3
Front Barrel Temperature	160 - 232 °C	320 - 450 °F	Average value: 191 °C Grade Count:3
Nozzle Temperature	160 - 246 °C	320 - 475 °F	Average value: 192 °C Grade Count:3
Mold Temperature	15.6 - 65.6 °C	60.0 - 150 °F	Average value: 32.3 °C Grade Count:6
Drying Temperature	37.8 - 80.0 °C	100 - 176 °F	Average value: 53.9 °C Grade Count:3
Dry Time	1.00 - 3.00 hour	1.00 - 3.00 hour	Average value: 2.00 hour Grade Count:3
Injection Pressure	2.76 - 103 MPa	400 - 15000 psi	Average value: 46.4 MPa Grade Count:4

**Copolímero de acetal [5].**



## Apéndice C.- Programas de control numérico.

### Caja Circular de la Carcaza y Tapa (Herramienta: Cortador Ø1")

**Cero Pieza: Centro de la carcaza / tapa, herramienta en contacto con la cara superior**

%23

N10 G90 G71 G40 G17 G54 G60 G94 M04 M08  
 N20 G01 Z10.0 F10.0  
 N30 G01 X0.0 Y0.0 F10.0  
 N40 G01 Z-4.5 F3.0  
 N50 G02 X8.758 Y0.0 U4.379 F3.0  
 N60 G02 X-17.958 Y0.0 U13.358 F3.0  
 N70 G02 X14.017 Y0.0 U15.988 F3.0  
 N80 G02 X-23.217 Y0.0 U18.617 F3.0  
 N90 G02 X19.275 Y0.0 U21.246 F3.0  
 N100 G02 X-28.475 Y0.0 U23.875 F3.0  
 N110 G02 X-28.5 Y0.0 I23.9 J0.0 F3.0  
 N120 G02 X0.0 Y0.0 U14.238 F10.0  
 N130 G01 Z10.0 F10.0  
 N140 M30

### O-Ring Carcaza y Tapa (Herramienta: Cortador Ø3/32")

**Cero Pieza: Centro de la carcaza / tapa, herramienta en contacto con la cara superior**

%2

N10 G90 G71 G40 G17 G54 G60 G94 M04 M08  
 N12 G01 X0.0 Y0.0 F10.0  
 N15 G01 Z0.0 F10.0  
 N20 G01 X-38.9884 Y0.0 F10.0  
 N30 G01 Z-4.5 F10.0  
 N40 G01 Z-5.1604 F3.0  
 N50 G01 Z-5.7954 F3.0  
 N60 G02 X-38.9884 Y0.0 I34.3884 J0.0 F3.0  
 N90 G01 Z10.0 F10.0  
 N100 M30

### Barrenos Carcaza y Tapa (Herramienta: Broca Ø1/4")

**Cero Pieza: Centro de la carcaza / tapa, herramienta en contacto con la cara superior**

%0

N10 G90 G71 G40 G17 G54 G60 G94 M04 M08  
 N20 G01 Z10.0 F10.0  
 N30 G01 X-17.35 Y40.0 F10.0  
 N40 G01 Z0.0 F10.0  
 N50 G01 Z-16.0 F3.0  
 N60 G01 Z10.0 F10.0  
 N70 G01 Y-40.0 F10.0  
 N80 G01 Z0.0 F10.0  
 N90 G01 Z-16.0 F3.0  
 N100 G01 Z10.0 F10.0  
 N110 G01 X42.55 Y0.0 F10.0  
 N120 G01 Z0.0 F10.0  
 N130 G01 Z-16.0 F3.0  
 N140 G01 Z10.0 F10.0  
 N150 M30

**Barrenos para los puertos de la Tapa (Herramienta: Broca  $\phi 27/64$ " )****Cero Pieza: Centro de la carcaza / tapa, herramienta en contacto con la cara superior**

%1

N10 G90 G71 G40 G17 G54 G60 G94 M04 M08

N20 G01 Z10.0 F10.0

N30 G01 X5.03 Y22.42 F10.0

N40 G01 Z-4.5 F10.0

N50 G01 Z-14.0 F3.0

N60 G01 Z10.0 F10.0

N70 G01 Y-22.42 F10.0

N80 G01 Z-4.5 F10.0

N90 G01 Z-14.0 F3.0

N100 G01 Z10.0 F10.0

N110 M30

**Ranuras para los puertos de la Tapa (Herramienta: Cortador  $\phi 1/4$ " )****Cero Pieza: Centro de la carcaza / tapa, herramienta en contacto con la cara superior**

%1

N10 G90 G71 G40 G17 G54 G60 G94 M04 M08

N20 G01 Z10.0 F10.0

N30 G01 X5.94 Y24.64 F10.0

N40 G01 Z-4.5 F10.0

N50 G01 Z-7.5 F3.0

N60 G02 X20.3 Y9.88 U26.8 F3.0

N70 G01 Z-3.0 F10.0

N80 G01 X20.3 Y-9.88 F10.0

N90 G01 Z-7.5 F3.0

N100 G02 X5.94 Y-24.64 U26.8 F3.0

N110 G01 Z10.0 F10.0

N120 M30

**Anillo Segunda Iteración (Herramienta: Cortador  $\phi 1''$ )****Cero Pieza: Centro del anillo, herramienta en contacto con la cara superior.**

%200

N10 G90 G71 G40 G17 G54 G60 G94 M04 M08

N20 G01 Z10.0 F3.0

N30 G01 X4.6 Y0.0 F3.0

N40 G01 Z0.0 F3.0

N50 L203 P8

N60 G01 X0.0 Y0.0 F3.0

N70 G01 Z10.0 F3.0

N80 M30

L203

N05 G91 G01 Z-2.0 F3.0

N10 G90 G02 X16.9542 Y-3.3103 U12.825 F3.0

N20 G02 X13.2097 Y-10.8634 U21.3815 F3.0

N30 G02 X6.5628 Y-16.2250 U18.4697 F3.0

N40 G02 X-2.3307 Y-17.7982 U16.9004 F3.0

N50 G02 X-11.2205 Y-14.1170 U16.4316F3.0

N60 G02 X-16.6407 Y-5.6914 U16.4505 F3.0

N70 G02 X-16.6407 Y5.6914 U21.9900 F3.0

N80 G02 X-11.2205 Y14.1170 U16.4505 F3.0

N90 G02 X-2.3307 Y17.7982 U16.4316 F3.0

N100 G02 X6.5628 Y16.2250 U16.9004 F3.0

N110 G02 X13.2097 Y10.8634 U18.4697 F3.0

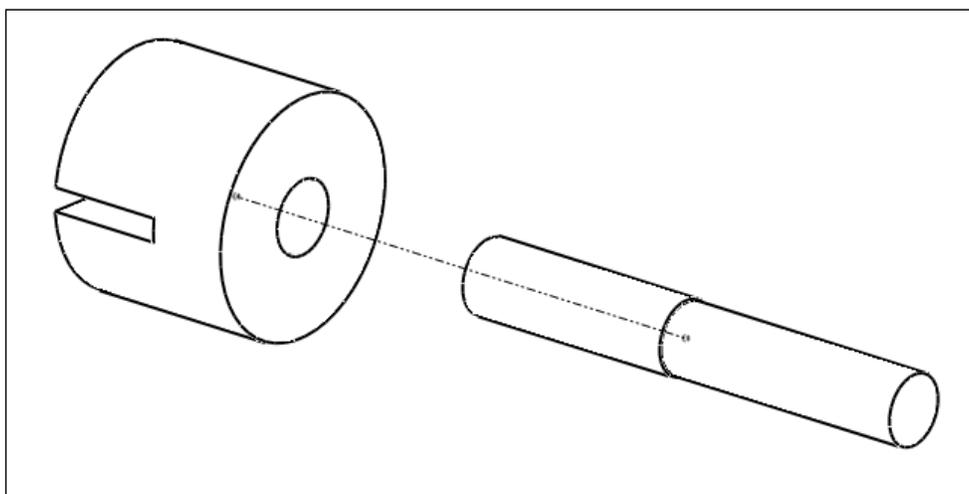
N120 G02 X16.9542 Y3.3103 U21.3815 F3.0

N130 M17

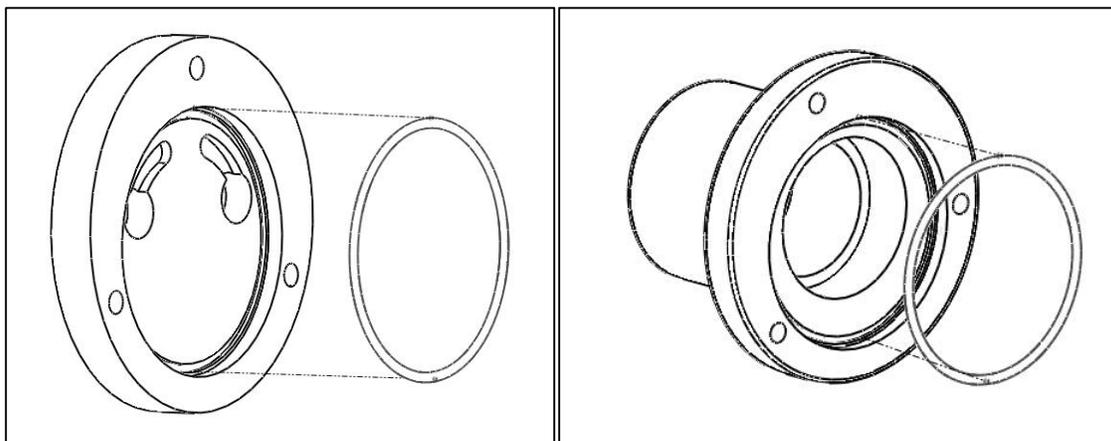
## Apéndice D.- Ensamble del prototipo de la bomba.

### Primera Iteración

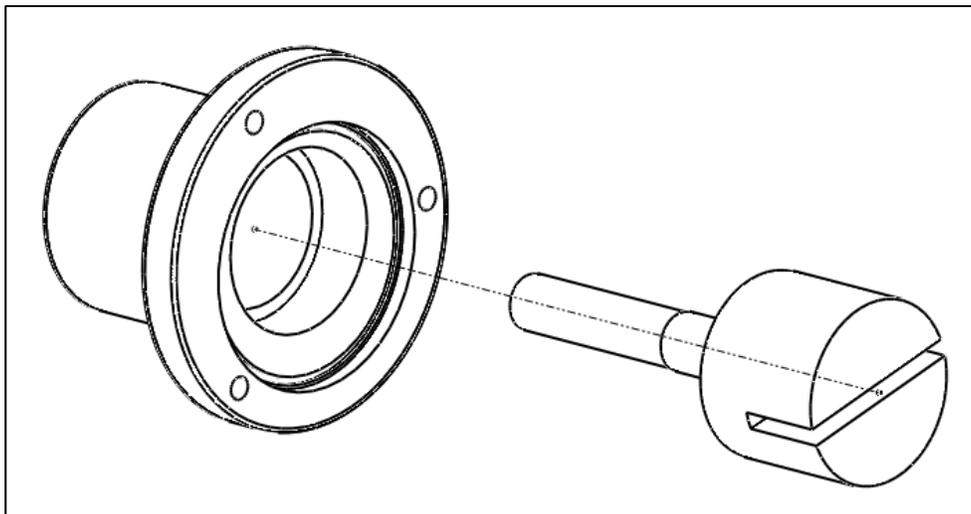
- 1) Pegar la flecha al rotor mediante el uso de pegamento a base de cianoacrilato (Koolaloka).



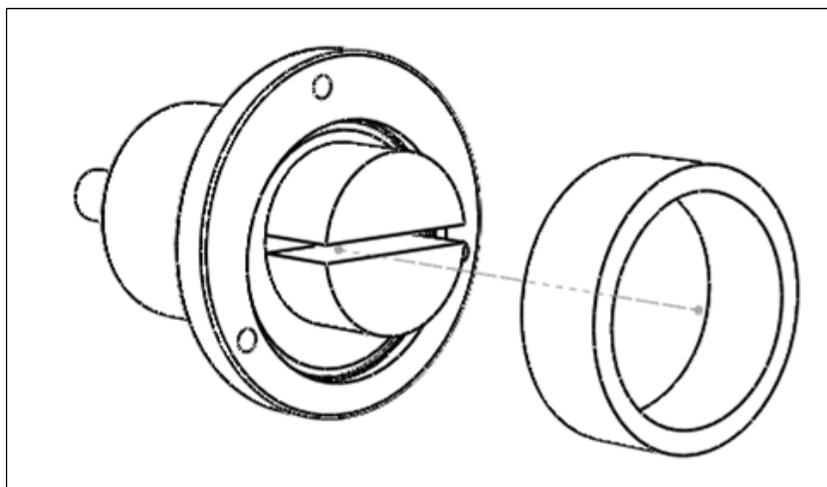
- 2) Insertar los arosellos en la tapa y en la carcasa. Es necesario estirarlos un poco para asegurar que queden fijos en sus ranuras.



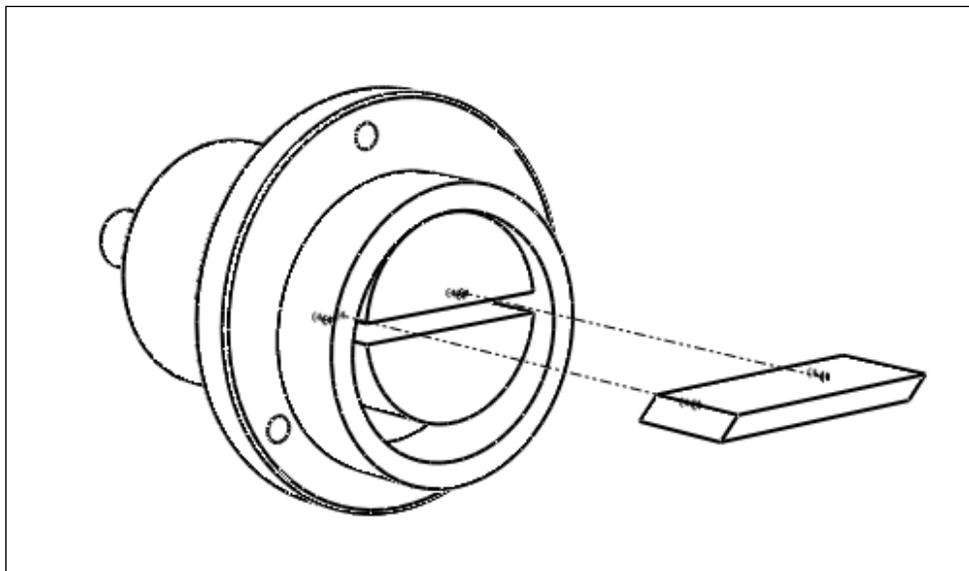
- 3) Insertar el conjunto rotor flecha por la parte inferior de la carcaza.



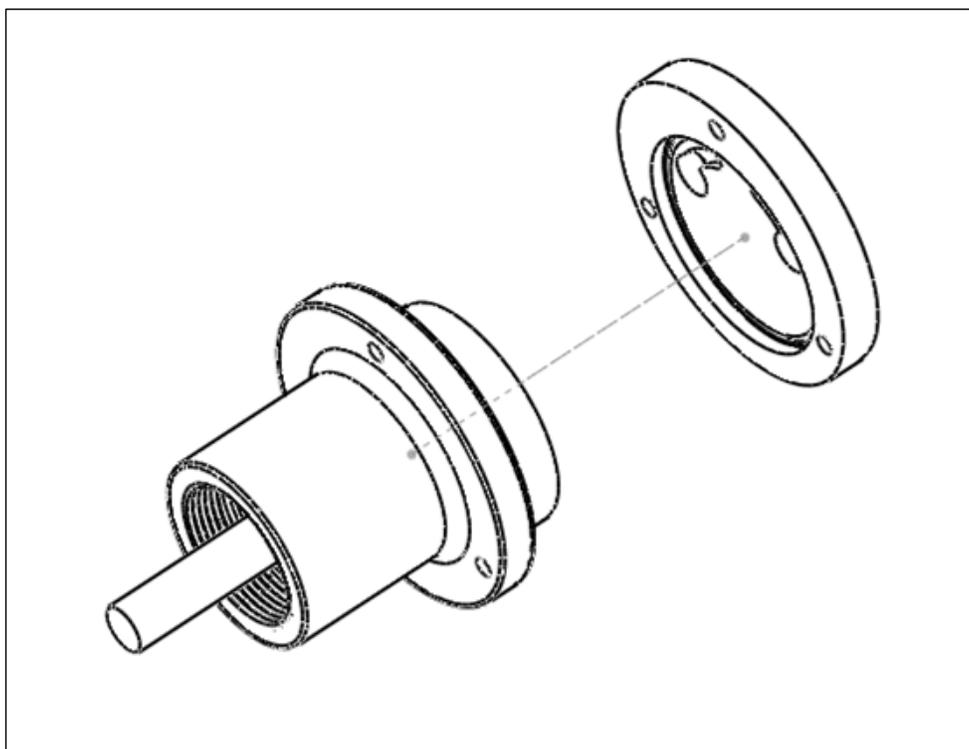
- 4) Insertar y ubicar el anillo de tal manera que las muescas queden alineadas.



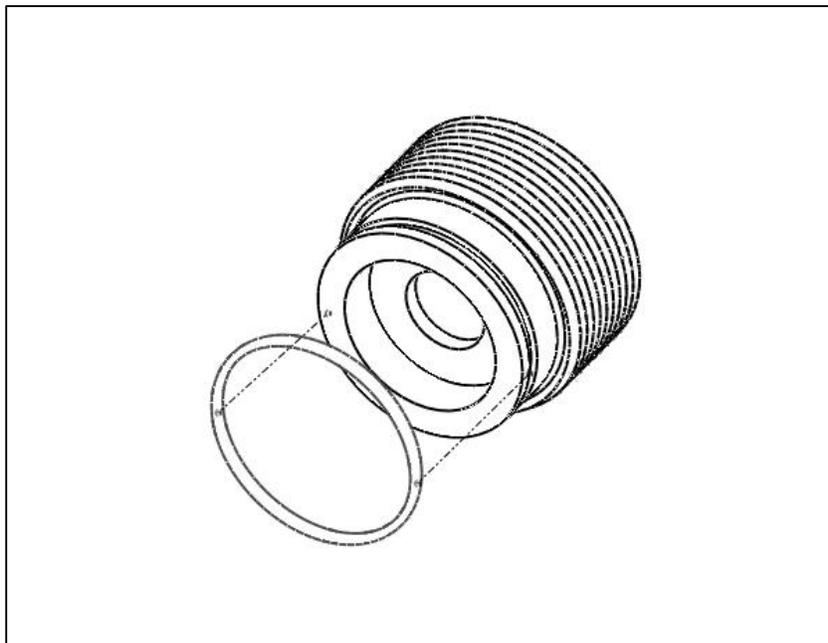
- 5) Insertar la paleta en la ranura del rotor.



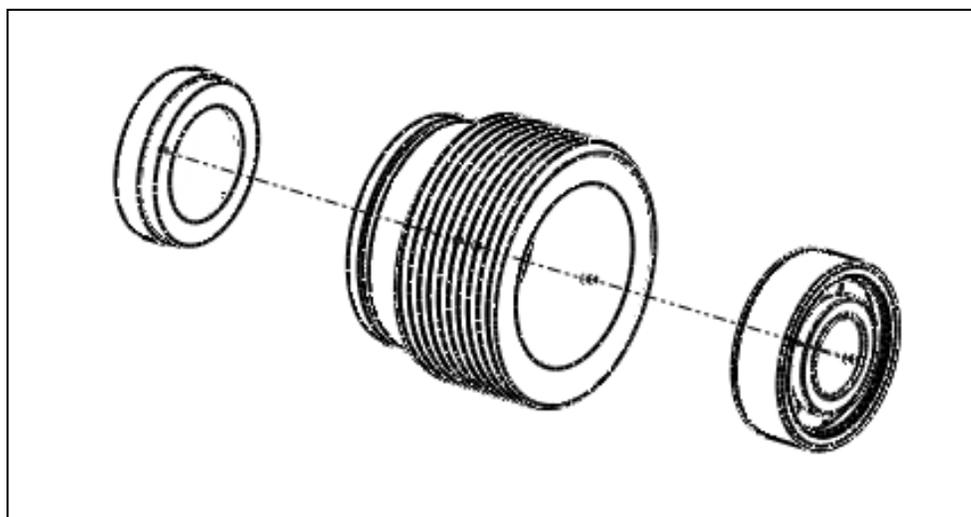
- 6) Colocar la tapa de la bomba y atornillarla mediante el uso de tuercas y espárragos.



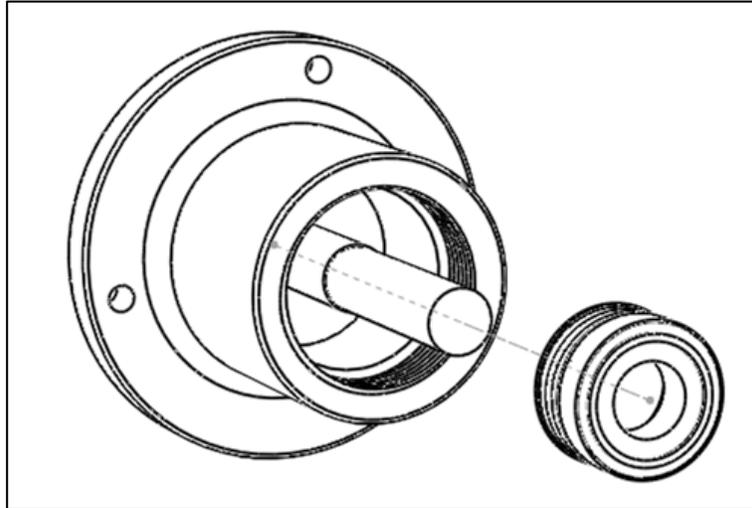
- 7) Colocar el arosello en la ranura del portasello.



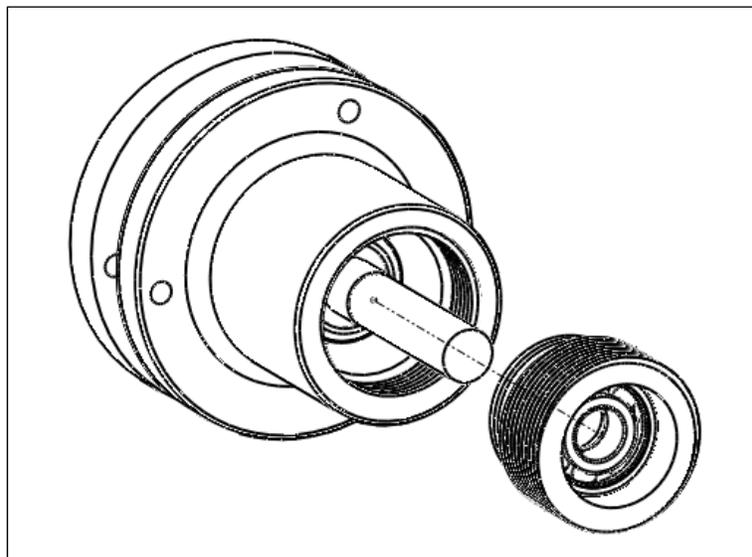
- 8) Insertar el extremo sin resorte del sello mecánico en la parte inferior del portasello e insertar el rodamiento en la parte superior del portasello.



- 9) Insertar el extremo con resorte del sello mecánico en la flecha por la parte superior de la carcasa.



- 10) Atornillar el portasello a la carcasa (verificar que el apriete no impida que gire el rotor).

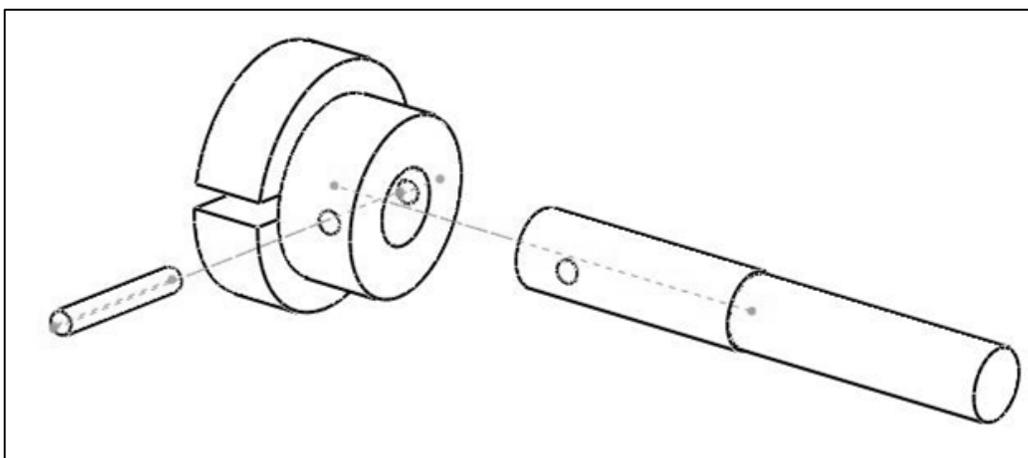


**Nota:** El tornillo de retención no se ensambla debido a que el separador del cople evita que el rodamiento se salga. En caso de no utilizar un separador, será necesario atornillarlo firmemente al portasello.

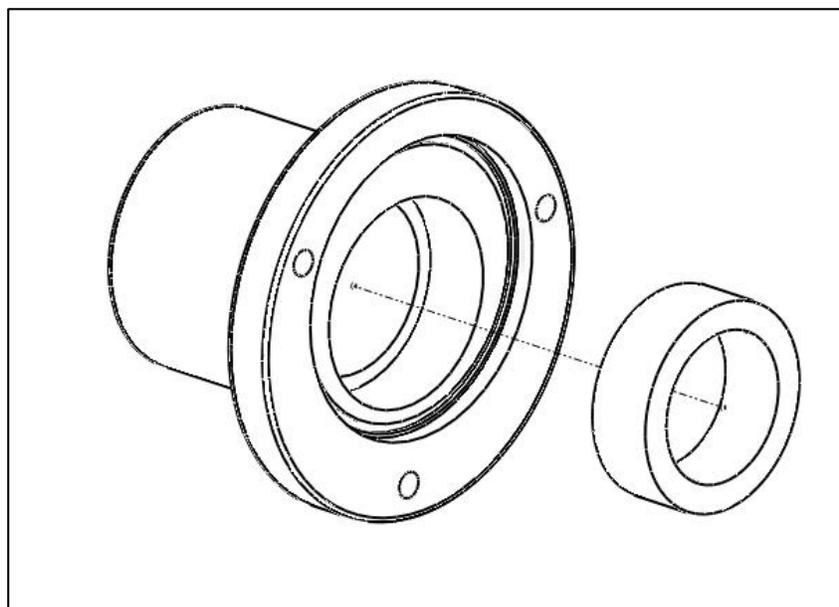
## Segunda Iteración

El ensamble de la bomba es muy similar al mostrado en la primera iteración, con la diferencia de que se adiciona un punto intermedio y que se omite el pegado de la flecha al rotor.

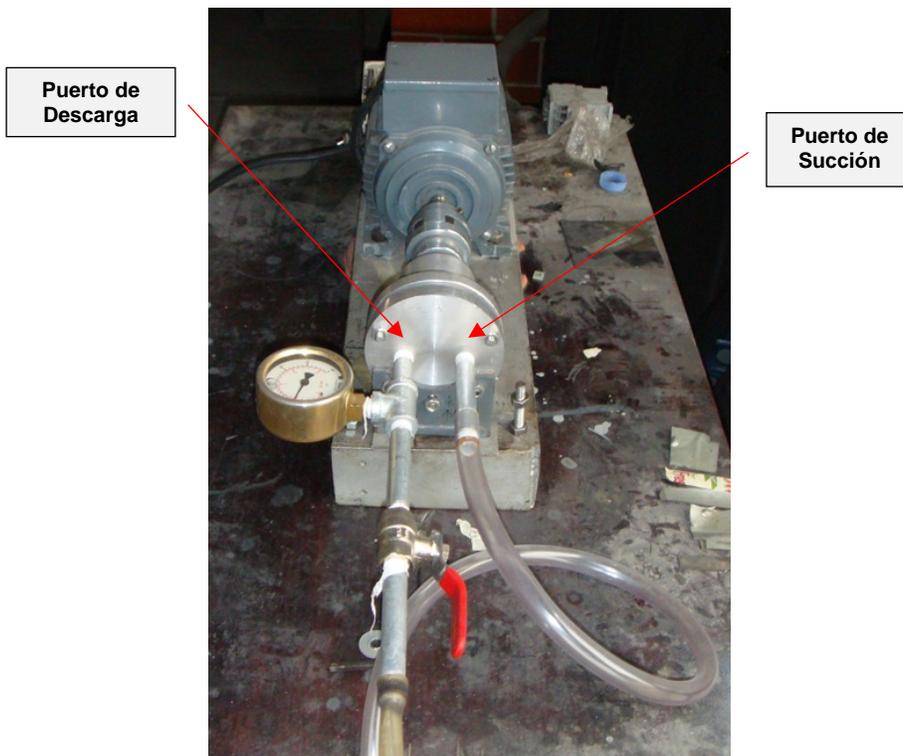
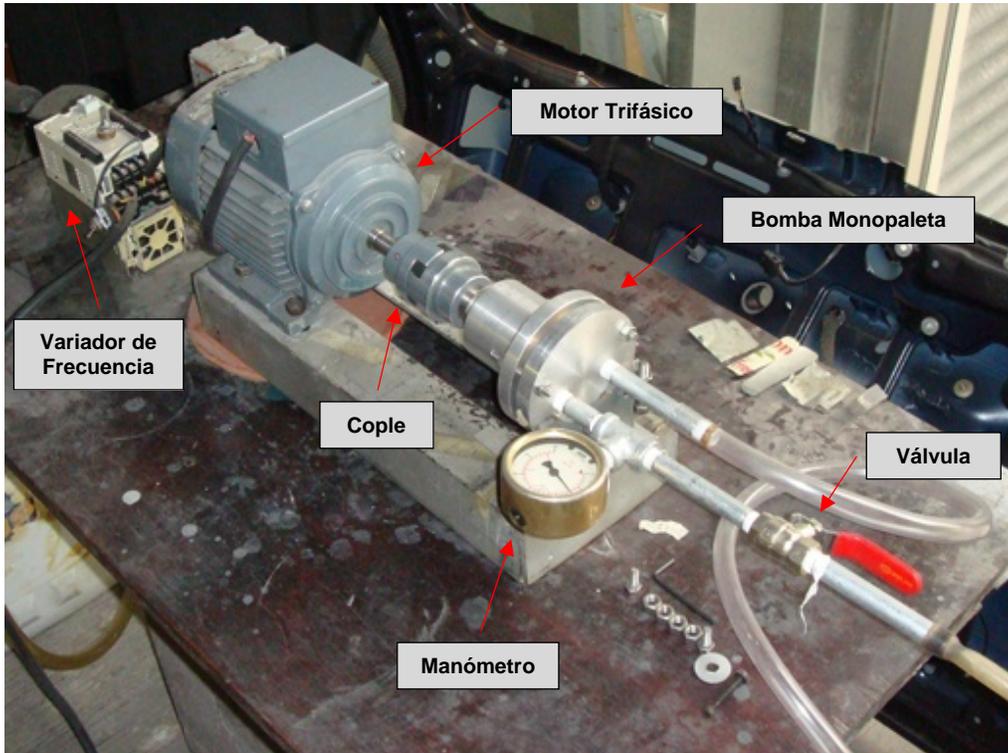
- 1) Insertar la flecha en el rotor, alinear los barrenos e insertar el perno en rotor y la flecha.



- 2.1) Insertar el buje de bronce en la carcaza (a presión).



## Apéndice E.- Fotografías del prototipo de la bomba.



## Apéndice F.- Mediciones y resultados de las pruebas.

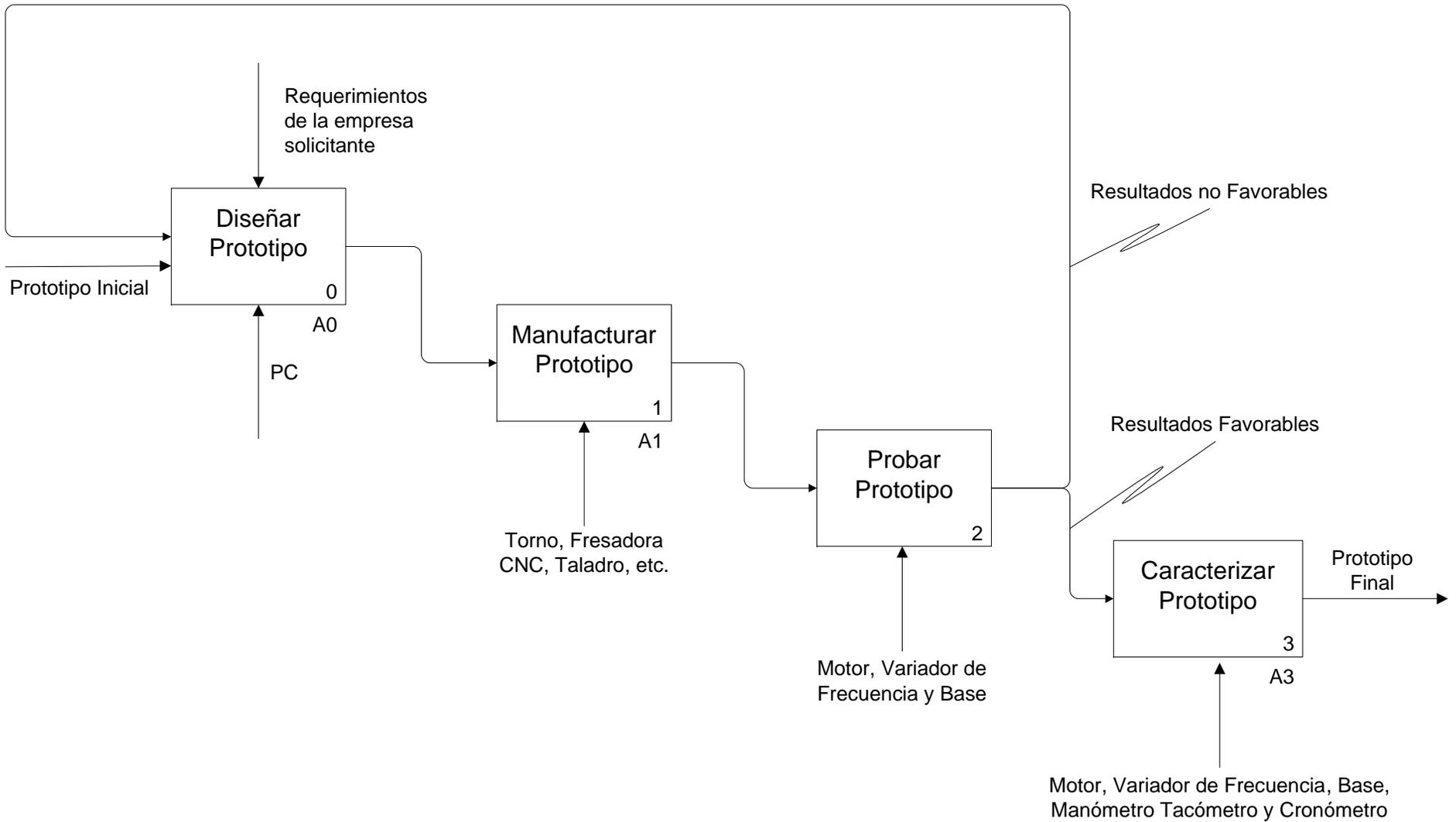
### Anillo de Acero Inoxidable:

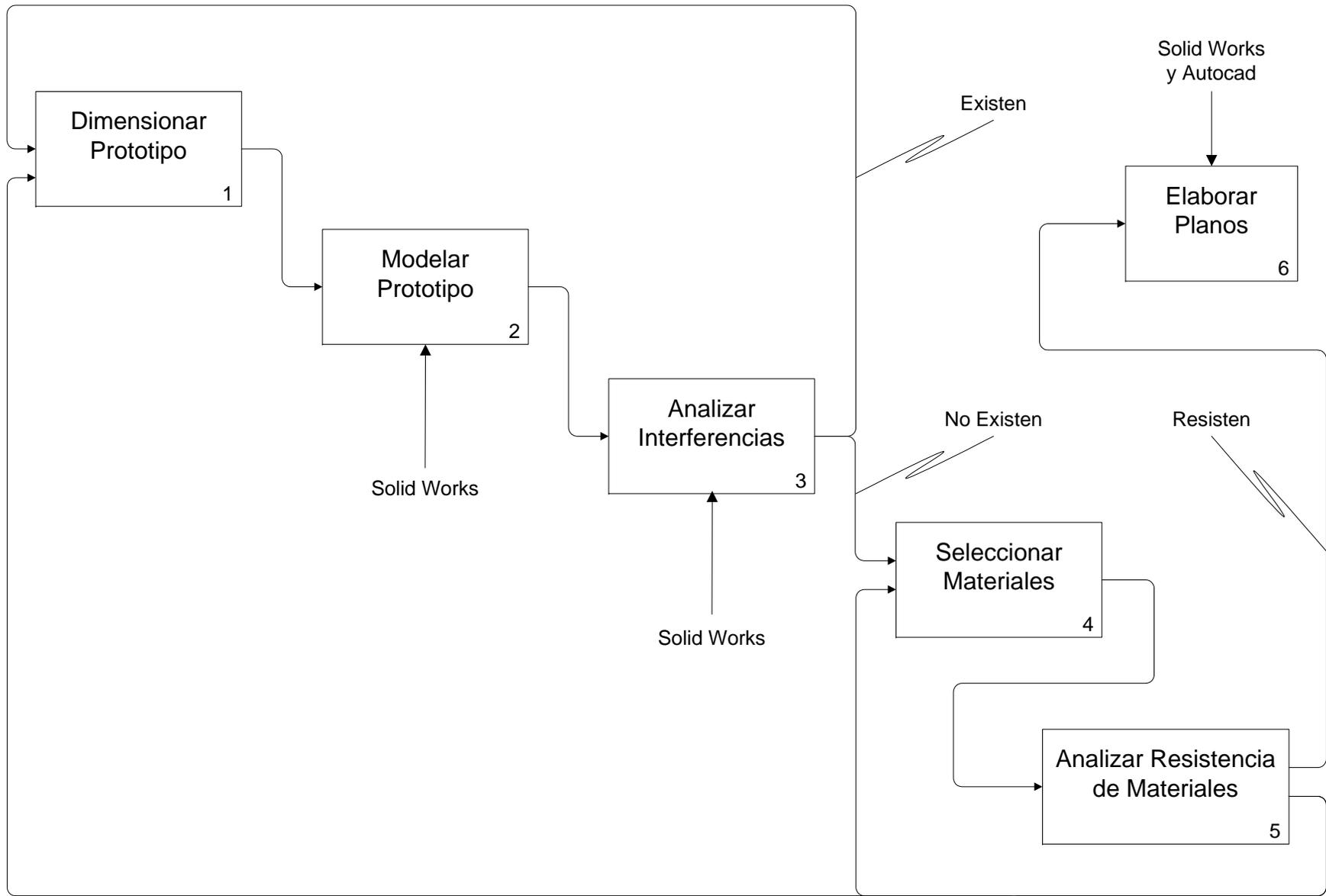
Velocidad [rpm]	Presión [kg/cm <sup>2</sup> ]	Presión [Pa]	Volumen [l]	Tiempo [s]	Gasto [l/s]	Gasto [l/min]	Gasto [m <sup>3</sup> /s]	Potencia Hidráulica [Watts]	Potencia Hidráulica [HP]
357	0.1	9806.65	3	27	0.1111	6.66667	1.11E-04	1.09	1.46E-03
	0.6	58839.91	3	34	0.0882	5.29412	8.82E-05	5.19	6.96E-03
	1	98066.52	3	39	0.0769	4.61538	7.69E-05	7.54	1.01E-02
	1.5	147099.78	3	47	0.0638	3.82979	6.38E-05	9.39	1.26E-02
	2	196133.04	3	56	0.0536	3.21429	5.36E-05	10.51	1.41E-02
500	0.2	19613.30	3	23	0.1304	7.82609	1.30E-04	2.56	3.43E-03
	0.5	49033.26	3	27	0.1111	6.66667	1.11E-04	5.45	7.30E-03
	1	98066.52	3	29.5	0.1017	6.10169	1.02E-04	9.97	1.34E-02
	1.5	147099.78	3	32	0.0938	5.62500	9.38E-05	13.79	1.85E-02
	2	196133.04	3	36	0.0833	5.00000	8.33E-05	16.34	2.19E-02
800	0.5	49033.26	3	13.6	0.2206	13.23529	2.21E-04	10.82	1.45E-02
	1	98066.52	3	14.5	0.2069	12.41379	2.07E-04	20.29	2.72E-02
	1.5	147099.78	3	15.5	0.1935	11.61290	1.94E-04	28.47	3.82E-02
	2	196133.04	3	16	0.1875	11.25000	1.88E-04	36.77	4.93E-02
1000	0.7	68646.56	3	12.7	0.2362	14.17323	2.36E-04	16.22	2.17E-02
	1.5	147099.78	3	13	0.2308	13.84615	2.31E-04	33.95	4.55E-02
	2	196133.04	3	13.2	0.2273	13.63636	2.27E-04	44.58	5.97E-02

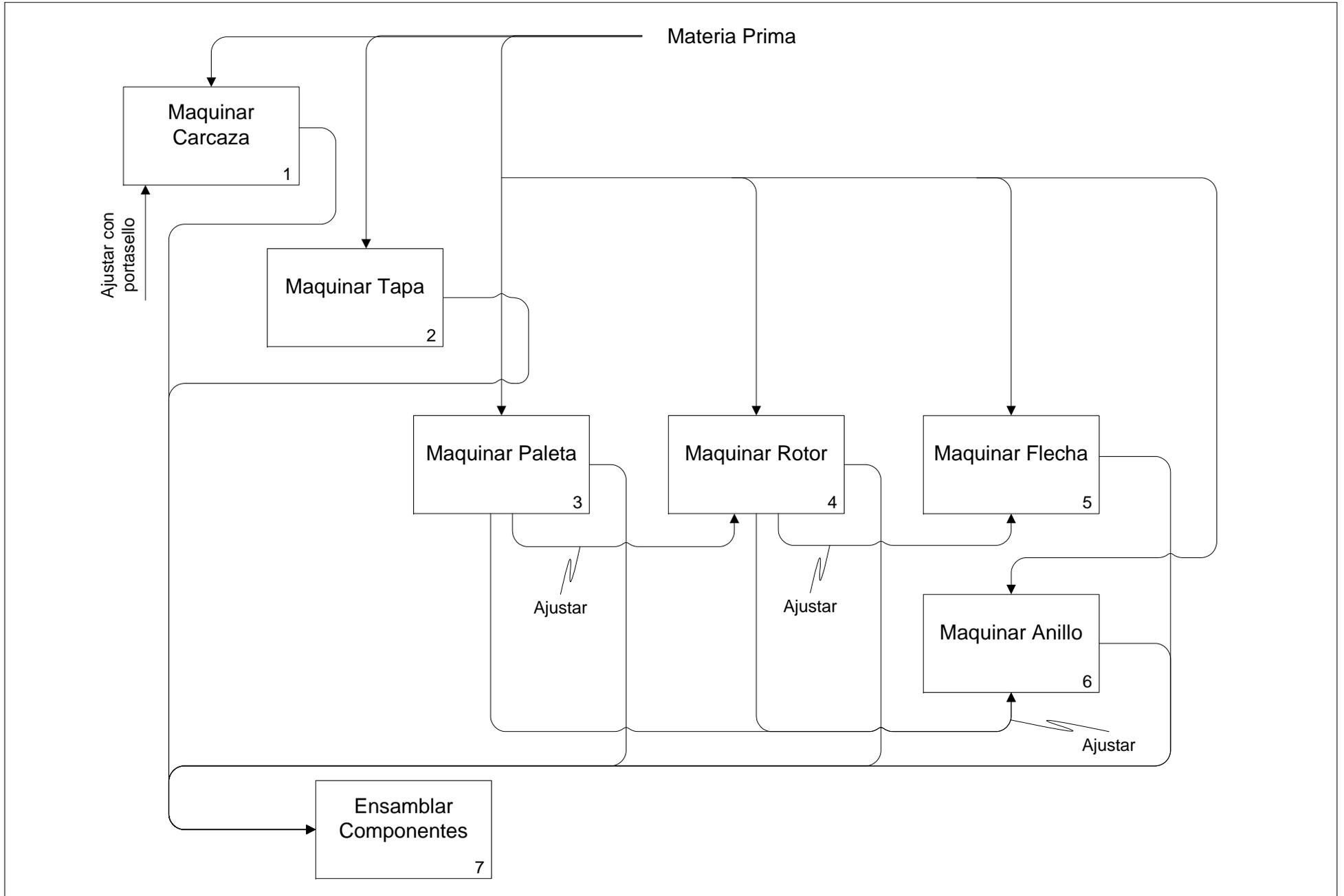
### Anillo de Latón:

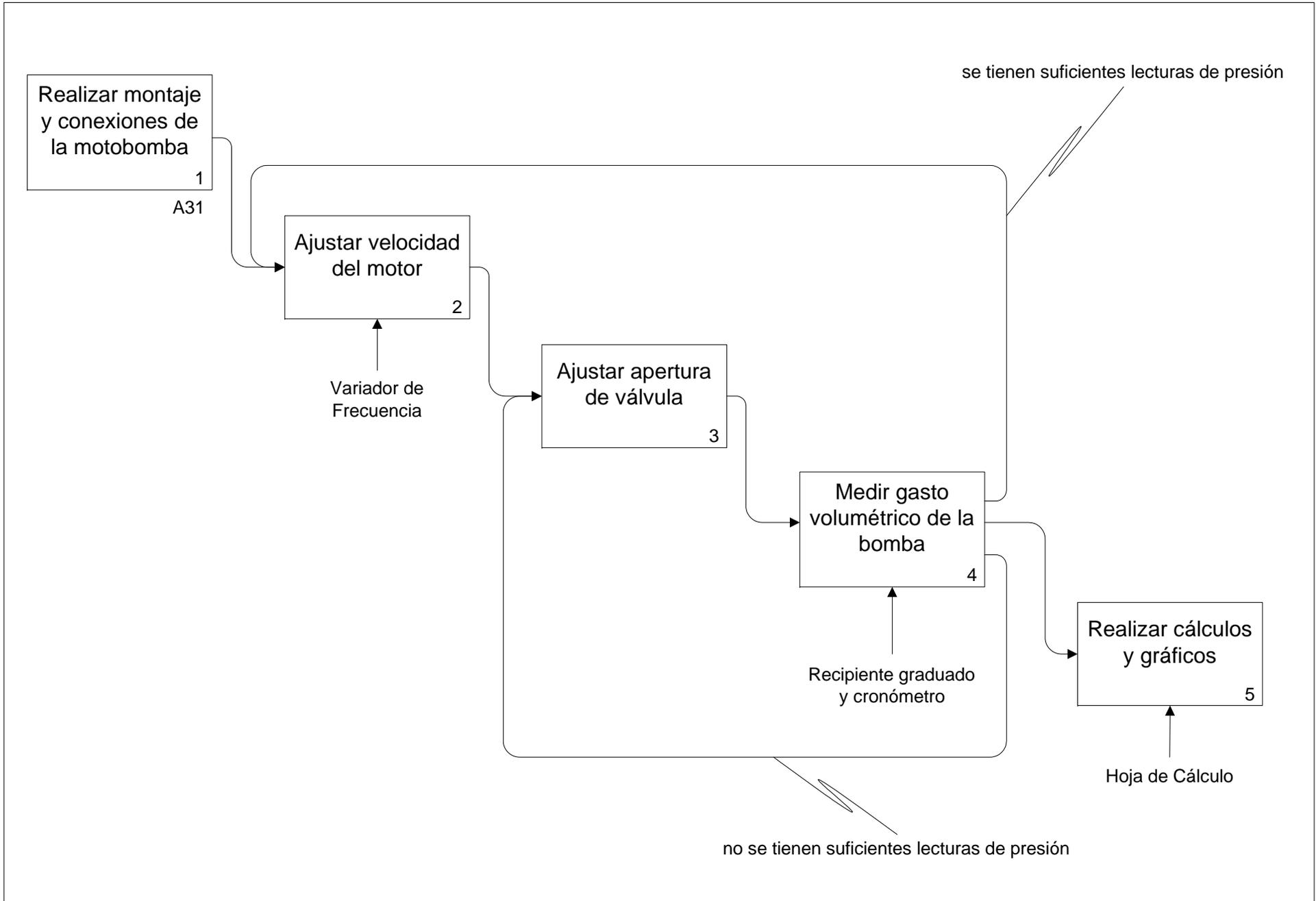
Velocidad [rpm]	Lectura Presión [psi]	Presión Real [psi]	Presión [kg/cm <sup>2</sup> ]	Presión [Pa]	Volumen [l]	Tiempo [s]	Gasto [l/s]	Gasto [l/min]	Gasto [m <sup>3</sup> /s]	Potencia Hidráulica [Watts]	Potencia Hidráulica [HP]
250	18	4	0.28	27584.15	1	14.18	0.071	4.23	7.05E-05	1.95	2.61E-03
	22	8	0.56	55168.30	1	19.71	0.051	3.04	5.07E-05	2.80	3.75E-03
	28	14	0.98	96544.53	1	25.00	0.040	2.40	4.00E-05	3.86	5.17E-03
	34	20	1.41	137920.75	1	32.00	0.031	1.88	3.13E-05	4.31	5.78E-03
	18	4	0.28	27584.15	1	14.18	0.071	4.23	7.05E-05	1.95	2.61E-03
500	16	2	0.14	13792.08	2	12.86	0.156	9.33	1.56E-04	2.14	2.87E-03
	24	10	0.70	68960.38	2	14.09	0.142	8.52	1.42E-04	9.79	1.31E-02
	30	16	1.13	110336.60	2	16.02	0.125	7.49	1.25E-04	13.77	1.85E-02
	38	24	1.69	165504.90	2	17.18	0.116	6.98	1.16E-04	19.27	2.58E-02
	16	2	0.14	13792.08	2	12.86	0.156	9.33	1.56E-04	2.14	2.87E-03
800	16	2	0.14	13792.08	2	10.00	0.200	12.00	2.00E-04	2.76	3.70E-03
	20	6	0.42	41376.23	2	10.30	0.194	11.65	1.94E-04	8.03	1.08E-02
	28	14	0.98	96544.53	2	10.89	0.184	11.02	1.84E-04	17.73	2.38E-02
	40	26	1.83	179296.98	2	11.00	0.182	10.91	1.82E-04	32.60	4.37E-02
1000	16	2	0.14	13792.08	3	13.20	0.227	13.64	2.27E-04	3.13	4.20E-03
	24	10	0.70	68960.38	3	13.54	0.222	13.29	2.22E-04	15.28	2.05E-02
	30	16	1.13	110336.60	3	14.00	0.214	12.86	2.14E-04	23.64	3.17E-02
Tara de Presión:		14 psi									

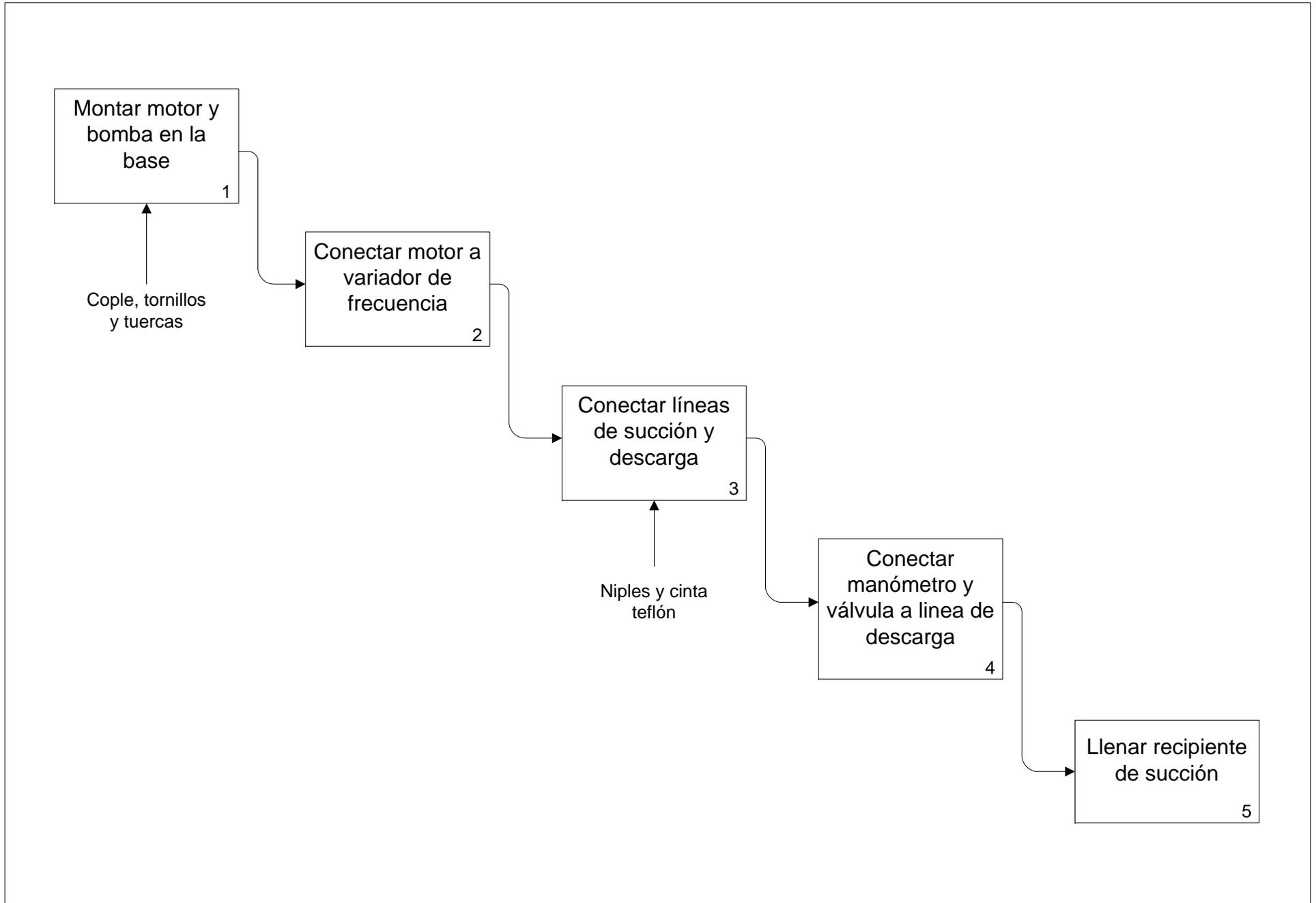
**Apéndice G.- Diagrama IDEF0.**



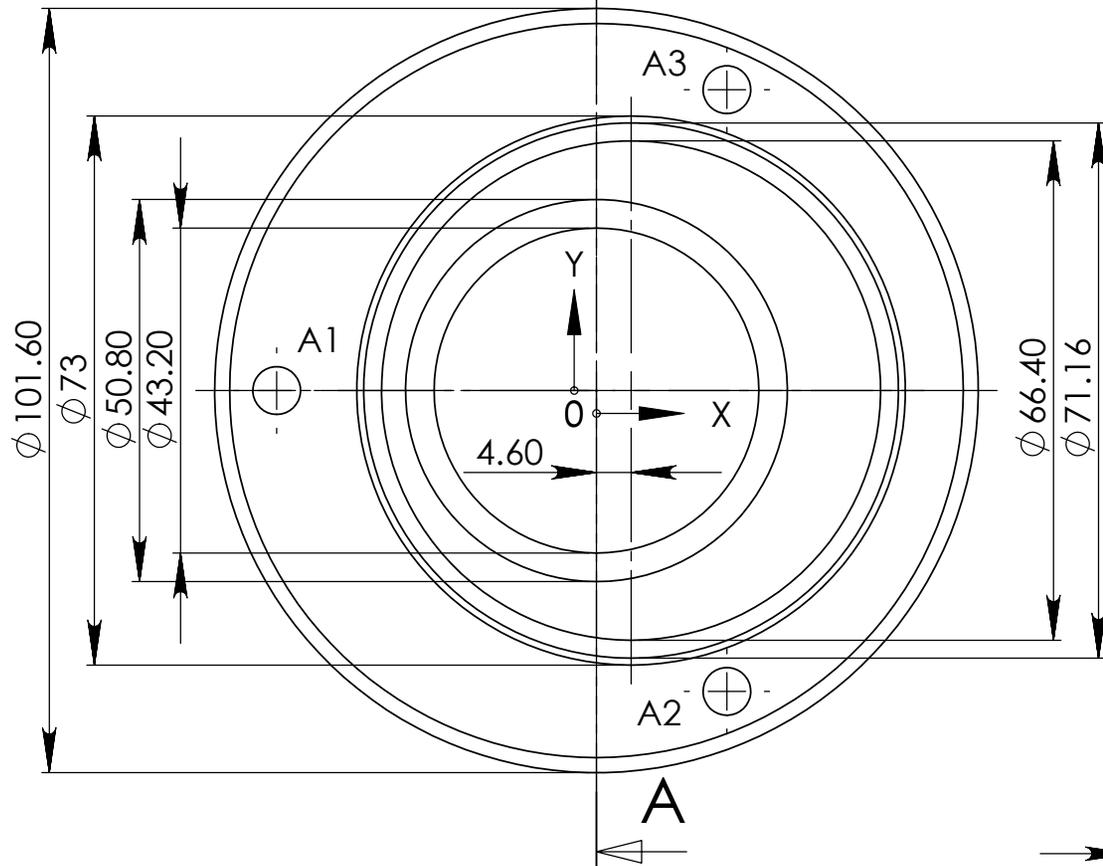




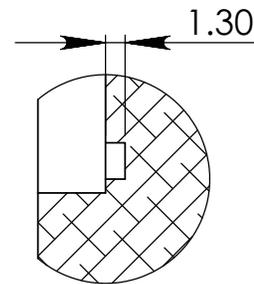




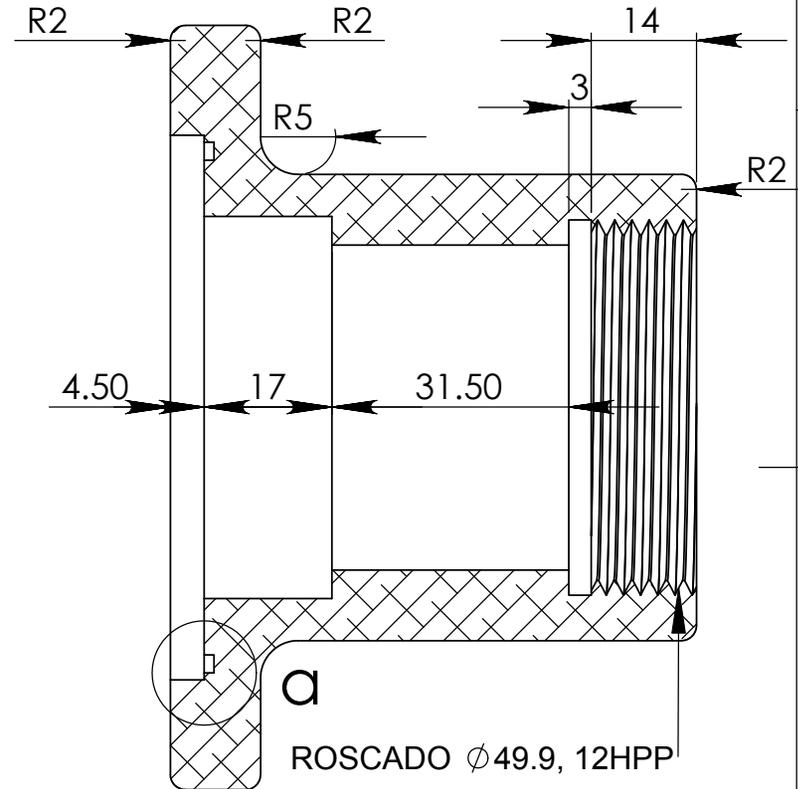
RÓTULO	X	Y	TAMAÑO
A1	-42.55	0	$\phi$ 6.35 $\nabla$ 12
A2	17.35	-40	$\phi$ 6.35 $\nabla$ 12
A3	17.35	40	$\phi$ 6.35 $\nabla$ 12



DETALLE  $\alpha$   
ESCALA 2 : 1



## SECCIÓN A-A



**a**  
ROSCADO  $\phi$  49.9, 12HPP

**Nombre:** Plano Carcaza

**Elaboró:** Jorge L. Pineda C.

**Revisó:** Dr. Ricardo Chicurel

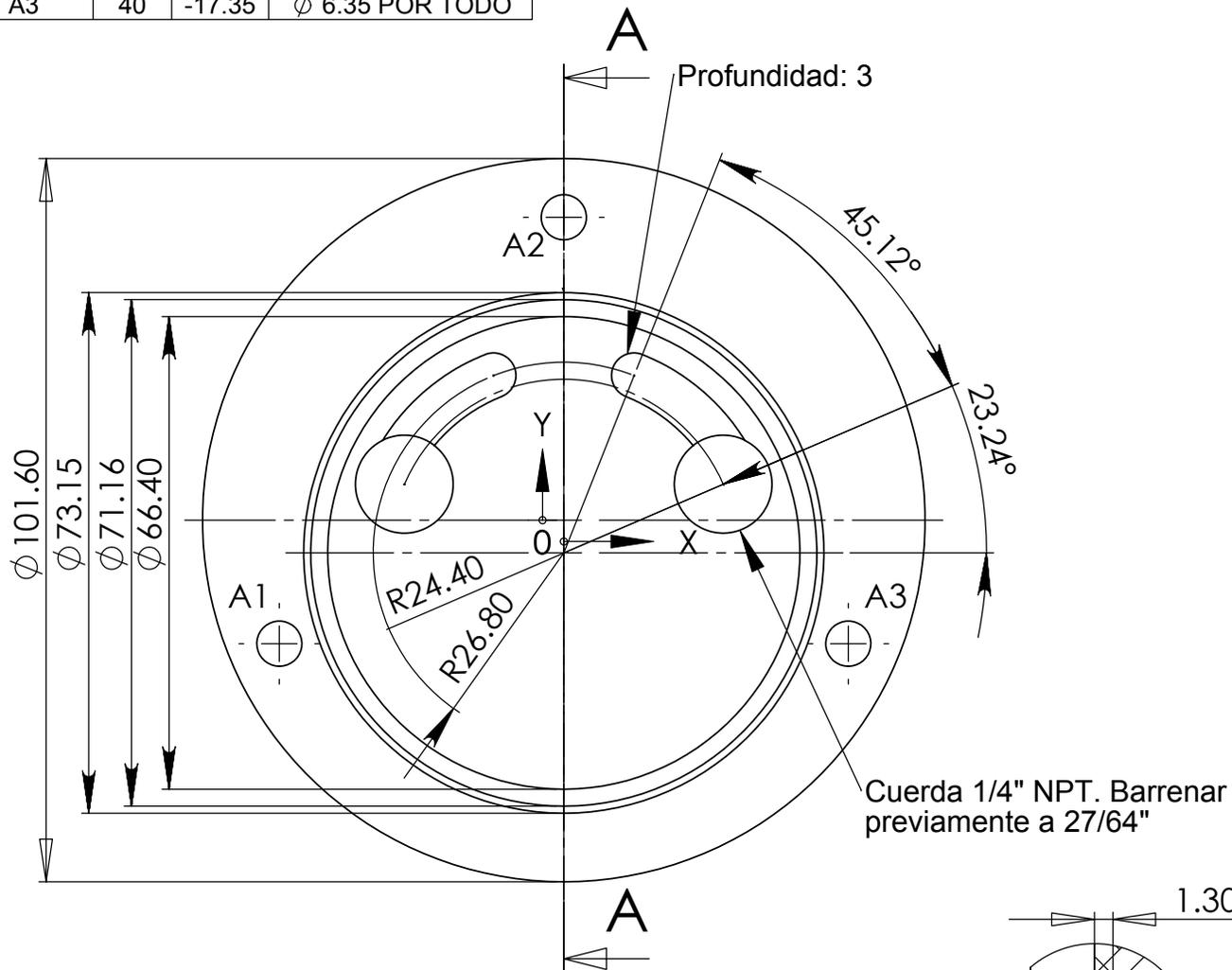


**Referencia:** CBMP-09

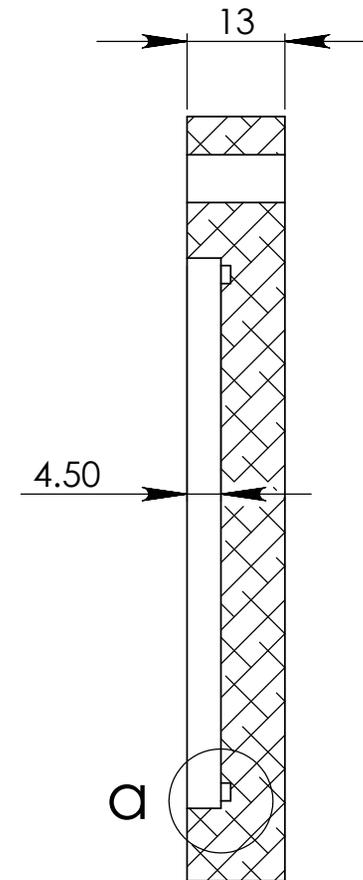
**Escala:** 1:1

**Unidades:** mm

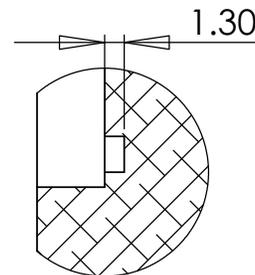
RÓTULO	X	Y	TAMAÑO
A1	-40	-17.35	∅ 6.35 POR TODO
A2	0	42.55	∅ 6.35 POR TODO
A3	40	-17.35	∅ 6.35 POR TODO



## SECCIÓN A-A



DETALLE a  
ESCALA 2 : 1



**Nombre:** Plano Tapa

Elaboró: Jorge L. Pineda C.

Revisó: Dr. Ricardo Chicurel

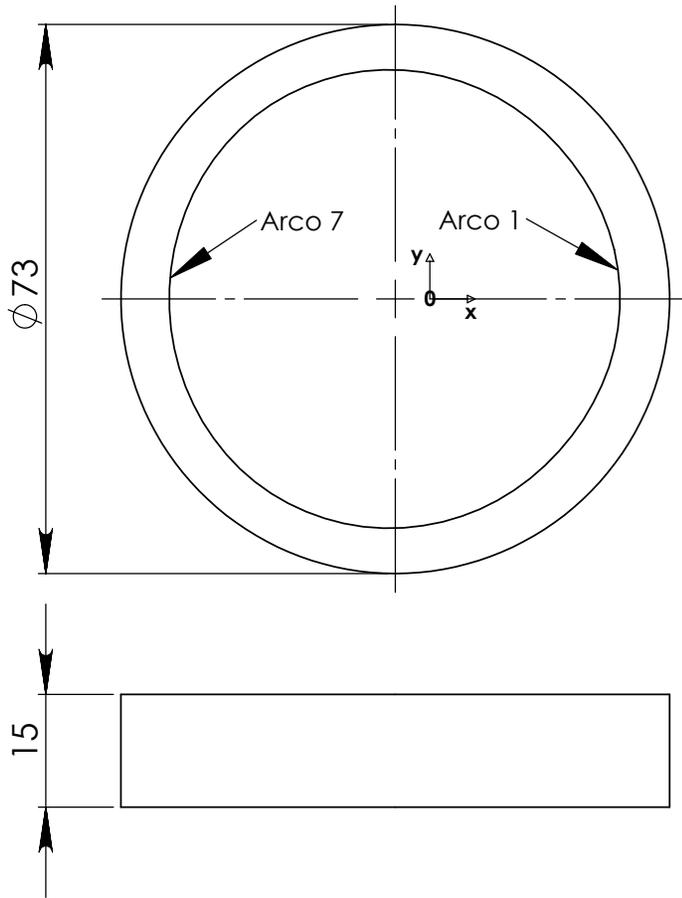


Referencia: TBMP-09

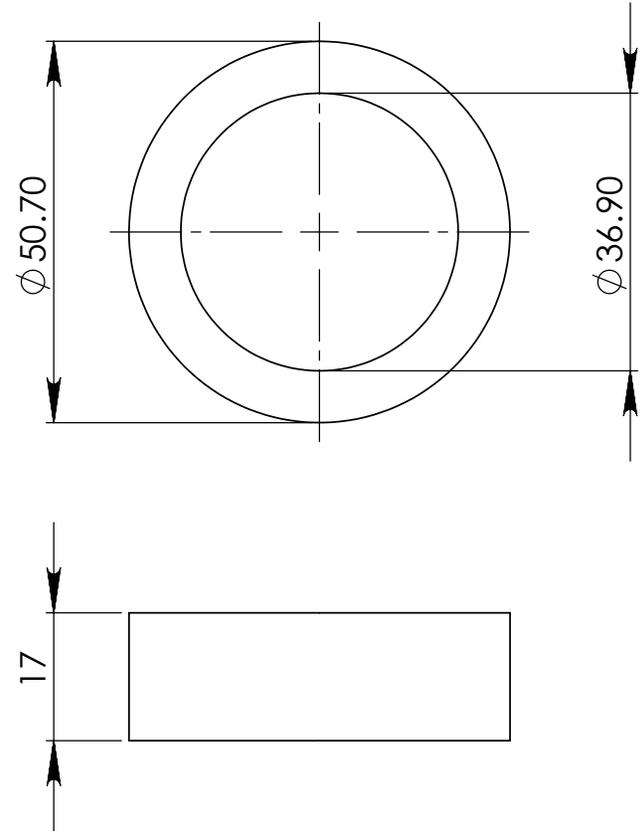
Escala: 1:1

Unidades: mm

# Anillo



# Buje



**Coordenadas de los Arcos**

Arco	Centro X	Centro Y	Inicio X	Inicio Y	Fin X	Fin Y	Radio
1	0	0	24.6	-6.7	24.6	6.7	25.4
2	-8.3	-2.2	24.6	6.7	18.6	18.6	40.0
3	-6	-0.5	18.6	18.6	7.4	27.6	31.0
4	-5.3	1	7.4	27.6	-8.1	30.3	29.5
5	-5.3	1.4	-8.1	30.3	-23.8	23.8	29.0
6	-5.3	1.4	-23.8	23.8	-33.4	9.0	29.0
7	0	0	-33.4	9.0	-33.4	-9.0	34.5

**Nota:** Existe simetría con respecto al eje X

**Nombre:** Plano Anillo-Buje

**Elaboró:** Jorge L. Pineda C.

**Revisó:** Dr. Ricardo Chicurel

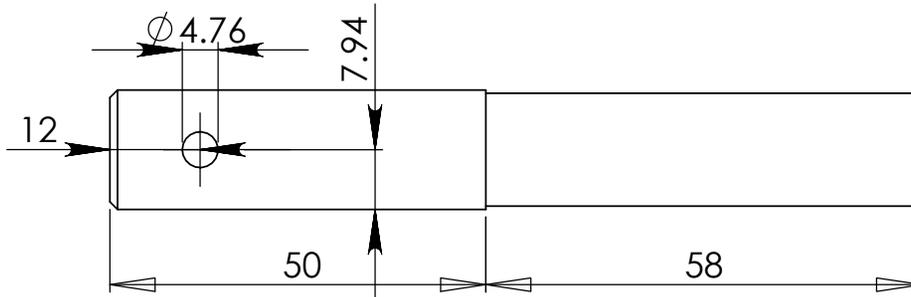
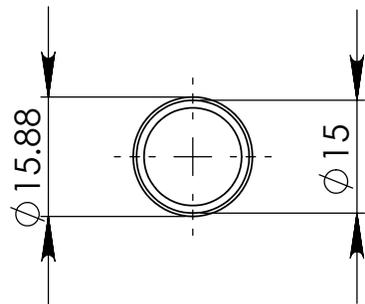


**Referencia:** ABBMP-09

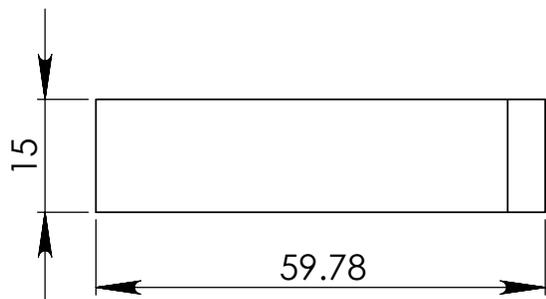
**Escala:** 1:1

**Unidades:** mm

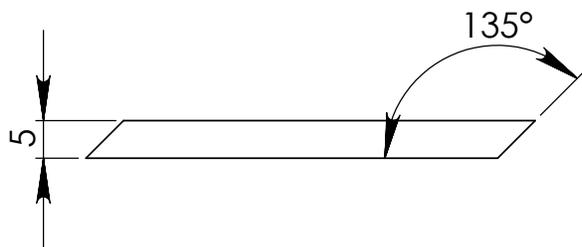
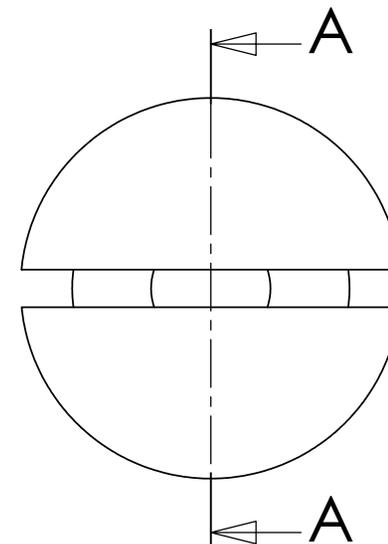
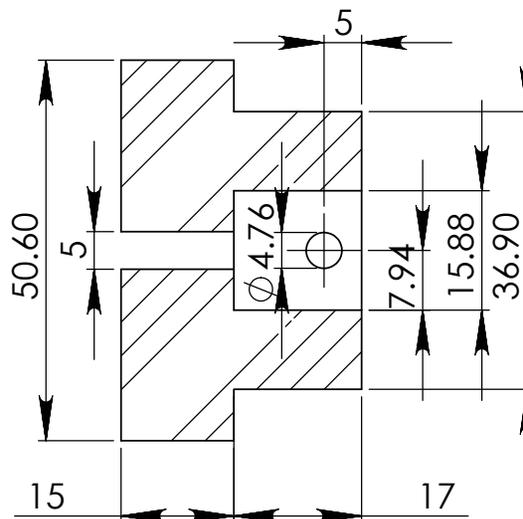
**Flecha**



**Paleta**



**Rotor**



**SECCIÓN A-A**

**Nombre:** Plano Flecha-Paleta-Rotor

**Elaboró:** Jorge L. Pineda C.

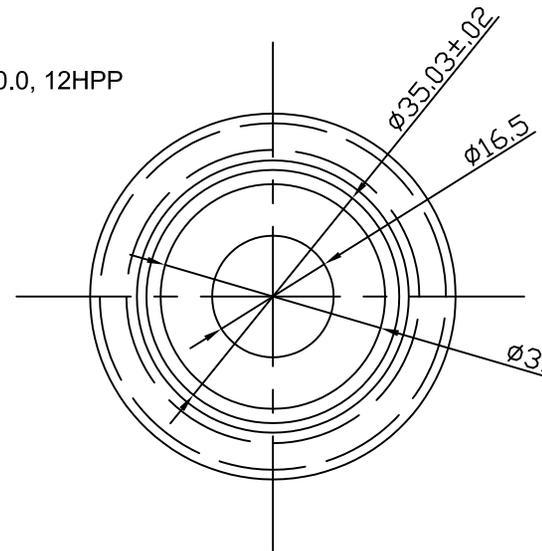
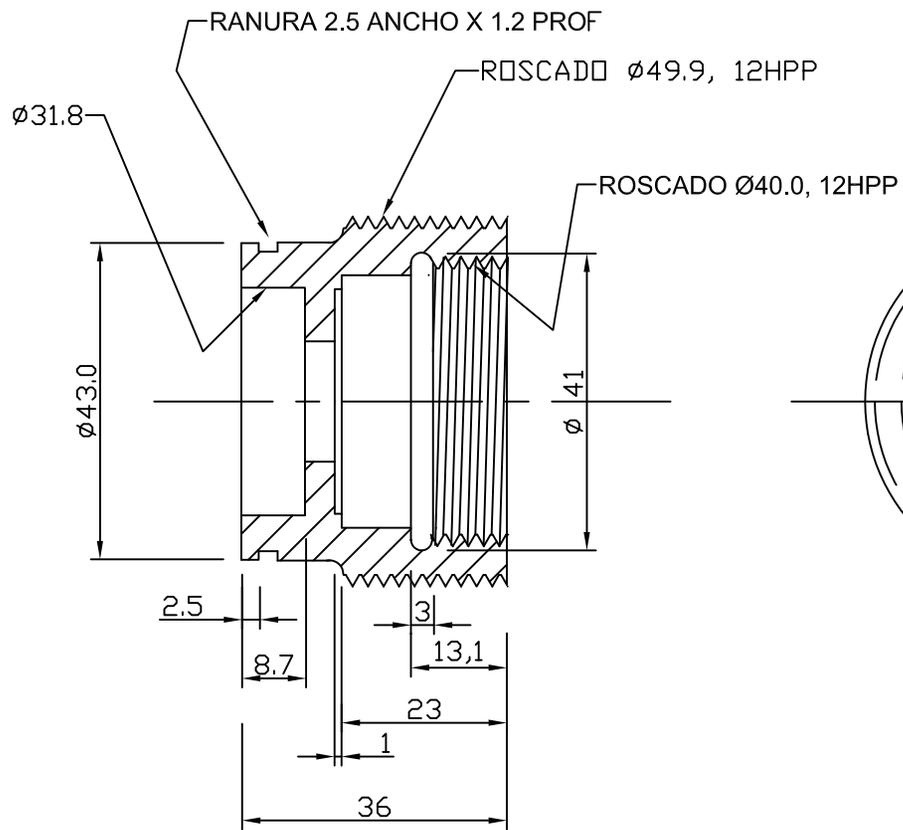
**Revisó:** Dr. Ricardo Chicurel



**Referencia:** FPRBMP-09

**Escala:** 1:1

**Unidades:** mm



**Nombre: Plano Portasello**

Elaboró: Jorge L. Pineda C.

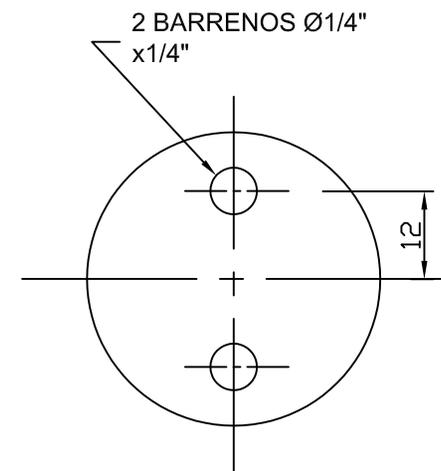
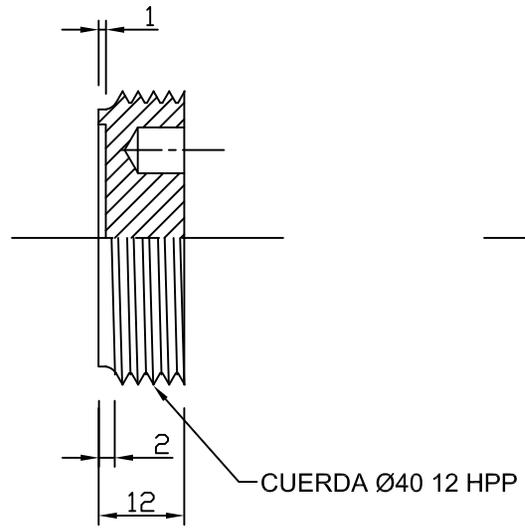
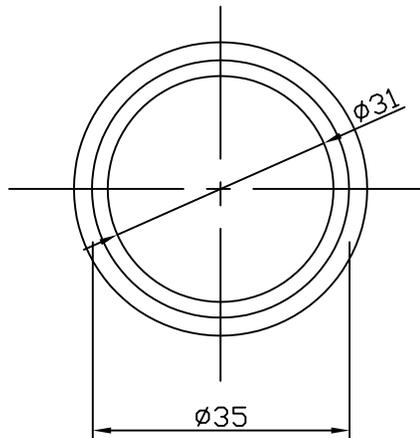
Revisó: Dr. Ricardo Chicurel



Referencia: PSBMP-09

Escala: 1:1

Unidades: mm



**Nombre: Plano Tornillo de Retención**

Elaboró: Jorge L. Pineda C.	Revisó: Dr. Ricardo Chicurel
	Referencia: TRBMP-09
	Escala: 1:1    Unidades: mm

## REFERENCIAS

1. Basado en la clasificación del Instituto de Energía y Termodinámica de la Universidad Pontificia Bolivariana; cortesía de la Compañía Suramericana de Seguros S.A.
2. Manuel Viejo Zubicaray. "Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones", 1972.
3. Ricardo Chicurel Uziel, "Single Vane Pumping Mechanism", Proc.12th IFToMM World Congress, Bésançon, France, 2007.
4. Sitio web "MatWeb – Material Property Data", <http://www.matweb.com>
5. Biblioteca de Materiales "CosmosWorks" del Software SolidWorks.