



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

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

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N:

ÁLVAREZ FLORES SERGIO

VARGAS CABALLERO JUAN CARLOS



DIRECTOR DE TESIS

DR. RICARDO CHICUREL UZIEL

Ciudad Universitaria, DF. México.

2013

AGRADECIMIENTOS

Es interesante la manera en la que llego y se da fin a este proyecto, que enfrente grandes retos, cumulo de esfuerzos se necesitaron, es por eso que doy gracias a Dios la fortaleza y el temperamento que medio necesarios para concluir este tema de tesis.

Asimismo doy gracias a mis padres Guadalupe y Fortunato, por el esfuerzo y la atención que mostraron al guiarme siempre en el desarrollo y formación de mi persona, agradezco el esfuerzo hecho para darme la mejor educación desde mi niñez y en mi etapa universitaria, gracias por haber cubierto mi instrucción en la máxima casa de estudios del país (UNAM).

Agradezco a mi familia (mis abuelos, tíos y todos mis primos) por sus palabras de aliento, en los momentos que fueron difíciles. Y que también son testigos de la conclusión de este proyecto.

Agradezco a todos mis profesores por sus enseñanzas y su aportación en mi formación profesional.

Agradezco a la Facultad de Ingeniería por la formación que me brindo, doy un agradecimiento al Instituto de Ingeniería por abrirme sus espacios para la realización de una parte de este proyecto; porque dentro de este espacio también contamos con la aportación de German Carmona y Joaquín. Así mismo le doy gracias a mi director de tesis Dr. Ricardo Chicurel Uziel, por sus enseñanzas y consejos en el desarrollo de esta tesis y agradezco también a mi co-director el Ing. Miguel Ángel Hernández Alcántara que fue parte fundamental para la buena conducción y conclusión de este proyecto de tesis, también agradezco al técnico Miguel Quijas por facilitarnos la herramienta del almacén.

Agradezco fuertemente a la UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO la notable y generosa educación que me dio para mi formación profesional.....ORGULLOSAMENTE UNAM!!!!!!.

Agradezco a mi compañero Juan Carlos Vargas Caballero su aportación para la conclusión de este proyecto.

Finalmente les doy un agradecimiento a todos mis amigos y compañeros que también me apoyaron en todo momento en el transcurso de nuestros estudios, su amistad fue importante para llegar a esta gran meta. Jesús, Julio, Antonio, Uriel, Miguel, Sergio, Gustavo, Jara, Dagoberto, Laura Nayeli, Maribel.

Jesús, Michel, candi, Pompeyo, geris, Rodrigo móvil, chisto, Alan, Alejandro, Omar (ohmi), Fernanda (mafi), Anayeli, Aida(yayis), Mayret, Oli, Erna, Lucero, Karen; destaco la amistad y gran apoyo de mis amigos: Aline Cantera, Horacio López (Lacho), José Luis Pérez (Dok Kit), Arturo Chavarría, Edwin Rocha, Iván Francisco , Efraín Millan, Addiel Romero, por haber estado conmigo en uno de los momentos mas difíciles en mi vida, gracias por su apoyo.

Agradecimiento especial

Le doy mi más y sincero agradecimiento, por la dedicación e interés que mostro en el desarrollo de este trabajo, su participación siempre fue vital para la ejecución del tema, con su vasto conocimiento y experiencia, emprender este reto se hizo más fácil pues siempre conté con su apoyo y asesoría. Y debo destacar que aunque nunca curse una materia inscrito formalmente en uno de sus grupos es usted un profesor para mí, como ayudante estoy sorprendido de la cantidad de información y conocimiento que me transmitió.

Además no solo fungió como mi maestro, también lo hizo como un amigo, pues recuerdo con agrado varias de sus pláticas y de los muchos consejos que me brindo, además de depositar su confianza en mí.

Por ello reitero mi lealtad y mi respeto con usted, que es, ha sido, y sigue siendo mi gran maestro del que aprendí, sobre la manufactura y otras áreas de la ingeniería.

ING. MIGUEL ÁNGEL HERNÁNDEZ ALCÁNTARA

Atentamente:

ÁLVAREZ FLORES SERGIO

Agradecimientos

Quiero comenzar por agradecer a mi compañero Sergio Álvarez Flores por todo el empeño y dedicación invertido en el desarrollo de este trabajo, ya que a pesar de las dificultades encontradas a lo largo del camino nunca desistió; y que al término de este proyecto más que mi compañero, lo considero un gran amigo; gracias Sergio.

Debo agradecer de manera especial y sincera al profesor Miguel Ángel Hernández por todo el apoyo incondicional que nos brindó en la realización de esta tesis. Le agradezco el haberme guiado no solo en el desarrollo de esta tesis, sino también en mi formación integral como ingeniero, además de facilitarme siempre los medios suficientes para llevar a cabo todas las actividades propuestas a lo largo de este proyecto.

Sin lugar a dudas debo de agradecer a los talleres de mecánica de la Facultad de Ingeniería, en especial a Miguel Quijas por facilitarnos las herramientas y equipos necesarios para poder manufacturar el prototipo descrito en esta tesis; así como al Instituto de Ingeniería por apoyarnos en el préstamo de equipo y herramienta utilizados en la caracterización del prototipo; al Dr. Ricardo Chicurel Uziel, a Joaquín y a German Carmona por permitirnos utilizar las instalaciones del taller de mecánica del Instituto de Ingeniería para la realización de pruebas y mediciones.

Agradezco arduamente a la Universidad Nacional Autónoma de México por haber sido mi segundo hogar durante mucho tiempo, por haberme dado una gran formación educativa y personal, por darme amigos que se han convertido en mis hermanos, por darme la oportunidad de jugar *Football Americano*; el deporte que realicé y que sigo amando, por las actividades culturales, por abrir un poco más mi mundo y porque en gran medida la UNAM y la Facultad de Ingeniería son parte de mí hoy en día.

A mis profesores por su rigurosa enseñanza y su excelente vocación, lo cual me ha servido de mucho en mi vida laboral.

A mis compañeros que junto conmigo libraron las batallas día a día hasta el final.

A mis compañeros de trabajo; Yero, Beto y Luis quienes me apoyaron en la culminación de este trabajo.

A mis hermanos quienes me han inspirado a seguir siempre hacia adelante.

A mi novia Jazmín por darme ánimos, por darme la fuerza que necesite para continuar y por siempre creer en mí.

A mis padres, a quienes tanto les debo. Gracias, no sólo por el apoyo económico para solventar mi educación, sino por la paciencia, por los consejos, por mi formación como persona y sobre todo por enseñarme siempre el camino correcto.

A mi padre Juan Manuel Vargas Morales, de quien he aprendido tanto. Porque sin ti no sé dónde estaría el día de hoy, pero sé que sería muy diferente; por haberme enseñado más cosas que todos los maestros juntos de esta gran universidad, porque sin tener un grado académico te respeto más que a cualquier persona que tenga uno, por enseñarme que los sueños se hacen realidad, por las pláticas que tuvimos, por enseñarme a defender mis ideales, por enseñarme a ser una mejor persona y sobre todo por forjarme día a día ayudándome a convertirme en el hombre que hoy soy; gracias padre, de verdad muchas gracias.

Por último agradezco a los que en mayor o en menor grado estuvieron involucrados en este trabajo, a los que creyeron y a los que no creyeron en mí, al camino que he construido, a los sueños, a las metas conseguidas, a las derrotas, a la vida misma y en resumen gracias a todos y a todo.

Gracias.

Atentamente: Juan Carlos Vargas Caballero.

DISEÑO Y MANUFACTURA DEL PROTOTIPO DE UNA BOMBA MONOPALETA DOBLEMENTE APOYADA

Objetivo general:

Diseñar y manufacturar el prototipo de una bomba monopaleta con apoyos en cada lado de la flecha motriz, para mejorar su funcionamiento mecánico en comparación con una bomba con apoyos de un sólo lado de la flecha.

Objetivos particulares:

- *Manufacturar la mayor cantidad de piezas en máquinas-herramientas convencionales.*
- *Realizar una selección de materiales con grado alimenticio.*
- *Obtener la velocidad angular máxima permisible de operación.*
- *Obtener la eficiencia volumétrica del prototipo.*
- *Obtener las curvas de rendimiento del prototipo.*

ÍNDICE

Introducción.....	I
--------------------------	----------

CAPÍTULO 1 Máquinas hidráulicas y bomba de desplazamiento positivo.

1.1 Máquinas de fluido y su clasificación.	2
1.2 Concepto y clasificación de una bomba.....	4
1.3 Bombas rotatorias y su clasificación.....	6
1.4 Principio de desplazamiento positivo.....	9
1.5 Bomba de desplazamiento positivo.....	11
1.5.1 Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.....	12
1.6 Bomba de paletas.....	12
1.6.1 Bomba monopaleta.....	13

CAPÍTULO 2 Diseño conceptual de la bomba monopaleta (flecha motriz).

2.1 Bomba con apoyos de un solo lado.....	16
2.2 Requerimientos técnicos para el diseño de la bomba monopaleta.....	17
2.3 Marco teórico para el diseño de la flecha motriz.....	19
2.4 Propuestas de diseño para el ensamble flecha-rotor-paleta.....	21
2.4.1 Evaluación de las propuestas de diseño del ensamble flecha-rotor-paleta...25	

CAPÍTULO 3 Diseño a detalle de las piezas de la bomba monopaleta.

3.1 Diseño de los componentes que forman la bomba monopaleta.....	28
3.2 Componentes de la bomba monopaleta.....	28
3.3 Cámara de desplazamiento (Anillo).....	30
3.3.1 Ubicación de los puertos de succión y descarga.....	32
3.4 Flecha motriz.....	40
3.5 Paleta.....	42
3.6 Rotor.....	43
3.7 Análisis FEM de la paleta.....	45
3.8 Análisis FEM de la flecha.....	47
3.9 Portasello mecánico.....	48
3.10 Cuerpo de la bomba.....	49
3.11 Conectores de succión y descarga.....	53
3.12 Justificación de la selección de materiales.....	55
3.13 Tabla de elementos mecánicos comerciales.....	56

CAPÍTULO 4 Manufactura de la bomba monopaleta.

4.1	Introducción.....	58
4.2	Herramientas de corte.....	58
4.3	Manufactura de las piezas de la bomba monopaleta.....	60
4.3.1	Conjunto flecha – rotor – paleta.....	60
4.3.2	Pernos.....	64
4.3.3	Anillo.....	65
4.3.4	Porta sello mecánico.....	67
4.3.5	Carcasa y tapa de la bomba.....	68
4.3.6	Conectores de succión y descarga.....	70
4.3.7	Casquillo.....	72
4.4	Ensamble de la bomba monopaleta.....	73

CAPÍTULO 5 Pruebas y análisis de resultados.

5.1	Pruebas.....	79
5.2	Parámetros de control.....	80
5.3	Desarrollo de la prueba.....	82
5.4	Resultados de las pruebas.....	83
5.5	Curvas de rendimiento.....	86

CONCLUSIONES.....	89
--------------------------	-----------

RECOMENDACIONES.....	91
-----------------------------	-----------

APÉNDICE

A.	Datos de la prueba en minutos y segundos.....	93
B.	Datos de la prueba en segundos.....	94
C.	Matriz de selección de materiales.....	95
D.	Hojas de datos técnicos.....	99
E.	Imagen explosionada de la bomba.....	106
F.	Planos de los componentes de la bomba.....	107

REFERENCIAS.....	118
-------------------------	------------

La industria continuamente desarrolla procesos de producción y de extracción de minerales. Una de las líneas de investigación se orienta al desplazamiento de fluidos. Una de esas tareas básicas ha sido llevar agua de ríos y lagos a sitios urbanos como lo hiciera Arquímedes de Siracusa al inventar el mecanismo conocido como “tornillo de Arquímedes”. Se trata de un tubo hueco, enrollado alrededor de un eje, al girar el tubo en cierto ángulo, el agua asciende de manera que es posible extraer el agua.

Pero esta actividad de desplazar fluidos no se ha limitado solamente al agua, sino también a fluidos con mayor viscosidad. Tal es el caso de aceites, combustibles, y uno especialmente viscoso, que es el petróleo, una mezcla pesada, que requiere del diseño de máquinas que permitan extraer esta mezcla de grandes profundidades en condiciones difíciles. Por ello, de acuerdo con las características del fluido a desplazar, se diseñan las bombas, como vemos el diseño de este tipo de máquinas es relevante en la industria por los diversos usos que tienen, esto implica hacer un análisis muy específico del tipo de fluido a mover, de eso depende el diseño que debe tener la bomba. Por ello, se establecen principios y leyes que rigen el diseño de bombas, además de la selección de materiales con las características propias para trabajar con el fluido, considerando; viscosidad y densidad, como propiedades del fluido y otras como son tamaño, tiempo de operación, presión, gasto, temperatura de trabajo y consumo de energía, son necesarias para el diseño de la bomba.

El capítulo 1 describe las máquinas hidráulicas, su clasificación y en particular se describen las bombas de desplazamiento positivo, tema de interés para el desarrollo de este trabajo. El principio que rige estas bombas, la teoría básica para el diseño de la bomba, y específicamente se enfoca al diseño de la bomba monopaleta doblemente apoyada.

El capítulo 2 describe el objetivo, que sustenta esta tesis, se presentan las características que deben satisfacer la bomba monopaleta, se menciona la teoría básica que se requiere para el diseño de una flecha motriz, así como propuestas y la evaluación que se hizo para el diseño conceptual de dicha flecha.

El capítulo 3 muestra a detalle el diseño de todas las piezas que forman la bomba monopaleta utilizando el software Unigraphics NX7. Se describe la forma en la que se hizo la selección de materiales por medio de la matriz de Kutz, se presenta el análisis de elemento finito (FEM), para evaluar la concentración de esfuerzos y prevenir una posible falla de la flecha motriz, haciendo las correcciones necesarias; se concluye con la tabla que menciona los elementos mecánicos comerciales utilizados.

El capítulo 4 describe cómo se manufactura cada componente de la bomba en máquinas herramientas convencionales, y las piezas que se maquinaron en control numérico (CNC), además se describen las recomendaciones y precauciones que se deben cuidar al manufacturar los componentes, así como el tipo de herramientas que se requieren para realizar la manufactura. También se muestra la forma de ensamblar la bomba monopaleta para adaptarla al banco de pruebas.

El capítulo 5 describe el banco de pruebas y los instrumentos necesarios para realizar las pruebas, así como las pruebas que se hacen con el prototipo de la bomba para conocer el rendimiento que tiene, en cuanto a presión, gasto y consumo de corriente eléctrica para desplazar un volumen de control a diferentes velocidades, y registrar el tiempo en que inicia el desplazamiento del volumen hasta que termina de hacerlo y determinar la velocidad angular (rpm) más adecuada para operar la bomba. Con los datos registrados se obtienen valores necesarios, como la eficiencia, permitiendo hacer un análisis de estos datos mediante curvas características, finalmente se hacen las conclusiones propias del tema y las posibles recomendaciones para retomar el tema posteriormente.

CAPÍTULO

1

MÁQUINAS HIDRÁULICAS Y BOMBA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

CONTENIDO:

- 1.1 Máquinas de fluido y su clasificación.*
- 1.2 Clasificación de las bombas.*
- 1.3 Bombas rotatorias y su clasificación.*
- 1.4 Principio de desplazamiento positivo.*
- 1.5 Bomba de desplazamiento positivo.*
 - 1.5.1 Clasificación de las máquinas de desplazamiento positivo.*
- 1.6 Bombas de paletas.*
 - 1.6.1 Bomba monopaleta.*

1.1 Máquinas de fluido y su clasificación.

Las máquinas de fluido son aquellas, donde el fluido es el receptor de energía o bien proporciona la energía. Lo que implica que hay una transformación de la energía que recibe el fluido en energía mecánica, por el paso del fluido a través de la máquina, generalmente mediante una flecha motriz.¹

Las máquinas de fluido tienen la clasificación mostrada en la *figura 1.1*.

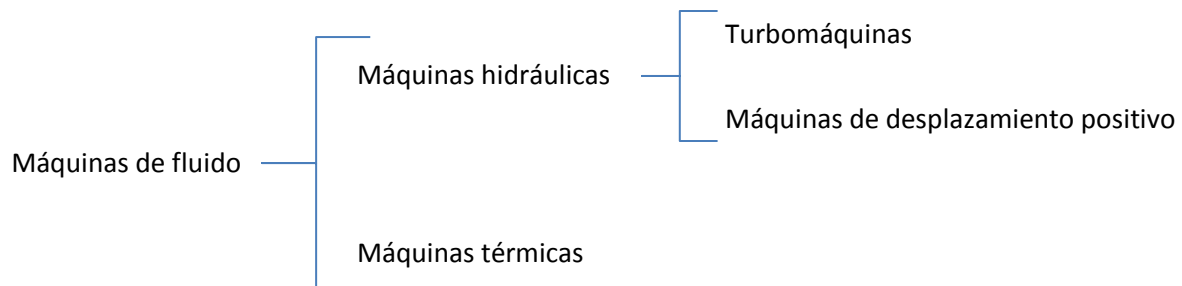


Figura 1.1 Clasificación de las máquinas de fluido.

Las máquinas de fluido se clasifican principalmente en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

- a) Máquina hidráulica es aquella en la que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo que se dice que trabaja con fluidos incompresibles. En el diseño y estudio de la máquina se considera que la densidad es constante $\rho = cte$.

- b) Máquina térmica es aquella donde el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico por incrementos de temperatura o presión, por lo tanto los fluidos son compresibles. Para el diseño y estudio de la máquina ya no pueden suponerse constantes $\rho \neq cte$.

¹ C. Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. p. 355.

Para hacer una clasificación de las máquinas hidráulicas se considera al componente desplazador principal de la máquina, que es el elemento en que se intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa, y toma el nombre, según los casos, de rotor o émbolo.

Ahora bien, conociendo el tipo de impulsor que tienen, se puede hablar de máquinas hidráulicas rotativas y alternativas, según el movimiento de rotación o movimiento alternativo del impulsor, y suele usarse la siguiente división, que considera dos grupos, esta clasificación tiene la ventaja de no basarse en el tipo de movimiento del rotor o el émbolo, sino en el principio fundamental de funcionamiento, que es distinto para los dos grupos; uno de éstos se rige por la ecuación de Euler y el otro por el principio de desplazamiento positivo del que se desprende este trabajo y se describirá más adelante, con esta información se hace una última clasificación para las máquinas hidráulicas; en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

- a) Una turbomáquina es aquella cuyo componente principal es un rotor llamado también rodete que cuenta con álabes, a través del cual pasa un fluido de forma continua cambiando su cantidad de movimiento y siempre con movimiento rotativo, siendo esto aprovechado como una entrega de energía del fluido a la máquina o de la máquina al fluido. Éstas también forman parte de las máquinas rotodinámicas, porque la dinámica del fluido es esencial en la transmisión de la energía.

- b) En una máquina de desplazamiento positivo el intercambiador de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener también movimiento rotatorio (rotor). En estas máquinas de desplazamiento positivo tanto alternativas como rotatorias, siempre hay una parte de la cámara que aumenta de volumen (succión) y en otra hay disminución de volumen (impulsión). Por eso estas máquinas se llaman también máquinas volumétricas. Además, si el transmisor de energía tiene movimiento rotatorio, la máquina se llama rotoestática para distinguirlas de las rotodinámicas.²

²C. Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. p. 369.

1.2 Clasificación de las bombas.

Una bomba es una máquina hidráulica que añade energía a un fluido, el tipo de fluido con el que trabaja una bomba es un líquido y en consecuencia la bomba mueve el líquido de un estado de baja presión a otro de mayor presión. Por tanto es un transformador de energía que proviene generalmente de un motor eléctrico y lo convierte en energía mecánica, que el líquido adquiere en forma de presión o velocidad (*figura 1.2*).³

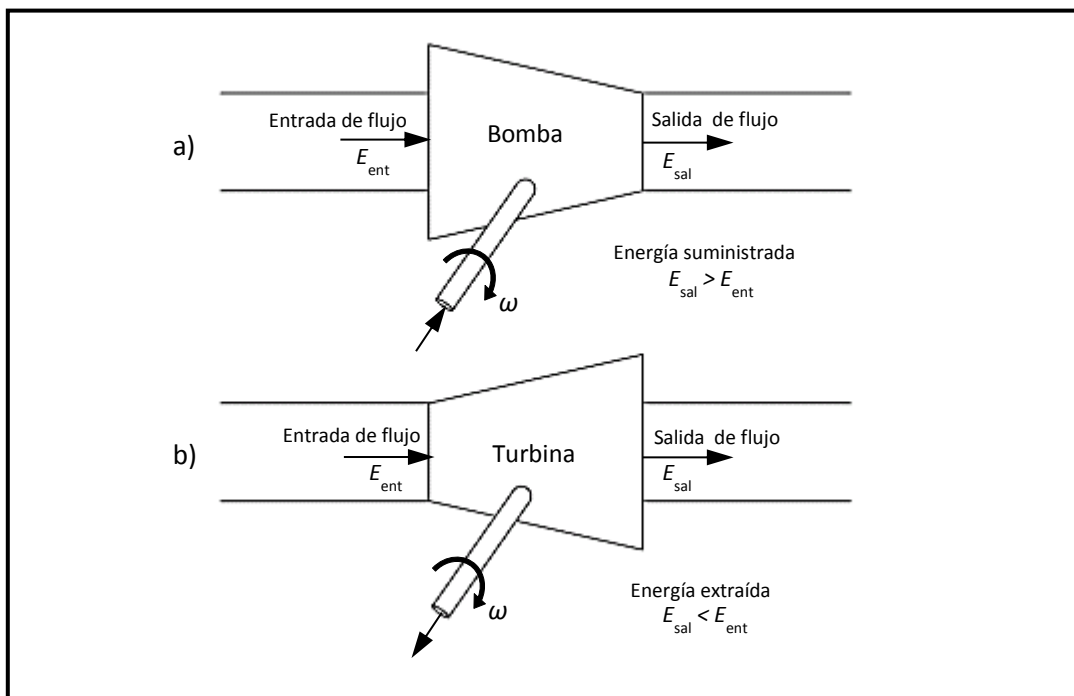


Figura 1.2 a) Diagrama de bomba b) Diagrama de una turbina

Así mismo, como se describió, las bombas al ser máquinas hidráulicas, reciben la misma clasificación antes mencionada. En forma detallada se muestra en la *figura 1.3*.

³ Y. Cengel, Mecánica de fluidos, p. 736.

Clasificación de bombas

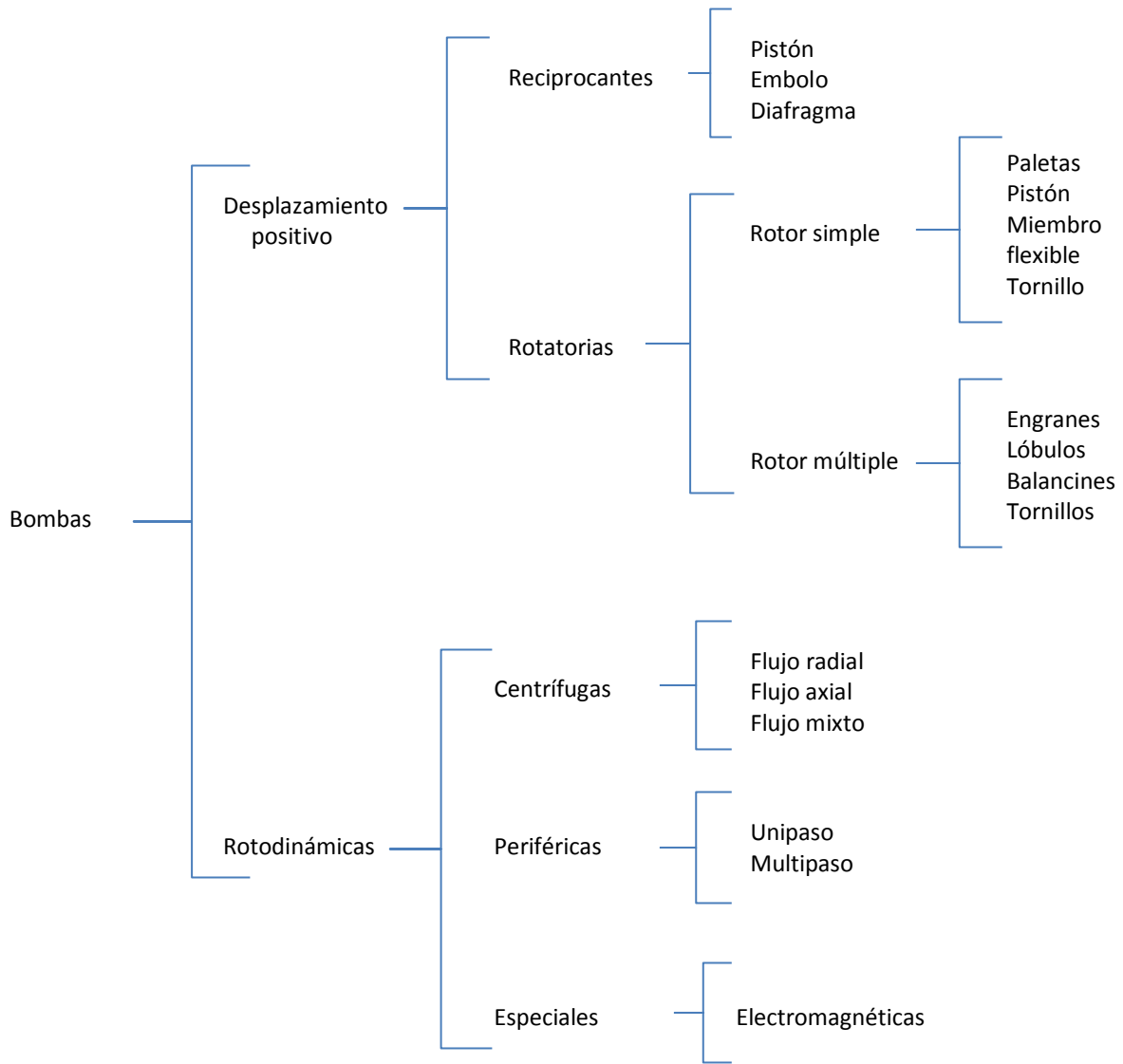


Figura 1.3 Clasificación general de las bombas.⁴

⁴ M. Viejo Zubicaray, Bombas, Teoría diseño y aplicaciones, p. 14.

Las bombas rotodinámicas, también son turbomáquinas, mueven el fluido debido a la transferencia de energía cinética rotacional de un motor, a través de un rodete 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 engrane o un aspa, y la carcasa o el cilindro de manera que mueva un volumen fijo excepto por las fugas entre las partes que confinan al fluido.

Dado que la bomba monopaleta doblemente apoyada es una bomba de desplazamiento positivo y rotatoria, se procede a describir sólo a las bombas de este tipo, y su principio de funcionamiento.

1.3 Bombas rotatorias y su clasificación.

Son bombas con movimiento rotatorio, de ahí el nombre. Se basan en el principio de desplazamiento positivo. Estas bombas contienen diversas formas en la cámara de bombeo como son engranes, aspas o paletas, pistones, levas, tornillos, que son los elementos que empujan al líquido. Éstos toman la energía del motor y la transmiten hacia el fluido por medio de los mecanismos mencionados. A diferencia de las bombas centrífugas, que impulsan el fluido, las bombas rotatorias atrapan el fluido, lo empujan dentro de la cámara y después lo descargan. Estas bombas rotatorias se clasifican como se muestra en la *figura 1.4*.

Las ventajas de las bombas rotatorias son:

- Combinan las características de flujo continuo de las bombas centrífugas con el efecto positivo de las bombas recíprocas.
- Pueden manejar líquidos altamente viscosos, lo que no es posible con las bombas rotodinámicas.
- Pueden manejar líquidos que contengan aire o vapor.
- Comúnmente no tienen válvulas.

Las desventajas de las bombas rotatorias son:

- Su gasto no puede cambiar a menos que se modifique la rotación y no es sencillo pues la mayoría de motores eléctricos de corriente alterna (CA) están diseñados para operar a una velocidad rotacional fija.
- Generan una presión muy alta en el lado de la descarga, y si la salida se bloquea, puede haber roturas o sobre calentarse el motor, para la presión excesiva se recomienda una válvula para atenuar la presión.⁵
- No se deben usar en instalaciones donde pudieran quedarse girando en seco.
- En general no deben manejar líquidos que contengan sólidos abrasivos.

Las aplicaciones de las bombas rotatorias son:

- Numerosas aplicaciones industriales como dispositivos elevadores.
- En el bombeo de líquidos a cualquier viscosidad o mezclas, lodos o suspensiones espesas, y donde se necesita medir o dosificar cantidades de líquidos precisas; como aplicaciones médicas, procesos químicos, lubricación a presión, pintura, bombeo de petróleo, manejo de grasas, aceites calientes, gases licuados (propano, butano, amoníaco, freón), etc.
- Algunos modelos pueden trabajar satisfactoriamente con bajas velocidades cubriendo una amplia gama de condiciones de trabajo distintas.

Una clasificación de las bombas rotatorias se muestra en la *figura 1.4*.

⁵ Y. Cengel, Mecánica de fluidos, p. 753.

Clasificación de bombas rotatorias

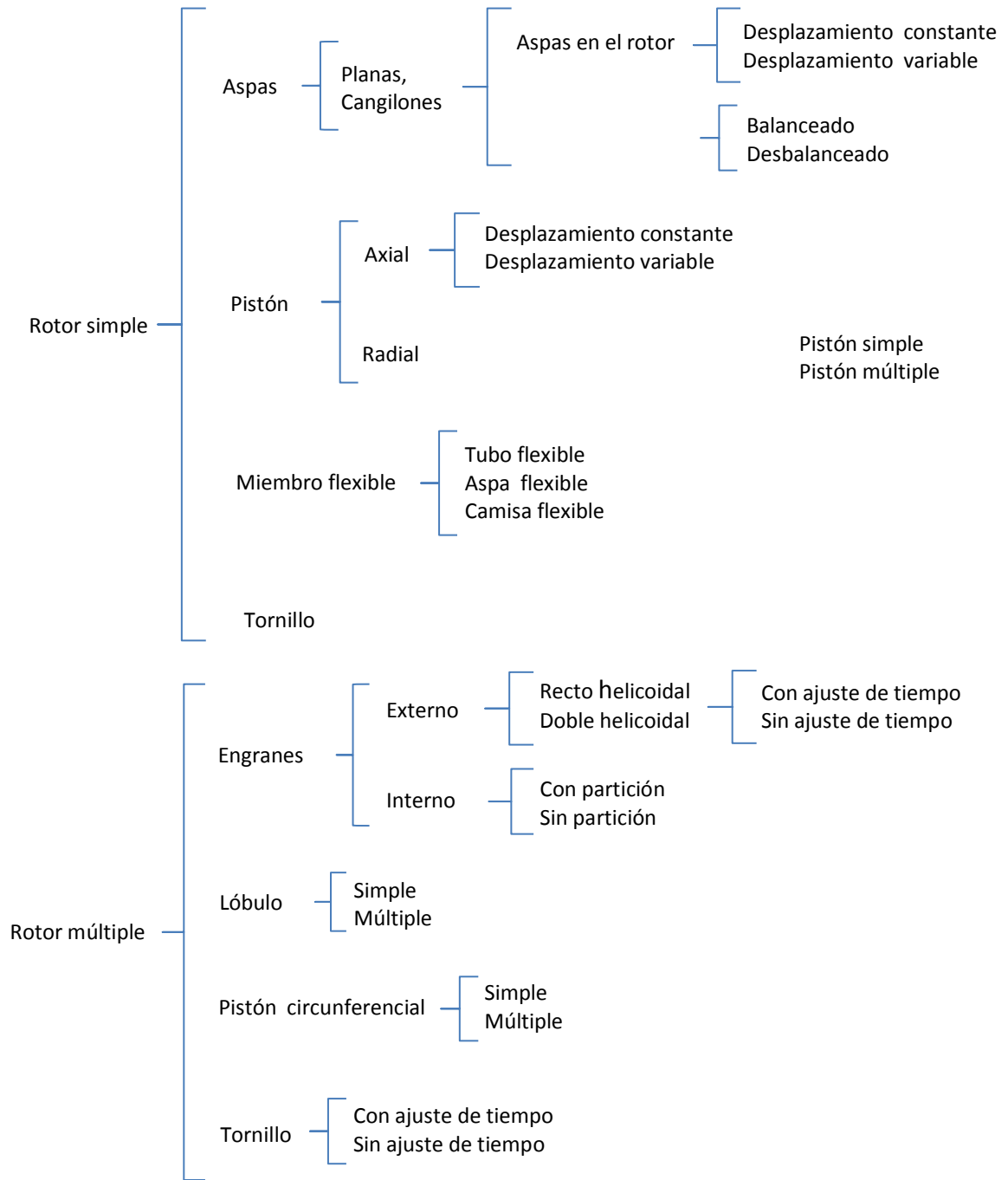


Figura 1.4 Clasificación de las bombas rotatorias según el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos.⁶

⁶ M. Viejo Zubicaray, Bombas, Teoría diseño y aplicaciones, p. 166.

1.4 Principio de desplazamiento positivo.

Para ilustrar el principio de desplazamiento positivo se hace referencia a la *figura 1.5*. En el interior del cilindro en que se muéve un émbolo con velocidad v , hay un fluido a la presión p . Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F .

Al moverse el émbolo desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre una distancia dl hacia la izquierda el volumen ocupado por el líquido se reducirá en un valor a Adl (donde A – es el área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible el volumen que sale por el orificio será también Adl .

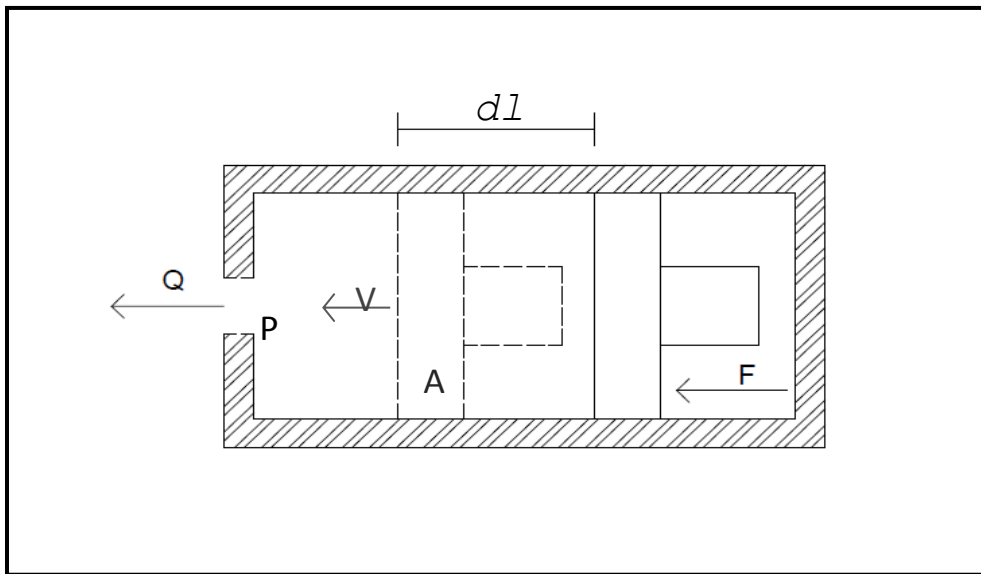


Figura 1.5 Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo.

El tiempo dt empleado en recorrer la distancia dl es:

$$dt = \frac{dl}{v} \quad (1)$$

El caudal Q , o volumen desplazado en la unidad de tiempo dt , será, teniendo en cuenta la ecuación.

$$Q = \frac{Adl}{dt} = Av \quad (2)$$

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido será:

$$P = Fv \quad (3)$$

Pero $F = pA$; luego

$$P = Fv = pAv = Qp \quad (4)$$

En virtud de la ecuación (2):

$$Q = \frac{Adl}{dt} = Av$$

Es evidente que el esquema puede funcionar como bomba o como motor, es decir, la máquina puede absorber potencia mecánica, Fv y restituir potencia hidráulica Qp (bomba) o viceversa. Tanto en un caso como otro queda en evidencia que:

- El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara.⁷

⁷ C. Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. p. 553-554.

1.5 Bomba de desplazamiento positivo.

Una bomba de desplazamiento positivo o volumétrica impulsa un volumen fijo de fluido por una vuelta de la flecha del motor. El fluido se aspira dentro de un volumen en expansión, por la depresión que se genera en la entrada (succión) como consecuencia del movimiento del mecanismo interno y luego se expulsa cuando ese volumen se contrae por acción del mismo mecanismo. El caudal entregado, salvo por el efecto de las fugas de fluido, es independiente de la presión de trabajo en condiciones normales de operación (siempre y cuando no actúe una válvula de alivio, o se exceda la potencia de accionamiento). El mecanismo que provoca que cambie el volumen es muy diferente entre los diversos diseños.

En las bombas de desplazamiento positivo siempre debe permanecer la descarga abierta, pues si se obstruye, aumenta la presión en la cámara hasta alcanzar valores que pueden ocasionar la rotura de la bomba; además el motor que acciona la bomba no puede vencer el intenso momento de torsión (torque) que causa esta presión alta de descarga, y el motor empieza a perder velocidad o sufre sobrecarga, con lo que se puede llegar a quemar, por tanto no se recomienda operar la bomba por arriba de cierta carga hidrostática neta, la cual está casi siempre por debajo de la carga al cierre; por tal causa siempre se debe colocar inmediatamente a la salida de la bomba una válvula de alivio o de seguridad. Los fluidos de alta viscosidad no pueden pasar por los huecos con tanta facilidad; por lo tanto, la carga neta (y la eficiencia) de una bomba rotatoria aumenta en general con la viscosidad. Esta es una razón por la que las bombas rotatorias (y otros tipos de bombas de desplazamiento positivo) son una adecuada elección para bombear fluidos muy viscosos.

Estas bombas ofrecen muchas ventajas en comparación con las rotodinámicas. Por ejemplo, el desplazamiento positivo es mejor para conducir líquidos sensibles al esfuerzo cortante, ya que el esfuerzo cortante inducido es mucho menor que en una bomba rotodinámica que opera a presión y caudal similares. Una bomba de desplazamiento positivo muy bien sellada genera una presión de vacío importante en su entrada, aún cuando no este cebada, y por tanto, es capaz de elevar un líquido desde varios metros por debajo de la bomba. El rotor de este tipo de bombas funciona a velocidades menores que la del rotor de una bomba dinámica a cargas similares, lo cual prolonga la vida útil de los sellos.

1.5.1 Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.

El elemento de las bombas de desplazamiento positivo que se designa con el nombre de desplazador tiene la función de intercambiar energía con el fluido. Este elemento admite infinidad de diseños, y el campo abierto a la imaginación.

Estas bombas se dividen en dos grupos principales:

- Bombas reciprocantes
- Bombas rotatorias

1.6 Bombas de paletas.

Estas bombas utilizan paletas deslizantes, con un número variante de ellas montadas en un rotor ranurado, que gira en el interior de una cavidad circular o anillo. El centro geométrico de la cavidad y el rotor se encuentran excéntricos, razón por la cual existe una variación de volumen en la cavidad y por lo tanto un desplazamiento positivo. Las paletas se deslizan dentro y fuera del rotor (*figura 1.6*). Generando un aumento de volumen en la cámara cuando se llena de líquido y posteriormente una disminución en ésta para descargar.

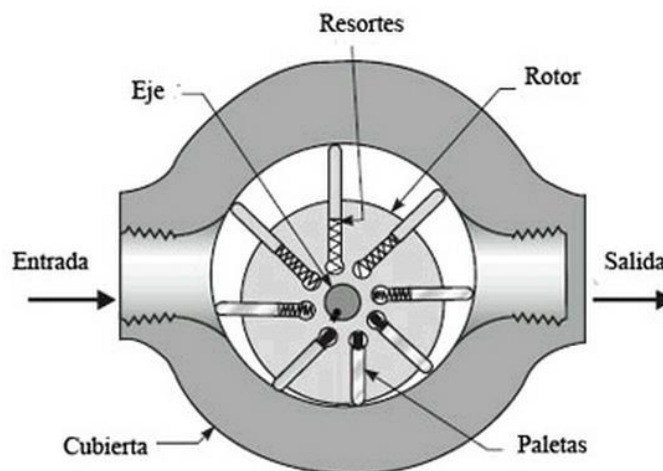


Figura 1.6 Bomba de paletas.

1.6.1 Bomba monopaleta.

La bomba monopaleta contiene esencialmente un rotor con una ranura transversal donde se aloja una paleta que tiene un movimiento alternativo deslizante debido al contacto de sus extremos con la superficie interior de un anillo fijo. En la *figura 1.7*, se muestra un diagrama elaborado por el Dr. Ricardo Chicurel Uziel.

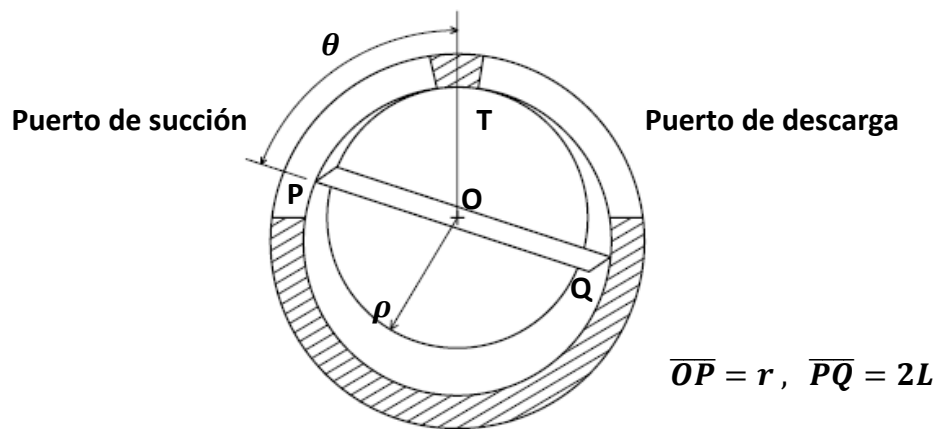


Figura 1.7 Diagrama de bomba monopaleta.

Se puede observar que la sección transversal del rotor es un círculo de radio ρ , éste es tangente al anillo en el punto T. El funcionamiento de esta bomba se asemeja al de una leva, siendo la superficie interior del anillo el contorno de la leva y la paleta P y Q, el seguidor. En esta bomba existen secciones de alta y baja presión que se encuentran separadas y selladas entre el punto T y uno de los puntos P o Q. Considerando que el origen se encuentra en O, las coordenadas polares del punto P son (r, θ) y las del punto Q son $(2L - r, \theta + \pi)$, donde $2L$ es la longitud de la paleta igual a la distancia de \overline{PQ} ; r es una función $f(\theta)$ tal que:

$$f(\theta) + f(\theta + \pi) = 2L \quad (5)$$

Una función que satisface la condición anterior es:

$$r = f(\theta) = (L - \rho)(1 - \cos \theta) + \rho \quad (6)$$

Con el fin de mejorar el sellado en T, se propone un arco de tangencia con un ángulo de 2β en lugar de un solo punto (figura 1.8).⁸

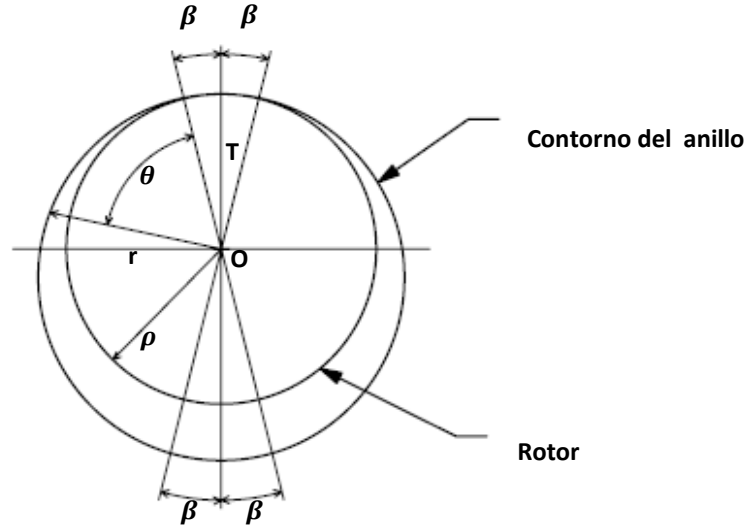


Figura 1.8 Contorno del anillo modificada para mejora del sello.

Este arco de tangencia requiere que se incorpore la misma porción de arco de ángulo 2β del lado opuesto del anillo. Ahora el contorno del anillo queda dividido en cuatro secciones por lo que la ecuación 6 se modifica de la siguiente manera:

$$\left. \begin{aligned}
 r &= \rho, & -\beta \leq \theta \leq \beta \\
 r &= f \left[(\theta - \beta) \left(\frac{\pi}{\pi - 2\beta} \right) \right], & -\beta \leq \theta \leq \pi - \beta \\
 r &= 2L - \rho, & \pi - \beta \leq \theta \leq \pi + \beta \\
 r &= f \left[(\theta - \pi - \beta) \left(\frac{\pi}{\pi - 2\beta} \right) + \pi \right], & \pi + \beta \leq \theta \leq 2\pi - \beta
 \end{aligned} \right\} (7)$$

⁸ R. Chicurel Uziel, Single vane pumping mechanism.

CAPÍTULO

2

**DISEÑO
CONCEPTUAL DE
LA BOMBA
MONOPALETA
(FLECHA MOTRIZ)**

CONTENIDO:

- 2.1 Bomba monopaleta con apoyos de un sólo lado.*
- 2.2 Requerimientos técnicos para el diseño de la bomba monopaleta.*
- 2.3 Marco teórico para el diseño de la flecha motriz.*
- 2.4 Propuestas de diseño para el ensamble flecha-rotor-paleta.*
 - 2.4.1 Evaluación de las propuestas de diseño de ensamble flecha-rotor-paleta.*

2.1 Bomba monopaleta con apoyos de un solo lado.

Existe un prototipo de una bomba monopaleta con apoyos del impulsor en un sólo lado de la flecha motriz, en “cantilever” (*figura 2.1a y 2.1b*). La situación que se presentó en esta bomba fue un desgaste por la fricción, como son, rotor, paleta y tapa. Debido al cabeceo que se da en la flecha por tener los apoyos en un sólo lado, esta situación deriva en una baja vida útil de las piezas mencionadas, y por lo tanto de la bomba. Además se presentó un indicio de oxidación en el aluminio que forma la carcasa y tapa de la bomba, situación que es desfavorable.

Conociendo esta situación, se presenta como una propuesta de diseño, el considerar una bomba monopaleta con apoyos en cada extremo de la flecha motriz, así como diseñar otras piezas necesarias para esta nueva bomba y manufacturar la bomba monopaleta con mejores cualidades mecánicas e hidráulicas, porque este doble apoyo se reduce la vibración, pues en el primer prototipo se genera una flexión y cabeceo en la flecha (*figura 2.2*), debido a que los apoyos están en un extremo de ésta.¹

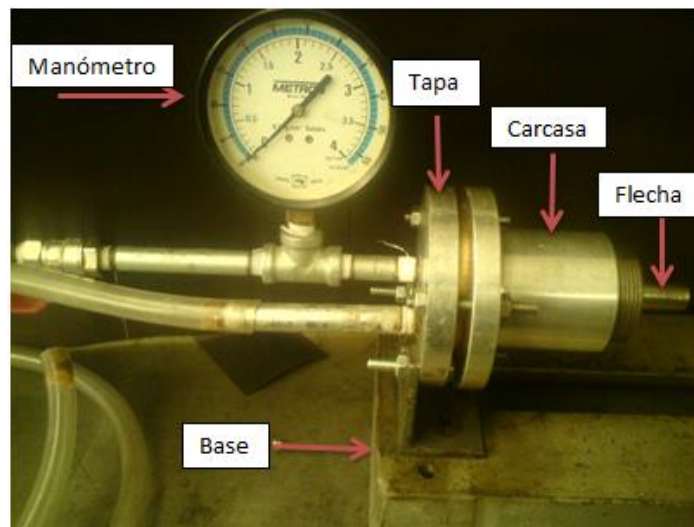


Figura 2.1a Bomba monopaleta con flecha en cantilever.

¹ Jorge L. Pineda C., Diseño y manufactura del prototipo de una bomba monopaleta, p. 17.

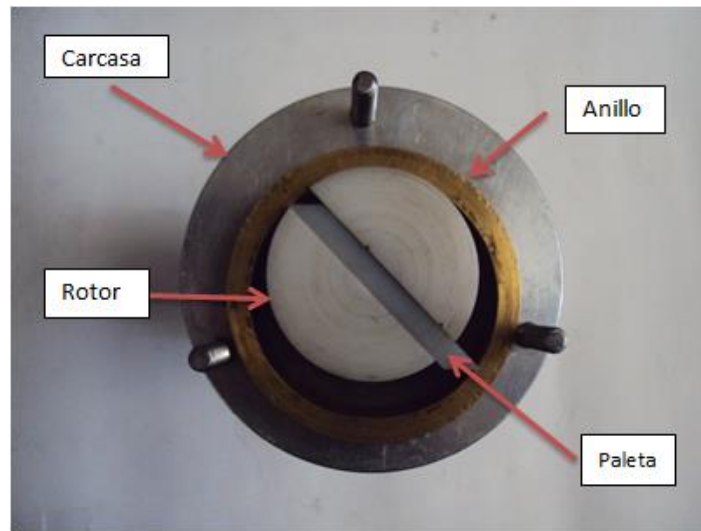


Figura 2.1b Bomba monopaleta sin tapa.

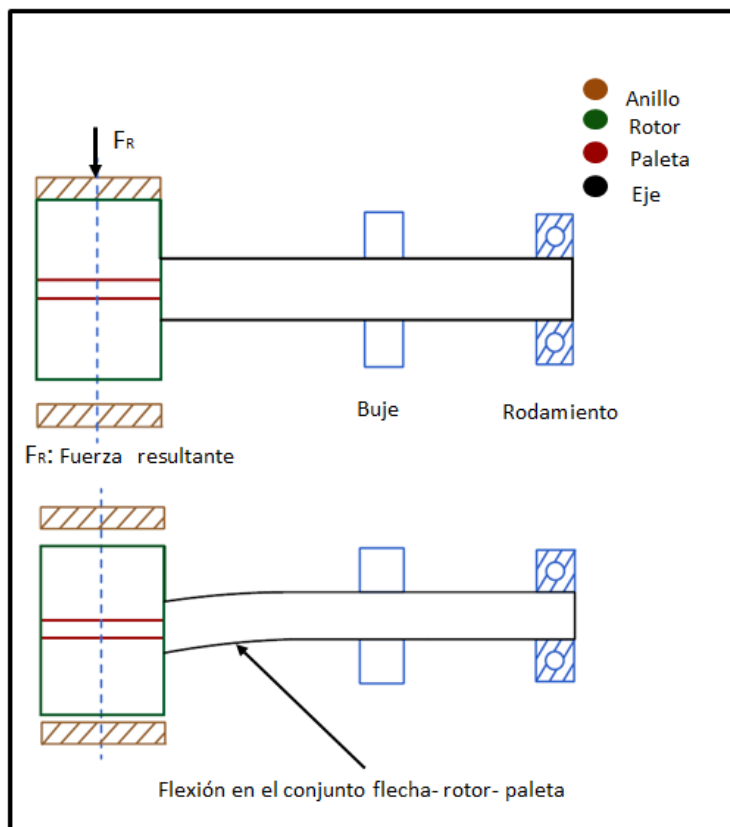


Figura 2.2 Cabeceo del conjunto flecha-rotor-paleta, con apoyos en un extremo.

La flexión se produce por las fuerzas normales distribuidas $F_1, F_2, F_3...F_i$ en la paleta al aplicar el torque T en la flecha de la bomba (figura 2.3). La flexión provoca el desgaste que se genera entre el rotor y anillo, paleta y anillo, flecha y cojinete. Con la implementación de otro apoyo en la flecha esta flexión se minimiza notablemente, disminuyendo el desgaste de las piezas y aumentando la vida útil de la bomba.

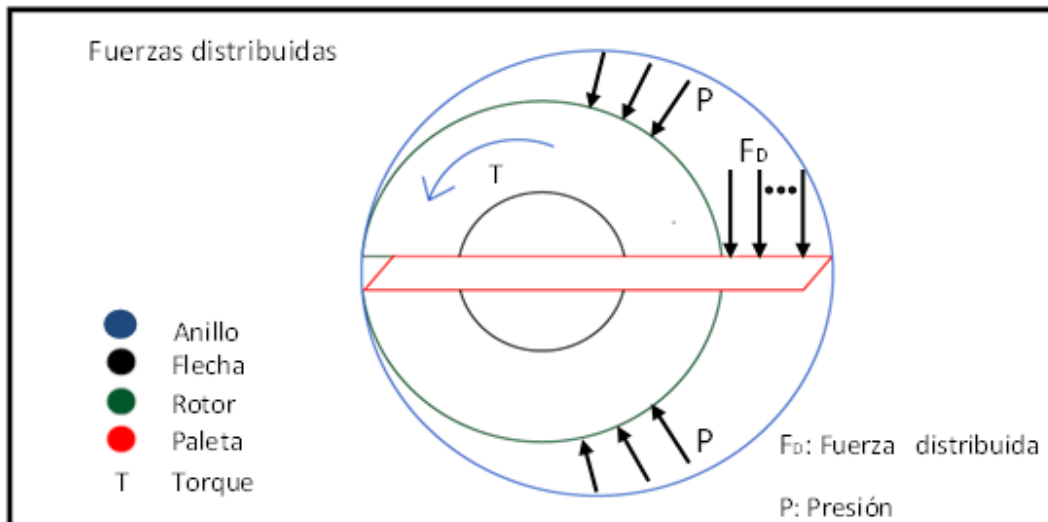


Figura 2.3 Fuerzas debidas a la presión en la paleta (vista transversal).

Las mejoras hidráulicas se refieren en tener la succión y la descarga en dirección radial que es mejor posición para desplazar el fluido en vez de axialmente como sucede en el prototipo anterior.

2.2 Requerimientos técnicos para el diseño de la bomba monopaleta.

Además de la mejora señalada anteriormente se propone una nueva selección de materiales basada en el método de Kutz, para que la bomba trabaje con agua potable. Los materiales seleccionados; no deben afectar la potabilidad del agua, por ello deben ser no tóxicos y resistentes a la oxidación, para las piezas que están en contacto con el fluido.

Para el diseño de la bomba se considera la presión de operación. Esta presión es de descarga

$$P = \rho * g * h \quad (8)$$

dónde:

- ρ = Densidad del fluido, $\rho_{agua} = 1000 [kg/m^3]$.
- g = Aceleración gravitatoria, $g = 9.81 [m/s^2]$.
- h = Altura de descarga del fluido, $h = 7.5[m]$.

La altura se determinó considerando que un edificio de interés social puede tener 3 niveles y la altura promedio de estos es de 2.5 [m], por lo que la altura es de $h=7.5$ [m]. Es conveniente además agregar un factor de descarga debido a que existen accesorios acoplados en la instalación de la tubería (codos, uniones T, etc.), que representan pérdidas. Para este prototipo se eligió un factor de 25% de más sobre el valor propuesto. Por lo que la altura total de descarga h_u es de 9.375[m].

dónde:

- F_s = Factor de descarga.
- h_u = Altura total de descarga.
- h = Altura.

Sustituyendo el valor de h_u en la ecuación (8) se tiene:

$$P = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 9.375[m]$$

$$P = 91968.75[Pa] \approx 91.9[kPa]$$

Presión de operación necesaria para ejecutar el trabajo.

2.3 Marco teórico para el diseño de la flecha motriz.

Como se mencionó anteriormente, la propuesta que se hace para mejorar el funcionamiento de la bomba, es diseñar una flecha motriz que permita colocar apoyos a ambos lados y reducir el cabeceo y desgaste de los componentes. Para ello, se recurre a las características necesarias para el diseño de una flecha.

La función básica de la flecha de una bomba es transmitir los torques que se presentan al arrancar y durante la operación, mientras soporta al rotor y otras partes giratorias. Debe ejecutar este trabajo con una desviación menor que el espacio libre mínimo que hay entre las partes giratorias y las estacionarias. Las cargas a considerar en el diseño de la flecha son:

- Los torques.
- El peso de las partes.
- Las fuerzas hidráulicas, tanto radiales como axiales.

Las flechas generalmente están proporcionadas para resistir el torque del motor que se aplica al arrancar súbitamente una bomba. Para el diseño es importante, la distancia entre apoyos y la localización de las cargas, todas deben considerarse al igual que la velocidad crítica. La velocidad crítica es un factor para la selección de los diámetros de las flechas, se considera que una flecha con material elástico tiene un periodo de oscilación propio; ésta se presenta, cuando el rotor o flecha giran a cualquier velocidad que corresponda a su frecuencia natural y se agigantan los pequeños desequilibrios.

Para el diseño, el conjunto giratorio es teóricamente uniforme alrededor del eje de la flecha y el centro de masa debe coincidir con el eje de rotación, pero esto no se realiza por dos razones. Primero, siempre hay pequeñas irregularidades de maquinado o fundición, y segunda, existe desbalanceo por la variación en la densidad del metal de cada parte, se genera excentricidad del centro de masa lo que produce fuerza centrífuga y consecuentemente una desviación cuando el conjunto gira; el rotor vibrará como si estuviera seriamente desbalanceado. Si se corre a esa velocidad sin fuerzas amortiguadoras, la desviación aumentara hasta que la flecha falle. Para minimizar la vibración se requiere de una manufactura precisa. Además el fluido desplazado actúa como fuerza amortiguadora de la vibración.

La desviación crítica de la flecha de 0.125 a 0.150 [mm], tendrá lugar a 2400 y 2650 rpm², por ello considera operar a un margen más bajo de velocidad angular para evitar cualquier peligro, causado por la velocidad crítica. Para el diseño de la flecha de la bomba monopaleta no se espera una velocidad crítica, porque la velocidad a la que opera el prototipo no excederá 500 rpm; por ser una bomba de desplazamiento positivo.

Los diámetros de las flechas generalmente tienen dimensiones más grandes de lo estrictamente necesario para transmitir el torque. El diámetro es escalonado varias veces del extremo del acoplamiento a su centro para facilitar el montaje del rotor, los rodamientos y acoplamientos. Las flechas se maquinan en materiales resistentes a la corrosión y al desgaste. Las bombas que usan sellos mecánicos deberán tener flechas rígidas pues disminuyen la desviación.³

2.4 Propuestas de diseño para el ensamble flecha-rotor-paleta.

Como punto de partida del diseño de la bomba, se establece un arreglo como se muestra en la *figura 2.4*. En dicho arreglo el rotor se monta en la flecha y a su vez la paleta en el rotor.

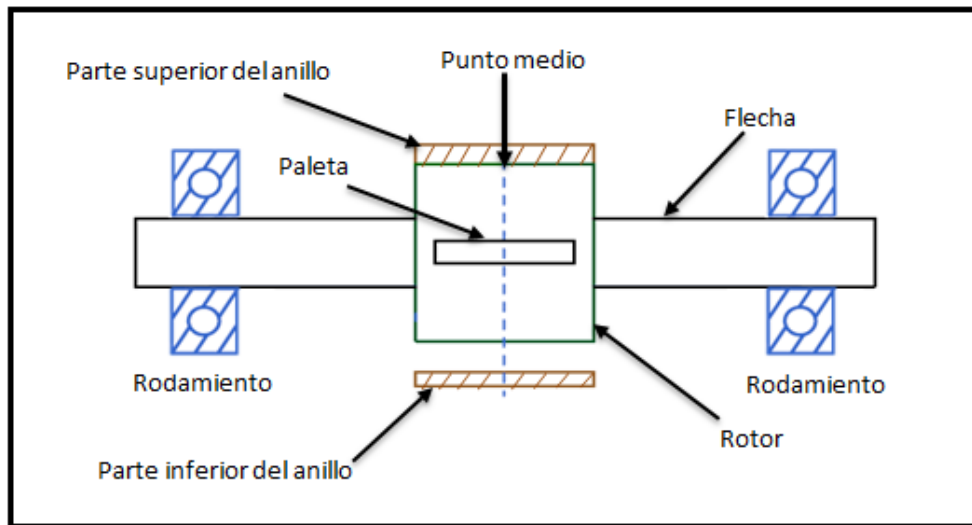


Figura 2.4 Principales partes de la bomba monopaleta doblemente apoyada.

² Igor J. Karassik, Roy Carter, Bombas centrifugas, selección, operación y mantenimiento, p. 90.

³ Igor J. Karassik, Roy Carter, Bombas centrifugas, selección, operación y mantenimiento, pp. 87-92.

Considerando lo anterior se muestran las posibles configuraciones geométricas que permiten apoyos en ambos lados de la flecha, también se presta atención a la ranura de la paleta; porque afecta dichas configuraciones.

Se realizan tres propuestas que se describen a continuación:

- **Propuesta No. 1**

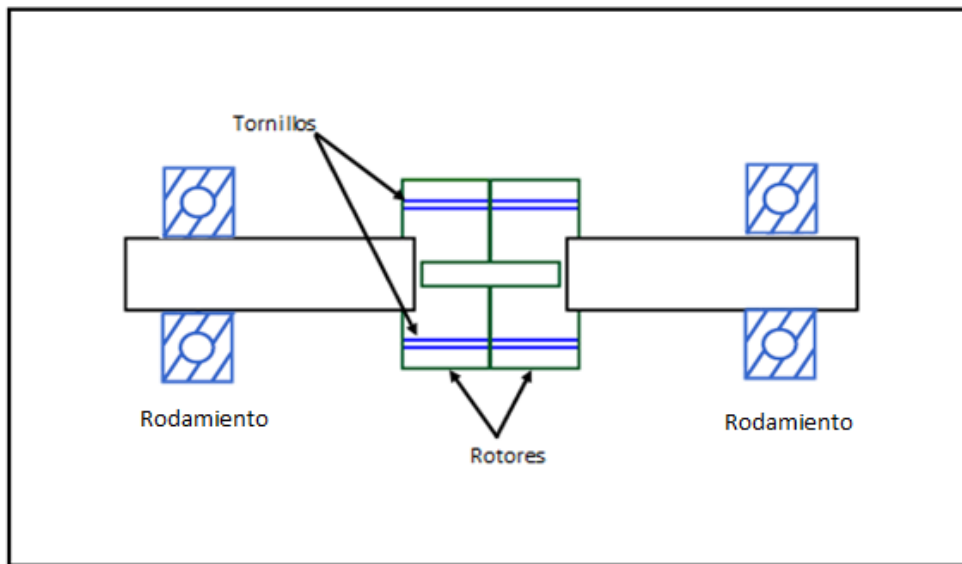


Figura 2.5 Propuesta No.1 de la bomba monopaleta doblemente apoyada.

En esta propuesta (figura 2.5) la flecha y el rotor están divididos en dos partes simétricas las cuales se unen por medio de tornillos ubicados axialmente en los rotores.

Ventajas:

- Simplicidad en el diseño.
- Facilidad de maquinado en la flecha, el rotor y la caja para la paleta.

Desventajas:

- El torque es transmitido por medio de los tornillos.
- Los tornillos deben ubicarse simétricamente para evitar que el rotor se desbalancee y vibre.
- Dificultad para lograr coaxialidad en la flecha, debido que al maquinarse en dos secciones y posteriormente unir las, ésta puede no ser coaxial debido a los errores en la manufactura y el ensamble.
- Los tornillos deben de ser de un material inoxidable y que no afecte la potabilidad del agua.

- **Propuesta No. 2**

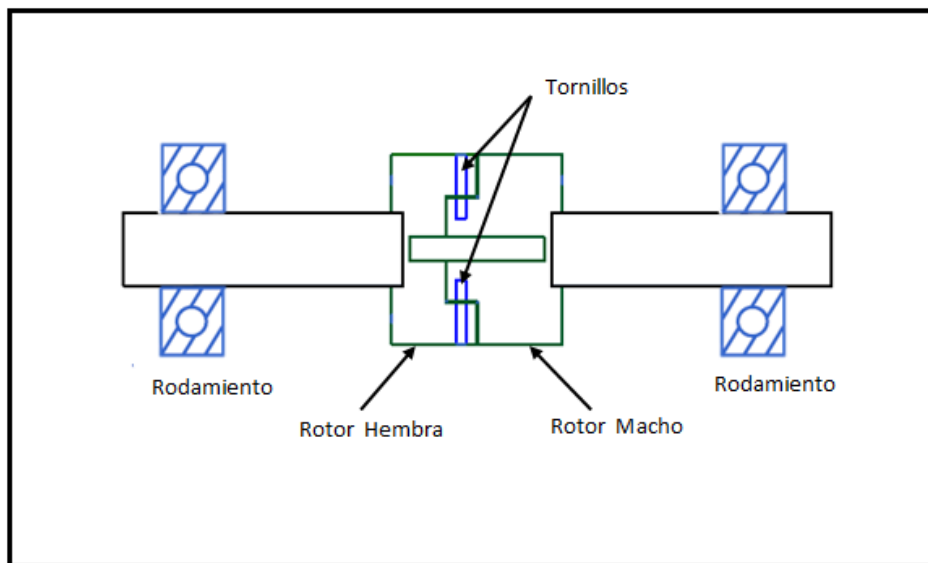


Figura 2.6 Propuesta No. 2 de la bomba monopaleta doblemente apoyada.

Se propone que la flecha se divida en dos partes simétricas y el rotor en dos partes asimétricas unidas por tornillos ubicados radialmente (figura 2.6).

Ventajas:

- La configuración geométrica de los rotores facilita la coaxialidad entre estos componentes. .
- Facilidad de maquinado de flecha y caja de la paleta.

Desventajas:

- Torque transmitido por los tornillos en la unión del rotor.
 - La ubicación de los tornillos debe de ser simétrica en el perímetro del rotor, para evitar desbalanceo.
 - Los tornillos deben de ser de material inoxidable y que no afecte la potabilidad del agua.
 - Lograr la coaxialidad de la flecha debido a que está dividida en dos secciones.
 - Manufactura más compleja de las secciones del rotor.
-
- **Propuesta No. 3**

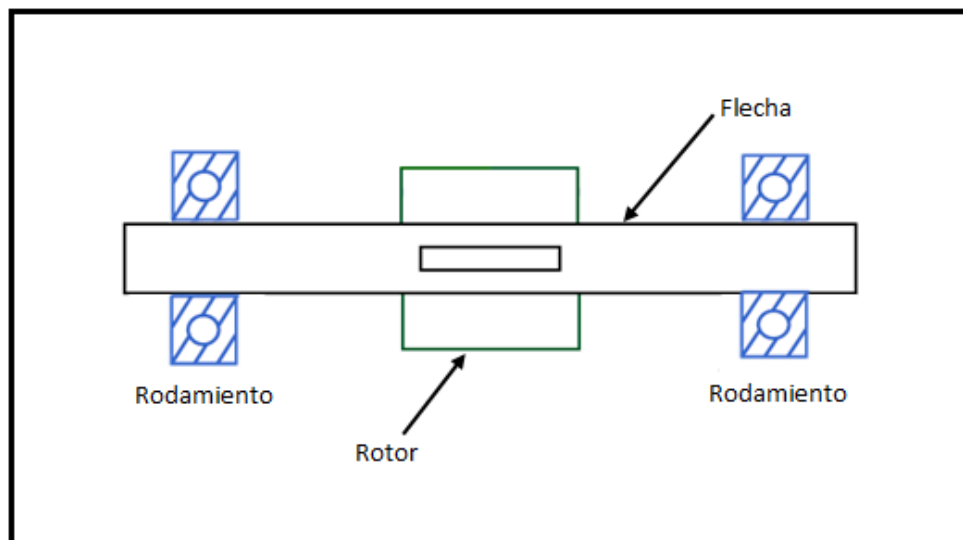


Figura 2.7 Propuesta No.3 de la bomba monopaleta doblemente apoyada.

En esta propuesta (*figura 2.7*) la flecha y el rotor se manufacturan como piezas completas, sin seccionarlas.

Ventajas:

- El torque se transmite por la flecha.
- Menos piezas en el ensamble.
- Se logra coaxialidad en la flecha y se minimiza la vibración.

Desventajas:

- Se dificulta la manufactura de la caja para la paleta en el rotor, porque la caja debe tener geometría rectangular.
- Si el diámetro de la flecha es constante, al maquinar la caja se debilita ese tramo de la flecha convirtiéndose en concentrador de esfuerzos.

2.4.1 Evaluación de las propuestas de diseño del ensamble flecha-rotor-paleta.

Después de describir las propuestas de diseño, se analizan para decidir cuál cubre la mejor solución para flecha, basado en razones mecánicas y geométricas, de esta forma desarrollar a detalle la propuesta seleccionada. Se debe mencionar que la forma de manufacturar la flecha y el rotor apoyan el criterio de selección de la mejor propuesta. En la primera propuesta el torque es transmitido por los tornillos a las partes simétricas. La principal condición es que los tornillos deben ubicarse simétricamente, de no ser así se producirán vibraciones en el ensamble, además estos deben ser capaces de soportar los esfuerzos cortantes generados al transmitir el torque. La configuración geométrica es simple; esto hace que se facilite la manufactura de la flecha, el rotor y la ranura para la paleta. Sin embargo al manufacturar la flecha en dos secciones; al unirlos pueden no ser coaxiales, por errores en la manufactura y la desviación en el ensamble. Al dividir el rotor, dificulta que la ranura de la paleta esté completamente alineada al realizar el ensamble; lo que dificulta el movimiento recíproco de la paleta e incluso la colocación de ésta dentro de la caja.

En la segunda propuesta la flecha y el rotor están divididos en dos secciones, con la diferencia de que el rotor consta de una sección macho y una hembra; permitiendo que el ensamble de las dos secciones se facilite. El torque es transmitido por los tornillos, lo que implica que su ubicación y su resistencia sean importantes. Para ésta propuesta hay que tener en cuenta nuevamente que al unir

las dos secciones se puede perder la coaxialidad, y que la caja para la paleta puede quedar desalineada.

La tercera propuesta muestra un eje completo y el rotor completo, esto indica que el torque es transmitido totalmente por la flecha; eliminando elementos de unión debido a que los componentes no están seccionados, logrando un ensamble con menos piezas. La coaxialidad en la flecha es inmediata, ya que se manufactura como una sola pieza; pero no es posible maquinar la ranura de la paleta en el rotor con la geometría que se requiere, porque los cortadores dejan radios; esta situación complica la manufactura de la ranura en la flecha y el rotor.

Con la comparación de los diseños, se observa que ninguna propuesta satisface totalmente la solución al problema, pero si es claro que dos de estas propuestas contienen la solución. La tercera propuesta se elige como solución base porque contiene la coaxialidad de la flecha; minimizando las vibraciones, y se elige el rotor de la segunda propuesta (sección macho y sección hembra), porque garantiza la coaxialidad de estas dos partes al unirlos, y permite maquinar la ranura para la paleta con la geometría rectangular que se requiere, además los pernos de sujeción se colocan en la flecha y no radialmente en el rotor.

De esta manera se obtiene la configuración geométrica final del ensamble flecha-rotor-paleta, como se muestra en la *figura 2.8*. Esta solución se trata a detalle en el *Capítulo 3*.

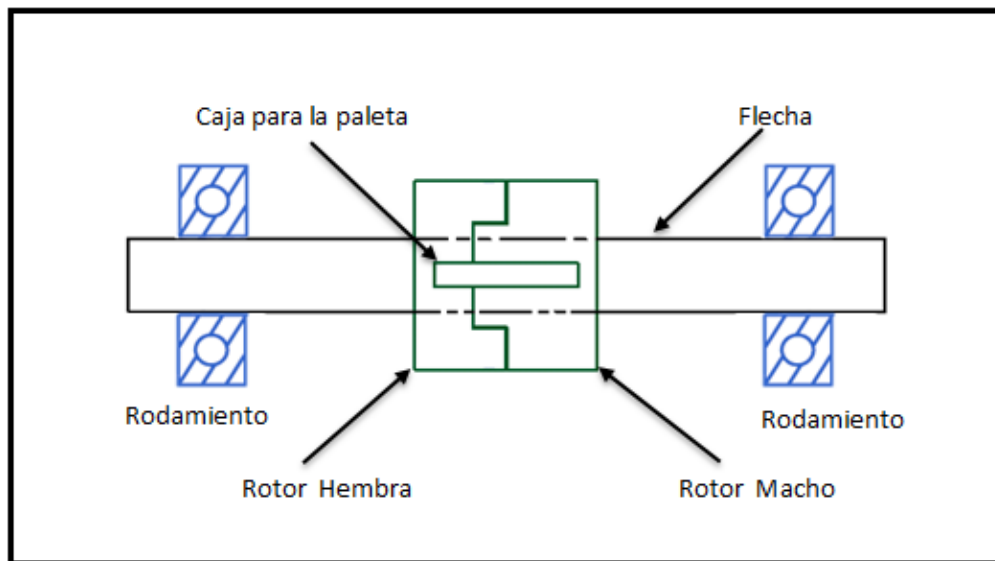


Figura 2.8 Configuración final del conjunto flecha-rotor-paleta.

CAPÍTULO

3

DISEÑO A DETALLE DE LAS PIEZAS DE LA BOMBA MONOPALETA

CONTENIDO:

- 3.1 *Diseño de los componentes que forman la bomba monopaleta.*
- 3.2 *Componentes de la bomba monopaleta.*
- 3.3 *Cámara de desplazamiento (Anillo).*
 - 3.3.1 *Ubicación de los puertos de succión y descarga.*
- 3.4 *Flecha motriz.*
- 3.5 *Paleta.*
- 3.6 *Rotor.*
- 3.7 *Análisis FEM de la paleta.*
- 3.8 *Análisis FEM de la flecha.*
- 3.9 *Portasello mecánico.*
- 3.10 *Cuerpo de la bomba.*
- 3.11 *Conectores de succión y descarga.*
- 3.12 *Justificación de la selección de materiales.*
- 3.13 *Tabla de elementos mecánicos comerciales.*

3.1 Diseño de los componentes que forman la bomba monopaleta.

El modelado virtual de los componentes que forman la bomba monopaleta se realiza en el programa de diseño Unigraphics Nx6, tomando en consideración la forma en la que cada una de las piezas se manufactura. Para cada uno de los componentes se lleva a cabo una selección de materiales, además se realiza un análisis de elementos finitos (FEM) al rotor-paleta y flecha motriz que van a estar sometidos a la presión de operación.

Los componentes se dimensionan en el sistema inglés de unidades, debido a que la materia prima para manufacturar, las herramientas y los elementos comerciales (cortadores, tornillos, sellos mecánicos, etc.), se encuentran comúnmente en este sistema de unidades; así como las máquinas – herramientas donde se va a manufacturar, pero debe recordarse que a veces esto no es posible debido a que algunos elementos mecánicos que utilizamos (rodamientos, seguros, tornillos, etc.), se encuentran en el sistema internacional (SI).

Las dimensiones que están en las figuras del capítulo no tienen tolerancias; éstas se indican en el apéndice de planos.

3.2 Corte de sección del ensamble de la bomba monopaleta.

En el dibujo siguiente, *figura 3.1*, se muestran los componentes que forman la bomba; esto resulta útil porque podemos observar de manera fácil y rápida la ubicación de los componentes, y la interacción de ellos dentro del ensamble.

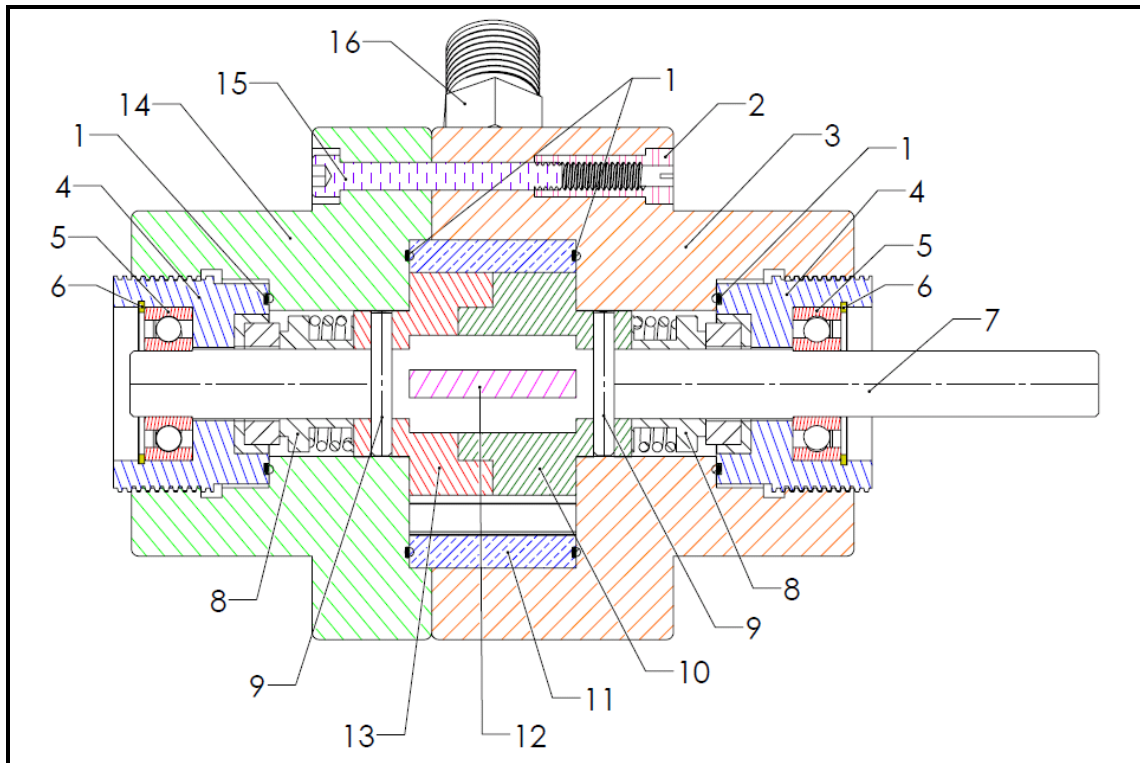


Figura 3.1 Corte de sección de la bomba monopaleta doblemente apoyada.

Lista de componentes comerciales		
No. Parte	Nombre	Cantidad
1	Arosellos (orings)*	8
2	Casquillo	3
3	Carcasa	1
4	Portasello	2
5	Rodamiento 6202	2
6	Seguro Omega de 1 3/8"	2
7	Eje	1
8	Sello Mecánico de 5/8"	2
9	Perno de sujeción	2
10	Rotor Macho	1
11	Anillo	1
12	Paleta	1
13	Rotor Hembra	1
14	Tapa	1
15	Tornillo cabeza Allen 1/4" x 2"	3
16	Conector	2

*En la vista explosionada se muestran los dos orings no visibles.

La *figura 3.2* muestra el corte de sección que corresponde a la zona del conector con el anillo y carcasa de la bomba, en ella se pueden observar los orings que hacen sello con el anillo.

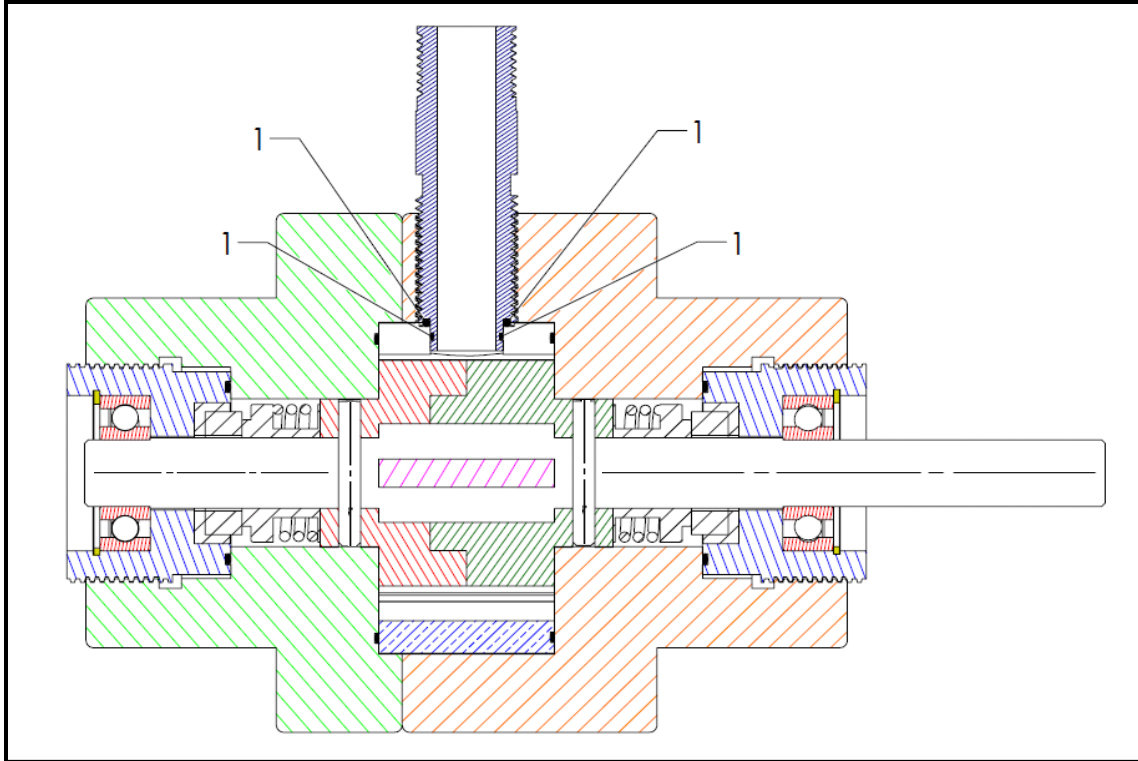


Figura 3.2 Corte de sección de la bomba, se muestra el conector.

3.3 Cámara de desplazamiento (Anillo).

Esta pieza es esencial en la bomba, ya que en ésta se manufactura el perfil interno y también se ensamblan los conectores de succión y descarga. Como se explicó en el capítulo 1, la trayectoria interna en el anillo está dada por la ecuación:

$$r = (L - \rho)(1 - \cos\theta) + \rho^1 \quad (9)$$

La ecuación está condicionada por la longitud de la paleta $2L$ y el radio del rotor ρ . Para dimensionar el anillo es necesario especificar las dimensiones del rotor y la

¹ Ricardo Chicurel Uziel, Single vane pumping mechanism.

paleta. Para el radio del rotor ρ se proponen 2" y para la longitud de la paleta $2L$ se proponen $2\frac{3}{8}$ ".

$$r = \left(2\frac{3}{8}[\text{pulg}] - 2[\text{pulg}]\right)(1 - \cos\theta) + 2[\text{pulg}]$$

Ahora se obtienen los valores de r en un intervalo de $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ de la ecuación en el programa Mathematica 5.0, teniendo en cuenta que el perfil es simétrica respecto al eje x (sistema de coordenadas utilizado en la *figura 3.3*). Posteriormente se introducen estos puntos en Unigraphics Nx6 para obtener el perfil discretizado, que se genera por puntos con un espaciamiento de 1° entre cada uno de ellos (*figura 3.4*).

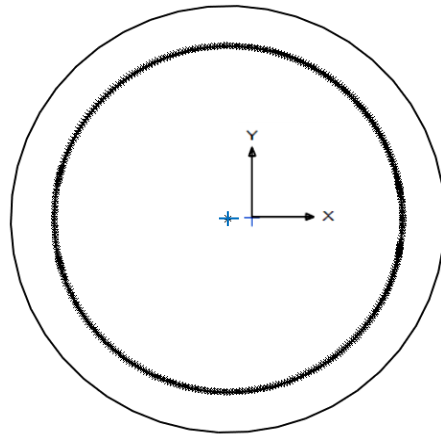


Figura 3.3 Perfil del anillo generada por puntos.

Estos puntos se unen con la función *spline* de Unigraphics Nx6 para obtener la geometría del perfil (*figura 3.3 y 3.4*).

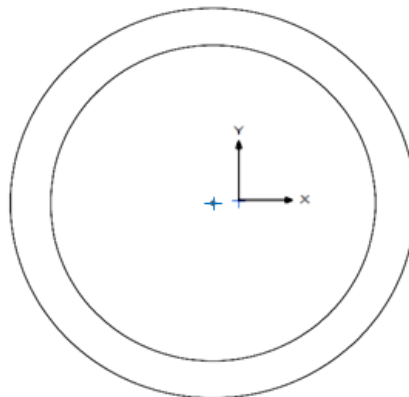


Figura 3.4 Perfil del anillo generada por curvas spline.

Para el diámetro exterior del anillo se propone $2\frac{7}{8}$ ", y de longitud $1\frac{1}{2}$ ". Como se observa en el dibujo seccional de la *figura 3.1*, el anillo debe de tener una caja para alojar el arosello (oring); la ranura está condicionada por el diámetro exterior y el perfil interno. Por esta razón se selecciona un oring de $2\frac{9}{16}$ " de diámetro exterior y $1/16$ " de sección transversal (*figura 3.5*).

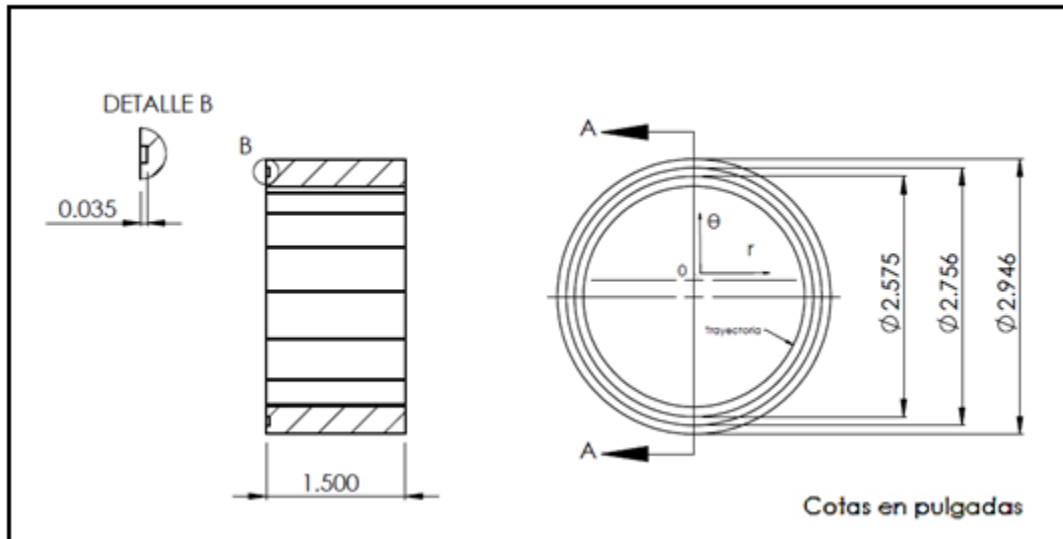


Figura 3.5 Dimensiones del anillo.

3.3.1 Ubicación de los puertos de succión y descarga.

Los puertos se ubican en el perímetro del anillo, por lo que es necesario conocer los puntos óptimos; para ello, primero hay que conocer los puntos donde la paleta, al realizar una revolución, comienza a generar vacío, y donde comienza a generar compresión. Se toma de referencia el sistema mostrado en la *figura 3.4*. Para esto, se realiza el cálculo del volumen que va generando el barrido de la paleta en la cámara del anillo. Este volumen se puede representar por un prisma, el cual varía dependiendo de la posición de la paleta. Este volumen se expresa mediante la siguiente expresión:

$$V = A_{Base} * h \quad (10)$$

dónde:

- V = Volumen del prisma.
- A_{Base} = Área de la base entre el interior del anillo y el perímetro exterior del rotor.
- h = Altura del prisma que es la longitud del anillo.

Si se descarta la altura h , que es constante, se puede asegurar que si el A_{Base} crece el V crece y que si A_{Base} decrece, el V también lo hará; por esta razón se trabaja únicamente con las áreas.

Para este propósito llamaremos a la geometría del anillo **Curva 1** y al perímetro del rotor **Curva 2**. El área a calcular será la región sombreada **R** de la figura 3.6.

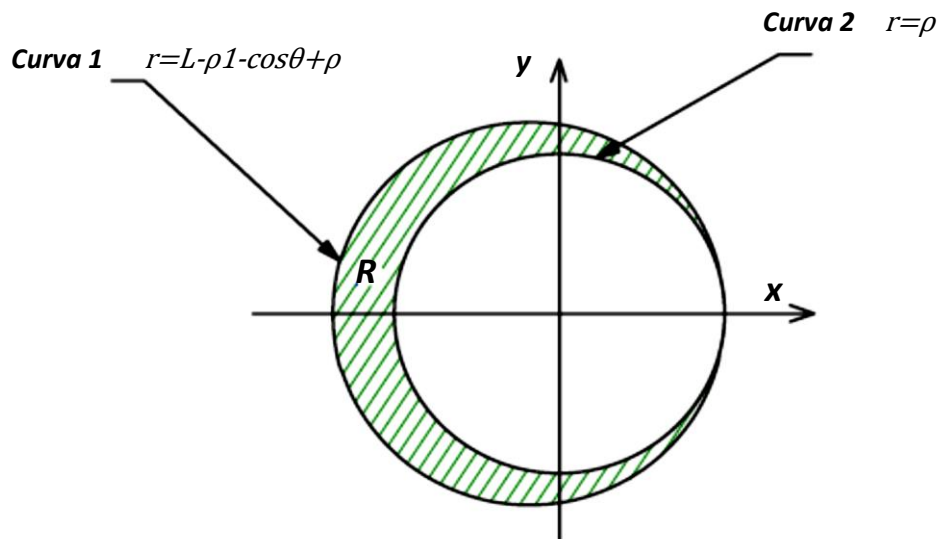


Figura 3.6 Región formada entre el anillo y el rotor.

Como la **Curva 1**: $r = (L - \rho)(1 - \cos\theta) + \rho$ y la **Curva 2**: $r = \rho$ se encuentran en coordenadas polares, el cálculo del área en estas coordenadas es el sector circular (figura 3.7).

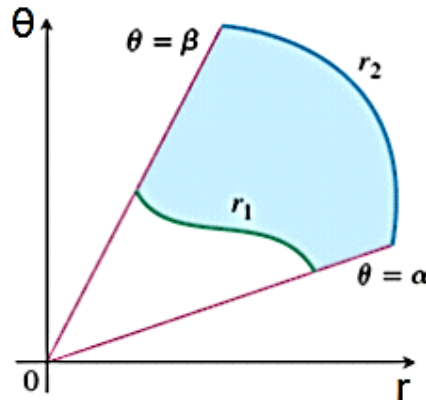


Figura 3.7 Área de la región R en coordenadas polares.

Dado que el área de un círculo es πr^2 , nos permite inferir que el área de un sector con ángulo central θ radianes es $\left(\frac{\theta}{2\pi}\right)\pi r^2$, y la expresión queda de esta manera:

$$\text{Área de un sector: } A = \frac{1}{2}\theta r^2$$

Esta es una región acotada por la gráfica de una función continua $r = f(\theta)$ y por las rectas $\theta = \alpha$ y $\theta = \beta$, y sustituyendo en la expresión siguiente resulta.²

$$\text{Área de } R = \frac{1}{2} \int_{\alpha}^{\beta} [f(\theta)]^2 d\theta \rightarrow \text{Área de } R = \frac{1}{2} \int_{\alpha}^{\beta} r^2 d\theta$$

El barrido de la paleta del punto $P(1", 0^0)$ al punto $Q(2", 180^0)$, genera un área entre tres curvas: **Curva1**: perfil interno, **Curva2**: circunferencia de los rotores y **Curva3**: frontera recta de la paleta (figura 3.8).

² Edwin J. Purcel, Varberg, Rigdon, Cálculo, p. 550.

Se opta por hacer el cálculo del área sombreada de la *figura 3.8* por medio de Unigraphics Nx6 debido a su rapidez y confiabilidad. Se comienza de $\theta = 90^\circ$ para el punto *P*, y se hacen incrementos en 10° hasta llegar a los 180° , obteniendo las siguientes áreas (*figura 3.9*).

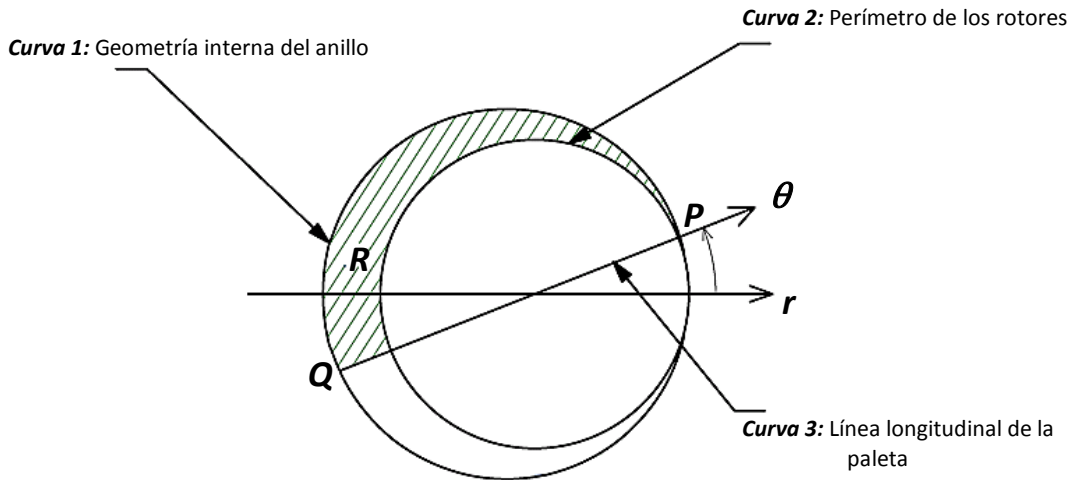


Figura 3.8 Área de una región en coordenadas polares.

Ubicación de los puntos <i>P</i> y <i>Q</i> respecto a θ en $[\circ]$		Área [mm^2]
<i>P</i>	<i>Q</i>	
60	240	636.475
70	250	657.458
80	260	669.822
90	270	602.092
100	280	669.822
110	290	657.458
120	300	636.457
130	310	609.572
140	320	575.680
150	330	536.257
160	340	492.818
170	350	446.167
180	360	398.080

Figura 3.9 Tabla de cálculo de áreas en el anillo.

Como se observa en el análisis, cuando el punto $P \geq 110^\circ$ y el punto $Q \geq 290^\circ$, el área comprendida disminuye y el volumen también, por lo que el puerto de succión se ubicará en $\theta = 70^\circ$ y el puerto de descarga en $\theta = 290^\circ$. El diámetro de los barrenos para los puertos se propone de $5/8"$. Posteriormente se realiza un cajeado en el perímetro del anillo para que puedan asentar los orings de los conectores y de esta forma hacer sello entre el anillo y el conector. Finalmente las dimensiones de los barrenos y su ubicación quedan según se muestra en la *figura 3.10* y *figura 3.11*.

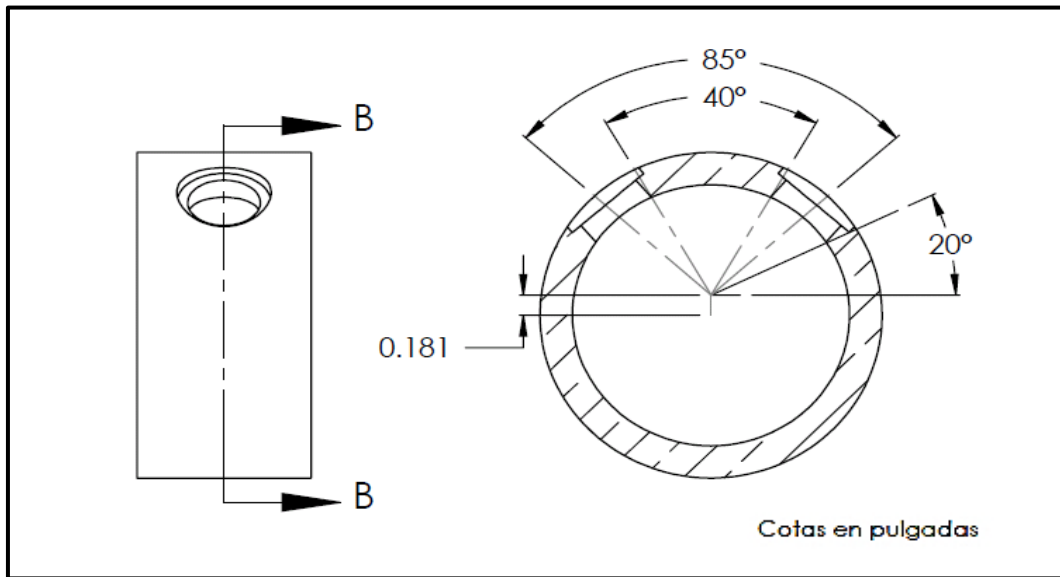


Figura 3.10 Ubicación de los barrenos de succión y descarga.

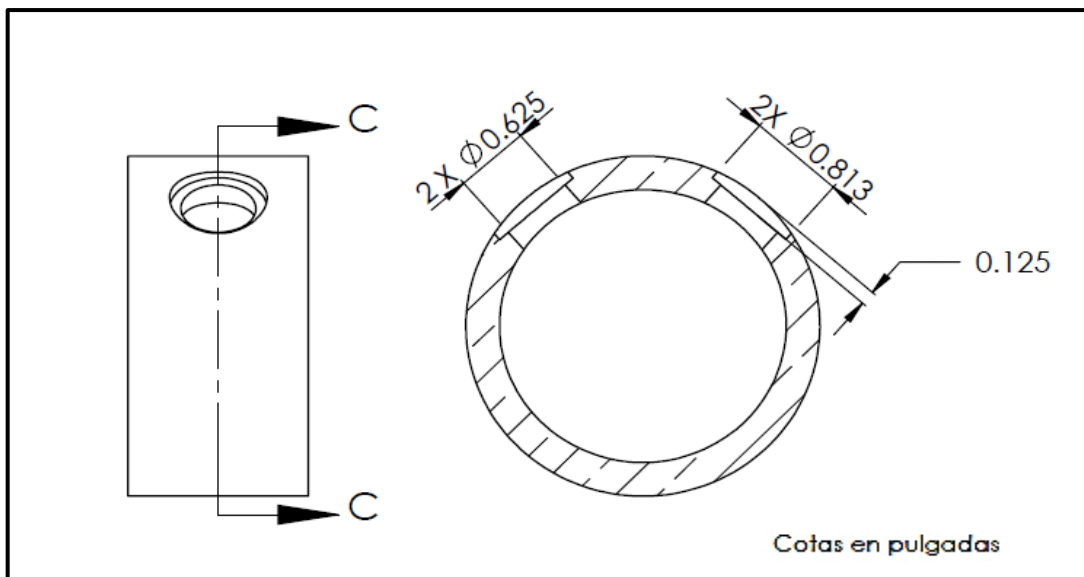


Figura 3.11 Dimensiones de los puertos de succión y descarga.

La *figura 3.12* muestra la geometría tridimensional del anillo con las dimensiones indicadas.

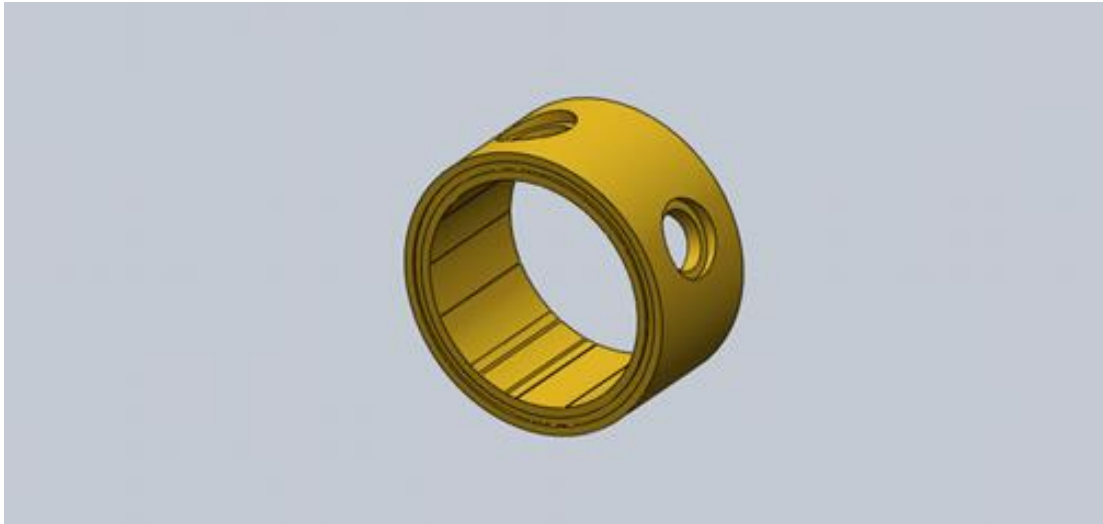


Figura 3.12 Geometría tridimensional del anillo.

La elección del material para el anillo considera que debe ser fácil de manufacturar, resistente a la oxidación, y que no forme una celda electrolítica con los demás componentes (flecha, carcasa, rotor, paleta). Para ello se proponen los siguientes materiales:

- Acero inoxidable.
- Aluminio.
- Latón.
- Nylamid.
- Acetal.

Para seleccionar el material de la lista, se recurre a una matriz de decisiones según el método de Kutz³. En la *figura 3.13* se muestra la matriz binaria de Kutz, la cual involucra las propiedades a considerar y la jerarquía entre cada una de éstas.

³ M. Kutz, *Handbook of Materials Selection*.

Propiedad	Número de decisiones		
	1	3	2
Resistencia a la oxidación	1	0	
Maquinabilidad	0		1
Esfuerzo de fluencia		1	0

Figura 3.13 Matriz binaria de importancia entre propiedades.

A continuación se muestra la tabla de factores de decisión para cada una de las propiedades (figura 3.14), donde el factor de decisión resulta de dividir el número de decisiones positivas entre el total de decisiones.

Propiedad	Decisiones positivas	Factor de decisión
Resistencia a la oxidación	1	0.33
Maquinabilidad	1	0.33
Esfuerzo de fluencia	1	0.33
TOTAL	3	1

Figura 3.14 Factores de decisión para cada propiedad.

Los valores para la maquinabilidad y la resistencia a la oxidación se ponderan, ya que éstos no son valores estandarizados. Se considera una escala decimal ascendente, siendo 10 el valor asignado para el material con mejor maquinabilidad y con mayor resistencia a la oxidación (figura 3.15).

Material	Resistencia a la oxidación	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia [MPa]
Acero inoxidable	9	7	443
Aluminio	8	9	144.75
Latón	9	9	358.54
Nylamid	10	8	74.5
Acetal	10	9	59.5

Figura 3.15 Valores de las propiedades para cada material.⁴

⁴ V. Faires, diseño de elementos de máquinas, www.matweb.com.

Después las propiedades de cada material se expresan de manera porcentual; para esto hacemos uso de la siguiente ecuación del método de Kutz (*figura 3.16*).

$$\frac{Esfuerzo_i}{Esfuerzo\ Máximo} \times 100 = Porcentaje\ de\ Esfuerzo\ de\ Fluencia \quad (11)$$

Material	Propiedades porcentuales %		
	Resistencia a la oxidación	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia
Acero inoxidable	90	70	100
Aluminio	80	90	32.67
Latón	90	90	80.93
Nylamid	100	80	16.81
Acetal	100	90	13.43

Figura 3.16 Propiedades en forma porcentual.

Material	Propiedades porcentuales*Factor de decisión			Suma de propiedades % _i
	Resistencia a la oxidación	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Factor de decisión _i
Acero inoxidable	29.7	23.1	33	85.8
Aluminio	26.4	29.7	10.78	66.88
Latón	29.7	29.7	26.7	86.1
Nylamid	33	26.4	5.54	64.94
Acetal	33	29.7	4.43	67.13

Figura 3.17a Sumatoria de propiedades porcentuales.

Como se observa en la tabla de la *figura 3.17a* el latón es el material óptimo para la manufactura de este componente. Este método también se aplicó a los demás materiales de las piezas y se encuentra desarrollado en el apéndice C. En las siguientes tablas *figura 3.17b* y *figura 3.17c* sólo se presentan los resultados del análisis.

Material	Propiedades porcentuales* Factor de decisión				Suma de propiedades %i Factor de decisioni
	Absorción de agua	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Dureza	
Nylamid	0.21	12.8	33	30.43	76.44
Acetal	3.25	14.4	27.25	33	77.9
Polietileno de alta densidad	16	16	11.93	29.05	72.98

Figura 3.17b Como se observa el acetal es el material óptimo para la manufactura de estos componentes.

Material	Propiedades porcentuales* Factor de decisión				Suma de propiedades %i Factor de decisioni
	Absorción de agua	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Dureza	
Nylamid	0.44	12.8	33	14.75	60.99
Acetal	6.72	14.4	27.25	16	64.37
Polietileno de alta densidad	33	16	11.93	14.08	75.01

Figura 3.17c Como se observa el polietileno de alta densidad es el material óptimo para la manufactura de la paleta.

3.4 Flecha motriz.

Las dimensiones de la flecha están sujetas al rotor, y sobre todo a los sellos mecánicos y rodamientos, que están estandarizados. Los sellos mecánicos elegidos tienen un diámetro interno de 5/8". Para los rodamientos se eligen como primera opción los 6203, rodamientos estándar en pulgadas, para la flecha de 5/8" pero no son fáciles de conseguir en el mercado nacional; por esta situación se escogen los rodamientos métricos 6202 de 15.875 [mm]. La sección de la flecha donde se ubica el rotor y la cavidad para la paleta se fija a un diámetro de 7/8"; esta sección es mayor porque si se mantiene el diámetro de 5/8" la flecha quedará débil por la ranura lo que puede generar esfuerzos y provocar la falla de la flecha. Así obtenemos las dimensiones indicadas en las figuras 3.18 y 3.19.

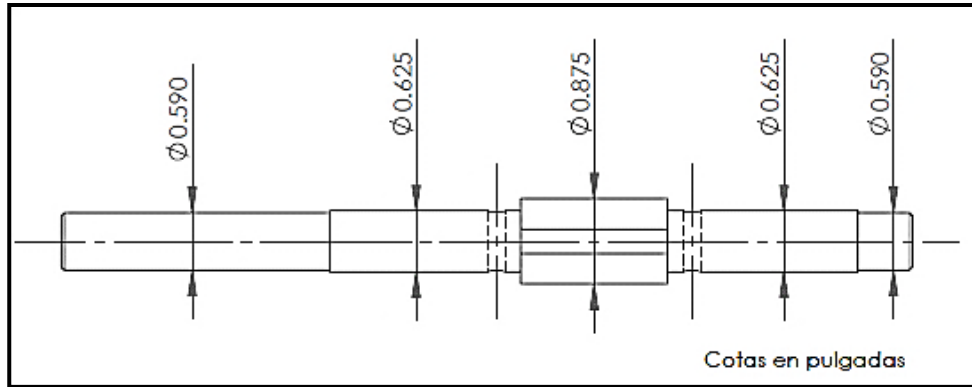


Figura 3.18 Diámetros de la flecha.

Las dimensiones de la cavidad para la paleta, así como la ubicación y el diámetro de los barrenos para los pernos de sujeción se muestran en la figura 3.19.

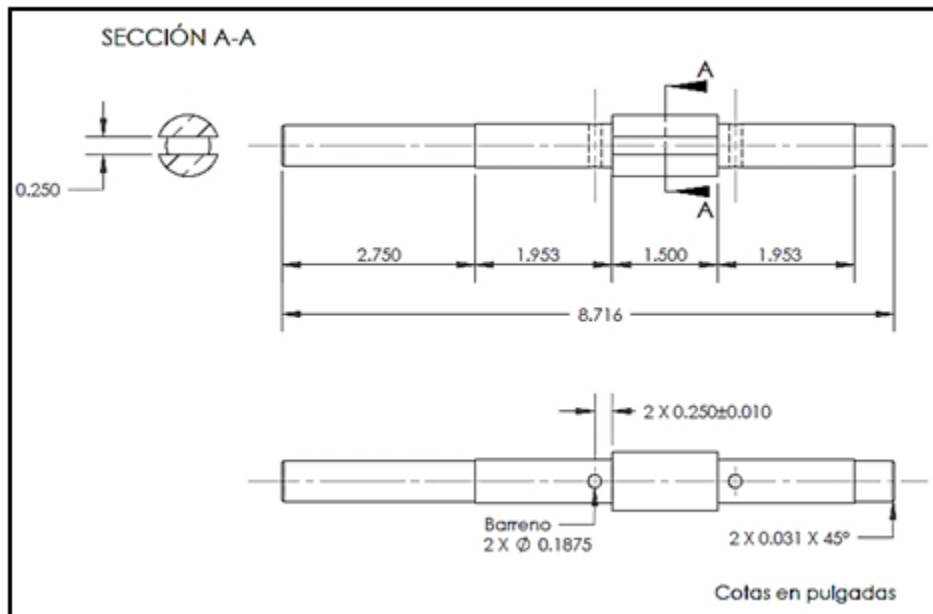


Figura 3.19 Dimensiones de la flecha.

La *figura 3.20* muestra la geometría tridimensional de la flecha con las dimensiones indicadas.

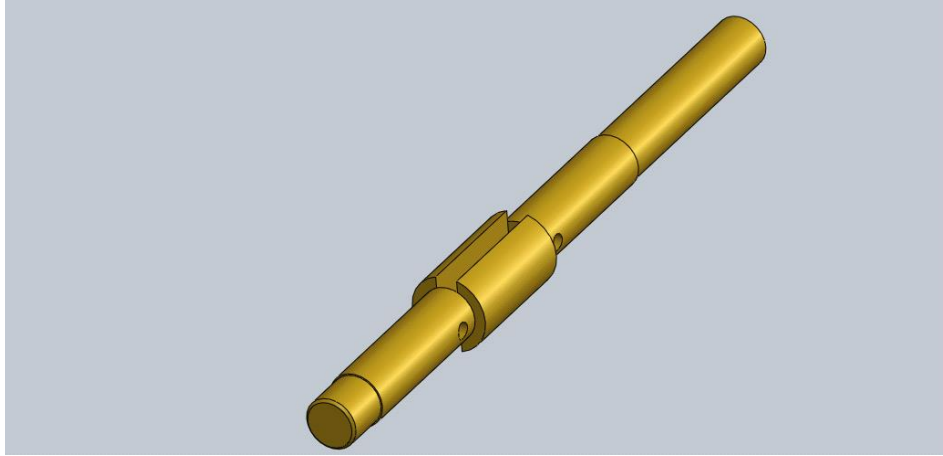


Figura 3.20 Geometría tridimensional de la flecha.

3.5 Paleta.

La longitud de la paleta es de $2 \frac{3}{8}$ " , el espesor y el ancho están condicionados por la flecha a $\frac{1}{4}$ " y $1 \frac{1}{2}$ " respectivamente, y se muestran en la *figura 3.21*.

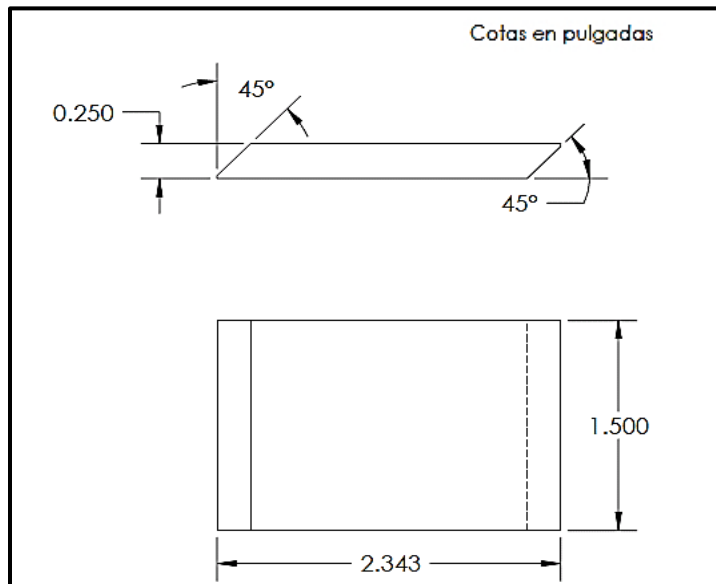


Figura 3.21 Dimensiones de la paleta.

En la *figura 3.22* se muestra la geometría tridimensional.

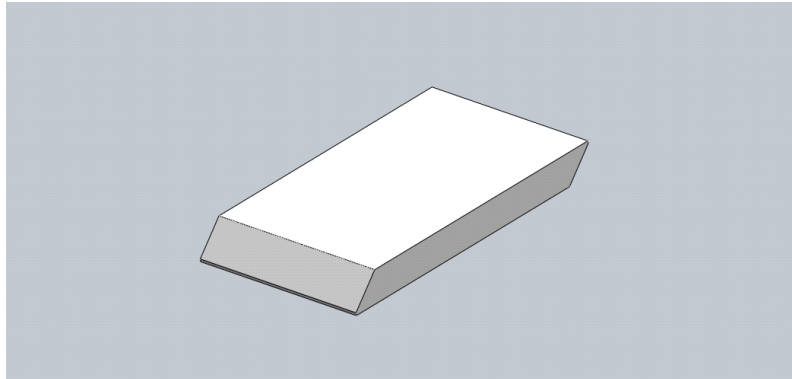


Figura 3.22 Geometría tridimensional de la paleta.

3.6 Rotor.

El rotor está dividido en parte macho y parte hembra. Esto viene de la solución del diseño conceptual. Para el rotor macho se proponen las dimensiones mostradas en la *figura 3.23*, que están condicionadas por la flecha.

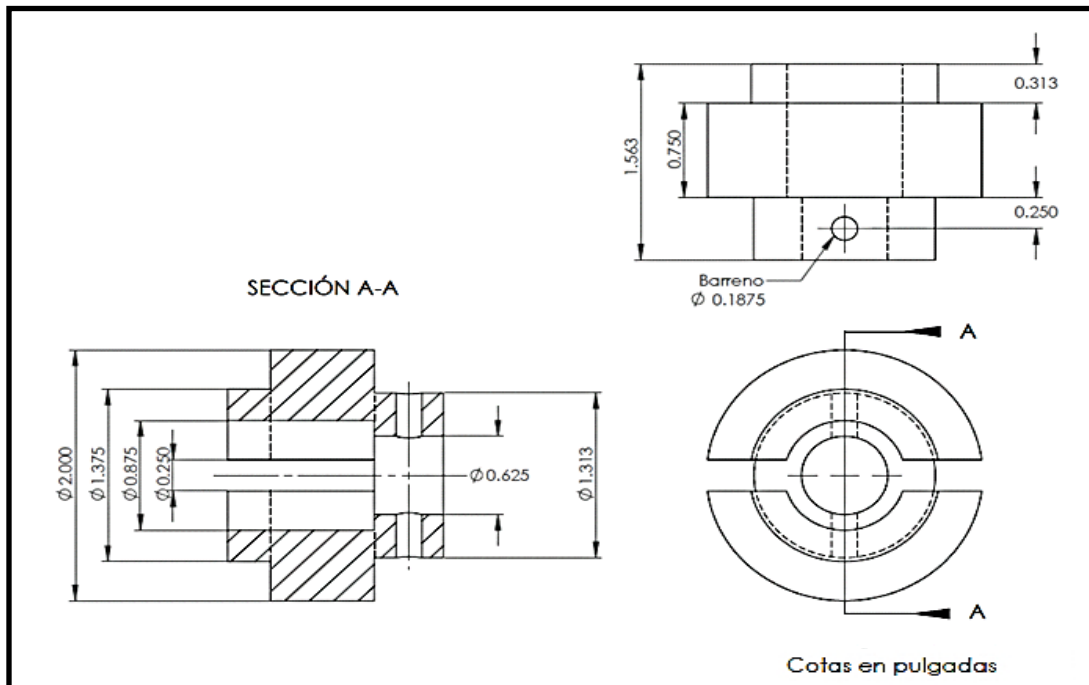


Figura 3.23 Dimensiones del rotor macho.

En la *figura 3.24* se muestra la geometría tridimensional del rotor macho con las dimensiones que se indican.

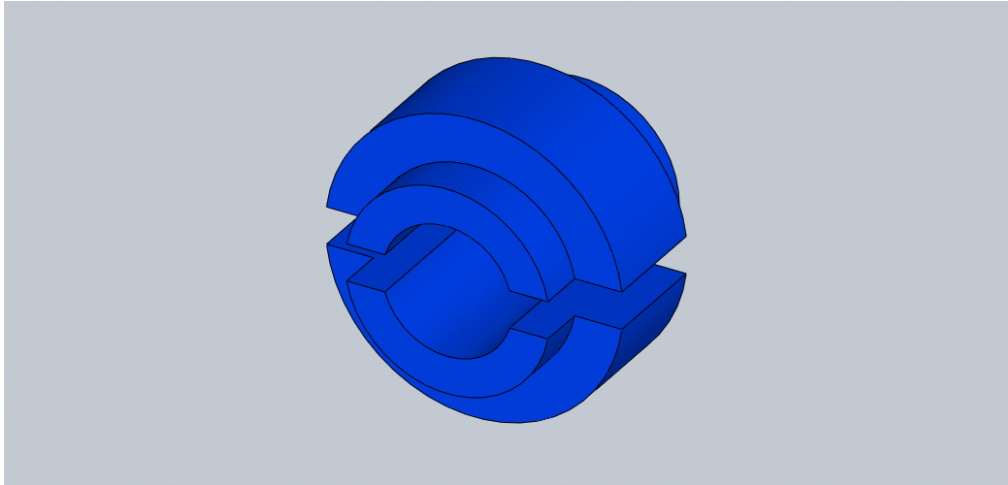


Figura 3.24 Geometría tridimensional del rotor macho.

Las dimensiones del rotor hembra están sujetas a la parte macho y a la flecha motriz (*figura 3.25*).

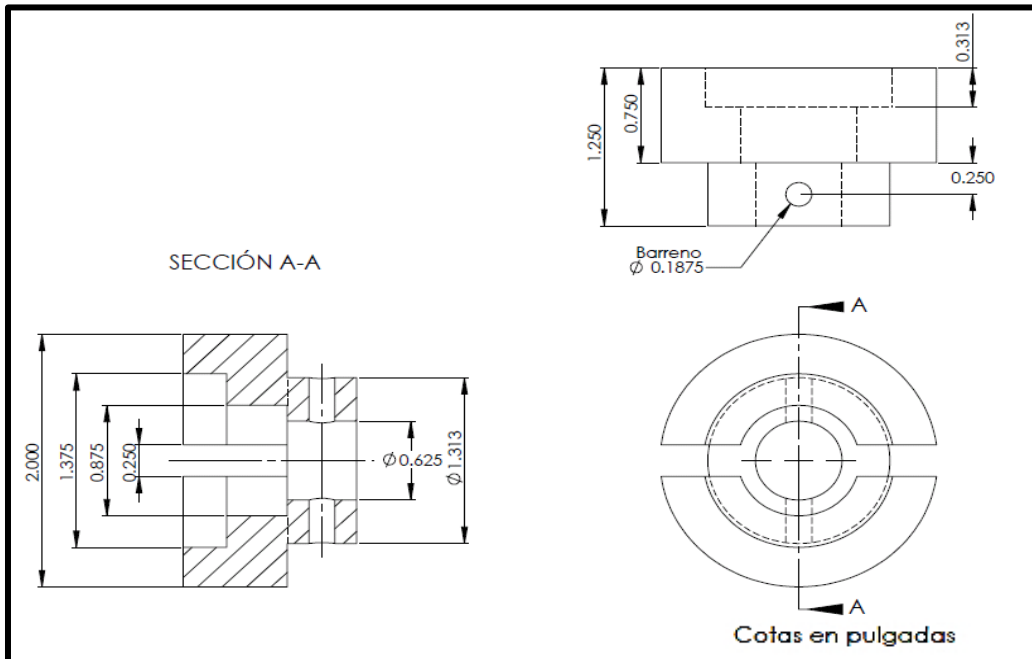


Figura 3.25 Dimensiones del rotor hembra.

La *figura 3.26* muestra la geometría tridimensional del rotor hembra con las dimensiones que se indican.

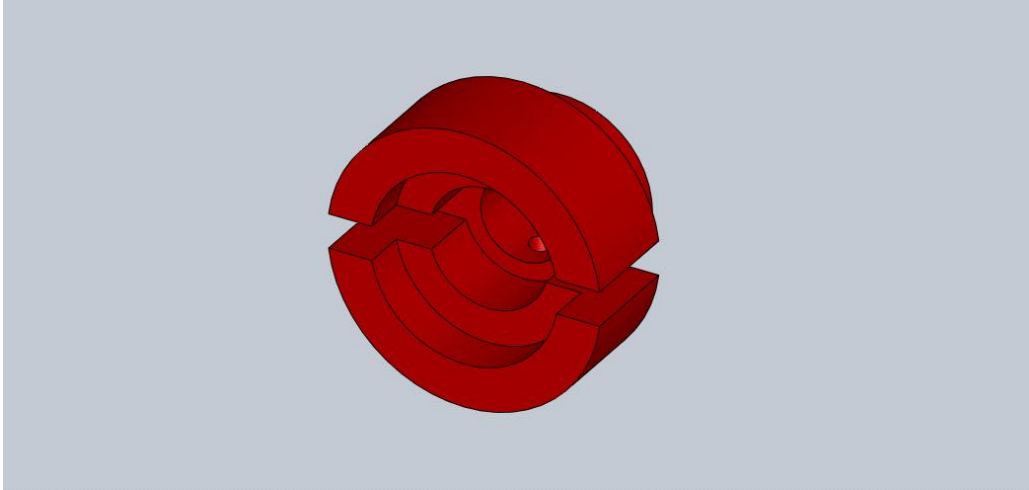


Figura 3.26 Geometría tridimensional del rotor hembra.

3.7 Análisis FEM de la paleta.

Con el diseño del rotor y la paleta se realiza un análisis de elementos finitos, para asegurar que la paleta es capaz de soportar la presión de operación y funcionar correctamente. El análisis considera la paleta ensamblada sobre el rotor, en la posición con la mayor área expuesta sobre la cual se aplica la presión (*figura 3.27* y *figura 3.28*). Para ello se emplea un análisis estático con elementos finitos tetraédricos de 4 [mm] de tamaño promedio y una presión de operación de 91.875 [kPa]. Los materiales del rotor y la paleta son: acetal⁵ y polietileno de alta densidad⁶, respectivamente.

⁵ www.matweb.com

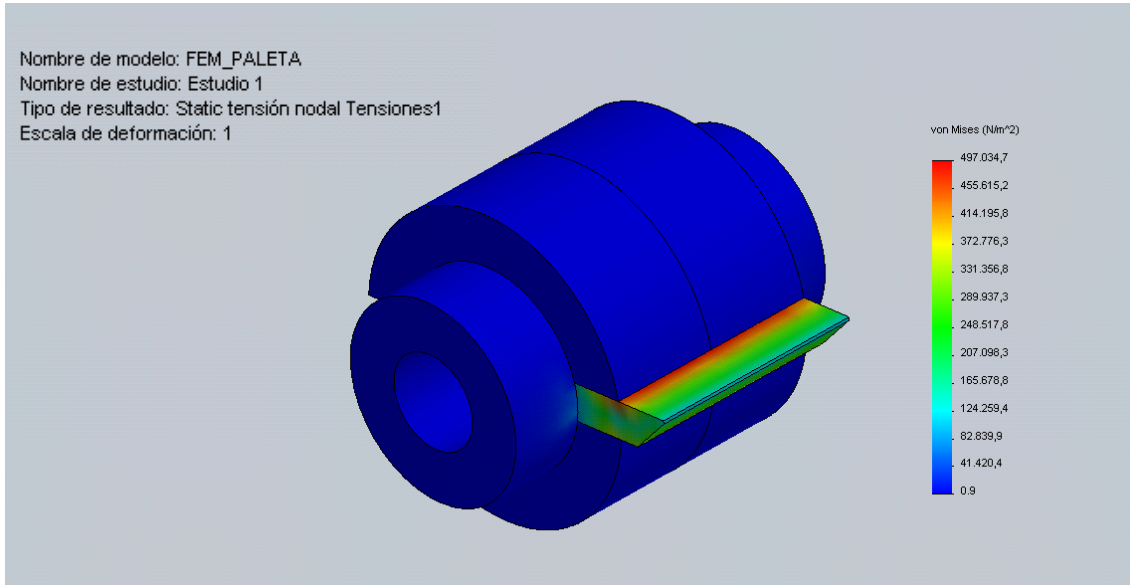


Figura 3.27 Esfuerzos de Von Mises en la paleta.

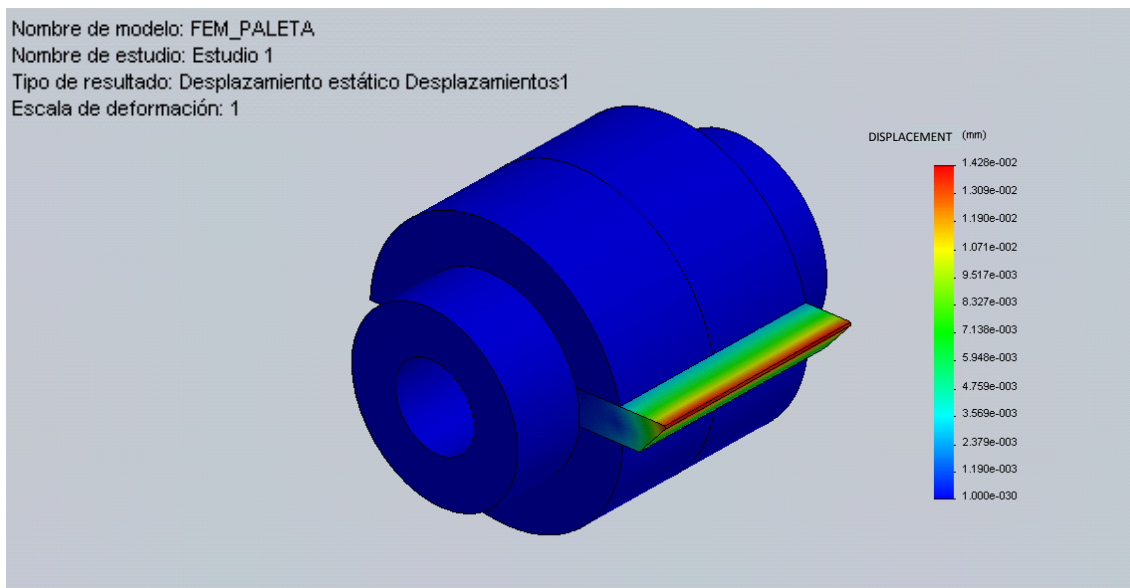


Figura 3.28 Desplazamientos en la paleta.

Como se observa en la imagen de la *figura 3.27* el esfuerzo máximo de von Mises es de 0.497 [MPa] y el esfuerzo de cedencia del polietileno de alta densidad es de 26.2 [MPa]⁶; también observamos que el desplazamiento máximo es de 0.014[mm] (*figura 3.28*), por lo que se asegura que a esta presión de operación la paleta no falla.

⁶ www.matweb.com

3.8 Análisis FEM de la flecha.

Ahora se realiza un análisis de elementos finitos a la flecha para ver la flexión que se genera en ésta por la presión de operación y determinar si la flexión puede afectar el funcionamiento de la bomba. Para el análisis, se considera la paleta ensamblada sobre la flecha, en la posición con la mayor área expuesta sobre la cual se aplica la presión (*figura 3.29 y figura 3.30*). Se emplea un análisis estático con elementos finitos tetraédricos de 5 [mm] de tamaño promedio y una presión de operación de 91.875 [kPa]. Los materiales de la flecha y la paleta son: latón y polietileno de alta densidad⁷, respectivamente.

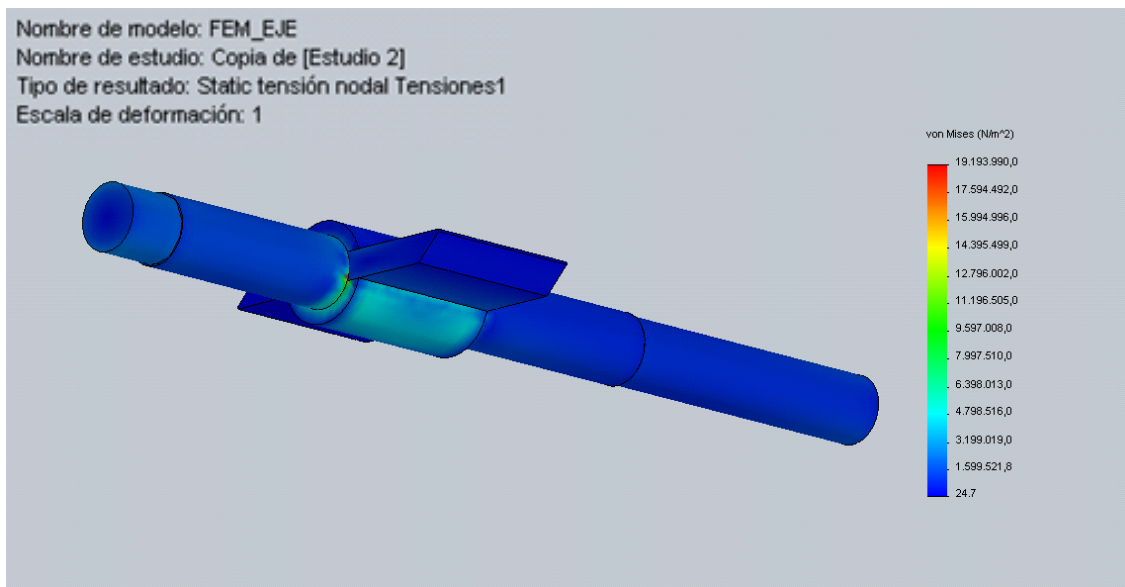


Figura 3.29 Esfuerzos de Von Mises en la flecha.

⁷ www.matweb.com

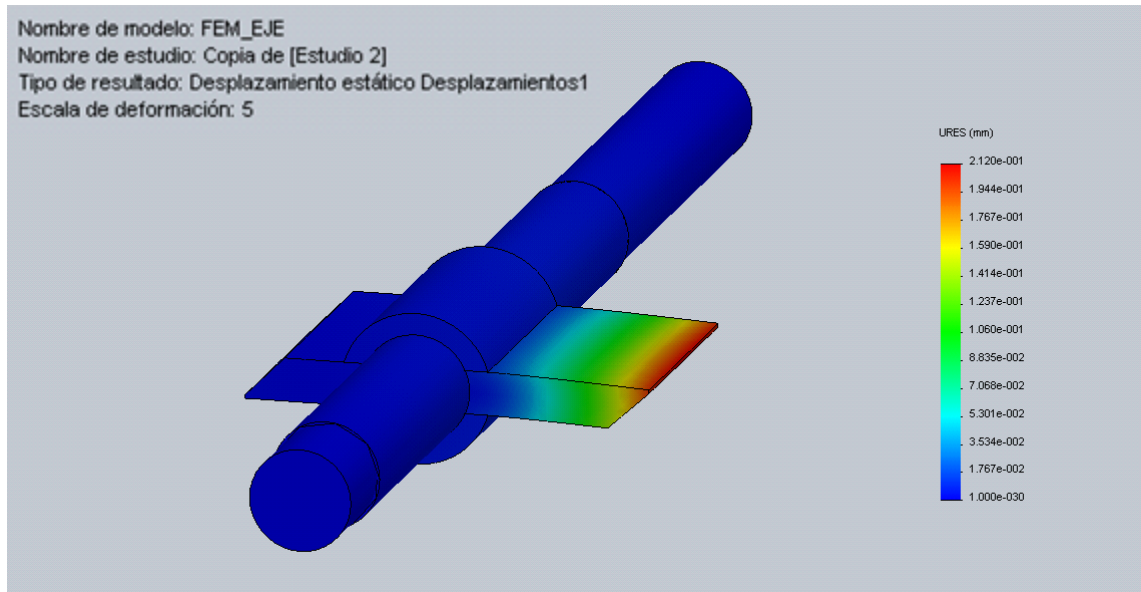


Figura 3.30 Desplazamientos en la flecha.

Como se observa en la imagen de la *figura 3.29*, el esfuerzo máximo de von Mises generado es de 19.19 [MPa], y el esfuerzo de cedencia del latón es de 358.54 [MPa]⁸; esto asegura que la flecha no falla. El desplazamiento crítico para una flecha está en el rango⁹ de 0.125 a 0.150 [mm] y dado que el desplazamiento máximo obtenido en el análisis es de 0.001 [mm] (*figura 3.30*), se concluye que la flexión en la flecha no compromete el funcionamiento de la bomba.

3.9 Portasello mecánico.

Este componente está condicionado por el sello mecánico y el rodamiento. La pieza debe tener una rosca exterior, que permita ajustar el contacto del sello mecánico con la carcasa. Además se incluyen en el diseño dos barrenos en un eje simétrico sobre el portasello para facilitar el ajuste por medio de una llave (*figuras 3.31 y 3.32*). Como se observa, la pieza tiene dos ranuras más, una para el oring que sella en contacto con la carcasa y evita fugas hacia el rodamiento y el exterior de la bomba; la otra es una ranura interna para colocar un seguro omega evitando que el rodamiento se deslice longitudinalmente en la flecha.

⁸ www.matweb.com

⁹ Igor J. Karassik, Roy Carter, Bombas centrífugas, selección, operación y mantenimiento, p. 90

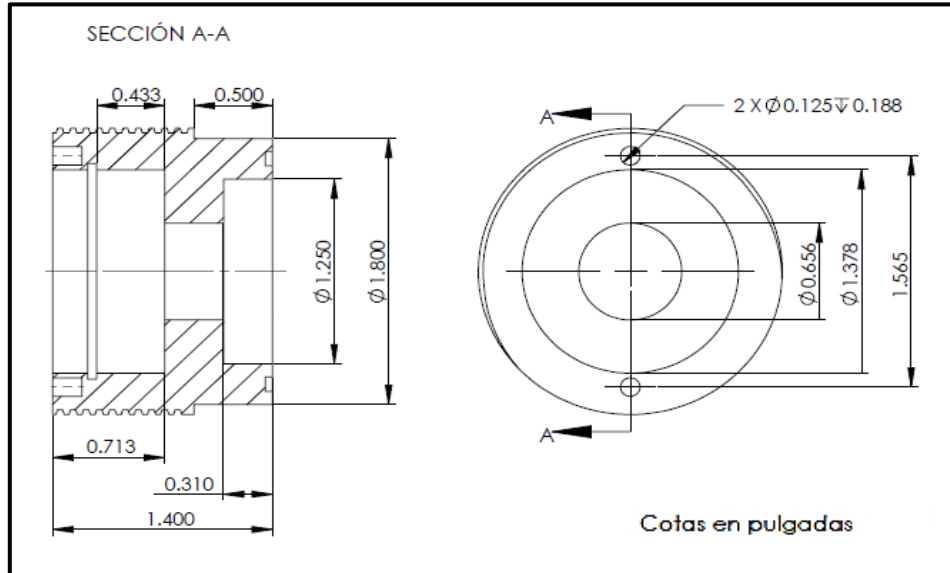


Figura 3.31 Dimensiones del portasello mecánico primera parte.

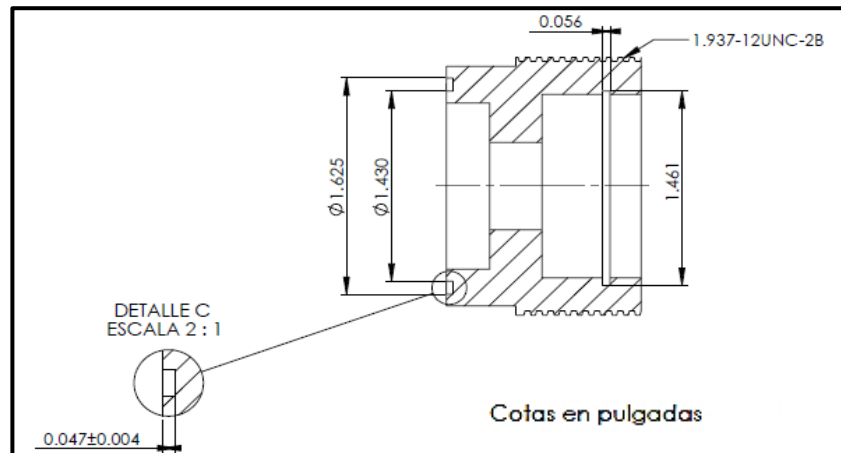


Figura 3.32 Dimensiones del portasello mecánico segunda parte.

La *figura 3.33* muestra la geometría tridimensional del portasello con las dimensiones indicadas.

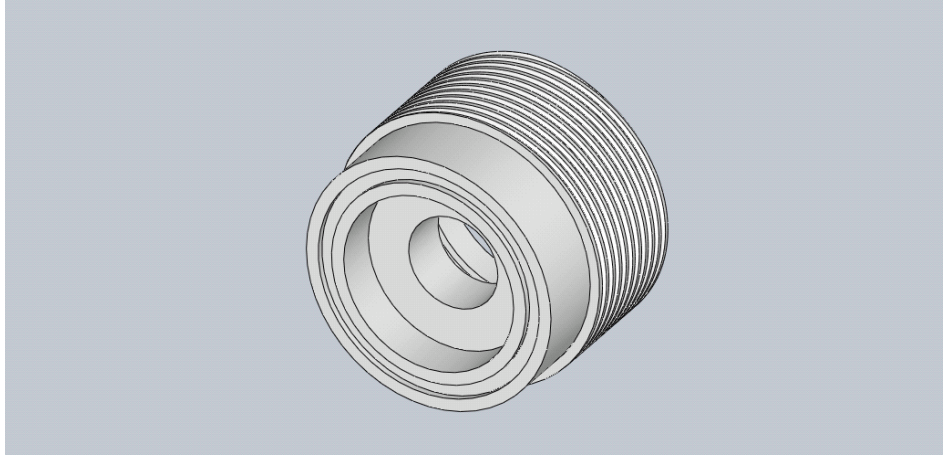


Figura 3.33 Geometría tridimensional del portasello.

3.10 Cuerpo de la bomba.

El cuerpo de la bomba está formado por la carcasa y la tapa; el cuerpo aloja y da soporte a los elementos mecánicos que interactúan dentro; se diseña de geometría robusta, porque en la bomba se ejerce gran presión dentro de la cámara de bombeo. Las dimensiones para la carcasa están en la *figura 3.34* y *figura 3.35*, y para la tapa, en la *figura 3.36*.

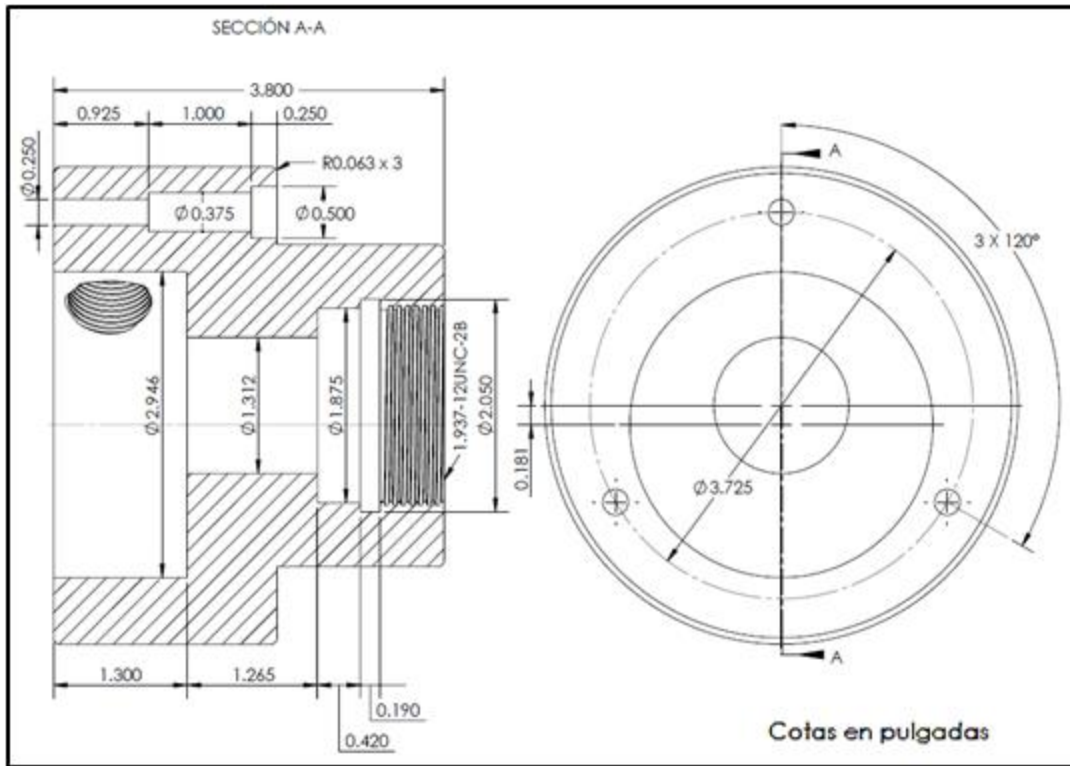


Figura 3.34 Dimensiones de la carcasa primera parte.

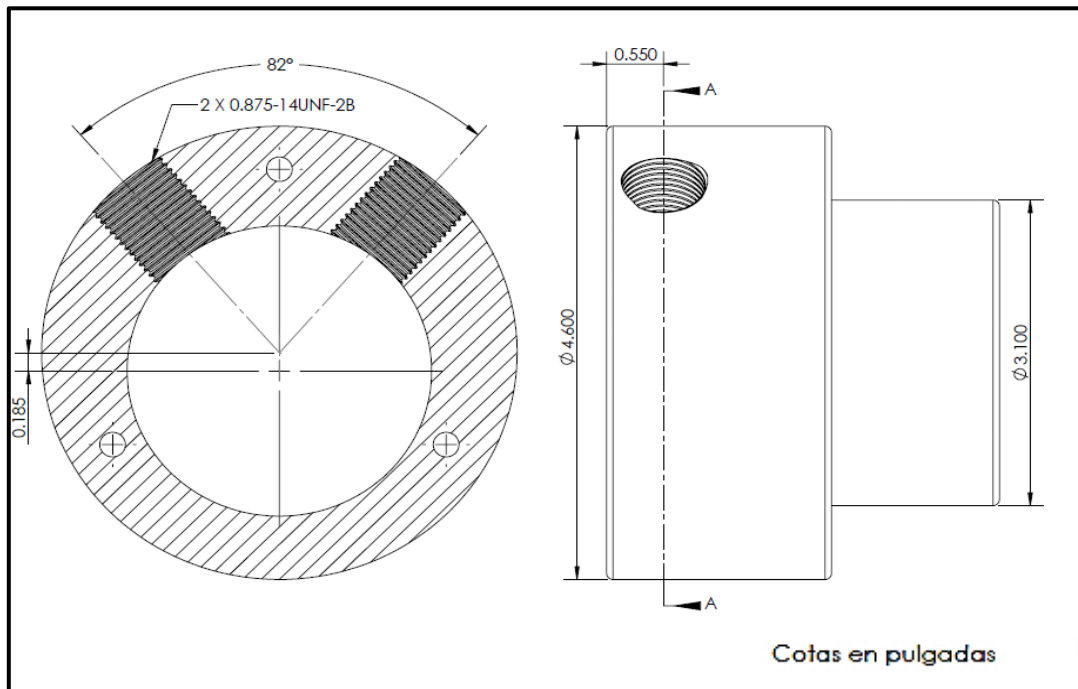


Figura 3.35 Dimensiones de la carcasa segunda parte.

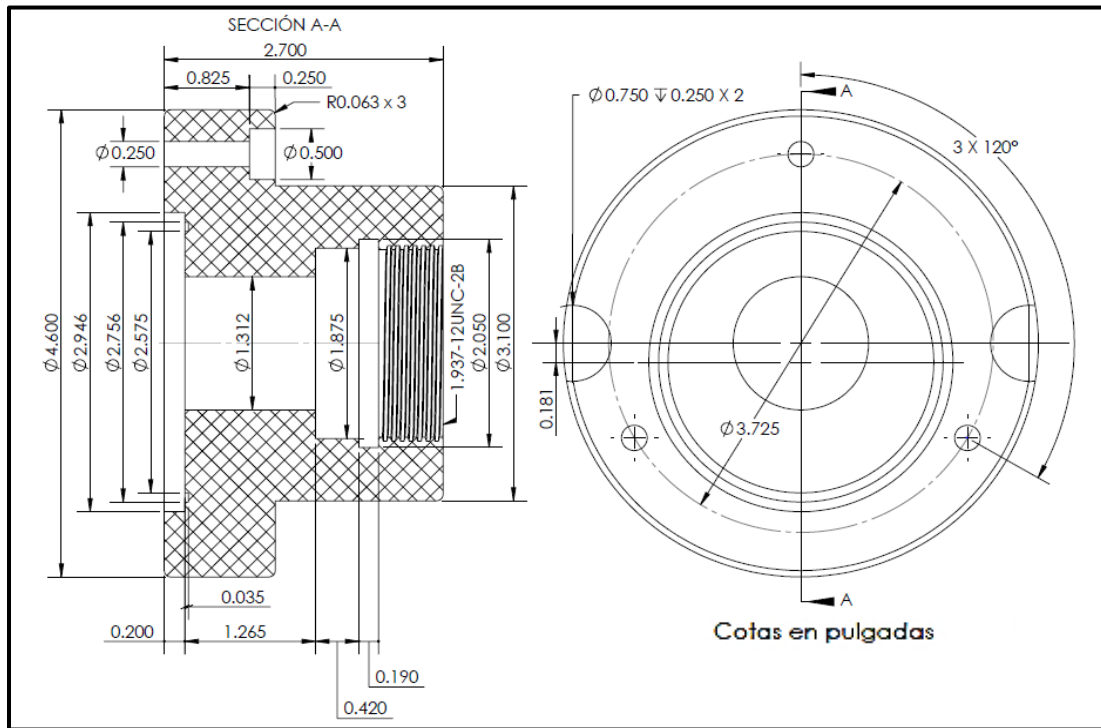


Figura 3.36 Dimensiones de la tapa.

La carcasa (*figura 3.35*) muestra la rosca interna para los conectores, y la tapa (*figura 3.36*) muestra la ranura para el oring, además dos muescas en un eje simétrico que facilitan la extracción de la tapa del cuerpo de la bomba permitiendo remplazar algún componente dañado o dar mantenimiento preventivo y evitar una posible falla. También se observan tres barrenos espaciados a 120° , mediante los cuales se hace la sujeción de estas piezas con tornillos.

La *figura 3.37* muestra la geometría tridimensional de la carcasa con las dimensiones indicadas.

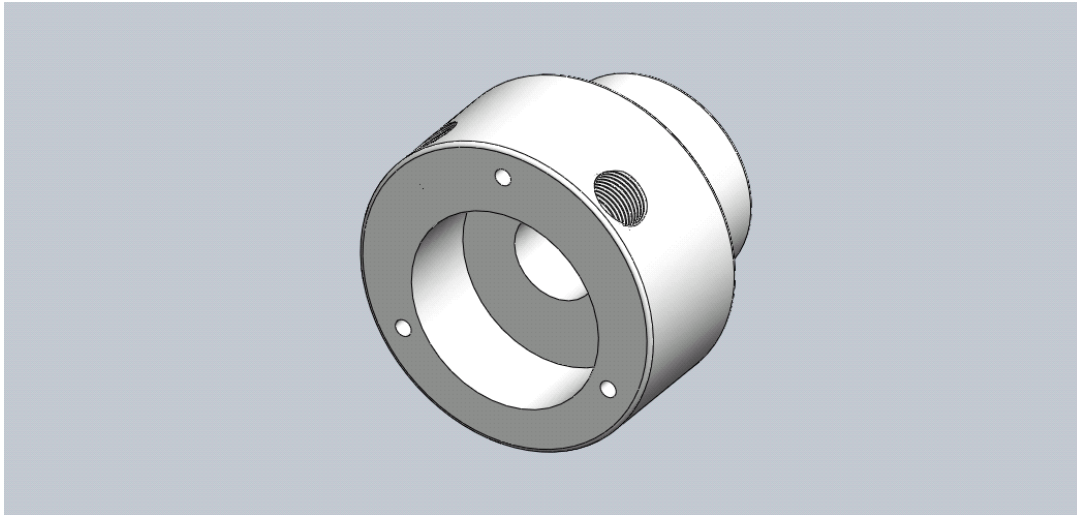


Figura 3.37 Geometría tridimensional de la carcasa.

La *figura 3.38* muestra la geometría tridimensional de la tapa con las dimensiones indicadas.

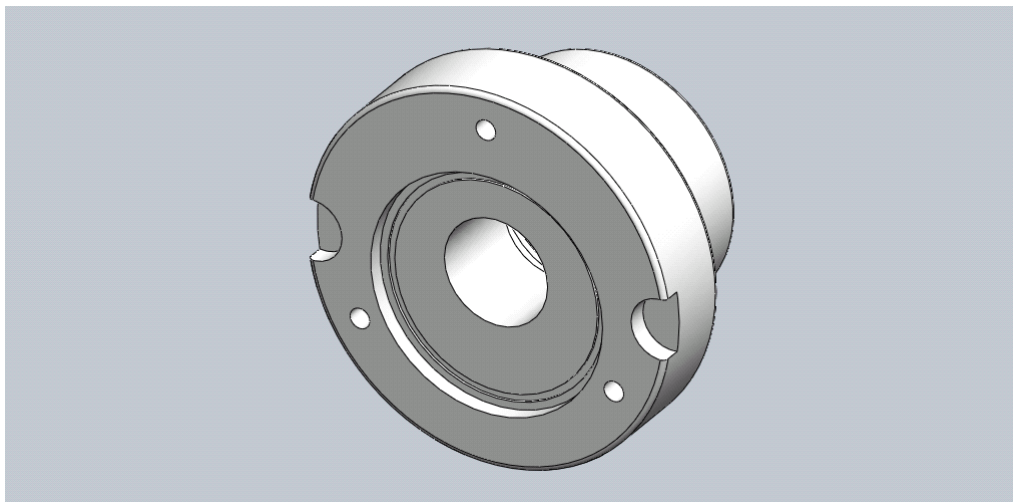


Figura 3.38 Geometría tridimensional de la tapa.

3.11 Conectores de succión y descarga.

El conector de succión permite la entrada del fluido, éste pasa por la cámara de bombeo y sale por el conector de descarga. Estas piezas son iguales y se acoplan con niples estandarizados para tubos o mangueras comerciales; los conectores no deben presentar fuga en la zona de unión con el anillo y el cuerpo de la bomba. El diseño contempla que un extremo del conector sea una rosca NPT estándar para la unión con los elementos comerciales y el otro extremo sea una rosca NC para unirla con la carcasa. Las dimensiones están en la *figura 3.39* y *figura 3.40*.

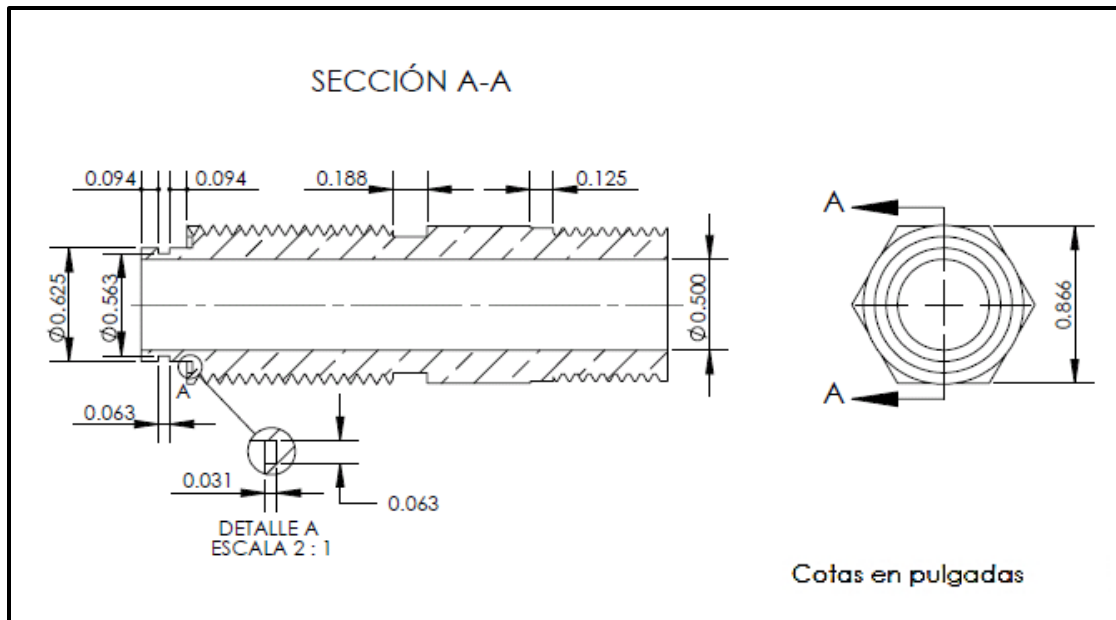


Figura 3.39 Dimensiones del conector primera parte.

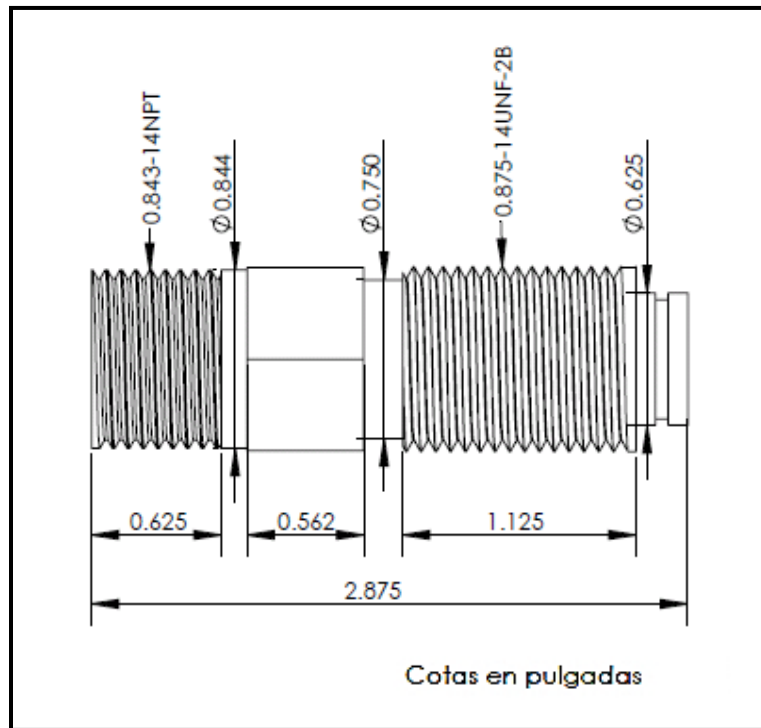


Figura 3.40 Dimensiones del conector segunda parte.

La figura 3.41 muestra la geometría tridimensional de los conectores con las dimensiones que se indican.

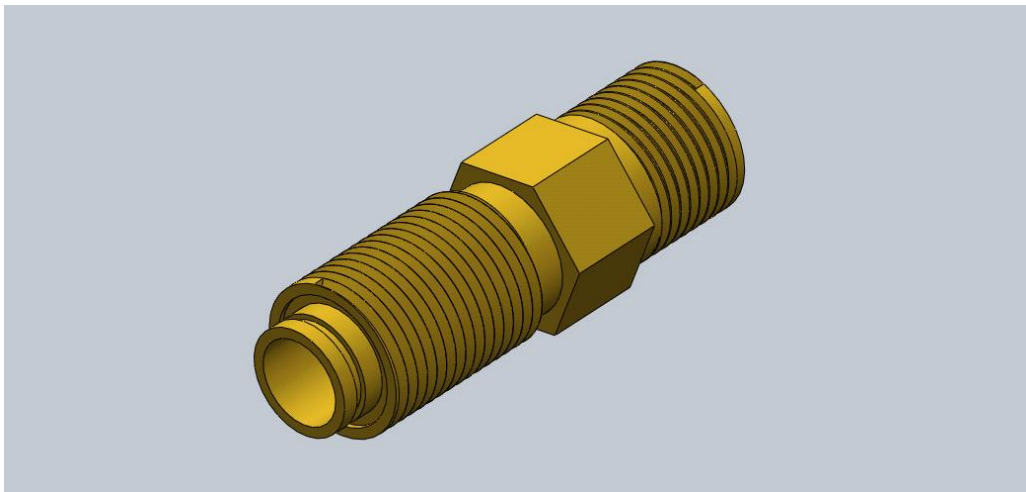


Figura 3.41 Geometría tridimensional de la tapa.

3.12 Justificación de la selección de materiales.

En la siguiente tabla (*figura 3.42*), se justifica el material empleado en los componentes de la bomba.

Componente	Material	Justificación
Anillo	Latón	Justificación descrita en la sección 3.2.
Flecha Conectores	Latón	La flecha transfiere el torque a la paleta, por lo que debe de tener una buena resistencia mecánica, no debe formar una celda galvánica con el anillo, por el contacto con el fluido. El latón tiene excelente resistencia a la oxidación. Es un material fácil de maquinarse, al entrar en contacto con el agua no genera compuestos tóxicos. ¹⁰
Paleta	Polietileno de alta densidad	La paleta está en contacto con el rotor y con el anillo, lo que genera fricción entre estos componentes, el material de este componente es de sacrificio, porque la paleta se desgasta más rápido que el rotor o el anillo y es más fácil de remplazar. El polietileno tiene una resistencia aceptable, no interactúa con el agua y flexible. ¹¹
Rotor	Acetal	Baja absorción de agua. Facilidad de maquinado.
Portasello		Estabilidad dimensional. Grado alimenticio. ¹²
Cuerpo		Mayor resistencia mecánica que el polietileno de alta densidad.

Figura 3.42 Elementos mecánicos comerciales.

¹⁰ www.matweb.com, Francisco J., Latones y zamak para componentes en contacto con el agua potable.

¹¹ www.matweb.com.

¹² www.matweb.com.

3.13 Tabla de elementos mecánicos comerciales.

En la siguiente tabla (*figura 3.43*), se mencionan los elementos mecánicos utilizados en la bomba, justificando su selección.

Elemento	Descripción	Características	Justificación de la selección
Sello mecánico	Es un dispositivo que evita la fuga de fluidos, conteniendo la presión. Está formado de una parte fija y una móvil.	Diámetro interior: 5/8". Material parte fija: Cerámico Material parte móvil: Elastómero	Es un sello común en el mercado, de fácil instalación, altamente utilizado en bombas.
Rodamiento 6202	Elemento que reduce la fricción entre una flecha y las piezas conectadas a éste por medio de la rodadura.	Diámetro interior: 15 [mm] Diámetro exterior: 35 [mm] Espesor : 11 [mm] Rodamiento: Bolas simples Velocidad límite: 13000 rpm Carga dinámica: 8.06 [kN] Sello de neopreno	Los rodamientos de bolas son la mejor solución cuando existen cargas radiales, aunque son radiales, pueden soportar cargas axiales, rodando contra las paredes laterales del canal en el cual se encuentra. ¹³ La razón de elegir sellos de neopreno es que si en algún momento los sellos llegan a fallar, el rodamiento no esté en contacto con el agua prolongando su vida útil.
Orings	Es una junta de forma toroidal, cuya función es la de sellar el paso de fluidos, en las uniones entre piezas desmontables.	Diámetro transversal: 1/16" Diámetro interior: Anillo: 2 9/16" Portasello: 1 1/2" Conector: 7/16" y 5/8" Material: Vitón	Forma un sello estático, de fácil instalación y bajo costo. Requieren poco espacio, permitiendo su montaje en espacios pequeños. No requieren mantenimiento. Sella en la dirección radial y axial. ¹⁴
Seguros omega	Elemento que evita el deslizamiento de los rodamientos en la dirección axial de una flecha.	Diámetro exterior: Espesor: 0.056 [pulg].	Fácil instalación, bajo costo, es común en el mercado, se retira fácilmente y se puede reutilizar en caso de reemplazar el rodamiento.

Figura 3.43 Elementos mecánicos comerciales.

¹³ Manuel Viejo Zubicaray, Bombas, Teoría, diseño y aplicaciones, p. 100.

¹⁴ Catálogo de O- Ring Parker.

CAPÍTULO

4

MANUFACTURA DE LA BOMBA MONOPALETA

CONTENIDO:

4.1 *Introducción.*

4.2 *Herramientas de corte.*

4.3 *Manufactura de las piezas de la bomba monopaleta.*

4.3.1 *Conjunto flecha – rotor – paleta.*

4.3.2 *Pernos.*

4.3.3 *Anillo.*

4.3.4 *Porta sello mecánico.*

4.3.5 *Carcasa y tapa de la bomba.*

4.3.6 *Conectores de succión y descarga.*

4.3.7 *Casquillo.*

4.4 *Ensamble de la bomba monopaleta.*

4.1 Introducción.

Para la manufactura del prototipo de la bomba monopaleta, se consideran los materiales y las características que deben ser cubiertas y que están en los planos. Este punto es importante porque permite cubrir con uno de los objetivos de este trabajo; pues la manufactura del prototipo debe ser realizada en su mayor parte con máquinas herramientas convencionales (torno y fresa), pero también es necesario hacer uso de los equipos de control numérico (CNC) que permiten realizar operaciones de mayor complejidad y que en máquinas convencionales no se pueden ejecutar con la precisión requerida.

4.2 Herramientas de corte.

Un punto importante es la selección de las herramientas de trabajo que se utilizan para la fabricación del prototipo. Una característica de estas herramientas es su dureza, pues el principio básico para realizar una operación de corte, es que el material de la herramienta debe ser de mayor dureza que el material a cortar. Con esta información consideramos este rubro de herramientas:

- Aceros al carbón
- Aceros de alta velocidad (HSS)
- Carburos
- No metálicos (CBN)
- Diamante

Las herramientas utilizadas se presentan en la tabla de la *figura 4.1*, éstas son de acero al carbón (brocas), acero rápido (buriles) y de carburo de tungsteno (cortadores y buriles con inserto), que tienen las características adecuadas para realizar las operaciones de corte en los materiales seleccionados.

Herramientas		
Herramienta	Material	Medida [pulg]
Buriles	HSS, carburo de tungsteno	1/4
Cortadores	HSS, carburo de tungsteno	3/16, 1/2, 13/16
Brocas	HSS	1/8, 3/16, 1/4, 1/2, 5/8 , 1
Broca de centros	HSS	No. 3
Machuelo	HSS	1/4, 7/8
Cuchilla de tronzar	HSS	

Figura 4.1 Se muestran las herramientas que se utilizan en la manufactura del prototipo.

Los materiales para la manufactura son:

- Latón (75% cu, 35% zn)
- Acetal
- Polietileno de alta densidad (PE-HD)

Para trabajar estos materiales es importante hacerlo con la velocidad de corte adecuada para obtener buenos acabados en la manufactura, y se muestran en la tabla de la *figura 4.2*.

Material	Velocidad de corte [rpm]
Latón	600
Acetal	500
Polietileno (PE-HD)	400

Figura 4.2 Velocidades de corte.

4.3 Manufactura de las piezas de la bomba monopaleta.

Para las piezas se requieren de tochos (forma en la que se encuentran los materiales), de los tres tipos de materiales mencionados; éstos deben ser preparados primero; eliminando los golpes y las deformaciones que pueden tener. La manufactura inicia con el conjunto flecha-rotor-paleta.

4.3.1 Conjunto flecha – rotor – paleta.

La flecha requiere de un tocho de latón con diámetro de $\phi 1"$ x $9"$ de longitud, Para la operación de corte se utiliza el torno y un buril de acero rápido. La manufactura de esta pieza requiere de coaxialidad pues en ella se ensamblan varios componentes, por lo tanto se trabaja entre puntos, lo que garantiza que los centros coincidan y sean coaxiales. Cuando la flecha está en los diámetros que marca el plano, se realiza la ranura donde se aloja la paleta, los cortes se realizan de 30 milésimas de pulgada; se hacen en la fresa y con un cortador $3/16"$ (figura 4.3 y 4.4). Los barrenos se maquinan en la parte del ensamble, pues se necesita el rotor para fijarlo en la flecha.

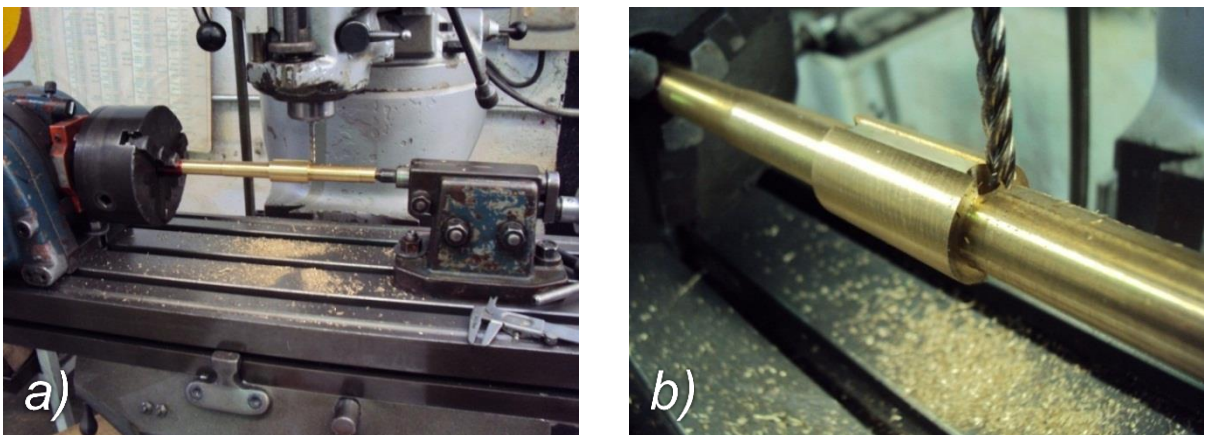


Figura 4.3 Operación de corte de la ranura en la flecha motriz.



Figura 4.4 Ranura terminada en la flecha motriz.

El rotor como, se mencionó, está formado por dos piezas, parte macho y parte hembra; éstas se hacen en acetato con un tocho de $\phi 2 \frac{1}{2}$ x 2" de largo para cada parte del rotor. Este material se trabaja con un buril con inserto de carburo, porque el polímero es abrasivo y a un buril de acero rápido (HSS) lo desgasta rápidamente y se incrementa la temperatura en contacto con el material, lo puede provocar que haya un mal acabado de las piezas.

Para cualquier parte macho o hembra, se hacen los cortes que señala el plano en el diámetro exterior y se realiza la perforación con la broca 5/8" en el centro de las piezas para alojar la flecha. La caja de mayor diámetro en el rotor se realiza con una herramienta de interiores (*figura 4.5*).



Figura 4.5 Operación de corte en una parte del rotor con la herramienta de interiores.

La ranura que va en las dos partes del rotor se hace en la fresa y con un cortador de 3/16" de carburo (figuras 4.6 y 4.7); el corte se realiza cuidando que la ranura quede alineada, pues un desvío de alguna de estas partes repercute en el ensamble con la flecha, obstruyendo el ensamble de la paleta.

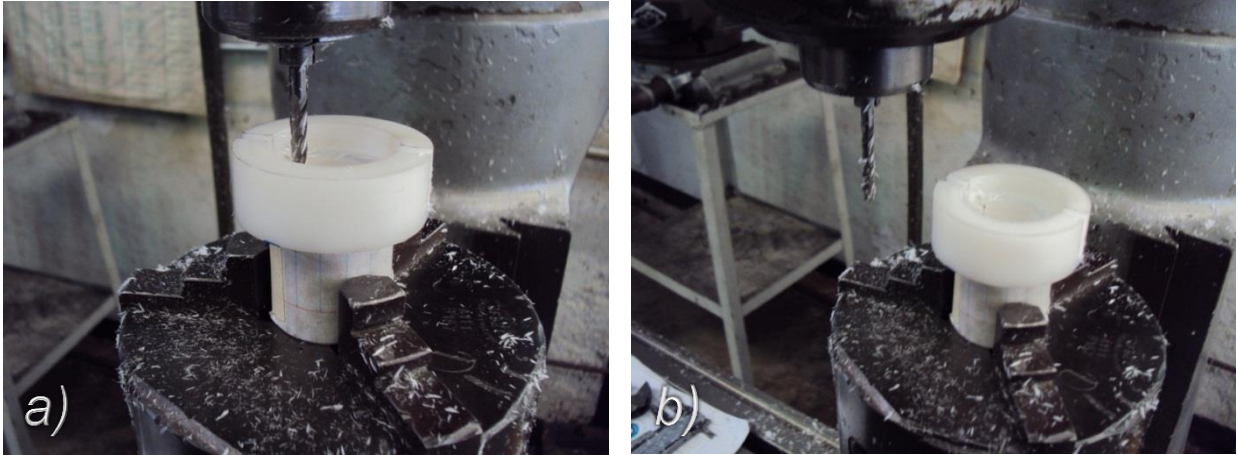


Figura 4.6 Manufactura de la ranura en la parte hembra del rotor.

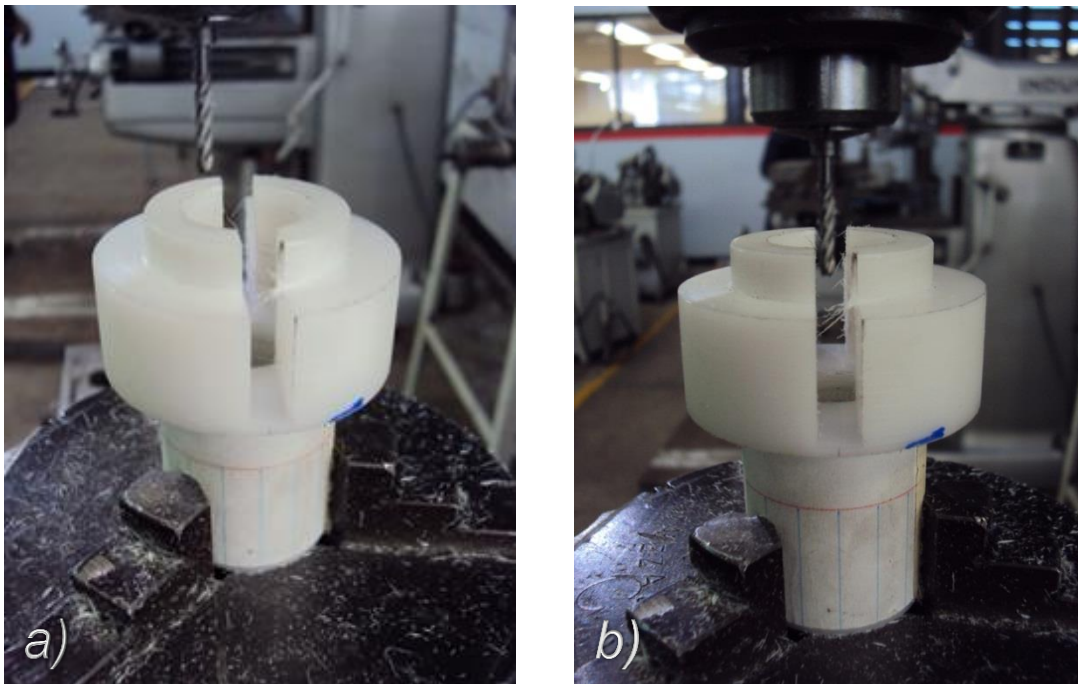


Figura 4.7 Ranura terminada en la parte macho del rotor.

La *figura 4.8* muestra el alineamiento de las partes que forman el rotor.

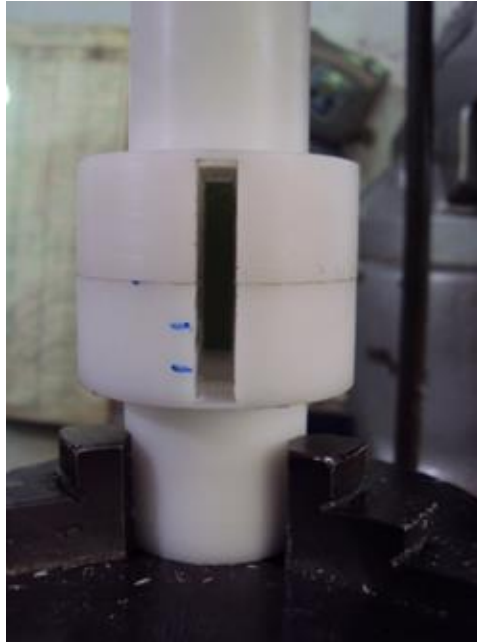


Figura 4.8 Ensamble de las dos piezas que forman el rotor.

Para la paleta se utiliza el polietileno de alta densidad, con un tocho de $\phi 2'' \times 3''$ de largo; se realiza en fresa y con un cortador de 1". Para garantizar que las caras de la paleta sean paralelas se utiliza un comparador de caratula y la mesa de granito (*figura 4.9*).

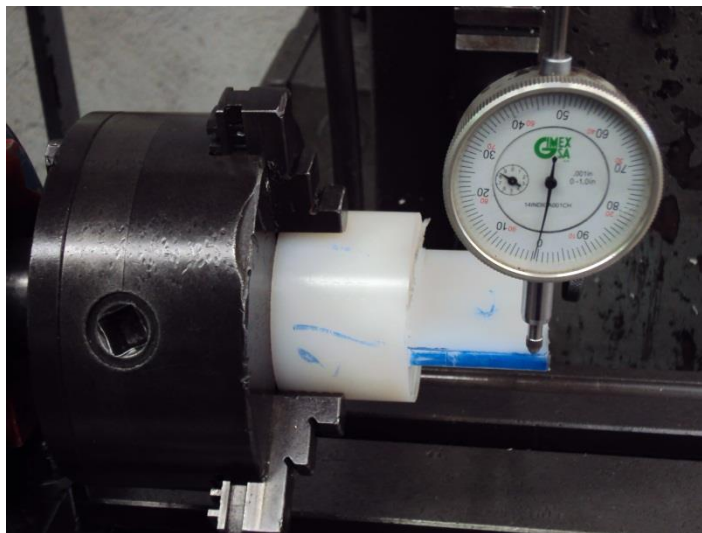


Figura 4.9 Se utiliza el comparador para revisar que las caras son paralelas.

La paleta queda como se muestra en la *figura 4.10*, la tolerancia para la holgura que se da entre la arista de la paleta y el anillo es de 10 milésimas en cada extremo (*figura 4.11a* y *4.11b*).



Figura 4.10 Paleta terminada.

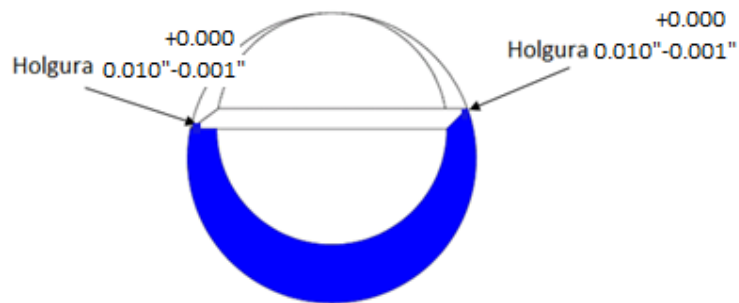


Figura 4.11 a) y b) Muestran la holgura necesaria entre el anillo y la paleta.

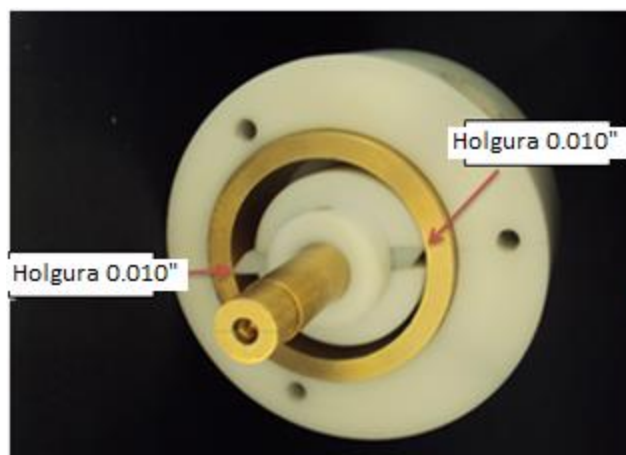


Figura 4.11b

4.3.2 Pernos.

Los pernos fijan a la flecha con el rotor. Estos componentes están en la cámara de la bomba, por eso se hacen de latón; condición que se describió en el *capítulo 3*, se utiliza una varilla de latón de un $\phi 1/4"$ x 2" de longitud próximo al diámetro necesario. El excedente de material se retira con el torno (*figura 4.12*). El ajuste de apriete en el ensamble es importante, para este caso el apriete es de 2 milésimas de pulgada de interferencia.

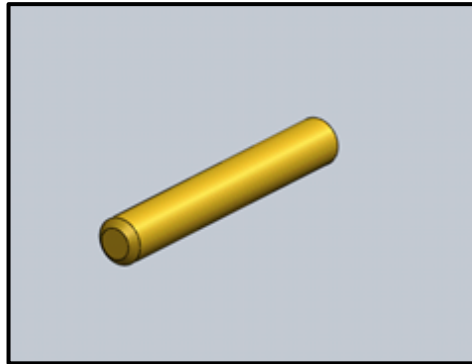


Figura 4.12 La imagen muestra la forma del perno de latón.

4.3.3 Anillo.

El anillo requiere una cuidadosa manufactura, porque contiene el perfil interno, donde se hace el desplazamiento del fluido (agua potable). Para el maquinado en el torno se utiliza un tocho de latón de $\phi 3"$ x 2 1/2" de largo (*figura 4.13*).



Figura 4.13 Tocho de latón cilindrado y refrentado en torno.

La pieza tiene una profundidad que se aproxima con el torno; esto se hace antes de usar un centro de maquinado para que realice el corte del perfil (figura 4.14).



Figura 4.14 Se aproxima el diámetro interior con la herramienta de interiores.



Figura 4.15 a) El interior del anillo está próximo a la medida que se requiere para llevarse al centro de maquinado CNC. b) La imagen muestra la garganta para desprender el anillo de la base.

Para la manufactura del perfil que se requiere en el interior del anillo, se hace uso de una fresa de control numérico (CNC), porque en una máquina convencional no se podría ejecutar esta operación (figura 4.16). Es importante marcar sobre el eje de simetría del anillo una muesca para referencia y facilitar el ensamble.

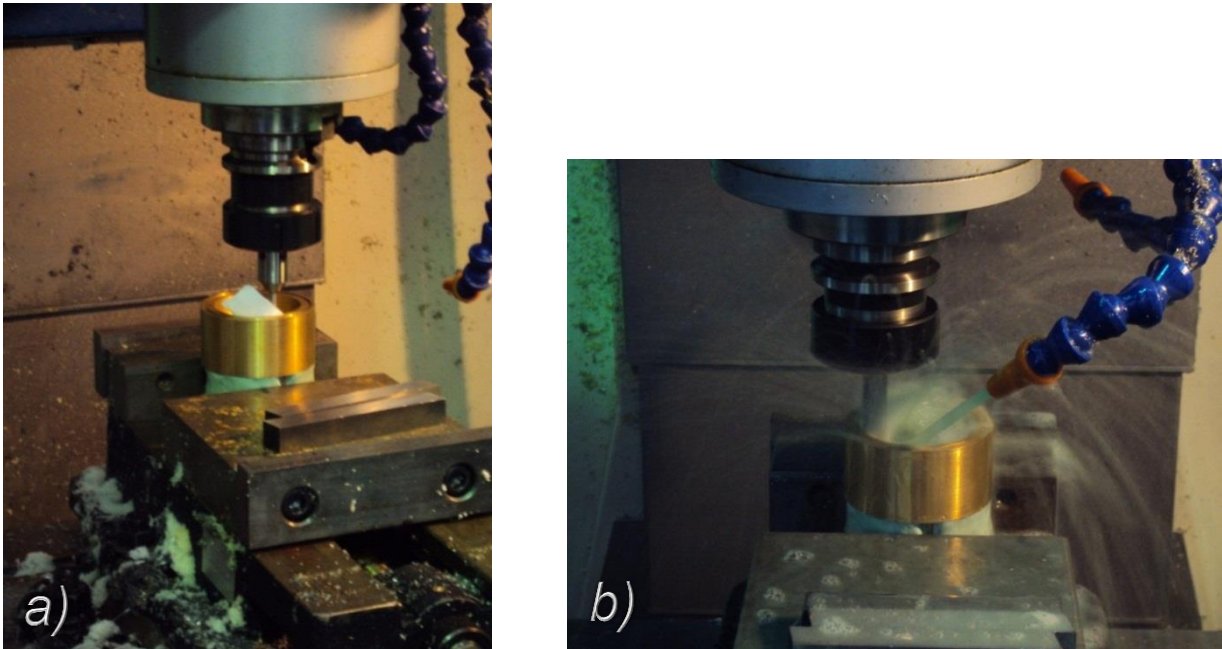


Figura 4.16 En las imágenes a) y b) se muestran las operaciones de corte que se realizan con la fresa CNC en el anillo de latón.

El anillo con el perfil interno queda como se muestra en la figura 4.17.

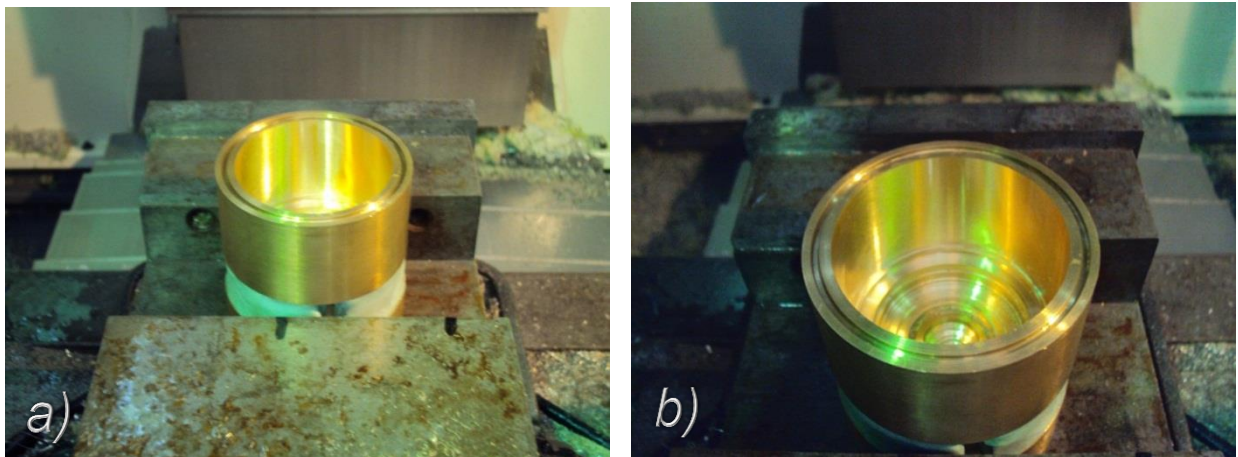


Figura 4.17 a) y b) En esta imagen se muestra al anillo con la trayectoria terminada.

4.3.4 Portasello mecánico.

Esta pieza requiere de un tocho de acetal de estas dimensiones, $\phi 2\frac{1}{2}$ " x 2" de largo, en el cual se hace un barreno con una broca $41/64$ "; después se hacen dos cajas con el buril de inserto; una caja es para alojar el porta sello mecánico y la

otra para el rodamiento 6202. Estas operaciones deben realizarse con cuidado respetando la tolerancia marcada (*figura 4.18*); de ello depende que funcione correctamente el sello mecánico y el rodamiento. Después se realiza la rosca NC exterior y las ranuras para el seguro y el oring.

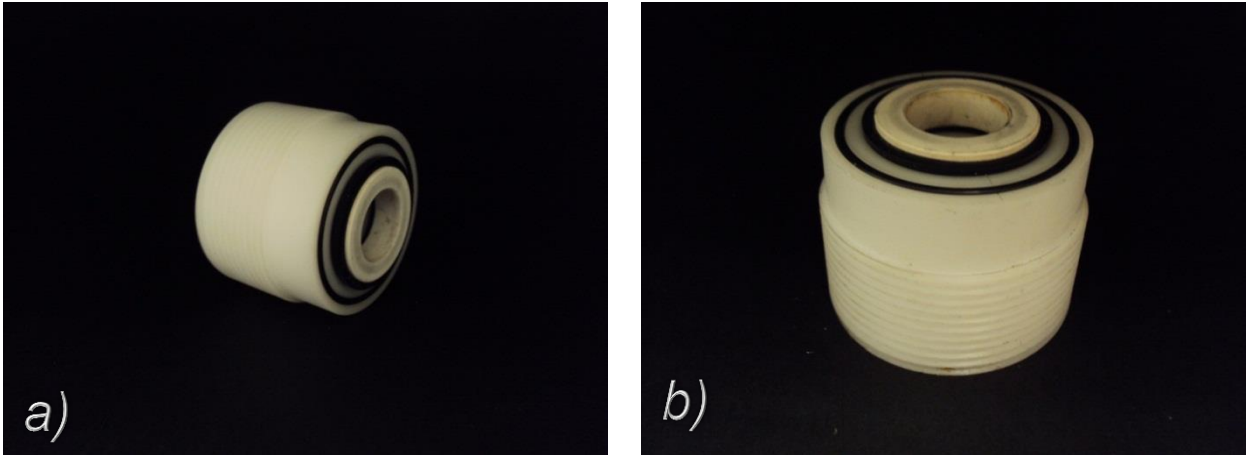


Figura 4.18 a) y b) Muestran el portasello mecánico con el sello, la rosca y el oring.

4.3.5 Carcasa y tapa de la bomba.

Para la manufactura de estas partes se requiere de un material cilíndrico de acetal, con dimensiones de $\phi 5'' \times 5''$ de largo para la carcasa y $\phi 5'' \times 3''$ de largo para la tapa. El torno debe tener el volteo necesario para sujetar el tocho. Montado en la máquina, éste se cilindra y refrenta (*figura 4.19*).

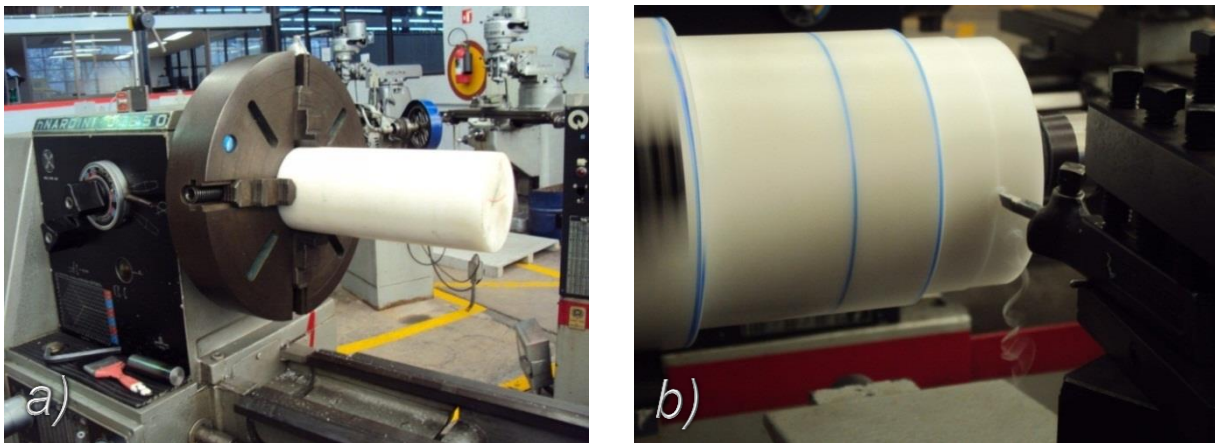


Figura 4.19 a) Tocho de acetal montado en el chuck de cuatro mordazas. b) Desbaste del tocho para aproximar al diámetro.

Se puede iniciar con cualquiera de las dos piezas, por ejemplo, en la carcasa se hace el escalón más grande, después la perforación que va en el centro de la carcasa (*figura 4.20*); la perforación aloja al conjunto flecha- rotor-paleta y los portasellos. Se utilizan brocas que se acercan al valor nominal, se finaliza con una herramienta de interiores, y se concluye con la rosca interior en la parte que corresponde de la carcasa.



Figura 4.20 Maquinado de la perforación en la carcasa con la herramienta de interiores.

Como la tapa es de la misma forma que la carcasa, solo cambia la longitud, se realizan las mismas operaciones de maquinado (*figura 4.21*).



Figura 4.21 Herramienta de interiores haciendo la rosca en la carcasa.

Con el mismo avance en las piezas se hace el maquinado sobre la cara frontal de la carcasa y la tapa, que corresponde a la caja donde se fija el anillo de latón. Esta operación es importante por la excentricidad de 4.6 [mm] que debe tener en un eje geométrico y que se requiere para que funcione la bomba. La operación de corte

también se realiza en una fresa CNC con un cortador de carburo; el perfil se obtiene de un simulador de manufactura (*figuras 4.22 y 4.23*). Para el caso de la tapa se hacen dos operaciones de maquinado extra, una es la ranura para el oring de un diámetro interno de $2 \frac{23}{40}$ " (65.405 [mm]) y maquinada con un cortador de $1/16$ ". La segunda operación es el maquinado de dos muescas que se realizan con un cortador de $13/16$ ". Además, en la carcasa como en la tapa, deben trazarse referencias de posición que facilitan el ensamble. Las operaciones de corte que corresponden a los barrenos para los conectores y los tornillos para fijar la tapa a la carcasa, se dejan para la parte del ensamble, porque de la posición de los tornillos depende la libertad de la flecha para girar con facilidad.



Figura 4.22 Carcasa de la bomba terminada.

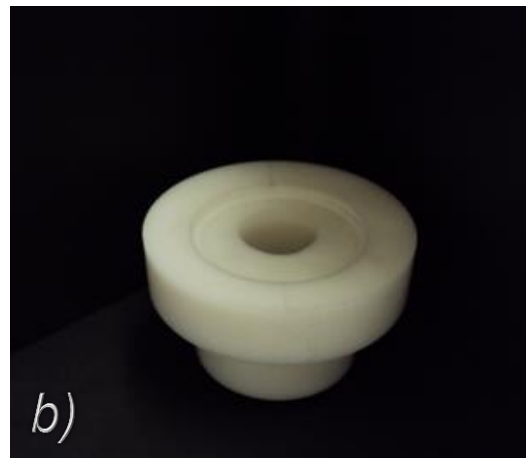


Figura 4.23 a) Se muestra la caja excéntrica en la carcasa del rotor, b) Se muestra la tapa de bomba terminada.

4.3.6 Conectores de succión y descarga.

Los conectores de succión y descarga son la misma pieza, sólo con diferente función, su manufactura se realiza con un tocho de latón de $\phi 1''$ x $3\frac{1}{2}''$ de largo; la pieza tiene varias operaciones de maquinado en torno. Se inicia la pieza haciendo las gargantas señaladas, después se hace el hexágono, que sirve para manipular la pieza con pinzas y ajustarla en el ensamble (*figura 4.24*); esta operación se realiza en el cabezal divisor.

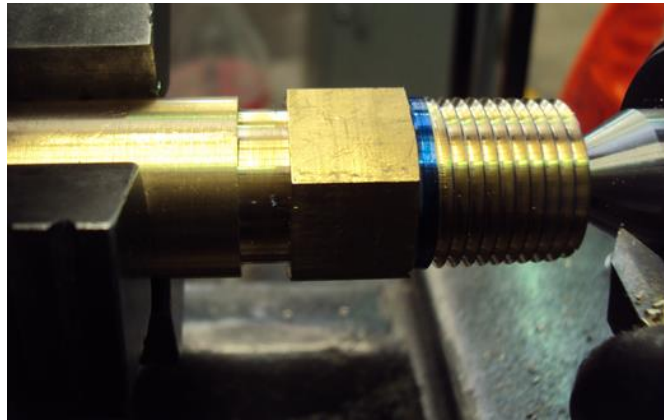


Figura 4.24 Conector con el hexágono y el maquinado de la rosca NPT.



Figura 4.25 a) Corte de la caja del oring, b) Conector terminado con los dos orings montados.

Después se ejecutan las roscas NC y NPT en la sección que corresponde, se realizan las ranuras de un 1/16" para los orings, que sirven para sellar el anillo con el conector, evitando fugas en la cámara de bombeo en la unión de éstos. Al final se realiza el barreno central con una broca de 1/2" (figura 4.26).

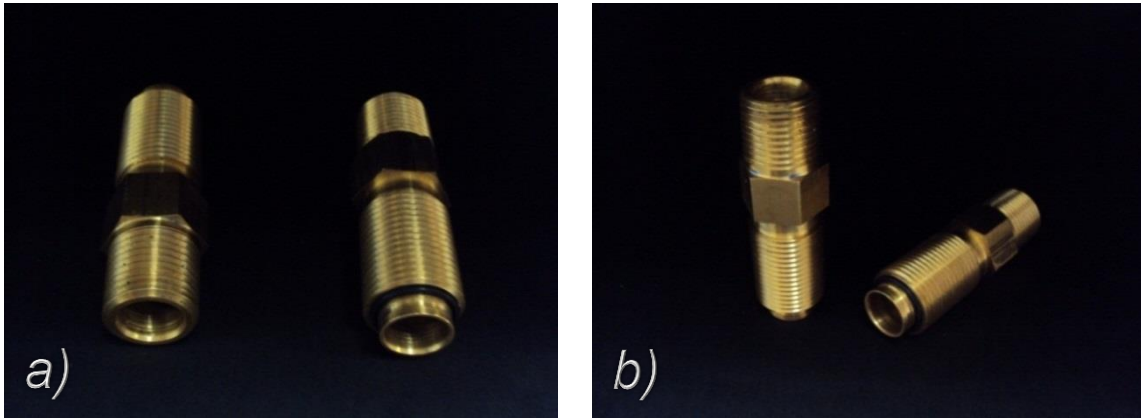


Figura 4.26 En las imágenes a) y b) se muestra los conectores de la bomba terminados.

4.3.7 Casquillo.

El casquillo se realiza en un acero 1018 de $\phi 1/2$ " x 2" de largo; la pieza se manufactura usando el torno (figura 4.26). Para la rosca, primero se barrena con una broca 3/16" y después se usa el machuelo de un 1/4" (figura 4.27).

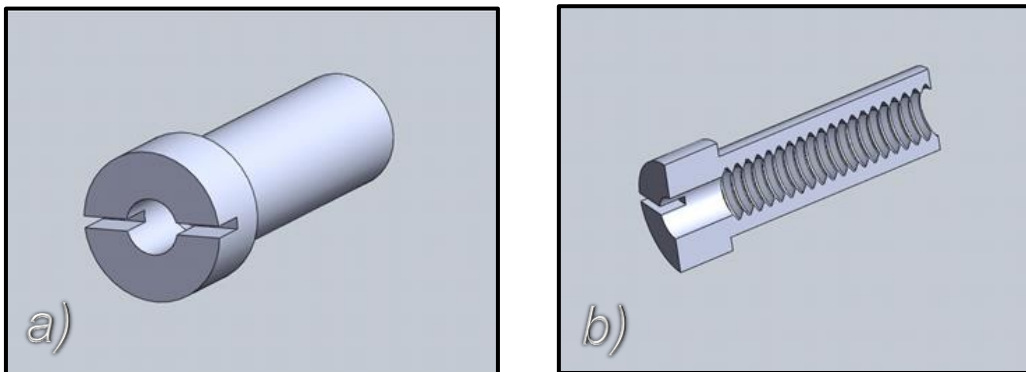


Figura 4.27 a) Muestra la forma externa del casquillo, b) Corte transversal donde se observa la rosca interna.

4.4 Ensamble de la bomba monopaleta.

1. El ensamble inicia con la flecha motriz y el rotor, se incorporan las partes del rotor en la flecha, la ranura debe coincidir perfectamente entre las piezas para que la paleta se deslice con libertad (*figuras 4.28a y 4.28b*).

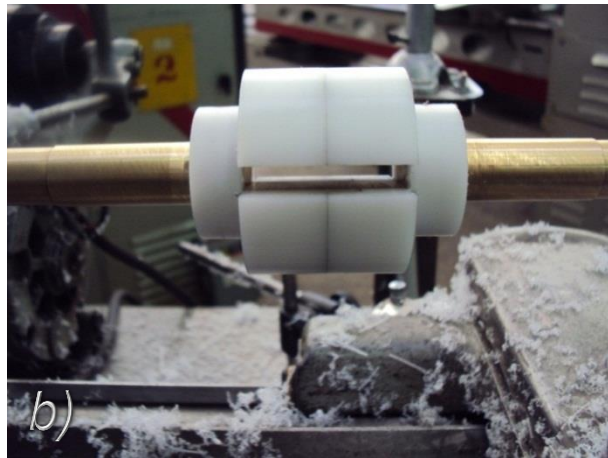
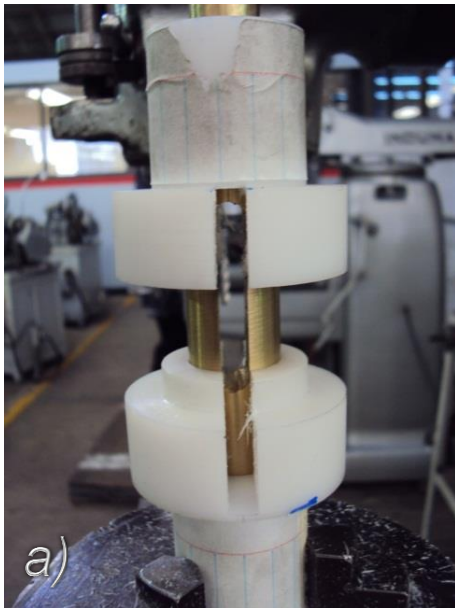


Figura 4.28 a) Ensamble del rotor con la flecha motriz, b) Alineación de la ranura del rotor con la flecha motriz.

2. Los barrenos de los pernos se hacen en la fresa con una broca 3/16". Los pernos se introducen en los barrenos para fijar el rotor con la flecha (*figura 4.29*).

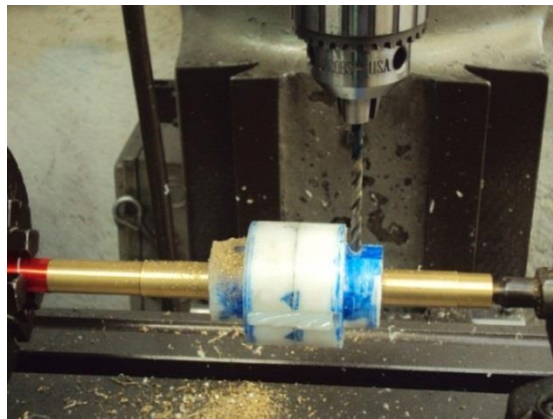


Figura 4.29 Se muestra la operación de barrenos en la flecha.

3. Se maquina el cuñero con un cortador 3/16" (figura 4.30), para unir la flecha de la bomba con el motor por medio de un cople.



Figura 4.30 Se muestra el corte del cuñero.

4. Se colocan los sellos mecánicos y los portasellos como se muestra en la figura 4.31.

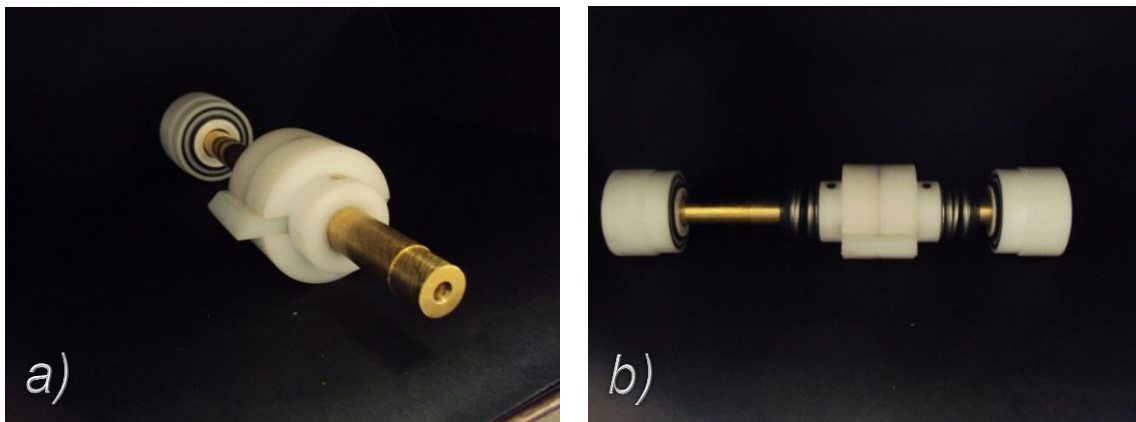


Figura 4.31 a) Se muestra el ensamble de la flecha terminada. b) Flecha con la paleta.

5. El anillo se introduce en la caja de la carcasa usando una prensa, cuidando que su posición sea respecto a las marcas de referencia y con un apriete de 2 milésimas de pulgada. Después se manufacturan los barrenos en la carcasa para los conectores; la operación se realiza en la fresa, primero se escalona con una broca de 1/4" y luego con la de 5/8" como se muestra en

la figura 4.32a, después se realiza la rosca NC utilizando el cortador 13/16" (figura 4.32b) y usando un machuelo de 7/8".

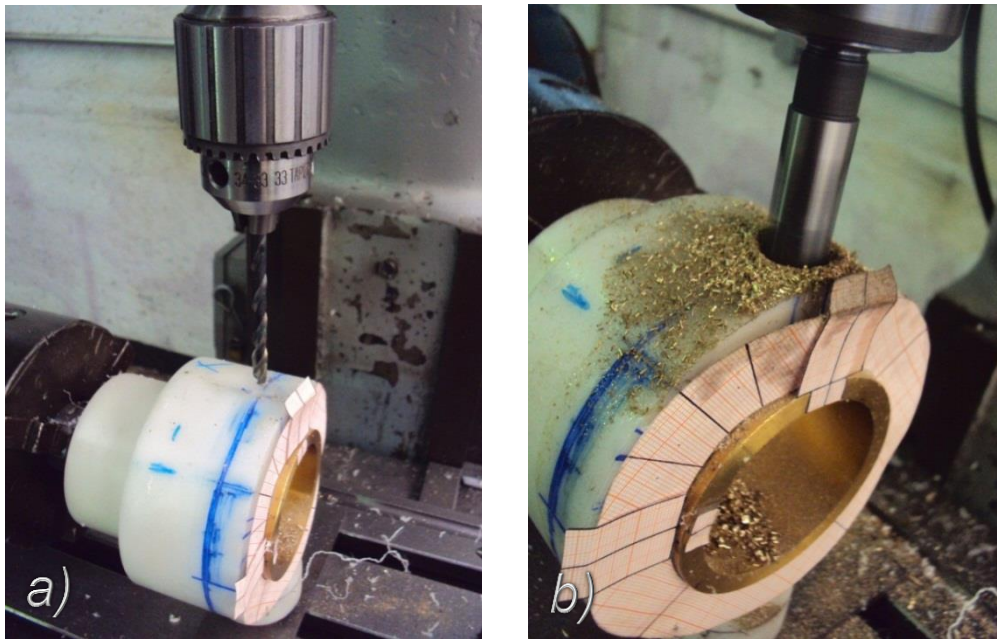


Figura 4.32 a) Maquinado del barreno, b) Maquinado con el cortador de los barrenos para los conectores.

6. Se introduce la flecha dentro de la carcasa como se muestra en las figuras 4.33a y 4.33b.

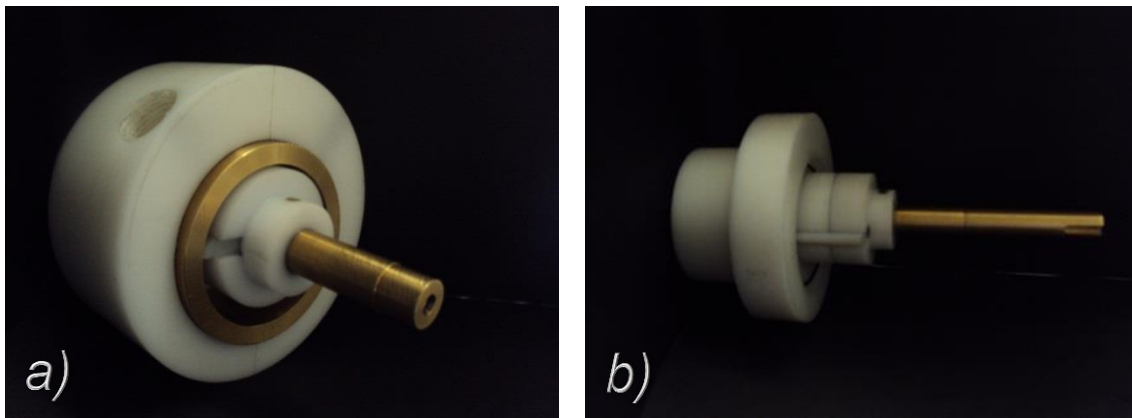


Figura 4.33 a) Flecha dentro de la carcasa de la bomba, b) Flecha con la tapa de la bomba y la paleta.

7. Se cierra la bomba, colocando la tapa de acuerdo a las marcas de referencia que se hicieron en control numérico (*figura 4.34*), también se colocan los portasellos mecánicos en la parte correspondiente a la carcasa.

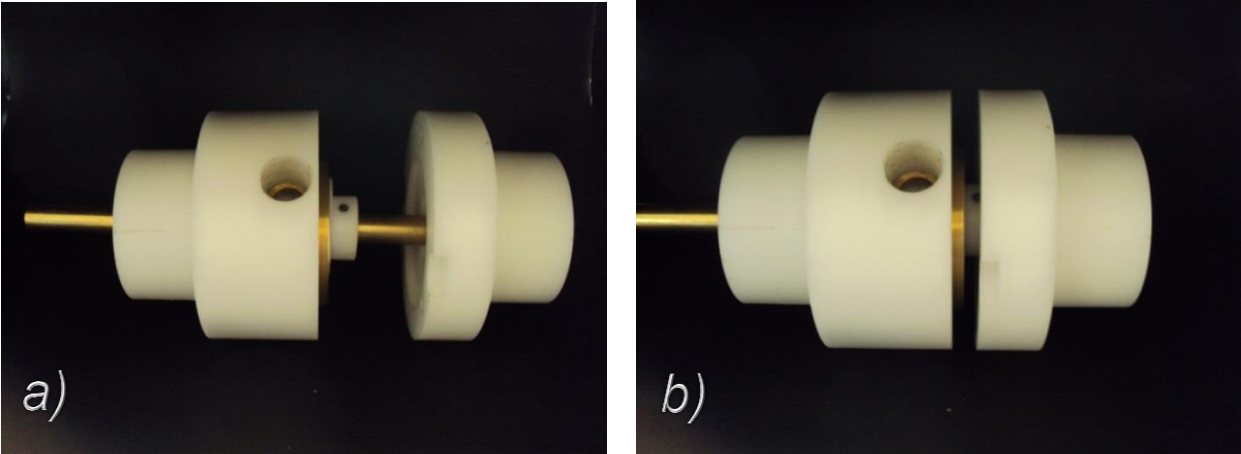


Figura 4.34 Las imágenes a) y b), muestran el cierre de la bomba monopaleta.

8. Para colocar los tornillos y casquillos, se hacen los barrenos con la broca de $\frac{1}{4}$ " , éstos sirven para fijar la carcasa con la tapa; se debe verificar que la flecha gire libremente y no se amarre dentro del cuerpo de la bomba por una mala posición de la carcasa con la tapa (*figura 4.35*).



Figura 4.35 Manufactura de los barrenos en el cuerpo de la bomba.

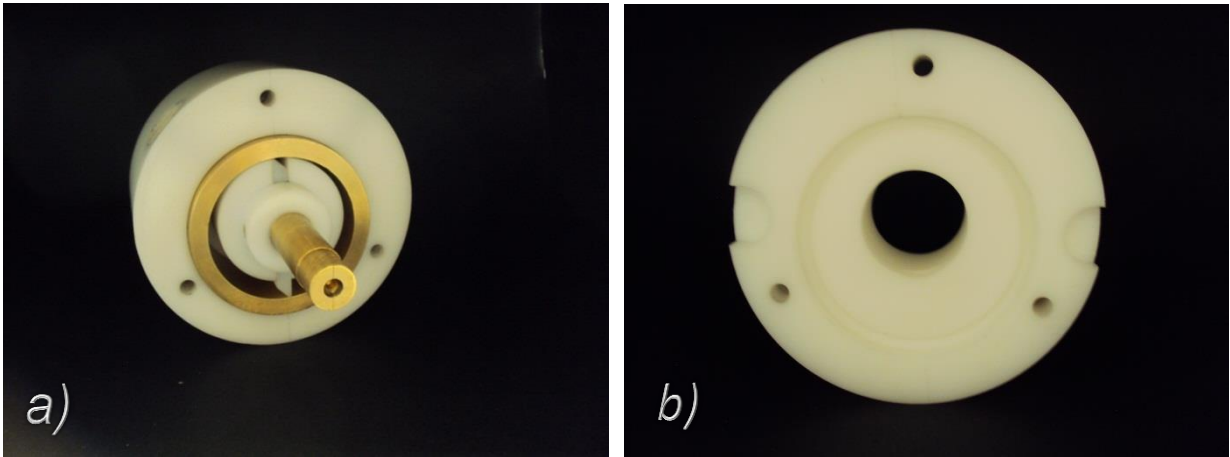


Figura 4.36 Se muestra en a) y b), los tres barrenos en la carcasa y tapa de la bomba.

9. Finalmente se introducen los tornillos y casquillos para fijar la bomba (figura 4.36), y se unen los conectores con el cuerpo. El ensamble final queda como se muestra en la figura 4.37.

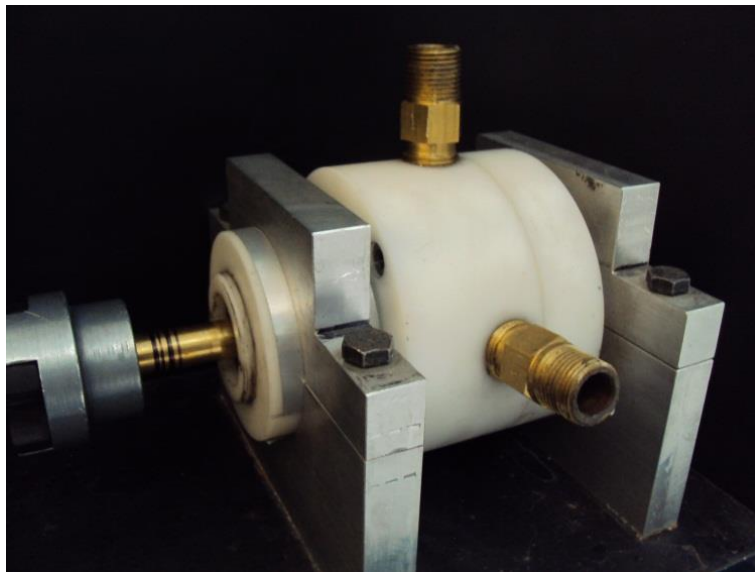


Figura 4.37 Ensamble final de la bomba monopaleta.

CAPÍTULO

5

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONTENIDO:

5.1 *Pruebas.*

5.2 *Parámetros de control.*

5.3 *Desarrollo de la prueba.*

5.4 *Resultados de las pruebas.*

5.5 *Curvas de rendimiento.*

5.1 Pruebas.

Para caracterizar el prototipo manufacturado, es necesario realizar una evaluación experimental que permita conocer el funcionamiento de la bomba a diferentes velocidades; de esta manera se puede conocer su rendimiento y obtener las curvas características. Para ello, se arma un banco de pruebas como se muestra en el dibujo de la *figura 5.1*.

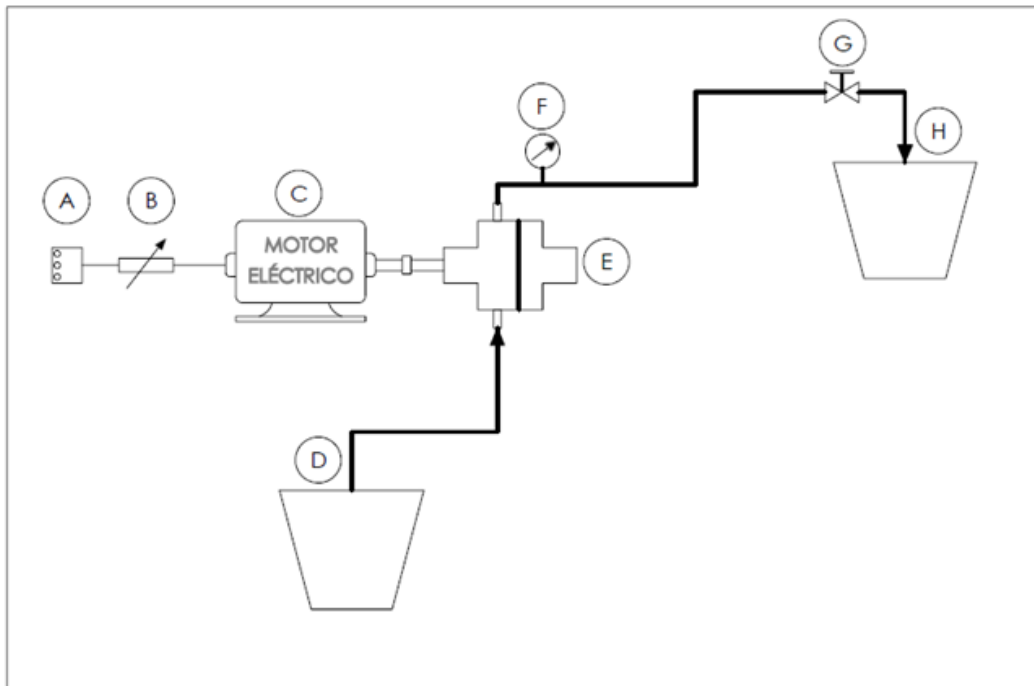


Figura 5.1 Banco de pruebas hidráulicas.

El banco de pruebas tiene los siguientes elementos:

- A. Variador de frecuencias.
- B. Potenciómetro.
- C. Motor eléctrico trifásico.
- D. Depósito de almacenamiento.
- E. Bomba a prueba.
- F. Manómetro de glicerina, con rango de 0-14 [kg/cm²].
- G. Válvula.
- H. Depósito de descarga.

Los datos de la placa del motor están en la tabla de la *figura 5.2*.

Motor eléctrico		
Tipo	MBT	CP (0.5)
TCCV	3 ~ 60 Hz, FS 1.0	RPM 1635
Volt	220 / 440	AMP 2.2 / 1.1
Temp. Amb.	40 ° c	Operación continua

Figura 5.2 Datos del motor eléctrico.

Adicionalmente se utilizan estos instrumentos de medición:

- Cronómetro, rango de 10 [hr] y resolución en segundos.
- Amperímetro, [A].
- Tacómetro, rango de 0-2500 (rpm's).



Figura 5.3 Instrumentos de medición.

5.2 Parámetros de control.

Para las pruebas es necesario fijar parámetros de control y registrar los valores de los instrumentos de medición. Para este caso queda fijo el voltaje de 220 [volt], porque ya está dada por el suministro de corriente eléctrica, siendo trifásica. Un parámetro importante es la velocidad (rpm's) de la bomba, por lo cual se proponen cantidades representativas que van de baja, media y alta. Éstas son reguladas con el variador de frecuencia y medidas con el tacómetro. Otro parámetro es el volumen de control; que es la cantidad de agua que va a desplazar la bomba de

un depósito a otro. El volumen debe ser suficiente para registrar con precisión el tiempo que tarda la bomba en desplazarlo. Además, otras variables a medir son: la corriente que consume el motor en cada fase y la presión de salida; el manómetro se utiliza con glicerina porque el fluido sale de la bomba como un flujo pulsante, y la glicerina amortigua esa pulsación. El tiempo se registra al final de la prueba, iniciando el conteo de éste después de que se regula el paso del fluido por la manguera, y finaliza hasta que la bomba termina de desplazar el fluido, el volumen que se seleccionó es de 5 litros.

Con los valores medidos en la prueba se calcula el gasto y la potencia hidráulica de la bomba a diferentes velocidades, con lo cual se obtienen las curvas de rendimiento.

Parámetros de control:

- voltaje = Voltaje [volt]
- rpm = Revoluciones por minuto [rev/min]
- v = Volumen de control [l]
- t = Tiempo [s]
- A = Corriente eléctrica [A]
- p = presión [kg/cm^2]

Parámetros fijos:

- voltaje = 220 [volt]
- rpm's = [100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500]
- $v = 5$ [l]

Valores por encontrar:

- Gasto = Gasto de la bomba [l/min]
- P hidráulica = Potencia hidráulica de la bomba [watt]

5.3 Desarrollo de la prueba.

Instalado el banco de pruebas (*figura 5.4*) y establecidos los parámetros, se fija primero con el tacómetro la velocidad a la que va a operar el prototipo y se varía el flujo de salida mediante la válvula. Esto se hace para obtener la presión de pulso a la salida que alcanza la bomba tomando el tiempo hasta que el líquido alcanza el volumen de 5 litros, se registra el consumo de corriente eléctrica y se realiza el número de mediciones que se consideraron suficientes para representar adecuadamente el funcionamiento de la bomba. De los cuales se obtienen las curvas de presión vs gasto, presión vs potencia hidráulica y corriente vs gasto.

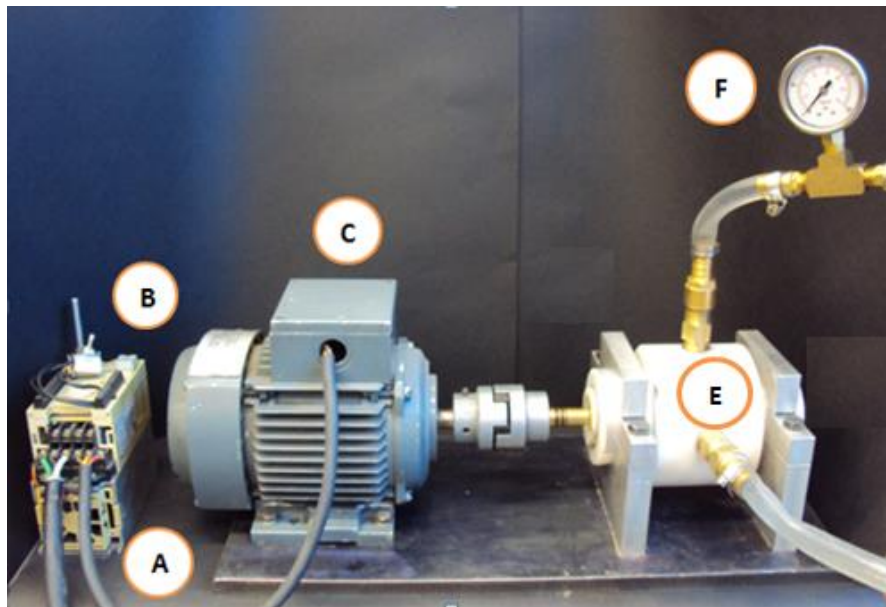


Figura 5.4 Banco de pruebas instalado parte 1.

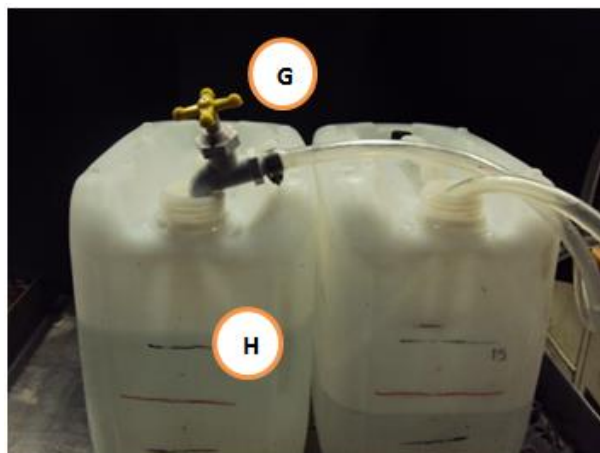


Figura 5.4 Banco de pruebas instalado parte 2.

5.4 Resultados de las pruebas.

Vel.[rpm]	t [min]	t [s]	p[kg/cm ²]	p[kPa]	I[A]	v[l]	Gasto[l/min]	[volt*A]	P _{hidráulica} [watt]
200	3.37	217	1.30	127.49	2.29	5	1.38249	503.8	2.93758
	1.20	80	1.10	107.88	2.22	5	3.75000	488.4	6.74231
	1.15	75	0.66	64.73	2.19	5	4.00000	481.8	4.31508
	1.08	68	0.33	32.36	2.16	5	4.41176	475.2	2.37964
		53	0.0	0.0	2.09	5	5.66038	459.8	0.0
250	3.19	199	1.50	147.11	2.69	5	1.50754	591.8	3.69611
	2.22	142	1.40	137.30	2.65	5	2.11268	583.0	4.83444
	1.54	114	1.25	122.59	2.60	5	2.63158	572.0	5.37664
	1.36	96	1.00	98.07	2.55	5	3.12500	561.0	5.10781
	1.04	64	0.66	64.73	2.45	5	4.68750	539.0	5.05673
		42	0.0	0.0	2.30	5	7.14286	506.0	0.0

Con los valores que se obtuvieron en las pruebas se identifica el rango de operación en el que debe trabajar el prototipo. Esto se hace observando el consumo de energía eléctrica del motor operando a estas velocidades. Cuando los valores de corriente se disparan del valor nominal del que puede consumir el motor, nos indica se ha excedido el valor máximo permisible de 2.2 [A]. Del banco de valores obtenidos, esta situación de consumo de energía sucede a 200 rpm's, siendo ésta la velocidad máxima permisible, y nuevamente se hacen pruebas con 200 rpm's a fin de determinar el volumen real desplazado y compararlo con el desplazamiento teórico y así determinar la eficiencia de la bomba (*figura 5.5*).

Datos obtenidos de la prueba de desplazamiento.

Velocidad: 200 rpm			
Volumen de control: 5 [l]			
Prueba	t [s]	p[kg/cm ²]	p[kPa]
1	82	1.00	98.1
2	80	1.10	107.9
3	78	1.30	127.5
4	81	1.00	98.1
5	80	1.00	98.1
Promedio=	80.2	1.08	105.9

Figura 5.5 Datos promedio de la bomba a 200 rpm.

De los datos anteriores se obtiene:

$$Q_{prom} = \frac{v}{t_{prom}} = \frac{5 [l]}{80.2 [s]} = 0.0623 [l/s] \quad (12)$$

$$D_{prom} = \frac{Q_{prom}}{\omega} = \frac{(0.0623 [l/s]) \left(\frac{1000 [ml]}{1 [l]}\right) \left(\frac{60 [s]}{1 [min]}\right)}{200 \left[\frac{rev}{min}\right]} = 18.69 \left[\frac{ml}{rev}\right] \quad (13)$$

donde:

- Q_{prom} = Gasto promedio [l/s].
- v = Volumen de control [l].
- t_{prom} = Tiempo promedio [s].
- D_{prom} = Desplazamiento [ml/rev].
- ω = Velocidad angular del motor [rpm].
- η = Eficiencia volumétrica.

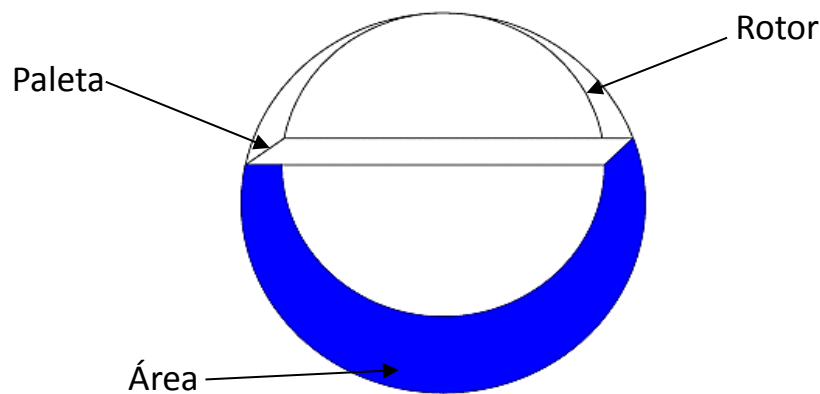


Figura 5.6 Se muestra en color azul el área de interés.

El área en azul de la *figura 5.6* muestra el desplazamiento teórico de 602.092 [mm²] (*figura 3.9*).

Para obtener el desplazamiento teórico se calcula:

$$D_{teórico} = (\text{área teórica})(\text{ancho de la paleta}). \quad (14)$$

$$D_{teórico} = (602.092 \text{ [mm}^2\text{]}) (38.1 \text{ [mm]}) = 22939.7 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (15)$$

$$D_{teórico} = 22939.7 \left[\frac{\text{mm}^3}{\text{rev}} \right] = 22.9397 \left[\frac{\text{ml}}{\text{rev}} \right] \quad (16)$$

$$\eta = \frac{D_{prom}}{D_{teórico}} = \frac{18.69 \left[\frac{\text{ml}}{\text{rev}} \right]}{22.9397 \left[\frac{\text{ml}}{\text{rev}} \right]} = 0.8147 = 81.47 \% \quad (17)$$

La eficiencia volumétrica de la bomba es de 81.47 %, y la presión promedio que se obtuvo es de 105.9 [kPa]. Comparando esta presión con la necesaria que es de 91.875 [kPa] para mover el fluido a 7.5 [m] de altura, se observa que la bomba tiene la capacidad de ejecutar este trabajo.

Los valores que se obtuvieron a 200 rpm's, se sometieron al método de regresión lineal (mínimos cuadrados), para obtener las curvas de rendimiento (*figuras 5.7, 5.8 y 5.9*). Esto nos permite conocer la tendencia de las pruebas para el análisis de otros valores independientes.

5.5 Curvas de rendimiento.

Tabla de datos de presión [kg/cm²] y gasto [l/min].

Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	Gasto[l/min]	Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	Gasto[l/min]	Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	Gasto[l/min]	Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	Gasto[l/min]
150	0.75	0.96775	250	1.50	1.58261	350	2.25	2.20740	450	2.00	8.74130
	0.00	4.00000		1.40	1.94974		2.00	3.34708		1.75	9.61855
				1.25	2.50044		1.75	4.48677		1.50	10.49580
				1.00	3.41827		1.50	5.62646		1.25	11.37305
				0.66	4.66651		1.30	6.53821		0.33	14.60133
				0.00	7.08957		0.00	12.46459			
200	1.30	2.04427	300	1.75	1.80488	400	2.00	5.73532	500	2.00	9.86457
	1.00	2.88383		1.60	2.46685		1.75	6.75832		1.50	11.81922
	0.66	3.83533		1.50	2.90817		1.50	7.78133		1.25	12.79655
	0.33	4.75884		1.25	4.01147		1.25	8.80433		1.00	13.77388
	0.00	5.68236		1.00	5.11476		1.00	9.82733		0.66	15.10304
				0.00	9.52794		0.00	13.91934			

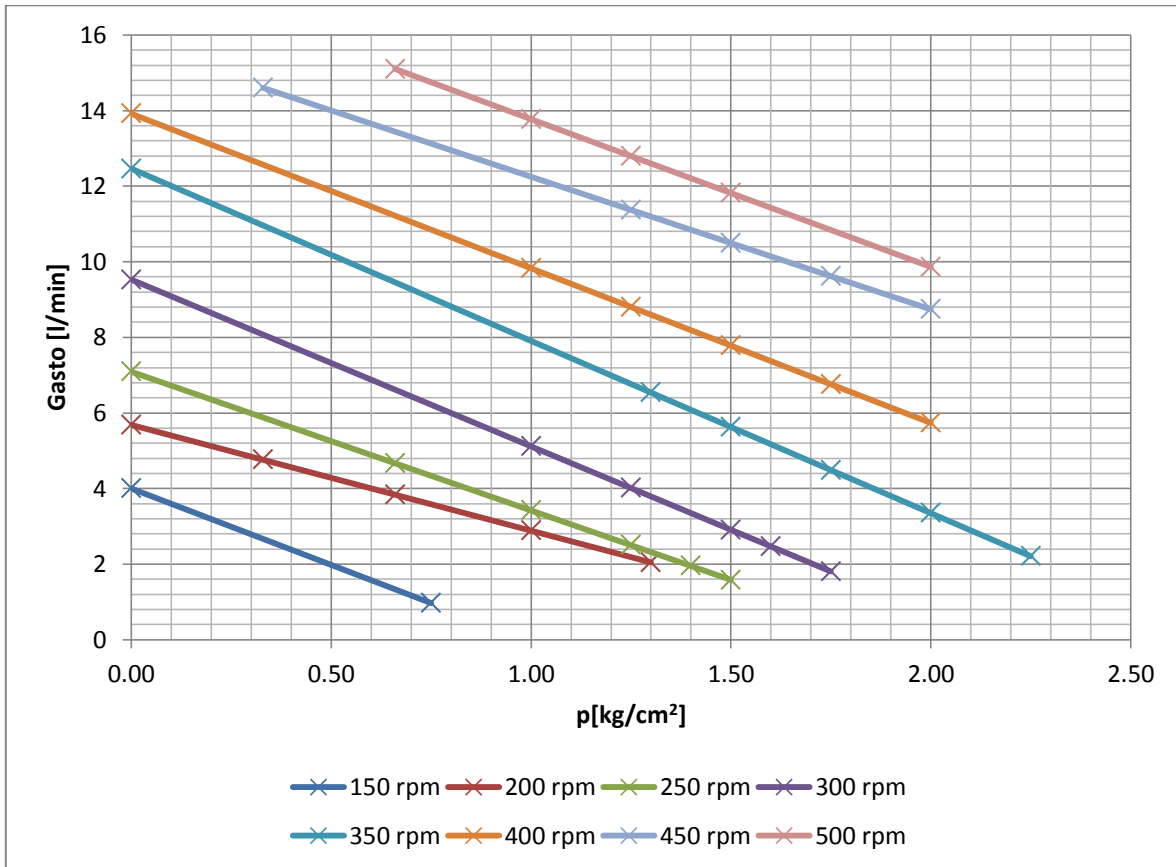


Figura 5.7 Curvas de comportamiento (presión vs gasto) del prototipo.

Tabla de datos de presión [kg/cm²] y potencia hidráulica [watt].

Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	P _{hidráulica} [watt]	Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	P _{hidráulica} [watt]	Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	P _{hidráulica} [watt]	Vel. [rpm]	p[kg/cm ²]	P _{hidráulica} [watt]
150	0.66	1.04397	250	1.50	5.41296	350	2.25	12.31591	450	2.00	30.35927
	0.00	0.00		1.40	5.14945		2.00	11.55449		1.75	27.29436
				1.25	4.75418		1.75	10.79308		1.50	24.22946
				1.00	4.09540		1.50	10.03166		1.25	21.16455
				0.66	3.19946		1.30	9.42253		0.33	9.885697
				0.00	1.46029		0.00	5.46317			
200	1.30	5.32748	300	1.75	7.33506	400	2.00	22.19639	500	2.00	33.54409
	1.00	4.36834		1.60	6.96431		1.75	19.86477		1.50	27.75797
	0.66	3.28132		1.50	6.71714		1.50	17.53314		1.25	24.86491
	0.33	2.22626		1.30	6.22280		1.25	15.20152		1.00	21.97186
	0.00	1.17121		1.00	5.48129		1.00	12.86989		0.66	18.03730
				0.00	3.00960		0.00	3.54339			

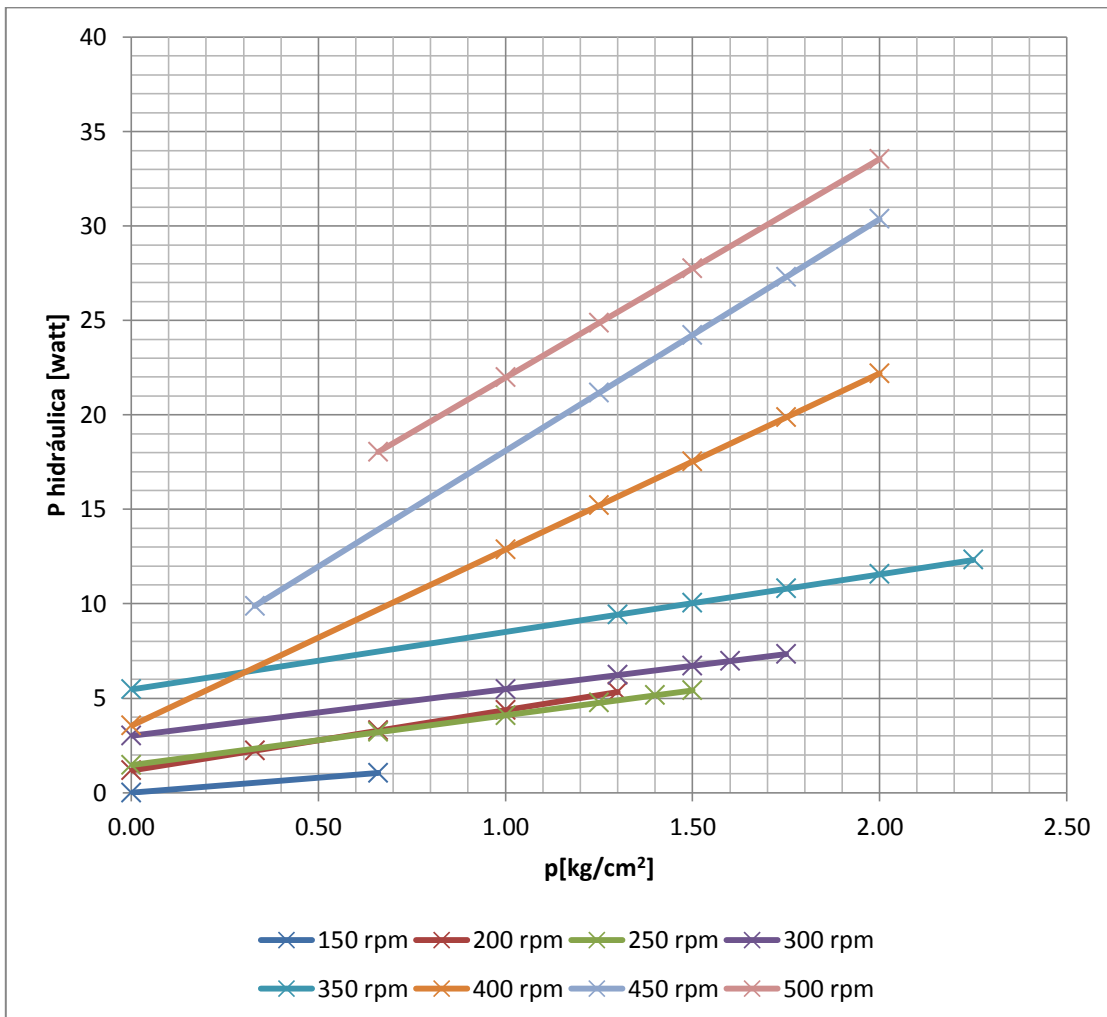


Figura 5.8 Curvas de comportamiento (presión vs potencia hidráulica) del prototipo.

Tabla de valores de corriente eléctrica [A] y gasto [l/min].

Vel. [rpm]	I[A]	Gasto[l/min]	Vel. [rpm]	I[A]	Gasto[l/min]	Vel. [rpm]	I[A]	Gasto[l/min]	Vel. [rpm]	I[A]	Gasto[l/min]
150	1.62	0.96774	250	2.69	1.38766	350	8.87	1.93798	450	17.16	8.19332
	1.43	4.00000		2.65	1.96016		8.81	2.57511		17.07	9.50670
				2.60	2.67578		8.75	3.21223		16.97	10.96600
				2.55	3.39140		8.29	8.09684		16.90	11.98752
				2.45	4.82264		8.23	8.73396		16.75	14.17648
				2.30	6.96950		8.10	10.11440			
200	2.29	1.78752	300	4.16	0.77285	400	14.62	6.60594	500	20.14	9.39597
	2.22	3.22491		3.98	1.73635		14.58	7.11819		19.88	12.82994
	2.19	3.84093		3.76	2.91396		14.55	7.50237		19.84	13.35825
	2.16	4.45695		3.21	5.85799		14.48	8.39880		19.82	13.62240
	2.09	5.89433		3.12	6.33974		14.43	9.03911		19.78	14.15070
				2.77	8.21321		14.03	14.16156			

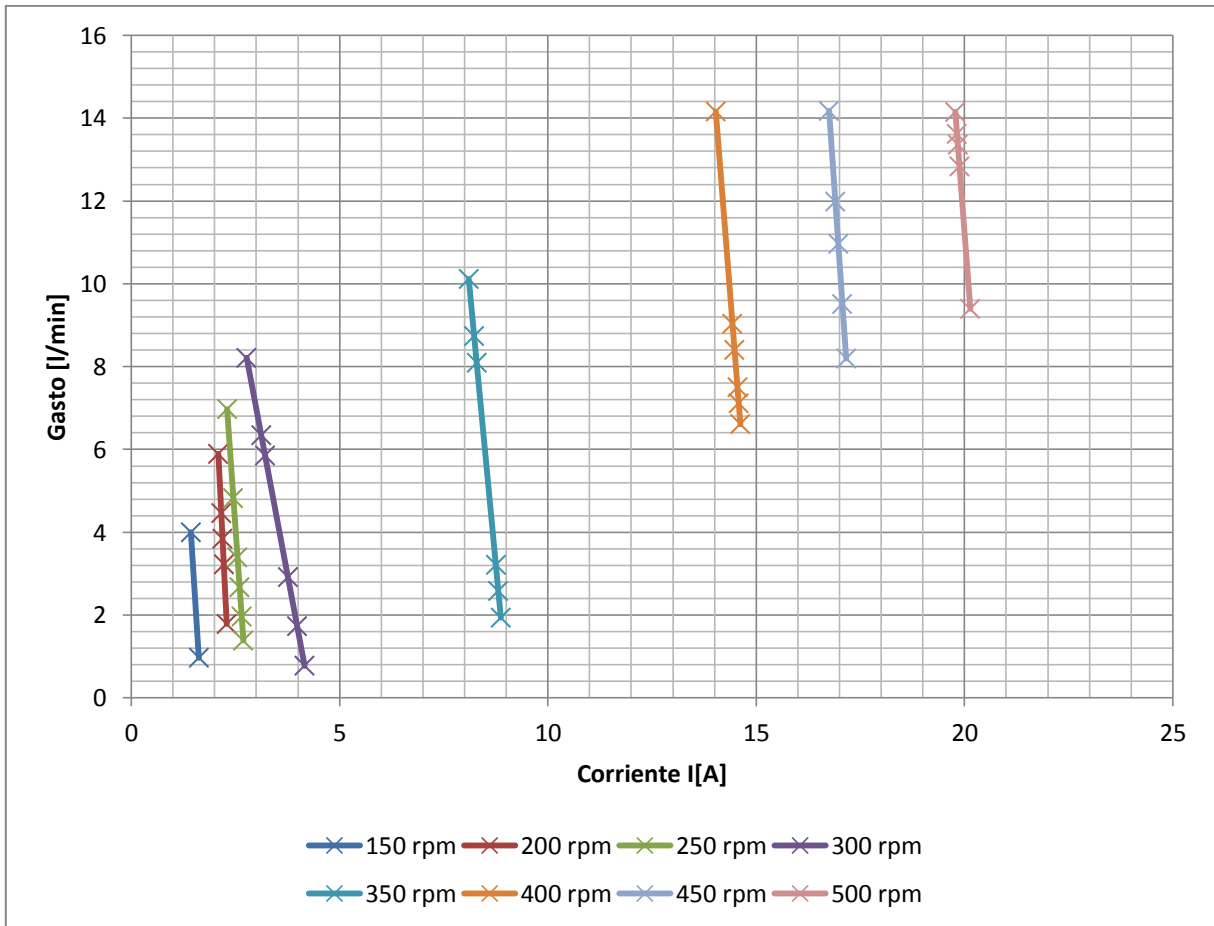


Figura 5.9 Curvas de consumo de corriente vs gasto.

Conclusiones.

El objetivo general planteado al comienzo de este trabajo, se cumple al haber desarrollado el proceso de diseño y manufactura del prototipo de una bomba monopaleta doblemente apoyada. En la parte de diseño, se tiene una flecha motriz completa y no seccionada, con los rodamientos ubicados en sus extremos, lo cual minimiza el cabeceo del rotor dentro de la cámara de bombeo. De esta manera, se reduce el desgaste de los siguientes componentes que están en contacto: rotor – anillo, rotor – paleta y paleta – anillo; de igual manera, al tener la flecha completa, se aumenta la vida útil de los sellos mecánicos y los rodamientos en comparación a la flecha que está en cantilever. Igualmente se cumple con la presión de operación necesaria, por lo que se asegura que la bomba es capaz de realizar el trabajo planteado en los requerimientos técnicos.

En cuanto a materiales, se garantiza que no se genera una celda galvánica, ya que sólo interactúa el latón y el acetal.

De las mediciones realizadas en las pruebas se determinó lo siguiente:

- La velocidad angular de operación.
- El consumo eléctrico del motor.
- La potencia hidráulica de la bomba.

La velocidad máxima obtenida en este prototipo es de 200 rpm's, la cual se considera una velocidad baja. Esto es debido a la fricción generada por los ajustes demasiado cerrados de los componentes móviles de la bomba.

Este prototipo se realizó basado en trabajos anteriores, lo cual comprueba que el diseño de cualquier prototipo es iterativo y no está exento de fallas. Los aspectos de producción son importantes si se desea comercializar la bomba.

Con base en que la bomba trabaja a baja velocidad y mantiene un gasto constante para cada velocidad angular, ésta puede ser utilizada como una bomba dosificadora.

Debido a que la bomba está manufacturada en acetal, polietileno y latón, el fluido de trabajo puede ser diferente al agua potable siempre y cuando éste no interactúe químicamente con los materiales mencionados, por lo que es de suponer que la bomba puede utilizarse en la industria química y farmacéutica.

A lo largo de este trabajo se utilizaron herramientas de diseño (CAD, CAE y CAM). El CAD nos permitió conocer detalles de ensamble como son; colisiones, ajustes y aspectos físicos de las piezas tridimensionales, previos a la manufactura. Esto nos permitió modificar las piezas oportunamente. El CAE permitió validar los

materiales utilizados en la bomba sin la necesidad de realizar pruebas físicas. Por último el CAM nos auxilió por medio de una simulación, ver en qué forma se manufactura el perfil interno del anillo.

La manufactura del prototipo permitió interrelacionar el diseño y la selección de materiales con los procesos de manufactura, aspectos importantes que debe tomar en cuenta un diseñador.

Recomendaciones.

Con la experiencia obtenida en el desarrollo de este trabajo, se recomienda lo siguiente:

- La manufactura de la flecha debe ser en acero inoxidable. En este prototipo se utilizó el latón por su facilidad de maquinado.
- Considerar la manufactura de moldes para la carcasa y la paleta.
- Analizar la posibilidad de manufacturar el anillo y los conectores en acetal o algún otro material.
- Analizar la posibilidad de obtener el rotor en una sola pieza.
- Optimizar el área transversal de los puertos de succión y descarga para ampliar el gasto.
- Analizar materiales alternos al acetal para la manufactura.
- Acoplar una manivela para operar la bomba de forma manual.
- Reemplazar los casquillos por medios de sujeción estandarizados (tuercas).

Anexo

APÉNDICE

CONTENIDO:

Apéndice A. Datos de la prueba en minutos y segundos.

Apéndice B. Datos de la prueba en segundos.

Apéndice C. Matriz de selección de materiales.

Apéndice D. Hojas de datos técnicos.

Apéndice E. Imagen explosionada de la bomba.

Apéndice F. Planos de los componentes de la bomba.

Referencias

Apéndice A. Datos de la prueba en minutos y segundos.

Vel.[rpm]	t [min]	t [s]	ρ [kg/cm ²]	p[kPa]	I[A]	v[l]	Gasto[l/min]	P _{hidráulica} [watt]
100	1.46	106	0.0	0.0	0.78	5	2.83019	0.0
150	5.16	316	0.66	64.73	1.62	5	0.94937	1.02415
	1.15	75	0.0	0.0	1.43	5	4.00000	0.0
200	3.37	217	1.30	127.49	2.29	5	1.38249	2.93758
	1.20	80	1.10	107.88	2.22	5	3.75000	6.74231
	1.15	75	0.66	64.73	2.19	5	4.00000	4.31508
	1.08	68	0.33	32.36	2.16	5	4.41176	2.37964
		53	0.0	0.0	2.09	5	5.66038	0.0
250	3.19	199	1.50	147.11	2.69	5	1.50754	3.69611
	2.22	142	1.40	137.30	2.65	5	2.11268	4.83444
	1.54	114	1.25	122.59	2.60	5	2.63158	5.37664
	1.36	96	1.00	98.07	2.55	5	3.12500	5.10781
	1.04	64	0.66	64.73	2.45	5	4.68750	5.05673
		42	0.0	0.0	2.30	5	7.14286	0.0
300	4.12	252	1.75	171.62	4.16	5	1.19048	3.40521
	3.07	187	1.60	156.91	3.98	5	1.60428	4.19551
	1.46	106	1.50	147.11	3.76	5	2.83019	6.93892
		57	1.30	127.49	3.21	5	5.26316	11.18342
		49	1.00	98.07	3.12	5	6.12245	10.00714
		34	0.0	0.0	2.77	5	8.82353	0.0
350	3.15	195	2.25	220.66	8.87	5	1.53846	5.65788
	2.17	137	2.00	196.14	8.81	5	2.18978	7.15839
		64	1.75	171.62	8.75	5	4.68750	13.40801
		47	1.50	147.11	8.29	5	6.38298	15.64947
		36	1.30	127.49	8.23	5	8.33333	17.70708
		26	0.0	0.0	8.10	5	11.53846	0.0
400		58	2.00	196.14	14.62	5	5.17241	16.90862
		44	1.75	171.62	14.58	5	6.81818	19.50256
		37	1.50	147.11	14.55	5	8.10811	19.87905
		33	1.25	122.59	14.48	5	9.09091	18.57386
		30	1.00	98.07	14.43	5	10.00000	16.34500
		22	0.0	0.0	14.03	5	13.63636	0.0
450		38	2.00	196.14	17.16	5	7.89474	25.80789
		30	1.75	171.62	17.07	5	10.00000	28.60375
		27	1.50	147.11	16.97	5	11.11111	27.24167
		26	1.25	122.59	16.90	5	11.53846	23.57452
		21	0.33	32.36	16.75	5	14.28571	7.70550
500		31	2.00	196.14	20.14	5	9.67742	31.63548
		25	1.50	147.11	19.88	5	12.00000	29.42100
		23	1.25	122.59	19.84	5	13.04348	26.64946
		22	1.00	98.07	19.82	5	13.63636	22.28864
		20	0.66	64.73	19.78	5	15.00000	16.18155

Apéndice B. Datos de la prueba en segundos.

Vel.[rpm]	t [s]	ρ [kg/cm ²]	p[Pa]	I[A]	v[I]	v[m ³]	Gasto [l/s]	Gasto [m ³ /s]	Gasto[l/min]	P _{hidráulica} [watt]	P _{hidráulica} [hp]
100	106	0.00	0.0	0.78	5	0.005	0.047170	4.7170E-05	2.83019	0.0	0.0
150	316	0.66	64726.2	1.62	5	0.005	0.015823	1.5823E-05	0.94937	1.024148734	0.001373406
	75	0.00	0.0	1.43	5	0.005	0.066667	6.6667E-05	4.00000	0.0	0.0
200	217	1.30	127491.0	2.29	5	0.005	0.023041	2.3041E-05	1.38249	2.937580645	0.00393936
	80	1.10	107877.0	2.22	5	0.005	0.062500	6.2500E-05	3.75000	6.7423125	0.009041588
	75	0.66	64726.2	2.19	5	0.005	0.066667	6.6667E-05	4.00000	4.31508	0.005786617
	68	0.33	32363.1	2.16	5	0.005	0.073529	7.3529E-05	4.41176	2.379639706	0.003191149
	53	0.00	0.0	2.09	5	0.005	0.094340	9.4340E-05	5.66038	0.0	0.0
250	199	1.50	147105.0	2.69	5	0.005	0.025126	2.5126E-05	1.50754	3.696105528	0.004956558
	142	1.40	137298.0	2.65	5	0.005	0.035211	3.5211E-05	2.11268	4.83443662	0.006483085
	114	1.25	122587.5	2.60	5	0.005	0.043860	4.3860E-05	2.63158	5.376644737	0.007210198
	96	1.00	98070.0	2.55	5	0.005	0.052083	5.2083E-05	3.12500	5.107812500	0.006849688
	64	0.66	64726.2	2.45	5	0.005	0.078125	7.8125E-05	4.68750	5.056734375	0.006781191
	42	0.00	0.0	2.30	5	0.005	0.119048	1.1905E-04	7.14286	0.0	0.0
300	252	1.75	171622.5	4.16	5	0.005	0.019841	1.9841E-05	1.19048	3.405208333	0.004566459
	187	1.60	156912.0	3.98	5	0.005	0.026738	2.6738E-05	1.60428	4.195508021	0.005626268
	106	1.50	147105.0	3.76	5	0.005	0.047170	4.7170E-05	2.83019	6.938915094	0.009305237
	57	1.30	127491.0	3.21	5	0.005	0.087719	8.7719E-05	5.26316	11.18342105	0.014997212
	49	1.00	98070.0	3.12	5	0.005	0.102041	1.0204E-04	6.12245	10.00714286	0.013419797
	34	0.00	0.0	2.77	5	0.005	0.147059	1.4706E-04	8.82353	0.0	0.0
350	195	2.25	220657.5	8.87	5	0.005	0.025641	2.5641E-05	1.53846	5.657884615	0.007587347
	137	2.00	196140.0	8.81	5	0.005	0.036496	3.6496E-05	2.18978	7.158394161	0.009599563
	64	1.75	171622.5	8.75	5	0.005	0.078125	7.8125E-05	4.68750	13.40800781	0.017980432
	47	1.50	147105.0	8.29	5	0.005	0.106383	1.0638E-04	6.38298	15.64946809	0.020986279
	36	1.30	127491.0	8.23	5	0.005	0.138889	1.3889E-04	8.33333	17.70708333	0.023745586
	26	0.00	0.0	8.10	5	0.005	0.192308	1.9231E-04	11.53846	0.0	0.0
400	58	2.00	196140.0	14.62	5	0.005	0.086207	8.6207E-05	5.17241	16.90862069	0.02267483
	44	1.75	171622.5	14.58	5	0.005	0.113636	1.1364E-04	6.81818	19.50255682	0.026153355
	37	1.50	147105.0	14.55	5	0.005	0.135135	1.3514E-04	8.10811	19.87905405	0.026658246
	33	1.25	122587.5	14.48	5	0.005	0.151515	1.5152E-04	9.09091	18.57386364	0.024907957
	30	1.00	98070.0	14.43	5	0.005	0.166667	1.6667E-04	10.00000	16.345	0.021919002
	22	0.00	0.0	14.03	5	0.005	0.227273	2.2727E-04	13.63636	0.0	0.0
450	38	2.00	196140.0	17.16	5	0.005	0.131579	1.3158E-04	7.89474	25.80789474	0.034608951
	30	1.75	171622.5	17.07	5	0.005	0.166667	1.6667E-04	10.00000	28.60375	0.038358254
	27	1.50	147105.0	16.97	5	0.005	0.185185	1.8519E-04	11.11111	27.24166667	0.03653167
	26	1.25	122587.5	16.90	5	0.005	0.192308	1.9231E-04	11.53846	23.57451923	0.031613946
	21	0.33	32363.1	16.75	5	0.005	0.238095	2.3810E-04	14.28571	7.7055	0.010333244
500	31	2.00	196140.0	20.14	5	0.005	0.161290	1.6129E-04	9.67742	31.63548387	0.042423875
	25	1.50	147105.0	19.88	5	0.005	0.200000	2.0000E-04	12.00000	29.421	0.039454204
	23	1.25	122587.5	19.84	5	0.005	0.217391	2.1739E-04	13.04348	26.64945652	0.035737504
	22	1.00	98070.0	19.82	5	0.005	0.227273	2.2727E-04	13.63636	22.28863636	0.029889549
	20	0.66	64726.2	19.78	5	0.005	0.250000	2.5000E-04	15.00000	16.18155	0.021699812

Apéndice C. Matriz de selección de materiales para componentes de la bomba.

Los materiales para llevar a cabo la manufactura de los componentes son los siguientes:

- Nylamid.
- Acetal.
- Polietileno de alta densidad.

Propiedad	Número de decisiones.			Propiedad	Número de decisiones.		Propiedad	Número de decisiones.
	1	2	3		4	5		6
Absorción de agua	1	0	0	Absorción de agua			Absorción de agua	
Maquinabilidad	0			Maquinabilidad	1	0	Maquinabilidad	
Esfuerzo de fluencia		1		Esfuerzo de fluencia	0		Esfuerzo de fluencia	1
Dureza			1	Dureza		1	Dureza	0

Matriz binaria de importancia entre propiedades.

Se muestra la tabla de factores de decisión para cada una de las propiedades.

Propiedad	Decisiones positivas	Factor de decisión
Absorción de agua	1	0.16
Maquinabilidad	1	0.16
Esfuerzo de fluencia	2	0.33
Dureza	2	0.33
TOTAL	6	1

Factores de decisión para cada propiedad.

Se ponderan los valores para la maquinabilidad ya que estos no son valores estandarizados.

Material	Absorción de agua [%]	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia [MPa]	Dureza Rockwell R
Nylamid	8.05 ¹	8	72.40 ¹	95.00 ¹
Acetal	0.54 ¹	9	59.80 ¹	103.00 ¹
Polietileno de alta densidad	0.11 ¹	10	26.20 ¹	90.70 ¹

Valores de las propiedades para cada material.

Aun cuando la absorción de agua esta expresada de forma porcentual, se procede a utilizar la ecuación adecuada en el método de Kutz.

Material	Propiedades porcentuales			
	Absorción de agua	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Dureza
Nylamid	1.36	80	100.00	92.23
Acetal	20.37	90	82.59	100.00
Polietileno de alta densidad	100.00	100	36.18	88.05

Propiedades en forma porcentual.

Material	Propiedades porcentuales* Factor de decisión				Suma de propiedades %i Factor de decisióni
	Absorción de agua	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Dureza	
Nylamid	0.21	12.8	33	30.43	76.44
Acetal	3.25	14.4	27.25	33	77.9
Polietileno de alta densidad	16	16	11.93	29.05	72.98

Como se observa el acetal es el material óptimo para la manufactura de estos componentes.

Selección de material para la paleta.

Materiales propuestos para llevar a cabo la manufactura de la paleta:

- Nylamid.
- Acetal.
- Polietileno de alta densidad.

Propiedad	Número de decisiones.			Propiedad	Número de decisiones.		Propiedad	Número de decisiones.
	1	2	3		4	5		
Absorción de agua	1	0	1	Absorción de agua			Absorción de agua	
Maquinabilidad	0			Maquinabilidad	1	0	Maquinabilidad	
Esfuerzo de fluencia		1		Esfuerzo de fluencia	0		Esfuerzo de fluencia	1
Dureza			0	Dureza		1	Dureza	0

Matriz binaria de importancia entre propiedades.

Se muestra la tabla de factores de decisión.

Propiedad	Decisiones positivas	Factor de decisión
Absorción de agua	2	0.33
Maquinabilidad	1	0.16
Esfuerzo de fluencia	2	0.33
Dureza	2	0.16
TOTAL	6	1

Factores de decisión para cada propiedad.

Para el factor de absorción de agua se necesita un material que tenga la menor absorción, porque provoca un aumento dimensional en los componentes. Para este material el factor de decisión de la absorción crece. Y el factor de dureza decrece debido a que la paleta está en constante fricción con anillo.

Material	Absorción de agua [%]	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia [MPa]	Dureza Rockwell R
Nylamid	8.05 ¹	8	72.40 ¹	95.00 ¹
Acetal	0.54 ¹	9	59.80 ¹	103.00 ¹
Polietileno	0.11 ¹	10	26.20 ¹	90.70 ¹

Valores de las propiedades para cada material.

Para el factor de absorción de agua, lo que se requiere es la cantidad mínima por lo que la ecuación utilizada para este factor será:

Aun cuando la absorción de agua esta expresada de forma porcentual, se procede a utilizar la ecuación adecuada en el método de Kutz.

Material	Propiedades porcentuales			
	Absorción de agua	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Dureza
Nylamid	1.36	80	100.00	92.23
Acetal	20.37	90	82.59	100.00
Polietileno de alta densidad	100.00	100	36.18	88.05

Propiedades en forma porcentual.

¹ www.matweb.com

Material	Propiedades porcentuales* Factor de decisión				Suma de propiedades % _i Factor de decisión _i
	Absorción de agua	Maquinabilidad	Esfuerzo de fluencia	Dureza	
Nylamid	0.44	12.8	33	14.75	60.99
Acetal	6.72	14.4	27.25	16	64.37
Polietileno de alta densidad	33	16	11.93	14.08	75.01

Como se observa el polietileno de alta densidad es el material óptimo para la manufactura de la paleta.

Apéndice D. Hojas de datos técnicos.

Latón.

MATERIAL (No. Especificación ASTM)	CONDICIÓN (estado)	RESISTENCIA MÁXIMA σ_u kg/cm ²	LÍMITE DE FLUENCIA σ_y kg/cm ²
ALEACIONES DE COBRE			
Bronce de aluminio (B105-2)	Varilla extruida(b)	8430	4921 (a)
Bronce de aluminio (B105-1)	Recocido a 427 °C	7030	
Cobre al berilio (B194)	HT	12303	9140
Latón de fácil mecanización (B134-6)	1/2H, varilla	4921	3656 (a)
Bronce comercial (134-2)	Flexible H(g)	5062	4359 (a)
Latón	Barra 50mm	3867	3093 (a)
Bronce al manganeso (B138-A)	1/2H, barra	5273	4570 (a)
Latón naval (B124-3)	1/4H, barra	4821	3374 (a)
Bronce fosforoso (B139-C)	1/2H, barra	5624	4570 (a)
Bronce al silicio (B98-B)	H, varilla 25mm	4570	2460 (a)
ALEACIONES DE ALUMINIO			
303-H14 (M1A)	Estirado duro	1546	1476 (c)
2014-T6 (CS41A)	HT, envejecido	4921	4218 (c)
2024-T4 (CG42A)	HT, envejecido	4780	3304 (c) (p)
6061-T6 (p) (GS11A)	HT, envejecido	3163	2812 (c)
7075-T6 (ZG62A)	HT, envejecido	5765	5062 (c)
360	A presión en molde metálico	2812	1687 (c)
355-T6	Fundido en arena	2460	1757


Tabla de propiedades típicas de algunos metales no ferrosos.

Copolimero de acetal.

Overview of materials for Acetal Copolymer, Unreinforced

Categories: [Polymer](#); [Thermoplastic](#); [Acetal \(POM\)](#); [Acetal Copolymer, Unreinforced](#)














Material Notes: This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "Acetal Copolymer, Unreinforced". 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:  Polymer Technology and Services, LLC, is a supplier of high quality name brand and generic engineering thermoplastics. Visit www.ptslc.com, Phone (800)-475-1701, or Fax (615) 898-1897.

[Ticon](#) is a solutions-driven company that uses advanced polymer technology to produce high performance plastic materials that are used in a wide spectrum of applications - from children's toys to industrial gears, from tiny optical components to large automotive body parts.

[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
Bulk Density	0.650 - 0.900 g/cc	0.0235 - 0.0325 lb/in ³	Average value: 0.839 g/cc Grade Count:16
Density	1.14 - 2.23 g/cc	0.0412 - 0.0806 lb/in ³	Average value: 1.41 g/cc Grade Count:279
Water Absorption	0.0500 - 4.00 %	0.0500 - 4.00 %	Average value: 0.539 % Grade Count:124
Moisture Absorption at Equilibrium	0.100 - 0.800 %	0.100 - 0.800 %	Average value: 0.247 % Grade Count:78
Water Absorption at Saturation	0.220 - 10.0 %	0.220 - 10.0 %	Average value: 1.32 % Grade Count:25
Linear Mold Shrinkage	0.00100 - 0.0360 cm/cm	0.00100 - 0.0360 in/in	Average value: 0.0202 cm/cm Grade Count:177
Linear Mold Shrinkage, Transverse	0.00210 - 0.0335 cm/cm	0.00210 - 0.0335 in/in	Average value: 0.0194 cm/cm Grade Count:47
Melt Flow	1.00 - 58.8 g/10 min	1.00 - 58.8 g/10 min	Average value: 15.9 g/10 min Grade Count:194
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Rockwell M	50.0 - 97.0	50.0 - 97.0	Average value: 80.7 Grade Count:76
Hardness, Rockwell R	80.0 - 121	80.0 - 121	Average value: 103 Grade Count:48
Hardness, Shore D	75.0 - 88.0	75.0 - 88.0	Average value: 80.6 Grade Count:11
Ball Indentation Hardness	30.0 - 179 MPa	4350 - 26000 psi	Average value: 134 MPa Grade Count:69
Tensile Strength, Ultimate	5.00 - 115 MPa	725 - 16700 psi	Average value: 55.7 MPa Grade Count:128
 @Temperature 60.0 - 120 °C	18.0 - 39.0 MPa	2610 - 5660 psi	Average value: 26.8 MPa Grade Count:2
Tensile Strength, Yield	22.0 - 120 MPa	3190 - 17400 psi	Average value: 59.5 MPa Grade Count:170
 @Temperature -40.0 - 120 °C	25.0 - 93.0 MPa	3630 - 13500 psi	Average value: 46.5 MPa Grade Count:3
Elongation at Break	1.00 - 250 %	1.00 - 250 %	Average value: 37.5 % Grade Count:249
Elongation at Yield	6.50 - 25.0 %	6.50 - 25.0 %	Average value: 10.8 % Grade Count:56
 @Temperature -40.0 - 80.0 °C	5.80 - 10.0 %	5.80 - 10.0 %	Average value: 8.37 % Grade Count:2
Modulus of Elasticity	0.586 - 12.1 GPa	85.0 - 1750 ksi	Average value: 2.66 GPa Grade Count:151
 @Temperature 60.0 - 80.0 °C	1.00 - 1.90 GPa	145 - 276 ksi	Average value: 2.48 GPa Grade Count:1
 @Temperature 30.0 - 120 °C	2.41 - 2.81 GPa	350 - 408 ksi	Average value: 2.48 GPa Grade Count:1
 @Thickness 1.50 - 4.00 mm	2.41 - 2.81 GPa	350 - 408 ksi	Average value: 2.48 GPa Grade Count:1
 @Thickness 0.0591 - 0.157 in	2.41 - 2.81 GPa	350 - 408 ksi	Average value: 2.48 GPa Grade Count:1
Flexural Modulus	0.276 - 8.72 GPa	40.0 - 1260 ksi	Average value: 2.49 GPa Grade Count:195
 @Temperature 60.0 - 120 °C	0.430 - 1.40 GPa	62.4 - 203 ksi	Average value: 0.784 GPa Grade Count:2
 @Temperature 140 - 248 °F	0.430 - 1.40 GPa	62.4 - 203 ksi	Average value: 0.784 GPa Grade Count:2
Flexural Yield Strength	41.4 - 98.6 MPa	6000 - 14300 psi	Average value: 80.8 MPa Grade Count:172
Compressive Yield Strength	14.0 - 110 MPa	2030 - 16000 psi	Average value: 65.7 MPa Grade Count:16
Compressive Modulus	1.21 - 2.76 GPa	175 - 400 ksi	Average value: 2.21 GPa Grade Count:5
Poissons Ratio	0.350	0.350	Average value: 0.350 Grade Count:5
Shear Strength	40.0 - 55.2 MPa	5800 - 8000 psi	Average value: 51.7 MPa Grade Count:17
Izod Impact, Unnotched	1.87 J/cm - NB	3.50 ft-lb/in - NB	Average value: 9.68 J/cm Grade Count:15
Izod Impact, Unnotched (ISO)	100 kJ/m ² - NB	47.6 ft-lb/in ² - NB	Average value: 100 kJ/m ² Grade Count:8
Charpy Impact Unnotched	2.40 J/cm ² - NB	11.4 ft-lb/in ² - NB	Average value: 17.7 J/cm ² Grade Count:61
 @Temperature -40.0 - 30.0 °C	2.00 J/cm ² - NB	9.52 ft-lb/in ² - NB	Average value: 18.0 J/cm ² Grade Count:50
 @Temperature -40.0 - 4.00 °F	2.00 J/cm ² - NB	9.52 ft-lb/in ² - NB	Average value: 18.0 J/cm ² Grade Count:50
Charpy Impact, Notched	0.300 - 1000 J/cm ²	1.43 - 4760 ft-lb/m ²	Average value: 0.664 J/cm ² Grade Count:119
 @Temperature -30.0 - 30.0 °C	0.250 J/cm ² - NB	1.19 ft-lb/in ² - NB	Average value: 0.573 J/cm ² Grade Count:49
 @Temperature -22.0 - 22.0 °F	0.250 J/cm ² - NB	1.19 ft-lb/in ² - NB	Average value: 0.573 J/cm ² Grade Count:49
Gardner Impact	22.6 J	16.7 ft-lb	Average value: 22.6 J Grade Count:4
Tensile Impact Strength	110 - 280 kJ/m ²	52.3 - 133 ft-lb/m ²	Average value: 167 kJ/m ² Grade Count:5

Acero inoxidable serie 300 T.

Overview of materials for T 300 Series Stainless Steel

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Stainless Steel](#); [T 300 Series Stainless Steel](#)

Material Notes: This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "T 300 Series Stainless Steel". 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: No vendors are listed 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	0.190 - 9.01 g/cc	0.00686 - 0.326 lb/in ³	Average value: 7.84 g/cc Grade Count:304
Particle Size	6.70 - 300 µm	6.70 - 300 µm	Average value: 28.1 µm Grade Count:29
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	80.0 - 382	80.0 - 382	Average value: 186 Grade Count:152
Hardness, Knoop	97.0 - 414	97.0 - 414	Average value: 202 Grade Count:80
Hardness, Rockwell B	37.0 - 100	37.0 - 100	Average value: 82.0 Grade Count:184
Hardness, Rockwell C	15.0 - 43.0	15.0 - 43.0	Average value: 28.9 Grade Count:25
Hardness, Vickers	82.0 - 399	82.0 - 399	Average value: 193 Grade Count:85
Tensile Strength, Ultimate	250 - 2200 MPa	36300 - 319000 psi	Average value: 726 MPa Grade Count:347
Tensile Strength, Yield	138 - 1800 MPa	20000 - 260000 psi	Average value: 443 MPa Grade Count:323
Elongation at Break	1.00 - 88.0 %	1.00 - 88.0 %	Average value: 34.1 % Grade Count:334
Elongation at Yield	28.0 - 62.0 %	28.0 - 62.0 %	Average value: 39.1 % Grade Count:7
Reduction of Area	35.0 - 88.0 %	35.0 - 88.0 %	Average value: 58.5 % Grade Count:47
Creep Strength	5.86 - 140 MPa	850 - 20300 psi	Average value: 77.3 MPa Grade Count:13
Modulus of Elasticity	75.8 - 214 GPa	11000 - 31000 ksi	Average value: 195 GPa Grade Count:261
Compressive Yield Strength	262 - 1320 MPa	38000 - 191000 psi	Average value: 707 MPa Grade Count:5
Poissons Ratio	0.240 - 0.333	0.240 - 0.333	Average value: 0.281 Grade Count:101
Charpy Impact	43.0 - 325 J	31.7 - 240 ft-lb	Average value: 157 J Grade Count:109
Charpy Impact, Unnotched	190 - 216 J	140 - 159 ft-lb	Average value: 198 J Grade Count:3
Izod Impact	55.0 - 165 J	40.6 - 122 ft-lb	Average value: 134 J Grade Count:101
Izod Impact Unnotched	108 - 149 J	80.0 - 110 ft-lb	Average value: 130 J Grade Count:7
Fatigue Strength	180 - 605 MPa	26100 - 87700 psi	Average value: 369 MPa Grade Count:19
Shear Modulus	70.3 - 86.0 GPa	10200 - 12500 ksi	Average value: 77.9 GPa Grade Count:113
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000695 - 0.000108 ohm-cm	0.0000695 - 0.000108 ohm-cm	Average value: 0.0000763 ohm-cm Grade Count:260
Magnetic Permeability	1.00 - 8.48	1.00 - 8.48	Average value: 1.32 Grade Count:150
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	14.2 - 20.5 µm/m-°C	7.89 - 11.4 µm/in-°F	Average value: 17.5 µm/m-°C Grade Count:245
Specific Heat Capacity	0.450 - 0.502 J/g-°C	0.108 - 0.120 BTU/lb-°F	Average value: 0.497 J/g-°C Grade Count:249
Thermal Conductivity	1.24 - 18.7 W/m-K	8.60 - 130 BTU-in/hr-ft ² -°F	Average value: 14.3 W/m-K Grade Count:95
Melting Point	1230 - 1510 °C	2250 - 2750 °F	Average value: 1410 °C Grade Count:226
Solidus	1320 - 1450 °C	2410 - 2640 °F	Average value: 1390 °C Grade Count:215
Liquidus	1390 - 1510 °C	2530 - 2750 °F	Average value: 1430 °C Grade Count:215
Maximum Service Temperature, Air	300 - 1150 °C	572 - 2100 °F	Average value: 929 °C Grade Count:138
Minimum Service Temperature, Air	-200 - -196 °C	-328 - -321 °F	Average value: -197 °C Grade Count:6
Processing Properties	Metric	English	Comments
Annealing Temperature	1010 - 1090 °C	1850 - 2000 °F	Average value: 1050 °C Grade Count:4
Hot-Working Temperature	899 - 1290 °C	1650 - 2350 °F	Average value: 1120 °C Grade Count:6
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Aluminum, Al	0.100 - 0.800 %	0.100 - 0.800 %	Average value: 0.339 % Grade Count:9
Carbon, C	0.0100 - 0.750 %	0.0100 - 0.750 %	Average value: 0.0875 % Grade Count:378
Chromium, Cr	13.5 - 57.0 %	13.5 - 57.0 %	Average value: 20.0 % Grade Count:385
Cobalt, Co	0.200 %	0.200 %	Average value: 0.200 % Grade Count:13
Copper, Cu	0.200 - 4.00 %	0.200 - 4.00 %	Average value: 1.14 % Grade Count:36
Iron, Fe	5.50 - 78.0 %	5.50 - 78.0 %	Average value: 63.3 % Grade Count:375
Manganese, Mn	0.200 - 5.00 %	0.200 - 5.00 %	Average value: 1.85 % Grade Count:379
Molybdenum, Mo	0.300 - 7.90 %	0.300 - 7.90 %	Average value: 2.85 % Grade Count:127
Nb + Ta	0.800 - 1.00 %	0.800 - 1.00 %	Average value: 0.832 % Grade Count:38
Nickel, Ni	4.30 - 39.0 %	4.30 - 39.0 %	Average value: 13.5 % Grade Count:385
Niobium, Nb (Columbium, Cb)	0.250 - 1.00 %	0.250 - 1.00 %	Average value: 0.794 % Grade Count:16
Nitrogen, N	0.0100 - 1.00 %	0.0100 - 1.00 %	Average value: 0.158 % Grade Count:86

Polietileno de alta densidad.








Overview of materials for High Density Polyethylene (HDPE), Extruded

Categories: [Polymer](#); [Thermoplastic](#); [Polyethylene](#); [HDPE](#); [High Density Polyethylene \(HDPE\), Extruded](#)

Material Notes: This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "High Density Polyethylene (HDPE), Extruded". 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: [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	0.936 - 1.46 g/cc	0.0338 - 0.0527 lb/in ³	Average value: 0.963 g/cc Grade Count:120
Volatiles	0.0900 - 0.100 %	0.0900 - 0.100 %	Average value: 0.0969 % Grade Count:14
Apparent Bulk Density	0.580 - 0.610 g/cc	0.0210 - 0.0220 lb/in ³	Average value: 0.592 g/cc Grade Count:4
Water Absorption	0.0100 - 0.300 %	0.0100 - 0.300 %	Average value: 0.111 % Grade Count:8
Environmental Stress Crack Resistance	10.0 - 10000 hour	10.0 - 10000 hour	Average value: 1020 hour Grade Count:55
	200 - 200 hour <small>@Temperature 50.0 - 50.0 °C</small>	200 - 200 hour <small>@Temperature 122 - 122 °F</small>	Average value: 953 hour Grade Count:4
	139 - 139 hour <small>@Temperature 50.0 - 50.0 °C</small>	139 - 139 hour <small>@Temperature 122 - 122 °F</small>	Average value: 953 hour Grade Count:3
	139 - 139 hour <small>@Thickness 2.00 - 2.00 mm</small>	139 - 139 hour <small>@Thickness 0.0787 - 0.0787 in</small>	Average value: 953 hour Grade Count:3
Thermal Stress Crack Resistance	264 - 2500 hour	264 - 2500 hour	Average value: 859 hour Grade Count:4
Oxidative Induction Time (OIT)	10.0 - 200 min	10.0 - 200 min	Average value: 62.5 min Grade Count:4
Linear Mold Shrinkage	0.00500 - 0.00800 cm/cm	0.00500 - 0.00800 in/in	Average value: 0.00675 cm/cm Grade Count:4
Melt Flow	0.0400 - 39.0 g/10 min	0.0400 - 39.0 g/10 min	Average value: 3.74 g/10 min Grade Count:113
Neck In	5.00 - 11.1 cm	1.97 - 4.37 in	Average value: 8.23 cm Grade Count:3
Coating Weight	6.00 - 10.4 g/m ²	3.75 - 6.50 lb/ream	Average value: 8.93 g/m ² Grade Count:3
Ash	0.0400 - 0.0600 %	0.0400 - 0.0600 %	Average value: 0.0553 % Grade Count:14
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
PENT	30.0 - 100 hour	30.0 - 100 hour	Average value: 76.7 hour Grade Count:3
Hardness, Rockwell R	80.0 - 112	80.0 - 112	Average value: 90.7 Grade Count:3
Hardness, Shore D	55.0 - 70.0	55.0 - 70.0	Average value: 63.8 Grade Count:51
Tensile Strength, Ultimate	15.2 - 45.0 MPa	2200 - 6530 psi	Average value: 27.9 MPa Grade Count:49
	11.0 - 25.0 MPa <small>@Temperature -30.0 - 70.0 °C</small>	1600 - 3630 psi <small>@Temperature -22.0 - 158 °F</small>	Average value: 20.3 MPa Grade Count:1
Tensile Strength, Yield	13.0 - 200 MPa	1890 - 29000 psi	Average value: 26.2 MPa Grade Count:87
	6.89476 - 30.0 MPa <small>@Temperature -30.0 - 70.0 °C</small>	1000.00 - 4350 psi <small>@Temperature -22.0 - 158 °F</small>	Average value: 20.6 MPa Grade Count:1
Elongation at Break	3.00 - 2200 %	3.00 - 2200 %	Average value: 670 % Grade Count:98
	200 - 500 % <small>@Temperature -30.0 - 70.0 °C</small>	200 - 500 % <small>@Temperature -22.0 - 158 °F</small>	Average value: 367 % Grade Count:1
Elongation at Yield	8.00 - 14.0 %	8.00 - 14.0 %	Average value: 10.5 % Grade Count:8
	4.00 - 9.00 % <small>@Temperature -30.0 - 70.0 °C</small>	4.00 - 9.00 % <small>@Temperature -22.0 - 158 °F</small>	Average value: 5.67 % Grade Count:1
Modulus of Elasticity	0.800 - 1.00 GPa	116 - 145 ksi	Average value: 0.882 GPa Grade Count:6
Flexural Modulus	0.500 - 4.83 GPa	72.5 - 700 ksi	Average value: 1.19 GPa Grade Count:63
Flexural Yield Strength	28.3 - 91.0 MPa	4100 - 13200 psi	Average value: 62.5 MPa Grade Count:5
Secant Modulus	0.531 - 1.47 GPa	77.0 - 213 ksi	Average value: 0.960 GPa Grade Count:8
Tensile Impact Strength	80.0 - 480 kJ/m ²	38.1 - 228 ft-lb/in ²	Average value: 243 kJ/m ² Grade Count:7
Tensile Impact	68.3 - 152 J/cm	128 - 285 ft-lb/in	Average value: 91.6 J/cm Grade Count:8
Coefficient of Friction	0.200 - 0.280	0.200 - 0.280	Average value: 0.227 Grade Count:3
Tear Strength Test	17.0 - 29.4	17.0 - 29.4	Average value: 21.6 Grade Count:11
Izod Impact, Notched	0.200 - 7.50 J/cm	0.375 - 14.1 ft-lb/in	Average value: 2.22 J/cm Grade Count:27
	0.700 - 1.10 J/cm <small>@Temperature -40.0 - -40.0 °C</small>	1.31 - 2.06 ft-lb/in <small>@Temperature -40.0 - -40.0 °F</small>	Average value: 0.900 J/cm Grade Count:2
Hydrostatic Design Basis	5.50 - 11.0 MPa	798 - 1600 psi	Average value: 8.81 MPa Grade Count:3
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	10000 - 1.00e+20 ohm-cm	10000 - 1.00e+20 ohm-cm	Average value: 6.13e+18 ohm-cm Grade Count:17
Surface Resistance	10000 - 1.00e+17 ohm	10000 - 1.00e+17 ohm	Average value: 3.33e+16 ohm Grade Count:3
Dielectric Constant	2.05 - 2.64	2.05 - 2.64	Average value: 2.34 Grade Count:17
Dielectric Strength	11.8 - 45.0 kV/mm	300 - 1140 kV/in	Average value: 22.4 kV/mm Grade Count:10
Dissipation Factor	0.0000200 - 0.000500	0.0000200 - 0.000500	Average value: 0.000141 Grade Count:16

Nylamid.




Overview of materials for Nylon 46, Unreinforced

Categories: [Polymer](#); [Thermoplastic](#); [Nylon](#); [Nylon 46](#); [Nylon 46, Unreinforced](#)

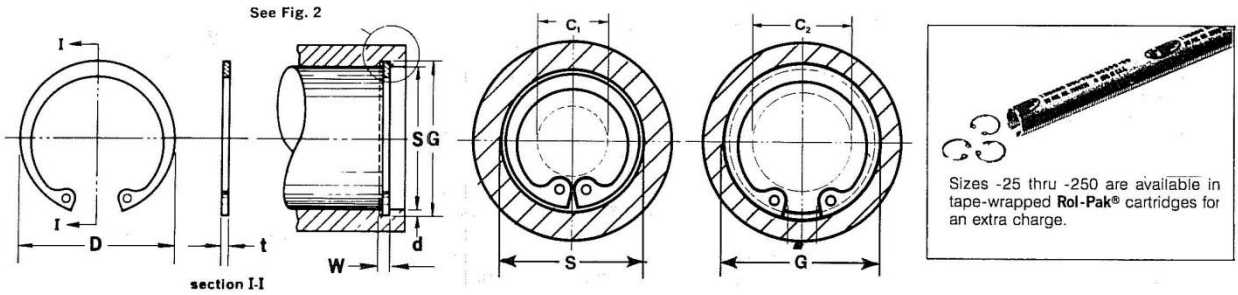
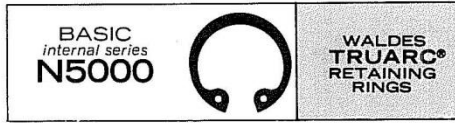
Material Notes: This property data is a summary of similar materials in the MatWeb database for the category "Nylon 46, Unreinforced". Each property range of values reported is minimum and maximum values of appropriate MatWeb entries. The comments report the average value, and number of data points used 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: [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	1.10 - 2.06 g/cc	0.0397 - 0.0744 lb/in ³	Average value: 1.23 g/cc Grade Count:37
Water Absorption	0.100 - 13.5 %	0.100 - 13.5 %	Average value: 8.05 % Grade Count:19
Moisture Absorption at Equilibrium	2.60 - 3.70 %	2.60 - 3.70 %	Average value: 3.35 % Grade Count:19
Water Absorption at Saturation	7.00 - 14.0 %	7.00 - 14.0 %	Average value: 10.2 % Grade Count:3
Viscosity Test	175 - 220 cm ² /g	175 - 220 cm ² /g	Average value: 187 cm ² /g Grade Count:7
Linear Mold Shrinkage	0.00330 - 0.0240 cm/cm	0.00330 - 0.0240 in/in	Average value: 0.0188 cm/cm Grade Count:22
Linear Mold Shrinkage, Transverse	0.0200 cm/cm	0.0200 in/in	Average value: 0.0200 cm/cm Grade Count:7
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Rockwell R	90.0 - 100	90.0 - 100	Average value: 95.0 Grade Count:4
Tensile Strength, Ultimate	65.0 - 197 MPa	9430 - 28500 psi	Average value: 107 MPa Grade Count:5
Tensile Strength, Yield	45.0 - 106 MPa	6530 - 15400 psi	Average value: 74.5 MPa Grade Count:30
Elongation at Break	2.00 - 280 %	2.00 - 280 %	Average value: 44.0 % Grade Count:24
Elongation at Yield	5.00 - 55.0 %	5.00 - 55.0 %	Average value: 26.8 % Grade Count:26
Modulus of Elasticity	0.600 - 12.1 GPa	87.0 - 1750 ksi	Average value: 2.51 GPa Grade Count:32
Flexural Modulus	2.48 - 11.4 GPa	360 - 1650 ksi	Average value: 4.72 GPa Grade Count:9
Flexural Yield Strength	103 - 283 MPa	15000 - 41000 psi	Average value: 140 MPa Grade Count:9
Izod Impact, Unnotched	4.27 - 5340 J/cm	8.00 - 10000 ft-lb/in	Average value: 8.81 J/cm Grade Count:4
Charpy Impact Unnotched	9.00 J/cm ² - NB	42.8 ft-lb/in ² - NB	Average value: 9.50 J/cm ² Grade Count:22
 10.0 J/cm ² - NB	@Temperature -30.0 - -30.0 °C	@Temperature -22.0 - -22.0 °F	Average value: 11.3 J/cm ² Grade Count:20
Charpy Impact, Notched	0.500 - 1000 J/cm ²	2.38 - 4760 ft-lb/in ²	Average value: 3.50 J/cm ² Grade Count:27
 0.400 - 3.00 J/cm ²	@Temperature -30.0 - -30.0 °C	@Temperature -22.0 - -22.0 °F	Average value: 1.34 J/cm ² Grade Count:20
Tensile Creep Modulus, 1000 hours	500 - 850 MPa	72500 - 123000 psi	Average value: 570 MPa Grade Count:5
Izod Impact, Notched	0.320 - 0.801 J/cm	0.600 - 1.50 ft-lb/in	Average value: 0.651 J/cm Grade Count:8
 0.74746 - 0.74746 J/cm	@Temperature -40.0 - -40.0 °C	@Temperature -40.0 - -40.0 °F	Average value: 0.747 J/cm Grade Count:2
	0.74746 - 0.74746 J/cm	1.4003 - 1.4003 ft-lb/in	Average value: 0.747 J/cm Grade Count:2
	@Thickness 3.17 - 3.17 mm	@Thickness 0.125 - 0.125 in	
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	1000 - 1.00e+15 ohm-cm	1000 - 1.00e+15 ohm-cm	Average value: 2.30e+14 ohm-cm Grade Count:28
Surface Resistance	1.00e+6 - 1.00e+14 ohm	1.00e+6 - 1.00e+14 ohm	Average value: 2.00e+13 ohm Grade Count:8
Dielectric Constant	3.20 - 22.0	3.20 - 22.0	Average value: 7.12 Grade Count:10
Dielectric Strength	15.0 - 30.0 kV/mm	381 - 762 kV/in	Average value: 21.0 kV/mm Grade Count:22
Dissipation Factor	0.000500 - 0.0870	0.000500 - 0.0870	Average value: 0.0194 Grade Count:9
Comparative Tracking Index	325 - 600 V	325 - 600 V	Average value: 438 V Grade Count:23
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	36.0 - 160 μm/m-°C	20.0 - 88.9 μin/in-°F	Average value: 86.6 μm/m-°C Grade Count:22
CTE, linear, Transverse to Flow	90.0 - 180 μm/m-°C	50.0 - 100 μin/in-°F	Average value: 112 μm/m-°C Grade Count:13
Thermal Conductivity	0.300 - 0.980 W/m-K	2.08 - 6.80 BTU-in/hr-ft ² -°F	Average value: 0.471 W/m-K Grade Count:4
Melting Point	290 - 295 °C	554 - 563 °F	Average value: 295 °C Grade Count:29
Maximum Service Temperature, Air	130 - 280 °C	266 - 536 °F	Average value: 166 °C Grade Count:4
Deflection Temperature at 0.46 MPa (66 psi)	200 - 291 °C	392 - 555 °F	Average value: 263 °C Grade Count:12
Deflection Temperature at 1.8 MPa (264 psi)	90.0 - 285 °C	194 - 545 °F	Average value: 178 °C Grade Count:24
Vicat Softening Point	250 - 290 °C	482 - 554 °F	Average value: 283 °C Grade Count:7
Glass Transition Temp, Tg	75.0 °C	167 °F	Average value: 75.0 °C Grade Count:8
Flammability, UL94	HB - V-0	HB - V-0	Grade Count:15
Oxygen Index	24.0 - 29.0 %	24.0 - 29.0 %	Average value: 26.8 % Grade Count:5
Processing Properties	Metric	English	Comments
Processing Temperature	274 - 321 °C	525 - 610 °F	Average value: 300 °C Grade Count:3

Seguro omega.



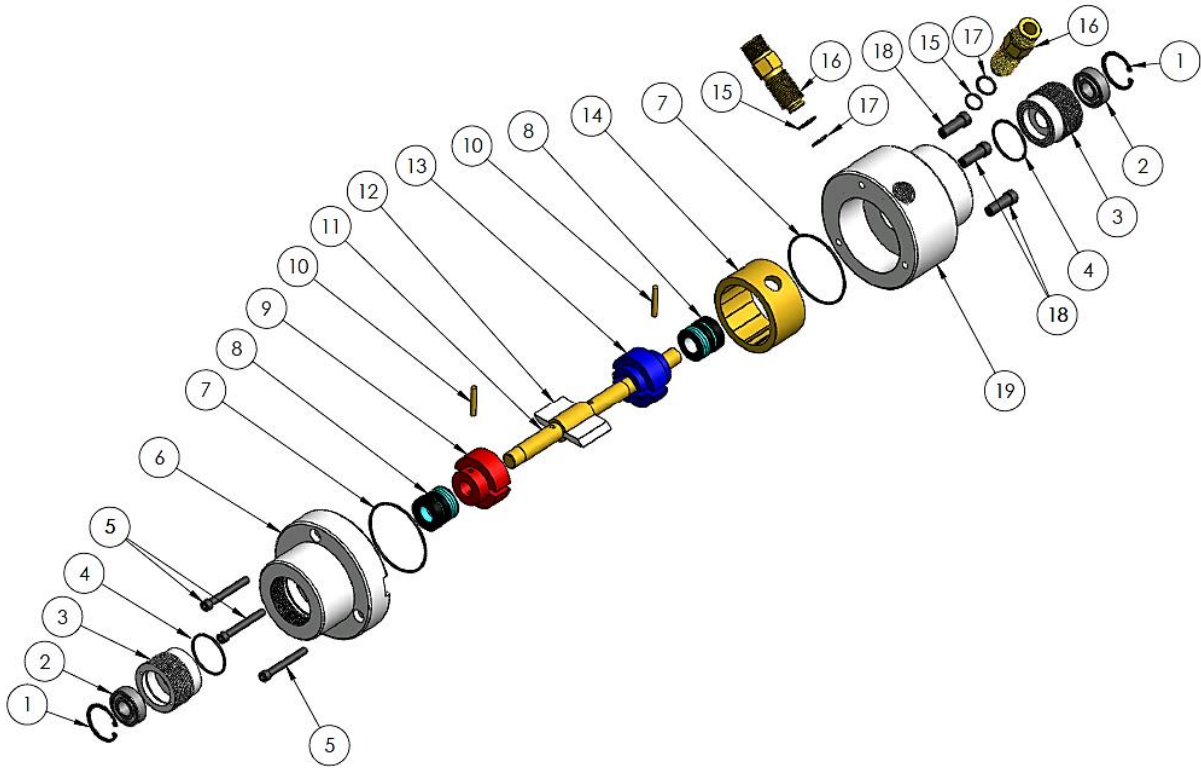
HOUSING DIA.			INTERNAL SERIES N5000	TRUARC RING DIMENSIONS					GROOVE DIMENSIONS				APPLICATION DATA				
Dec. equiv. inch	Approx. fract. equiv. inch	Approx. mm.		FREE DIA.		THICKNESS		Approx. weight per 1000 pieces	DIAMETER		WIDTH		Nominal groove depth	CLEARANCE DIAMETER		ALLOW. THRUST LOAD (lbs.)	
				S	S	t	tol.		G	tol.	W	tol.		When sprung into housing S	When sprung into groove G	RINGS (Standard material)	GROOVES (Cold rolled steel bores and housings)
MIL-R-21248 MS 16625				D	tol.	t	tol.	lbs.	G	tol.	W	tol.	d	C ₁	C ₂	P _r	P _r
.250	$\frac{1}{16}$	6.4	N5000-25	.280		.015		.08	.268	$\pm .001$.020	+.002	.009	.115	.133	420	190
.312	$\frac{1}{8}$	7.9	N5000-31	.346		.015		.11	.330	$\pm .0015$.020	-.000	.009	.173	.191	530	240
.375	$\frac{3}{16}$	9.5	N5000-37	.415		.025		.25	.397	$\pm .002$.029		.011	.204	.226	1050	350
.438	$\frac{1}{4}$	11.1	N5000-43	.482		.025		.37	.461	.002	.029		.012	.23	.254	1220	440
.453	$\frac{7}{16}$	11.5	N5000-45	.498		.025		.43	.477	T.I.R.	.029		.012	.25	.274	1280	460
.500	$\frac{1}{2}$	12.7	N5000-50	.548	+.010	.035		.70	.530		.039		.015	.26	.29	1980	510
.512	—	13.0	N5000-51	.560	-.005	.035		.77	.542		.039		.015	.27	.30	2030	520
.562	$\frac{9}{16}$	14.3	N5000-56	.620		.035		.86	.596	$\pm .002$.039		.017	.275	.305	2220	710
.625	$\frac{5}{8}$	15.9	N5000-62	.694		.035		1.0	.665	T.I.R.	.039		.020	.34	.38	2470	1050
.688	$\frac{11}{16}$	17.5	N5000-68	.763		.035		1.2	.732		.039	+.003	.022	.40	.44	2700	1280
.750	$\frac{3}{4}$	19.0	N5000-75	.831		.035		1.3	.796		.039	-.000	.023	.45	.49	3000	1460
.777	—	19.7	N5000-77	.859		.042		1.7	.825		.046		.024	.475	.52	4550	1580
.812	$\frac{5}{8}$	20.6	N5000-81	.901		.042		1.9	.862		.046		.025	.49	.54	4800	1710
.866	—	22.0	N5000-86	.961		.042		2.0	.920		.046		.027	.54	.59	5100	1980
.875	$\frac{7}{8}$	22.2	N5000-87	.971		.042		2.1	.931	$\pm .003$.046		.028	.545	.60	5150	2080
.901	—	22.9	N5000-90	1.000	+.015	.042	$\pm .002$	2.2	.959	.004	.046		.029	.565	.62	5350	2200
.938	$\frac{15}{16}$	23.8	N5000-93	1.041	-.010	.042		2.4	1.000	T.I.R.	.046		.031	.61	.67	5600	2450
1.000	1	25.4	N5000-100	1.111		.042		2.7	1.066		.046		.033	.665	.73	5950	2800
1.023	—	26.0	N5000-102	1.136		.042		2.8	1.091		.046		.034	.69	.755	6050	3000
1.062	$1\frac{1}{16}$	27.0	N5000-106	1.180		.050		3.7	1.130		.056		.034	.685	.75	7450	3050
1.125	$1\frac{1}{8}$	28.6	N5000-112	1.249		.050		4.0	1.197		.056		.036	.745	.815	7900	3400
1.181	—	30.0	N5000-118	1.319		.050		4.3	1.255		.056		.037	.79	.86	8400	3700
1.188	$1\frac{3}{16}$	30.2	N5000-118	1.319		.050		4.3	1.262		.056		.037	.80	.87	8400	3700
1.250	$1\frac{1}{4}$	31.7	N5000-125	1.388		.050		4.8	1.330		.056		.040	.875	.955	8800	4250
1.259	—	32.0	N5000-125	1.388		.050		4.8	1.339		.056		.040	.885	.965	8800	4250
1.312	$1\frac{5}{16}$	33.3	N5000-131	1.456	+.025	.050		5.0	1.396		.056		.042	.93	1.01	9300	4700
1.375	$1\frac{3}{8}$	34.9	N5000-137	1.526	-.020	.050		5.1	1.461	$\pm .004$.056		.043	.99	1.07	9700	5050
1.378	—	35.0	N5000-137	1.526		.050		5.1	1.464	.005	.056	+.004	.043	.99	1.07	9700	5050
1.438	$1\frac{7}{16}$	36.5	N5000-143	1.596		.050		5.8	1.528	T.I.R.	.056		.045	1.06	1.15	10200	5500
1.456	—	37.0	N5000-145	1.616		.050		6.4	1.548		.056		.046	1.08	1.17	10300	5700
1.500	$1\frac{1}{2}$	38.1	N5000-150	1.660		.050		6.5	1.594		.056		.047	1.12	1.21	10550	6000
1.562	$1\frac{5}{8}$	39.7	N5000-156	1.734		.062		8.9	1.658		.068		.048	1.14	1.23	13700	6350
1.575	—	40.0	N5000-156	1.734		.062		8.9	1.671	$\pm .005$.068		.048	1.15	1.24	13700	6350
1.625	$1\frac{3}{4}$	41.3	N5000-162	1.804		.062	$\pm .003$	10.0	1.725	.005	.068		.050	1.15	1.25	14200	6900
1.653	—	42.0	N5000-165	1.835		.062		10.4	1.755	T.I.R.	.068		.051	1.17	1.27	14500	7200
1.688	$1\frac{7}{8}$	42.9	N5000-168	1.874		.062		10.8	1.792		.068		.052	1.23	1.33	14800	7450

Orings.

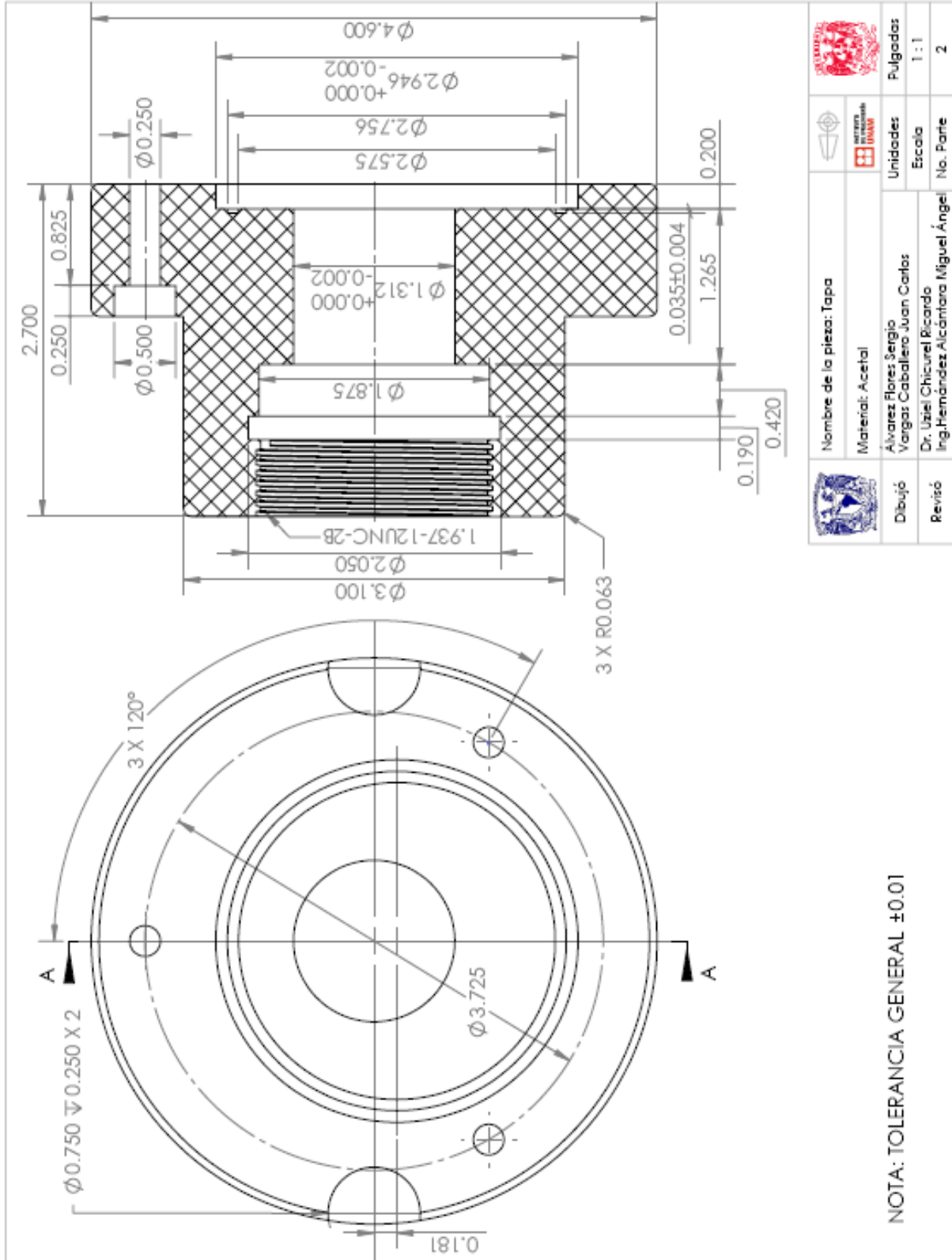
Los O-Rings Parker - Serie 2- y 3- Medidas

Serie 2-XXX						2						3					
0.070" ± 0.003 * PULG.						0.103" ± 0.003 * PULG.						0.139" ± 0.004 * PULG.					
1,78 ± 0,08 * M.M.						2,62 ± 0,08 * M.M.						3,53 ± 0,10 * M.M.					
Numero Parker	Pulg. M.M. Exactas		Nominales (Pulgadas)			Numero Parker	Pulg. M.M. Exactas		Nominales (Pulgadas)			Numero Parker	Pulg. M.M. Exactas		Nominales (Pulgadas)		
	D. I.	D. I.	D. I.	D. E.	W		D. I.	D. I.	D. I.	D. E.	W		D. I.	D. I.	D. I.	D. E.	W
2-001	0.029	0.74	1/32	3/32	1/32	2-102	0.049	1.34	1/16	1/4	3/32	2-201	0.171	4.34	3/16	7/16	1/8
2-002	0.042	1.07	3/64	9/64	3/64	2-103	0.081	2.08	3/32	9/32	3/32	2-202	0.231	5.94	1/4	1/2	1/8
2-003	0.056	1.42	1/16	3/16	1/16	2-104	0.112	2.84	1/8	5/16	3/32	2-203	0.296	7.52	5/16	9/16	1/8
2-004	0.070	1.78	5/64	13/64	1/16	2-105	0.143	3.63	5/32	11/32	3/32	2-204	0.359	9.12	3/8	5/8	1/8
2-005	0.101	2.57	3/32	7/32	1/16	2-106	0.174	4.42	3/16	3/8	3/32	2-205	0.421	10.69	7/16	11/16	1/8
2-006	0.114	2.90	1/8	1/4	1/16	2-107	0.206	5.23	7/32	13/32	3/32	2-206	0.484	12.29	1/2	3/4	1/8
2-007	0.145	3.68	5/32	9/32	1/16	2-108	0.237	6.02	1/4	7/16	3/32	2-207	0.546	13.87	9/16	13/16	1/8
2-008	0.176	4.47	3/16	5/16	1/16	2-109	0.299	7.59	5/16	1/2	3/32	2-208	0.609	15.47	5/8	7/8	1/8
2-009	0.206	5.28	7/32	11/32	1/16	2-110	0.362	9.19	3/8	9/16	3/32	2-209	0.671	17.04	11/16	15/16	1/8
2-010	0.239	6.07	1/4	3/8	1/16	2-111	0.424	10.77	7/16	5/8	3/32	2-210	0.734	18.64	3/4	1	1/8
2-011	0.301	7.65	5/16	7/16	1/16	2-112	0.487	12.37	1/2	11/16	3/32	2-211	0.796	20.22	13/16	1 1/16	1/8
2-012	0.364	9.25	3/8	1/2	1/16	2-113	0.549	13.94	9/16	3/4	3/32	2-212	0.859	21.82	7/8	1 1/8	1/8
2-013	0.426	10.82	7/16	9/16	1/16	2-114	0.612	15.54	5/8	13/16	3/32	2-213	0.921	23.39	15/16	1 3/16	1/8
2-014	0.489	12.42	1/2	5/8	1/16	2-115	0.674	17.12	11/16	7/8	3/32	2-214	0.984	24.99	1	1 1/4	1/8
2-015	0.551	14.00	9/16	11/16	1/16	2-116	0.737	18.72	3/4	15/16	3/32	2-215	1.046	26.57	1 1/16	1 5/8	1/8
2-016	0.614	15.60	5/8	3/4	1/16	2-117	0.799	20.30	13/16	1	3/32	2-216	1.109	28.17	1 1/8	1 3/8	1/8
2-017	0.676	17.17	11/16	13/16	1/16	2-118	0.862	21.89	7/8	1 1/16	3/32	2-217	1.171	29.74	1 3/16	1 7/8	1/8
2-018	0.739	18.77	3/4	7/8	1/16	2-119	0.924	23.47	15/16	1 1/8	3/32	2-218	1.234	31.34	1 1/4	1 1/2	1/8
2-019	0.801	20.35	13/16	15/16	1/16	2-120	0.987	25.07	1	1 3/16	3/32	2-219	1.296	32.92	1 5/16	1 9/16	1/8
2-020	0.864	21.95	7/8	1	1/16	2-121	1.049	26.64	1 1/16	1 1/4	3/32	2-220	1.359	34.52	1 3/8	1 5/8	1/8
2-021	0.926	23.52	15/16	1 1/16	1/16	2-122	1.112	28.22	1 1/8	1 5/16	3/32	2-221	1.421	36.09	1 7/16	1 11/16	1/8
2-022	0.989	25.12	1	1 1/8	1/16	2-123	1.174	29.82	1 3/16	1 3/8	3/32	2-222	1.484	37.69	1 1/2	1 3/4	1/8
2-023	1.051	26.70	1 1/16	1 3/8	1/16	2-124	1.237	31.42	1 1/4	1 7/16	3/32	2-223	1.546	40.87	1 5/8	1 7/8	1/8
2-024	1.114	28.30	1 1/8	1 1/4	1/16	2-125	1.299	32.99	1 5/16	1 1/2	3/32	2-224	1.609	44.04	1 3/4	2	1/8
2-025	1.176	29.87	1 3/16	1 5/16	1/16	2-126	1.362	34.59	1 3/8	1 9/16	3/32	2-225	1.671	47.22	2 1/8	2 1/8	1/8
2-026	1.239	31.47	1 1/4	1 3/8	1/16	2-127	1.424	36.17	1 7/16	1 5/8	3/32	2-226	1.734	50.39	2	2 1/4	1/8
2-027	1.301	33.05	1 5/16	1 7/16	1/16	2-128	1.487	37.77	1 1/2	1 11/16	3/32	2-227	1.796	53.57	2 1/8	2 3/8	1/8
2-028	1.364	34.65	1 3/8	1 1/2	1/16	2-129	1.549	39.34	1 9/16	1 3/4	3/32	2-228	1.859	56.76	2 1/4	2 1/2	1/8
2-029	1.426	36.25	1 1/2	1 5/8	1/16	2-130	1.612	40.94	1 5/8	1 13/16	3/32	2-229	1.921	59.92	2 3/8	2 5/8	1/8
2-030	1.489	37.82	1 5/8	1 3/4	1/16	2-131	1.674	42.52	1 11/16	1 7/8	3/32	2-230	1.984	63.09	2 1/2	2 3/4	1/8
2-031	1.551	39.40	1 3/4	1 7/8	1/16	2-132	1.737	44.12	1 3/4	1 15/16	3/32	2-231	2.046	66.27	2 5/8	2 7/8	1/8
2-032	1.614	41.00	1 7/8	2	1/16	2-133	1.799	45.69	1 3/16	2	3/32	2-232	2.109	69.44	2 3/4	3	1/8
2-033	1.676	42.57	2	2 1/8	1/16	2-134	1.862	47.29	1 7/8	2 1/8	3/32	2-233	2.171	72.62	2 7/8	3 1/8	1/8
2-034	1.739	44.17	2 1/8	2 1/4	1/16	2-135	1.924	48.87	1 5/16	2 1/8	3/32	2-234	2.234	75.79	3	3 1/4	1/8
2-035	1.801	45.75	2 1/4	2 3/8	1/16	2-136	1.987	50.47	2	2 3/16	3/32	2-235	2.296	78.97	3 1/8	3 3/8	1/8
2-036	1.864	47.35	2 3/8	2 1/2	1/16	2-137	2.050	52.07	2 1/16	2 1/4	3/32	2-236	2.359	82.14	3 1/4	3 1/2	1/8
2-037	1.926	48.95	2 1/2	2 5/8	1/16	2-138	2.112	53.64	2 1/8	2 5/16	3/32	2-237	2.421	85.32	3 3/8	3 5/8	1/8
2-038	1.989	50.52	2 5/8	2 3/4	1/16	2-139	2.175	55.25	2 3/16	2 3/8	3/32	2-238	2.484	88.49	3 1/2	3 3/4	1/8
2-039	2.051	52.10	3	2 7/8	1/16	2-140	2.237	56.82	2 1/4	2 7/16	3/32	2-239	2.546	91.67	3 5/8	3 7/8	1/8
2-040	2.114	53.70	2 7/8	3	1/16	2-141	2.300	58.42	2 5/16	2 1/2	3/32	2-240	2.609	94.84	3 3/4	4	1/8
2-041	2.176	55.27	3	3 1/8	1/16	2-142	2.362	59.99	2 3/8	2 9/16	3/32	2-241	2.671	98.02	3 7/8	4 1/8	1/8
2-042	2.239	56.87	3 1/4	3 3/8	1/16	2-143	2.425	61.60	2 7/16	2 5/8	3/32	2-242	2.734	101.19	4	4 1/4	1/8
2-043	2.301	58.45	3 1/2	3 5/8	1/16	2-144	2.487	63.17	2 1/2	2 11/16	3/32	2-243	2.796	104.37	4 1/8	4 3/8	1/8
2-044	2.364	60.05	3 3/4	3 7/8	1/16	2-145	2.550	64.77	2 9/16	2 3/4	3/32	2-244	2.859	107.54	4 1/4	4 1/2	1/8
2-045	2.426	61.65	4	4 1/8	1/16	2-146	2.612	66.34	2 5/8	2 13/16	3/32	2-245	2.921	110.72	4 3/8	4 5/8	1/8
2-046	2.489	63.25	4 1/4	4 3/8	1/16	2-147	2.675	67.95	2 11/16	2 7/8	3/32	2-246	2.984	113.89	4 1/2	4 3/4	1/8
2-047	2.551	64.85	4 1/2	4 5/8	1/16	2-148	2.737	69.52	2 3/4	2 15/16	3/32	2-247	3.046	117.07	4 5/8	4 7/8	1/8
2-048	2.614	66.45	4 3/4	4 7/8	1/16	2-149	2.800	71.12	2 3/16	3	3/32	2-248	3.109	120.24	4 3/4	5	1/8
2-049	2.676	68.05	5	5 1/8	1/16	2-150	2.862	72.69	2 7/8	3 1/16	3/32	2-249	3.171	123.42	4 7/8	5 1/8	1/8
2-050	2.739	69.65	5 1/4	5 3/8	1/16	2-151	2.925	74.27	3	3 3/16	3/32	2-250	3.234	126.59	5	5 1/4	1/8
2-051	2.801	71.25	5 1/2	5 5/8	1/16	2-152	2.987	75.87	3 1/4	3 7/16	3/32	2-251	3.296	129.77	5 1/8	5 3/8	1/8
2-052	2.864	72.85	5 3/4	5 7/8	1/16	2-153	3.050	77.47	3 1/2	3 11/16	3/32	2-252	3.359	132.94	5 1/4	5 1/2	1/8
2-053	2.926	74.45	5 3/8	6	1/16	2-154	3.112	79.07	3 3/4	3 15/16	3/32	2-253	3.421	136.12	5 3/8	5 5/8	1/8
2-054	2.989	76.05	5 1/2	6 1/8	1/16	2-155	3.175	80.67	4	4 1/16	3/32	2-254	3.484	139.29	5 1/2	5 3/4	1/8
2-055	3.051	77.65	5 3/4	6 3/8	1/16	2-156	3.237	82.27	4 1/4	4 1/16	3/32	2-255	3.546	142.47	5 5/8	5 7/8	1/8
2-056	3.114	79.25	5 3/8	6 1/2	1/16	2-157	3.300	83.87	4 1/2	4 1/16	3/32	2-256	3.609	145.64	5 3/4	6	1/8
2-057	3.176	80.85	5 1/2	6 3/8	1/16	2-158	3.362	85.47	4 3/4	4 1/16	3/32	2-257	3.671	148.82	5 7/8	6 1/8	1/8
2-058	3.239	82.45	5 3/4	6 5/8	1/16	2-159	3.425	87.07	5	4 3/16	3/32	2-258	3.734	151.99	6	6 1/4	1/8
2-059	3.301	84.05	5 3/4	6 7/8	1/16	2-160	3.487	88.67	5 1/4	4 3/16	3/32	2-259	3.796	155.17	6 1/4	6 1/2	1/8
2-060	3.364	85.65	5 3/4	7	1/16	2-161	3.550	90.27	5 1/2	4 3/16	3/32	2-260	3.859	158.34	6 1/4	6 1/2	1/8
2-061	3.426	87.25	5 3/4	7 1/8	1/16	2-162	3.612	91.87	5 3/8	4 3/16	3/32	2-261	3.921	161.52	6 1/2	6 3/4	1/8
2-062	3.489	88.85	5 3/4	7 1/4	1/16	2-163	3.675	93.47	5 1/2	4 3/16	3/32	2-262	3.984	164.69	6 1/2	6 3/4	1/8
2-063	3.551	90.45	5 3/4	7 1/2	1/16	2-164	3.737	95.07	5 3/4	4 3/16	3/32	2-263	4.046	167.87	6 1/2	6 3/4	1/8
2-064	3.614	92.05	5 3/4	7 3/8	1/16	2-165	3.800	96.67	5 3/4	4 3/16	3/32	2-264	4.109	171.04	6 1/2	6 3/4	1/8
2-065	3.676	93.65	5 3/4	7 1/2	1/16	2-166	3.862	98.27	5 3/4	4 3/16	3/32	2-265	4.171	174.22	6 1/2	6 3/4	1/8
2-066	3.739	95.25	5 3/4	7 1/2	1/16	2-167	3.925	99.87	5 3/4	4 3/16	3/32	2-266	4.234	177.39	6 1/2	6 3/4	1/8

Apéndice E. Vista explosionada de la bomba monopaleta.

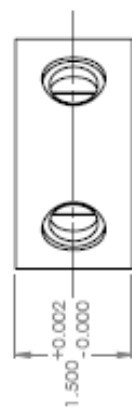
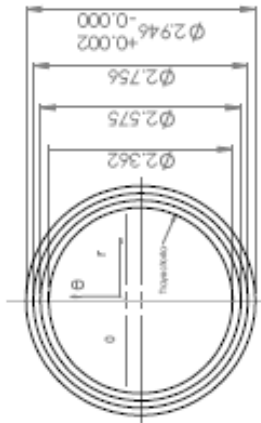
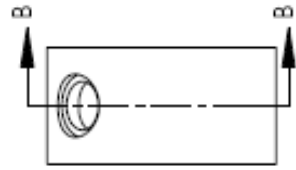
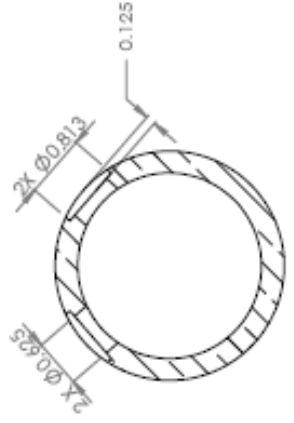


Lista de componentes		
No. Parte	Nombre	Cantidad
1	Seguro Omega de 1 3/8"	2
2	Rodamiento 6202	2
3	Portasello	2
4	Arosello (Oring) de 1/16" x 1 1/2"	2
5	Tornillo cabeza Allen 1/4" x 2"	3
6	Tapa	1
7	Arosello (Oring) de 1/16" x 2 9/16"	2
8	Sello Mecánico de 5/8"	2
9	Perno de sujeción	2
10	Rotor Hembra	1
11	Eje	1
12	Paleta	1
13	Rotor Macho	1
14	Anillo	1
15	Arosello (Oring) de 1/16" x 7/16"	2
16	Conector	2
17	Arosello (Oring) de 1/16" x 5/8"	2
18	Casquillo	3
19	Carcaza	1

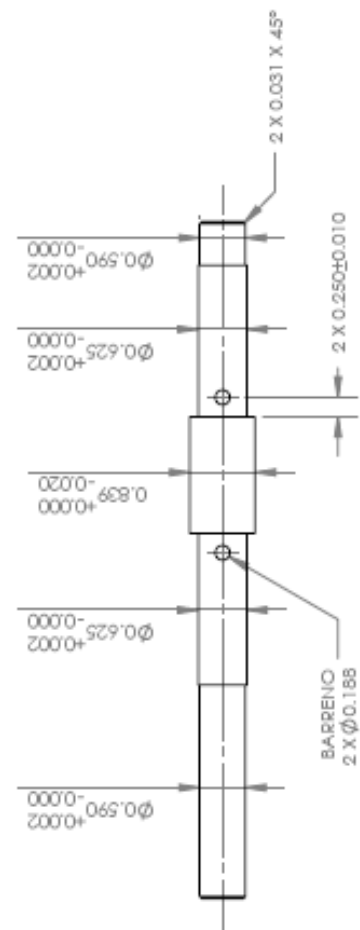
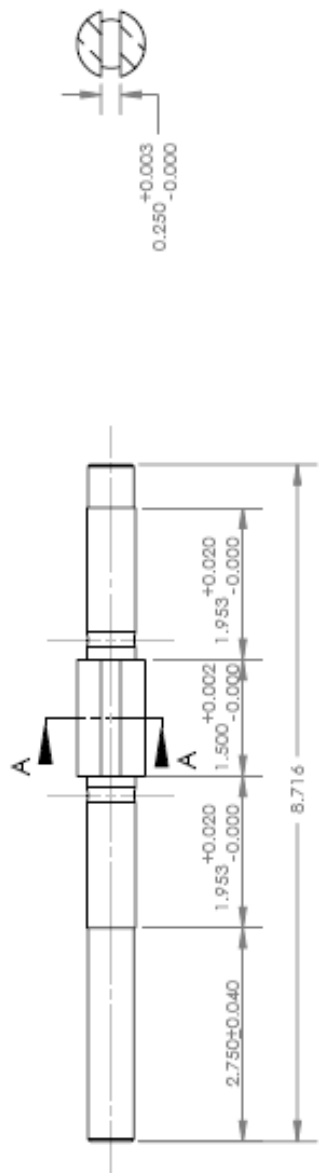


NOTA: TOLERANCIA GENERAL ± 0.01

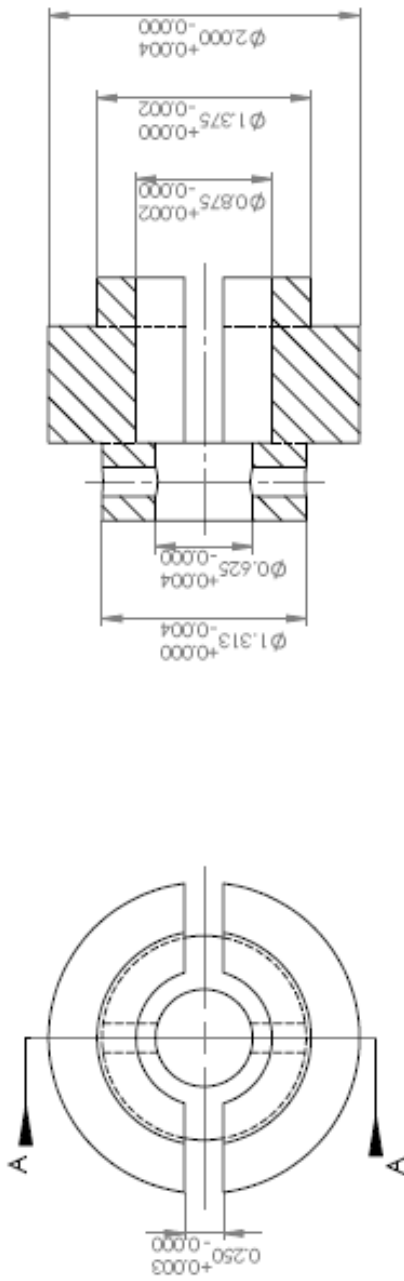
PARÁMETROS DE TRAYECTORIA	
r (pulg)	θ
$r=1.000$	$70^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$
$r=0.181(1-\cos\theta)+1$	$101^\circ \leq \theta \leq 250^\circ$
$r=1.362$	$251^\circ \leq \theta \leq 290^\circ$
$r=0.181(1-\cos\theta)+1$	$291^\circ \leq \theta \leq 69^\circ$



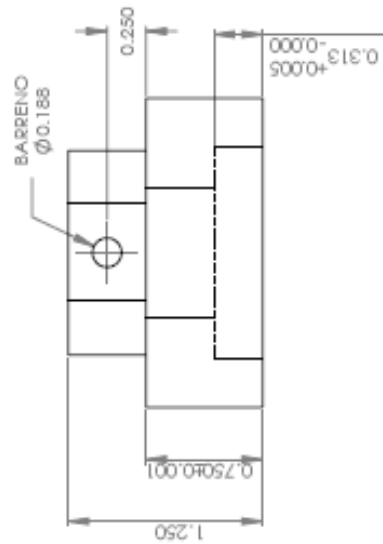
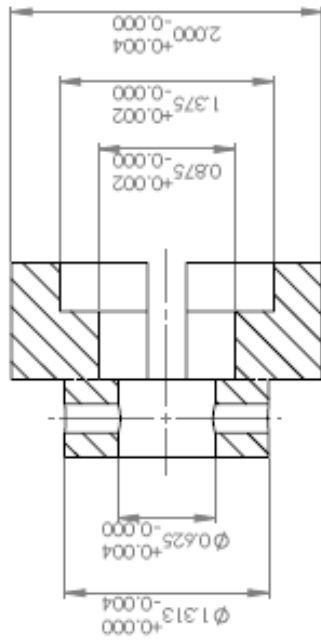
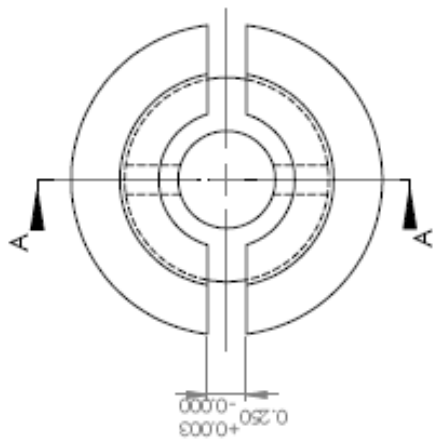
	Nombre de la pieza: Anillo		
	Material: Latón	Unidades	Pulgadas
Dibujó	Alvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Escala	1 : 2
Revisó	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	No. Parte	3







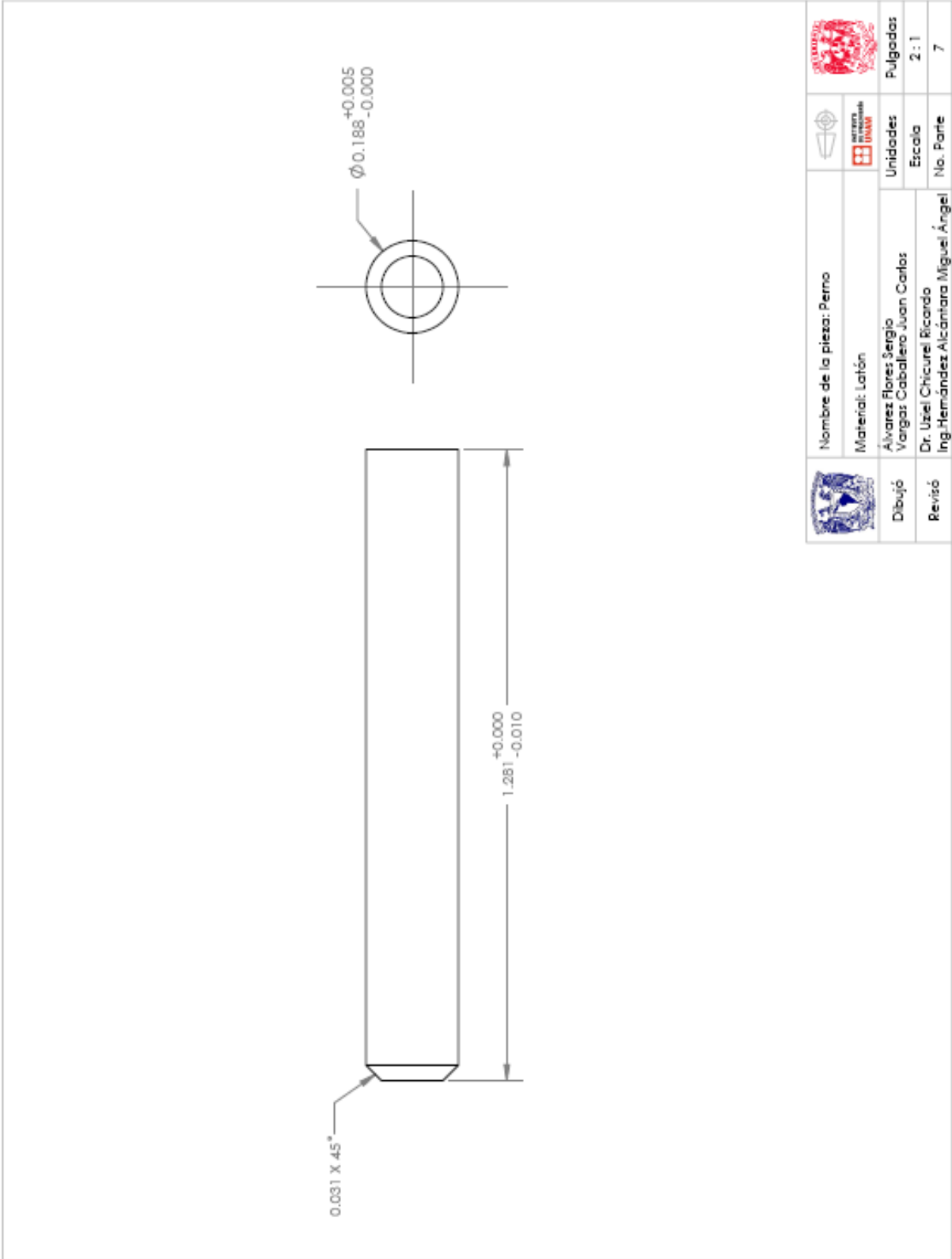
	Nombre de la pieza: Recha		
	Material: Latón		
	Álvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Unidades	Fulgadas
	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	Escala	1 : 2
	Revisó	No. Parte	4



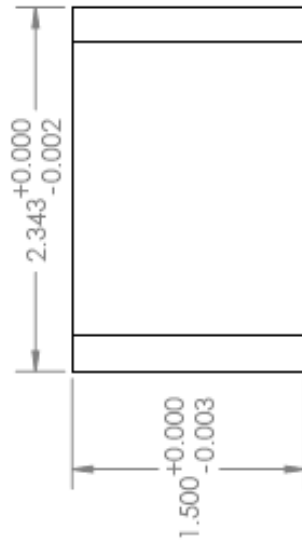
	Nombre de la pieza: Rotor Macho	
	Materia: Acetal	
	Dibujó: Alvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Unidades: Escala 1 : 1
	Revisó: Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	No. Parte: 5



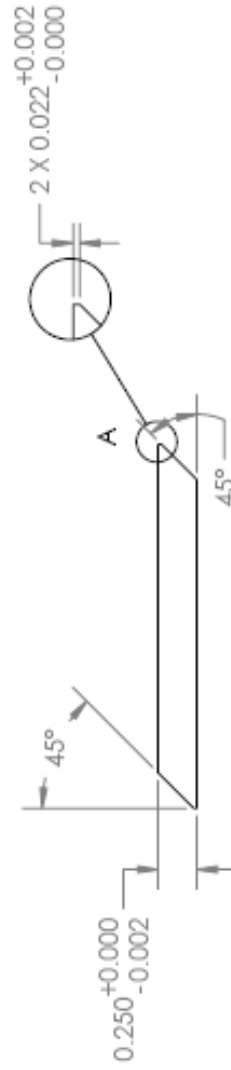
	Nombre de la pieza: Rotor Hembra	
	Materia: Acetal	
Dibujó	Alvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Unidades
Revisó	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	Escala
		No. Parte
		Pulgadas
		1 : 1
		6



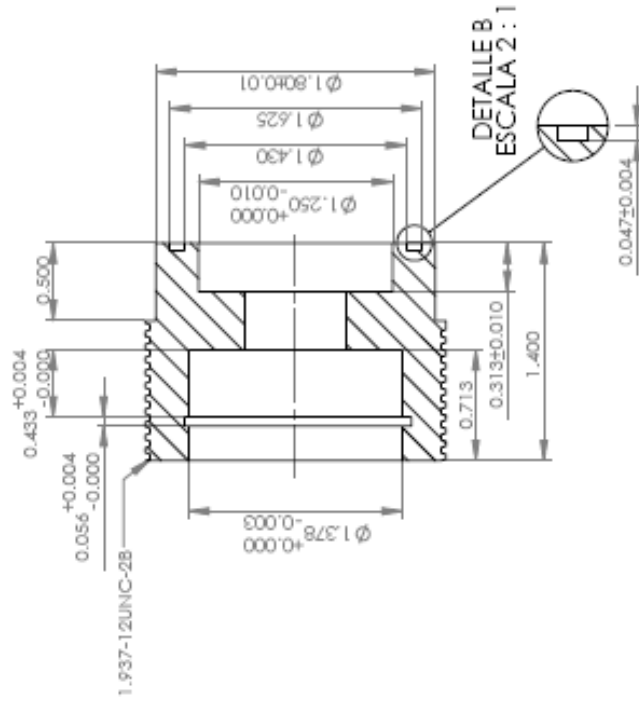
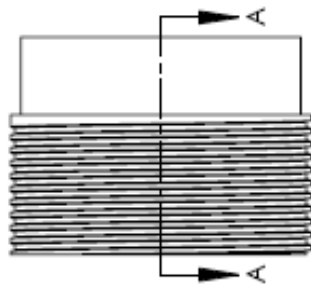
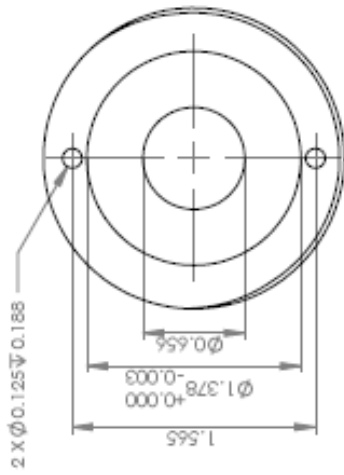
	Nombre de la pieza: Perno		
	Material: Latón		
Dibujó	Alvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Unidades	Pulgadas
Revisó	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	Escala	2 : 1
		No. Parte	7



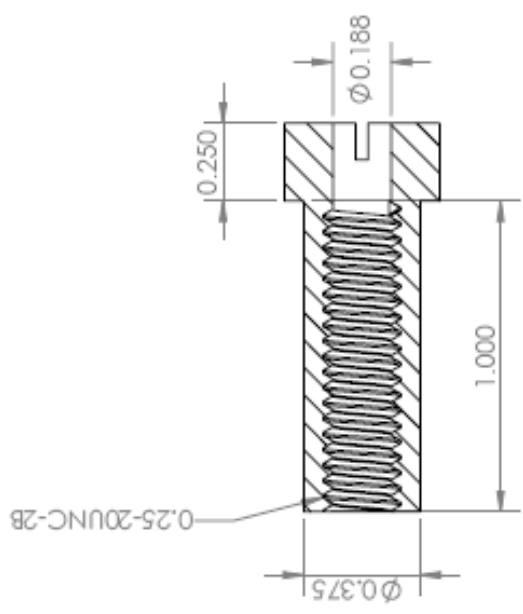
DETALLE A
ESCALA 2 : 1



	Nombre de la pieza: Paleta		
	Material: Polietileno de Alta Densidad		Unidades Pulgadas
Dibujó	Álvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Escala	1 : 1
Revisó	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcantara Miguel Ángel	No. Parte	8

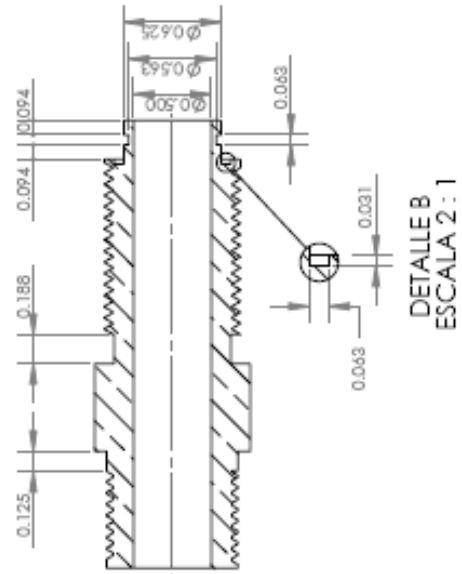
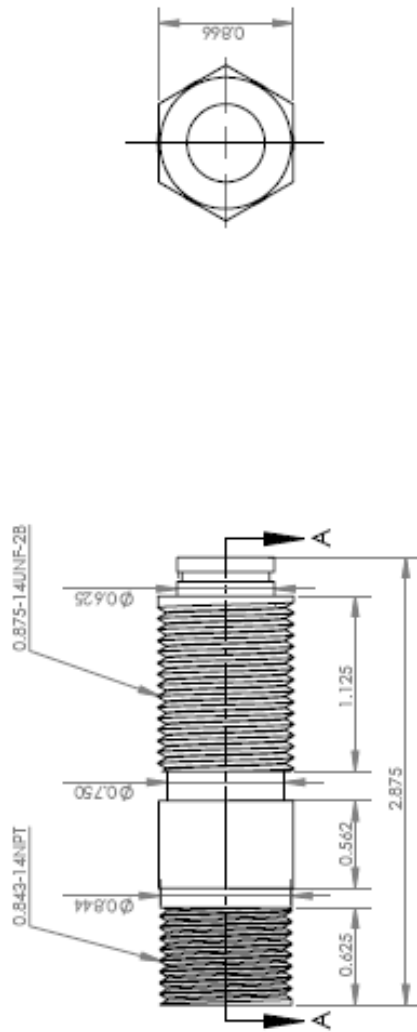





	Nombre de la pieza: Portazello		
	Material: Acetal		
	Álvarez Flores Sergio	Unidades	Fulgadas
	Vargas Caballero Juan Carlos	Escala	1 : 1
	Dr. Uziel Chicurel Ricardo	No. Parte	9
	Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel		



NOTA: TOLERANCIA GENERAL ± 0.01

	Nombre de la pieza: Casquillo de sujeción		
	Material: Acero 1018	Unidades	Pulgadas
Dibujó	Álvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Escala	2 : 1
Revisó	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	No. Parte	13



	Nombre de la pieza: Conector	
	Material: Latón	
Dibujó	Álvarez Flores Sergio Vargas Caballero Juan Carlos	Unidades
Revisó	Dr. Uziel Chicurel Ricardo Ing. Hernández Alcántara Miguel Ángel	Escala
		No. Parte
		Pulgadas
		1 : 1
		15

REFERENCIAS.

1. Bertoline, *Dibujo en ingeniería y comunicación gráfica*, México, Mc Graw Hill.
2. Claudio Mataix, *Turbomáquinas térmicas*, España, Limusa, 2000, tercera edición, pp. 1-8.
3. Claudio Mataix, *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas*, México, Alfaomega, 2006, segunda edición.
4. Donal R. Askeland, Pradeep P. Phulé, *Ciencia e ingeniería de los materiales*, México, Thomson, 2004, Cuarta edición.
5. Edwin J. Purcel, Varberg, Rigdon, *Cálculo*, México, Prentice Hall, 2001, octava edición, pp.
6. Francisco J. Pancorbo Floristán, *Latones y zamak para componentes en contacto con el agua potable*.
7. Frank M. White, *Mecánica de fluidos*, México, Mc Graw Hill, 2004, quinta edición.
8. Groover Mikell P., *Fundamentos de manufactura moderna*, México, Prentice Hall, 1997.
9. Igor J. Karassik, Roy Carter, *Bombas centrifugas, selección, operación y mantenimiento*, México, Cecsca, 1980, primera edición.
10. James B. Rishel, *Water pumps and pumping systems, water/ wastewater treatment applications*, USA, Mc Graw Hill, 2002.
11. Jorge L. Pineda C., (2009), *Diseño y manufactura del prototipo de una bomba monopaleta*, Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México.
12. José M. Auria Apilluelo, *Dibujo industrial, conjuntos y despieces*, España, Paraminfo, 2000.
13. Kalpakjian Serope, *Manufactura, ingeniería y tecnología*, México, Pearson Education, 2002.

-
14. Lawrence H. Van Vlack, *Materiales para ingeniería*, México, Compañía editorial continental, 1999, p. 482.
 15. Manuel Polo Encinas, M.C, *Turbomáquinas hidráulicas, Principios fundamentales*, México, Limusa, 1980, segunda edición, p.34.
 16. Manuel Viejo Zubicaray, *Bombas, Teoría, diseño y aplicaciones*, México, Limusa, 2000, segunda edición, p. 100.
 17. Michael Volk, P.E., *Pump characteristics and applications*, USA, Taylor & Francis, 2005, second edition, pp. 1-42.
 18. Myer Kutz, *Handbook of Materials Selection*, United States of America, John Wiley & Sons, Inc, 2001.
 19. Ricardo Chicurel Uziel, “*Single vane pumping mechanism*”, National University of Mexico, México DF, Proc.12th IFToMM World Congress, Bésançon, France, 2007.
 20. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México, Mc Graw Hill, 2008, octava edición.
 21. Russell C. Hibbeler, *Mecánica para ingenieros, estática*, México, Cecsca, 2004, sexta edición.
 22. Shaffer Saxena, Atolovich Sanders Womer, *Ciencia y diseño de materiales para ingeniería*, México, Compañía editorial continental, 2006, primera edición, pp. 706-708.
 23. Tyler G. Hicks, BME, *Bombas, su selección y aplicación*, México, Compañía editorial continental, 1980.
 24. Virgil Moring Faires, *Diseño de elementos de máquinas*, México, Limusa, cuarta edición.
 25. Yunus Cengel, John M. Cimbala, *Mecánica de fluidos, Fundamentos y Aplicaciones*, México, Mc Graw Hill, 2006, primera edición.

MESOGRAFÍA.

26. <http://www.matweb.com>

Imagen

27. http://www.google.com.mx/imgres?um=1&hl=es&tbo=d&biw=1264&bih=628&tbm=isch&tbnid=shfCMLehu9F9VM:&imgrefurl=http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9-A.htm&docid=ReEgTuCCSYjNpM&imgurl=http://www.sapiensman.com/neumatica/images/bomba-de-paletas1.jpg&w=375&h=299&ei=K7u6UJ7FD4i7qAHZ3YDoDg&zoom=1&iact=hc&vpx=4&vpy=158&dur=139&hovh=200&hovw=251&tx=119&ty=77&sig=111359817161883907997&page=1&tbnh=136&tbnw=165&start=0&ndsp=20&ved=1t:429,r:0,s:0,i:144%20Consultada%2028%20noviembre%202012__Consultada 28 noviembre 2012