

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DE UNA BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE
EFECTO.**

Proyecto de Grado presentado por
Jaime Alberto Buitrago Flechas

ASESOR
Ing. Álvaro Pinilla. MSc. PhD.

**UNIVERSIDAD DE LOS ANDES
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C.
DICIEMBRE DE 2014**

Agradecimiento

Quiero agradecer muy cariñosamente a mis padres, pues dieron todo de ellos para sacarme adelante y me colaboraron en cada detalle para completar exitosamente, tanto este proyecto, como mi carrera en Ingeniería Mecánica.

Al profesor Álvaro Pinilla, quiero agradecer de manera especial porque con su conocimiento y experiencia en el tema me guio en el desarrollo de este Proyecto de Grado, y en ocasiones me sacó de aprietos en algunos conceptos de diseño y despertó mi interés en las máquinas hidráulicas.

También quiero agradecer a todos los técnicos de la Universidad, que con su experiencia y astucia para la solución de pequeños problemas, me colaboraron en la manufactura de la bomba y en el montaje experimental.

Es importante incluir a todas las personas que pusieron un granito de arena para el desarrollo de este proyecto de grado. En especial a Catalina Zapata, que con su compañía y consejo siempre fue una voz de aliento para no decaer ante las dificultades. Igualmente a Juan Sebastián Sánchez, Luis Miguel Narváez, Sergio Bautista, Julián Peñuela y Ricardo Velasco que fueron fundamentales en una tarde complicada de experimentación.

Finalmente, a pesar de no estar seguro de su existencia, le agradezco a ese Ser Superior, el cual me otorgó todas las oportunidades, las habilidades y la voluntad para el desarrollo de este proyecto de grado.

"El agua es la fuerza motriz de toda la naturaleza."

Leonardo da Vinci.

TABLA DE CONTENIDO

1. PANORAMA GENERAL DE BOMBAS RECIPROCANTES DE DOBLE EFECTO.
 - 1.1 Bombas reciprocantes de doble efecto en el mundo y Colombia.
2. FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO
 - 2.1 Generalidades.
 - 2.2 Principios de funcionamiento de una bomba de doble efecto.
 - 2.3 Efecto de la aceleración.
 - 2.4 Fuerzas en el vástago.DISEÑO DE UNA BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO
 - 2.1 Dimensionamiento del cilindro y el vástago.
 - 2.2 Dimensionamiento de las válvulas anti-retorno.
 - 2.3 Utilización de Sistema de empaques y flanche.
 - 2.4 Diseño del Prensaestopa.
 - 2.5 Adecuación del sistema de descarga del agua.
 - 2.6 Transmisión de potencia al vástago.
3. SELECCIÓN DE MATERIALES Y CONSTRUCCION DE LA BOMBA.
 - 3.1 Tapas y vástago.
 - 3.2 Válvulas anti-retorno.
 - 3.3 Sistema prensaestopa.
4. EXPERIMENTACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LA BOMBA
 - 4.1 Laboratorio ML 122 A.
 - 4.2 Adquisición de Datos.
 - 4.3 Montaje del sistema de bombeo.
 - 4.4 Procedimiento Experimental.
 - 4.5 Procesamiento de Datos
 - 4.5.1 Pre-procesamiento de Datos.
 - 4.5.2 Variables calculadas con integración numérica.
 - 4.5.3 Velocidad Angular.
 - 4.5.4 Eficiencia Volumétrica
 - 4.5.5 Eficiencia de Conversión de Energía.
 - 4.6 Presentación de Resultados.
 - 4.6.1 Variables Medidas en función del tiempo.
 - 4.6.2 Datos Consolidados.
 - 4.6.3 Caudal y Eficiencia Volumétrica.
 - 4.6.4 Diagrama indicador de Fuerza.
 - 4.6.5 Eficiencia de Conversión de Energía
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES
6. ANEXOS

NOTACIÓN

x_p	Posición del pistón en función del tiempo.
v_p	Velocidad del pistón en función del tiempo.
a_p	Aceleración del pistón en función del tiempo.
a_{max}	Aceleración máxima del pistón.
a_w	Aceleración del agua.
g	Aceleración de la gravedad.
S	Carrera del pistón.
ω	Velocidad angular del motor.
t	Tiempo.
H_{asp}	Altura de aspiración.
H_{atm}	Cabeza de presión atmosférica.
C_a	Coeficiente de aceleración.
L	Longitud de la tubería.
$D_{ext\,vástago}$	Diámetro exterior del vástago.
$D_{int\,cilindro}$	Diámetro interior del Cilindro.
A_{in}	Área de entrada a la válvula.
A_{out}	Área de salida de la válvula.
$A_{lateral}$	Área lateral de la válvula.
D_{ve}	Diámetro exterior de la válvula.
h	Altura de la apertura de la válvula.
D_p	Diámetro del pistón.
$n_{agujeros}$	Número de agujeros en la válvula.
D_h	Diámetro de los agujeros.
D_{centro}	Diámetro de referencia para los centros de los agujeros.
D_s	Diámetro de la envolvente de los agujeros.
t_e	Espesor para el asiento de la válvula.
D_v	Diámetro del vástago.
V_i	Volumen bombeado acumulado.
V_{i-1}	Volumen bombeado acumulado en el instante anterior.
Q_i	Caudal instantáneo.
Δt	Intervalo de tiempo entre las mediciones.
W_i	Trabajo acumulado
W_{i-1}	Trabajo acumulado en el instante anterior.
F_i	Fuerza Instantánea.
x_i	Posición actual.
x_{i-1}	Posición en el instante anterior.
$w[rpm]$	Velocidad angular de operación en revoluciones por minuto.
T_1	Período de un ciclo de bombeo.
η_v	Eficiencia Volumétrica.

Q_{real}	Caudal real.
$Q_{teórico}$	Caudal teórico.
n_{ciclos}	Número de ciclos
T_n	Tiempo de 10 ciclos de bombeo.
A_v	Área del Vástago.
η	Eficiencia de Conversión de Energía.
P_m	Potencia Mecánica
P_h	Potencia Hidráulica.
ρ	Densidad del agua.
H	Cabeza efectiva de bombeo.
W_T	Trabajo efectuado en 10 ciclos de bombeo.

1. PANORAMA GENERAL DE BOMBAS RECIPROCANTES DE DOBLE EFECTO

1.1 Bombas reciprocantes de doble efecto en el mundo y Colombia.

Las bombas reciprocantes de doble efecto son utilizadas principalmente para el bombeo de agua en pozos profundos. Las principales aplicaciones son el consumo humano, actividades de saneamiento básico, riego, consumo animal, y uso en el sector industrial.

Las bombas reciprocantes de doble efecto permiten tener caudales constantes y además soportan altas cabezas de presión, lo cual es muy conveniente, sobretodo, para pozos donde la profundidad es una variable representativa.

La extracción de los pozos profundos por parte del hombre se viene dando desde el Neolítico alrededor del año 5000 A.C y desde hace algunas décadas se han usado las bombas reciprocantes. Es común encontrar bombas reciprocantes para pozos profundos en países como India, Israel, Egipto y Australia, y sobre todo, en países en vía de desarrollo en Latinoamérica y África.

Se encuentran centros de diseño de mucha experiencia en los Estados Unidos, India y en Europa. En Holanda, hay un centro de investigación denominado Consultancy Services Wind Energy Developing Countries, el cual diseña este tipo de bombas para aerobombeo en países en vía de desarrollo [9].

En este Proyecto de Grado, se pretende hacer el diseño de una bomba reciprocante de doble efecto basado en el modelo CWD 67S de este centro de investigación holandés.



Ilustración 1.1 Bomba Reciprocante de doble efecto desarrollada en este Proyecto de Grado.

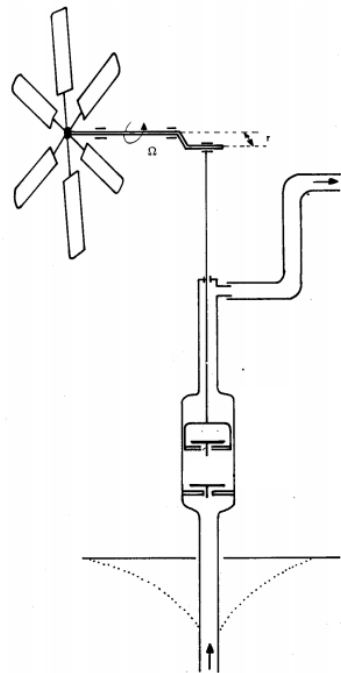


Ilustración 1.2 Esquema de funcionamiento de bomba CWD 67S accionada por un molino de viento

Por otro lado, hay industrias que producen bombas reciprocantes de doble efecto desde hace muchos años. Se destacan la industria norteamericana Hitzler, la cual actualmente vende este tipo de bombas a la comunidad Amish en Estados Unidos [1]. En la India, se destacan empresas como Mandar Pump Engineering y Jyoti Mechanical Movement, las cuales producen bombas reciprocantes de doble efecto de acción manual [2]. En Japón, también se encuentran este tipo de bombas por parte de la Compañía Taiko, pero están funcionan con acción neumática. La bomba reciprocante de doble efecto no tiene tanta oferta en el mundo comparada con bombas sumergibles centrífugas también usadas para pozos profundos.

En Colombia, se destacan las bombas reciprocantes de doble efecto producidas por la Fundación Centro Experimental Las Gaviotas, que pueden funcionar por molinos de viento, por acción manual o por acción del peso a través de un balancín para niños [3]. Igualmente, las empresas Jober e Indusierra producen bombas reciprocantes de doble efecto para aerobombeo.



Ilustración 1.3 Molino de Viento y bomba de doble efecto MV2E del Centro Experimental Las Gaviotas



Ilustración 1.4 Bomba reciprocante de acción manual producida por Hitzler en Estados Unidos.

2. FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO.

2.1 Generalidades.

Las bombas reciprocantes hacen parte de la familia de bombas de desplazamiento positivo que tienen como principio de funcionamiento el desplazamiento del fluido a lo largo de su trayectoria a partir de cavidades. En cada ciclo, se obtiene una cantidad de fluido bombeado finita que depende directamente del tamaño y la forma de la cavidad [4]. El caudal proporcionado por estas bombas es directamente proporcional a la velocidad angular de accionamiento y la única restricción que tienen con respecto a la cabeza de presión es la resistencia de los materiales en estas presiones. Esta capacidad determina que el caudal y la cabeza sean independientes. No obstante, estas bombas presentan por lo general bajos caudales con respecto a las bombas rotodinámicas.

Específicamente, las bombas reciprocantes utilizan un pistón para generar el desplazamiento del fluido. Esto se hace mediante un barrido de volumen por el área del pistón. Según lo anterior, se tiene un bombeo por paquetes de fluido. Hay dos posibilidades: que el pistón sólo bombee en una dirección o que el pistón bombee en ambos sentidos de movimiento. En el primer caso, la bomba se denomina de simple efecto, mientras que en el segundo caso de doble efecto.

El comportamiento del caudal se presenta a continuación:

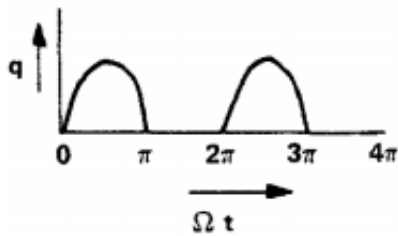


Ilustración 2.1 Flujo en Bombas de Simple Efecto [9]

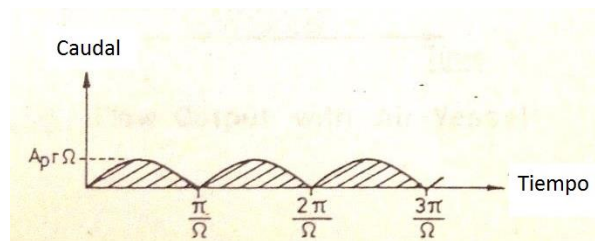


Ilustración 2.2 Flujo en Bombas de Doble Efecto [5]

2.2 Principio de funcionamiento de Bombas reciprocantes de doble efecto.

Para el bombeo de pozos profundos se utilizan normalmente bombas verticales reciprocantes de doble efecto, con el fin de que el caudal sea más constante que las bombas de simple efecto y además funcione en altas cabezas de presión.

Un ejemplo de estos dispositivos es la bomba holandesa CWD 67S, diseñada por Consultancy Services Wind Energy Developing Countries, utilizada para aerobombeo. Esta bomba consta de un cilindro como cuerpo central y en su interior hay un vástago que permite el movimiento del pistón. Se Utilizan dos válvulas anti-retorno para lograr el doble efecto. La primera válvula se encuentra en el extremo inferior del cilindro y se denomina válvula de pie y se mantiene estática en el transcurso del bombeo. Por otro lado, existe otra válvula, denominada viajera, que está sujeta al vástago y permite que el doble efecto de bombeo se pueda efectuar.

En principio, si la bomba no está cebada, el ascenso del pistón genera un diferencial de presión que provoca la apertura de la válvula de pie y por tanto el ingreso de fluido en el interior. En el momento que el pistón comienza a descender, el peso del fluido en el interior cierra la válvula de pie y se genera un diferencial de presión que abre la válvula viajera sujeta al pistón y permite el ingreso de fluido arriba de la válvula. De nuevo en el ascenso del pistón, vuelve a ingresar el fluido al interior del cilindro, pero ahora el fluido que estaba encima de la válvula viajera es bombeado por la tubería de descarga. En este momento la bomba reciprocante ya se encuentra cebada y el funcionamiento se va a repetir en cada ciclo con la característica del doble efecto.

Esta representación puede verse en la Ilustración 2.3 donde se diferencian las direcciones de movimiento del pistón con las direcciones del movimiento del fluido.

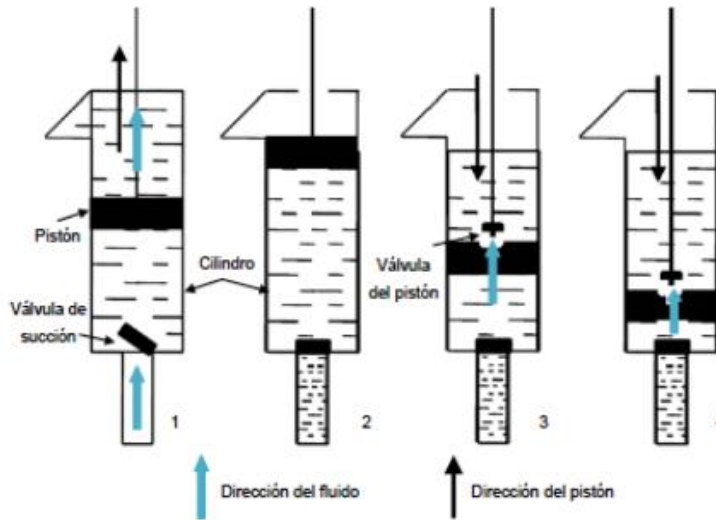


Ilustración 2.3 Acción de las válvulas en bombas de doble efecto [6].

2.3 Efecto de la aceleración.

Las bombas reciprocantes de doble efecto presentan un movimiento cíclico de tipo sinusoidal, esto se presenta porque estas bombas son accionadas por sistemas pistón-biela-manivela. La posición, velocidad y aceleración del pistón son funciones del tiempo que se puede representar con las siguientes ecuaciones:

$$x_p = \frac{1}{2}S\sin(\omega t) \quad v_p = \frac{1}{2}Sw\cos(\omega t) \quad a_p = -\frac{1}{2}Sw^2\sin(\omega t)$$

Como el pistón está en un sistema acelerado, se generan fuerzas dinámicas que pueden afectar todo el sistema de bombeo. La fuerza máxima se presenta en la aceleración máxima del pistón que tiene el siguiente valor.

$$a_{max} = \frac{1}{2}Sw^2$$

Existe un número adimensional que relaciona la aceleración máxima con la aceleración de la gravedad y se denomina coeficiente de aceleración. En la literatura, se tiene que el coeficiente de aceleración máximo debe ser inferior a 0,5 para que las fuerzas dinámicas debidas a la aceleración no generen problemas como el pandeo del vástago [9].

$$Sw^2 < g$$

2.4 Fuerzas en el vástago.

Este tipo de bombas presentan un funcionamiento simple y una modelación muy fácil para el caudal teórico, sin embargo el modelamiento de la fuerza parece un poco más complejo ya que se consideran 9 tipos de fuerza presentes en el vástago durante el funcionamiento.

Fuerzas estáticas.

- Fuerza debida a la columna de fluido bombeada.
- Fuerza debida al peso del vástago en sí mismo.

Fuerzas dinámicas.

- Fuerza necesaria para generar la aceleración del pistón.
- Fuerza necesaria para generar la aceleración de la columna de agua.

Fuerzas transitorias.

- Fuerza debida a la elasticidad del vástago y del sistema de transmisión.
- Fuerza debida al retraso de la apertura y cierre de las válvulas.

Fuerzas disipativas.

- Fuerza debida a la fricción del pistón con el cilindro.
- Fuerza debida a la fricción del fluido con la tubería de descarga.
- Fuerza debida al arrastre que siente el fluido al pasar por las válvulas.

Todas estas fuerzas están presentes en este tipo de bombas, sin embargo se entiende que las fuerzas estáticas son independientes del tiempo. Mientras que las fuerzas dinámicas, transitorias y disipativas si dependen de esta variable física. [7]

3. DISEÑO DE BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO.

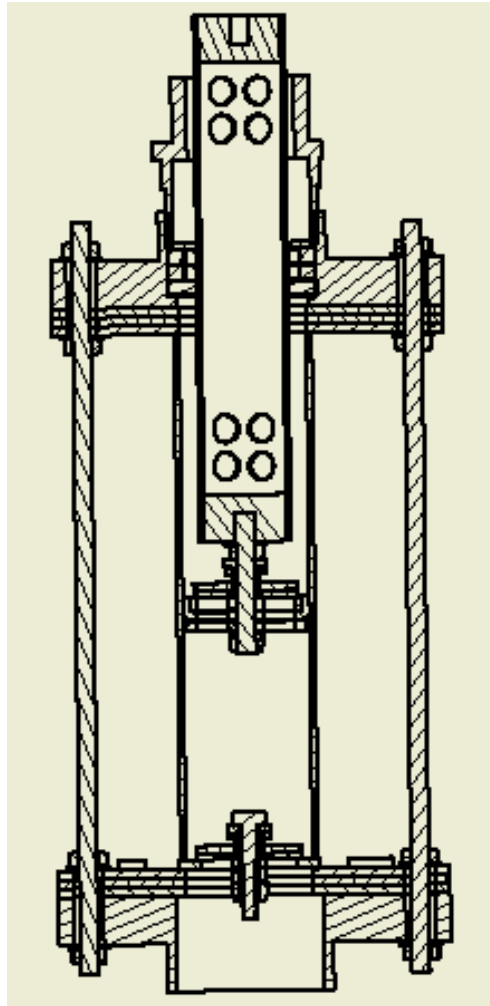


Ilustración 3.1 Diseño final de la bomba reciprocante de doble efecto.

El diseño de la bomba reciprocante de doble efecto incluye consideraciones en el dimensionamiento del cilindro y el vástago, diseño geométrico de las válvulas anti-retorno, utilización de sistema de empaques para evitar fugas, diseño de sistema prensaestopa y adecuación del sistema de descarga con agujeros en el vástago

3.1 Dimensionamiento del cilindro y el vástago.

El proceso de diseño de la bomba reciprocante inicia con el dimensionamiento de dos componentes principales como son el cilindro y el vástago dentro de la bomba. Para esto se planea utilizar referencias comerciales de tubos en PVC de marca PAVCO. Es necesario que la relación de tamaño de los dos tubos cumpla la siguiente relación:

$$\left(\frac{D_{int_{cilindro}}}{D_{ext_{vástago}}}\right)^2 = 2$$

Esto se hace con el fin de que el área anular efectiva de bombeo tenga el mismo tamaño que el área del vástago, el fin de esto, es intentar que el bombeo sea uniforme tanto en el descenso, donde el área efectiva de bombeo es el área del cilindro, como en el ascenso, donde el área efectiva es el área del vástago.

Las referencias comerciales de tubería a presión de PAVCO se presentan a continuación:

Diámetro Nominal	Diámetro Interno	RDE	Espesor	Diámetro Externo
½	16,6	9	2,37	21,34
¾	21,81	11	2,43	26,67
1	28,48	13,5	1,58	21,34
1 ¼	38,14	21	2,46	33,4
1 ½	43,68	21	1,52	26,67
2	54,58	21	1,6	33,4
2 ½	66,07	21	2,01	42,16
3	80,42	21	2,29	48,26
4	103,42	21	2,87	60,32
2	55,7	26	3,48	73,03
2 ½	67,45	26	2,79	73,03
3	82,04	26	3,43	88,9
4	105,52	26	4,24	114,3
3	83,42	32,5	2,31	60,32
4	109,28	32,5	2,79	73,03
4	108,72	4	3,43	88,9
			2,74	88,9
			2,51	114,3
			2,79	114,3

Tabla 3.1. Dimensiones de tubería comercial de PAVCO

Es importante mencionar que en la tabla se puede ver el diámetro nominal, junto con el diámetro interno y el RDE, que es la relación diámetro-espesor, en el que a mayores valores de esta relación representan paredes más delgadas de la tubería y por tanto menor resistencia a la presión.

Como se debe buscar la pareja de tubos óptima que se acerque más a la relación mencionada anteriormente, se planea hacer una matriz en la que relacionen todas las posibles parejas de tubos relacionando su diámetro exterior con su diámetro interior.

Cabe mencionar que en los tubos seleccionados el diámetro interior corresponden al diámetro del cilindro y el diámetro exterior corresponde al diámetro del vástago.

Tubo interior (Vástago)			Tubo exterior(Cilindro)			Relación de diámetros
RDE	Diámetro nominal (in)	Diámetro real (mm)	RDE	Diámetro nominal (in)	Diámetro interior real (mm)	
9	1/2	21,34	21	1	30,2	2,00
11	3/4	26,67	21	1 ¼	38,1	2,05
13,5	1/2	21,34	21	1	30,2	2,00
21	3/4	26,67	21	1 ¼	38,1	2,05
21	1 1/2	48,26	21	2 ½	66,1	1,87
21	1 1/2	48,26	26	2 ½	67,5	1,95
21	2	60,32	26	3	82,0	1,85
21	2	60,32	32 1/2	3	83,4	1,91
21	2 1/2	73,03	21	4	103,4	2,01
21	2 1/2	73,03	26	4	105,5	2,09
26	2	60,32	26	3	82,0	1,85
26	2	60,32	32 1/2	3	83,4	1,91
26	2 1/2	73,03	21	4	103,4	2,01
26	2 1/2	73,03	26	4	105,5	2,09

Tabla 3.2 Parejas de tubos que cumplen con el requerimiento

Las relaciones más cercanas a 2 son de 2.00, 2.05 y 1.95. Sin embargo, se selecciona un tamaño intermedio de la bomba, el cual tenga caudales representativos, pero no signifiquen mayores costos en la manufactura y en la practicidad del montaje. Se selecciona la pareja de tubos de 2 ½” diámetro nominal para el cilindro y de 1 ½ “diámetro nominal para el vástago.

La longitud de los tubos debe diseñarse con base a la carrera deseada para efectuar el bombeo. Sin embargo, como en estas pruebas se va a utilizar la carrera dada por el laboratorio ML 122 A de la Universidad de los Andes, se debe tener cuidado en la selección de este valor.

Esta dimensión también se selecciona con el fin de dar libertad en el montaje, para el acople del vástago del laboratorio, las barras de conexión y el vástago de la bomba, ya que puede existir diferencias en las longitudes tales que no permitan el recorrido completo de la carrera

3.2 Dimensionamiento de las válvulas anti-retorno.

Como se dijo anteriormente, las válvulas anti-retorno permiten que la bomba pueda ser de doble efecto. Se debe buscar dimensiones óptimas que permitan el funcionamiento adecuado de estas válvulas. Según Arrakis [8], estas válvulas se deben diseñar con respecto a la conservación de caudal y la ecuación de Bernoulli para que no existan cambios abruptos de presión en la total apertura. Para este tipo de flujo incompresible donde la densidad es constante y se supone flujo estacionario, es necesario mantener el área de entrada igual al área de salida [8]. Aunque existen muchos tipos de válvulas, se opta por la válvula anular por simplicidad en el diseño y en la manufactura. Estas válvulas tiene el siguiente esquema:

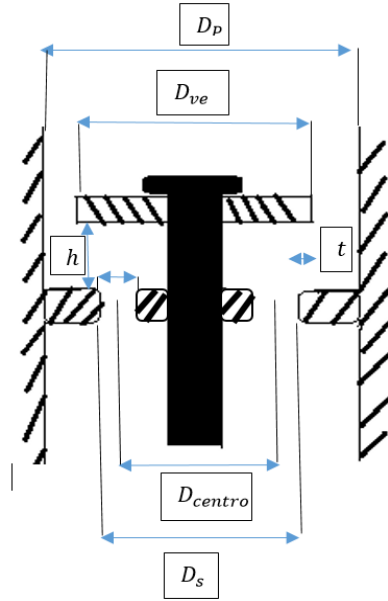


Ilustración 3.2 Esquema de la válvula anti-retorno anular.

Como puede verse hay muchas dimensiones por seleccionar, sin embargo estas deben realizarse adecuadamente para cumplir con la igualdad de áreas a la entrada y a la salida, y una selección de una relación entre áreas del área de entrada y el área lateral intermedia [8].

$$A_{in} = A_{out} \quad \frac{A_{lateral}}{A_{in}} = \alpha$$

Estas tres áreas están definidas a continuación con parámetros que incluyen muchos de los parámetros necesarios para dimensionar totalmente a las válvulas:

$$A_{out} = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_{ve}^2)$$

$$A_{in} = n_{agujeros} \left(\frac{\pi}{4} D_h^2 \right)$$

$$A_{lateral} = \pi D_v h$$

A partir de estas ecuaciones y la definición de la relación de áreas se plantea la primera ecuación de diseño para el diámetro de la válvula en función del resto de variables [8].

$$(1) \quad D_{ve} = -\frac{2h}{\alpha} + \left(\frac{4h^2}{\alpha} + D_p^2 \right)^{1/2}$$

A la vez, debe corroborarse la igualdad de áreas, pero con la definición de sus parámetros, por lo que se origina la segunda ecuación de diseño:

$$(2) \quad n_{\text{agujeros}} \left(\frac{\pi}{4} D_h^2 \right) = \frac{1}{\alpha} \pi D_{ve} h$$

Otra ecuación importante para el dimensionamiento de las válvulas es necesaria para asegurar el sellado. Se debe generar un asiento donde pueda reposar la válvula al estar cerrada, y así surge la tercera ecuación de diseño:

$$(3) \quad D_s = D_{ve} - 2t_e$$

Finalmente debe existir una relación entre el diámetro hasta donde alcanzan los agujeros, con el diámetro de los agujeros y un diámetro de trazado donde se ubican todos los centros de los agujeros:

$$(4) \quad D_s = D_{\text{centro}} + D_h$$

Al revisar el número de variables involucradas puede verse que hay 9 incógnitas y solamente 4 ecuaciones de diseño, sin embargo, si se revisan algunos textos de la literatura [8], se tienen 5 recomendaciones con las que se puede completar el dimensionamiento de todas las variables involucradas. Las recomendaciones incluyen:

1. Valores entre 2 y 3 mm para espesor del asiento de la válvula.[8]
2. Valores de entre 0,5 y 1 para la relación entre el área lateral y el área de entrada. Esta relación de áreas puede generar un aumento en la presión si se utilizan valores menores que uno, sin embargo, si se utilizan valores muy altos en esta relación, puede ser que el tiempo en la apertura y el cerrado de la válvula sea muy alto por lo que es aconsejable seguir la recomendación y escoger un valor de 0,6 para esta relación buscando un pequeño tiempo de apertura, pero un aumento en la presión controlado.
3. Utilizar un número de agujeros equidistantes entre 4 y 8 con simetría circular, con el fin del aprovechar la mayor cantidad del espacio sin utilizar demasiados agujeros.
4. Cualquier diámetro de centros tal que no se intersequen los agujeros y no se salgan del diámetro del pistón.
5. Diámetro del pistón viene dado por diseño preliminar.

Con estas recomendaciones y el uso de las 4 ecuaciones de diseño se utilizó el programa EES (Engineering Equation Solver) para resolver el sistema de ecuaciones 9x9 y se obtuvieron los siguientes resultados. En la Ilustración 3.3 se muestran las ecuaciones formateadas que indican claramente las recomendaciones y las ecuaciones de diseño. En la Ilustración 1.4, se puede ver la solución del sistema de ecuaciones con las unidades de cada variable.

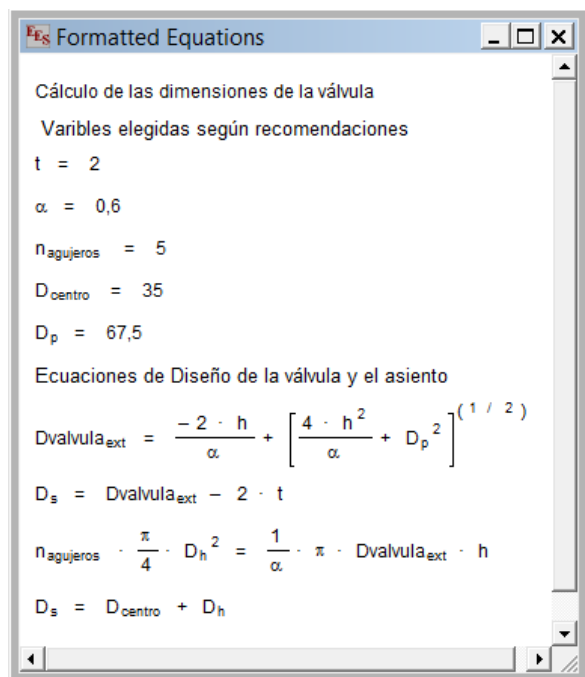


Ilustración 3.3 Ecuaciones Planteadas en EES para el diseño de la válvula

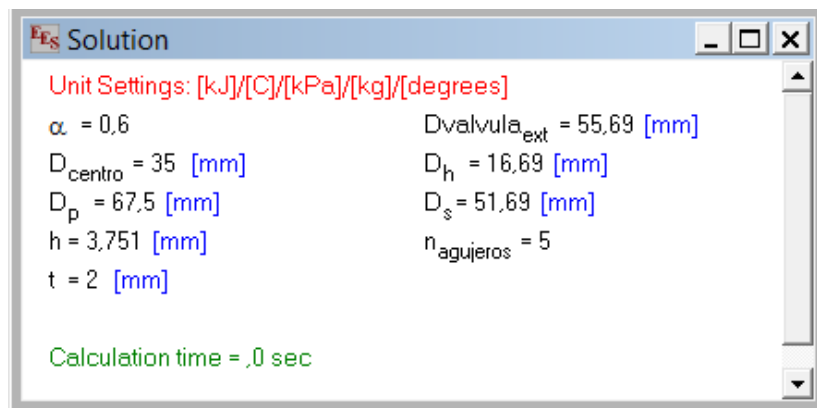


Ilustración 1.4 Solución de Ecuaciones en EES

En la parte de funcionamiento de la bomba reciprocante de doble efecto, hay dos válvulas, la primera se ubica en la parte inferior, se mantiene estática y se denomina válvula de pie. En adición, la otra válvula, denominada válvula viajera, está acoplada al vástago y cumple la función de pistón. Esta válvula debe tener un sello que impida el flujo entre la parte superior de la válvula y la inferior, evitando las fugas. También debe permitir el movimiento relativo y no ocasionar muchas pérdidas por fricción. Para este sello se selecciona una copa de cuero, la cual debe tener los mismos agujeros que los discos y asientos.

3.3 Utilización de Sistema de empaques y flanche.

En los extremos del cilindro se propone usar bridas para ensamblar en modo de compresión la bomba y en la brida superior acoplar la tubería de descarga. Desafortunadamente, las bridas comerciales presentan estrías y superficies no lisas, que en el contacto con el cilindro pueden ocasionar fugas representativas en la bomba. Para evitar este tipo de problemas se opta por un sistema de empaques en neopreno y un flanche en aluminio para darle rigidez al sistema.

El primer empaque se ubica adyacente a la brida de PVC, para cubrir las estrías de este componente, después se ubica el flanche en aluminio que cubre toda el área del empaque y logra que en el momento de sujeción con tuercas y varillas roscadas se aplique la fuerza a todo el empaque y se

anulen las fugas. Adicionalmente debe quitarse las fugas en el contacto entre el flanche y el cilindro, por lo que debe colocarse un empaque de neopreno que impida las fugas.

Al principio del proceso de diseño se pensó en la utilización de un único empaque, sin embargo, en el momento del ensamble, la fuerza de sujeción sólo actuaría en los lugares cerca a las varillas roscadas y por la baja rigidez del empaque en neopreno este perdería su forma original y se podrían generar aún más fugas. Por eso se optó por esta alternativa.

3.4 Diseño del Prensaestopa.

La descarga del agua de la bomba a la tubería de salida, es un detalle que debe analizarse para que ésta sea adecuada. El área efectiva de bombeo en el descenso del pistón se tiene como el área del pistón, mientras que el área efectiva de bombeo en el ascenso es el área del vástago. Sin embargo, para que esta área efectiva de bombeo se mantenga se debe sellar el cilindro y por tanto la bomba de la tubería de descarga. Para esto, se propone el uso de un prensaestopa, que es un sistema mecánico usado para sellar bombas o diferentes máquinas hidráulicas con el fin de evitar fugas. En este caso, el prensaestopa debe tener en cuenta el movimiento relativo del vástago, que es el que precisamente, genera el bombeo.

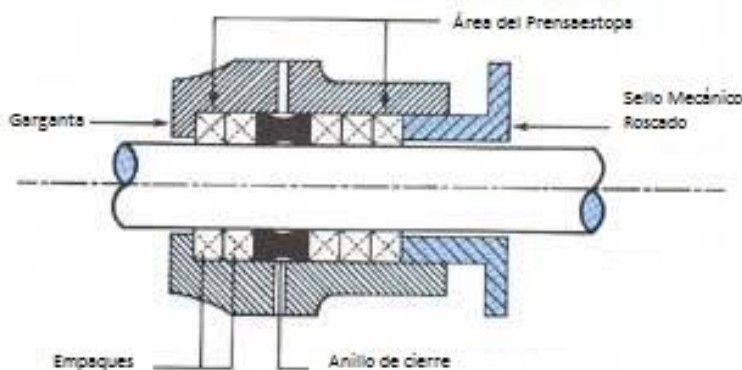


Ilustración 3.6 Esquema general de un prensaestopa para émbolo recíprocante.

El esquema general de un prensaestopa se presenta en la Ilustración 3.6. Los principales componentes son un asiento denominado garganta, unos empaques encima de este asiento y una tapa denominada anillo de cierre. Finalmente se utiliza un sello mecánico roscado que presiona las tapas y los empaques hacia abajo y se completa el sellado.

Este prensaestopa, va a tener su ubicación en la brida superior, por eso se planea ubicar un asiento en la parte inferior, con el fin de apoyar un anillo que permita sostener 4 hilos de cordón plumbaginado, el cual es un cordón de sección cuadrada impregnado en plomo que cumple el papel de empaquetadura.

Finalmente, se utiliza un anillo de cierre que tapa los hilos de cordón y se utiliza una pieza que se rosca a la brida, presionando los cordones y sellando la bomba. Esta pieza, además, en el otro extremo cumple el papel de conectar la bomba con la tubería de descarga.

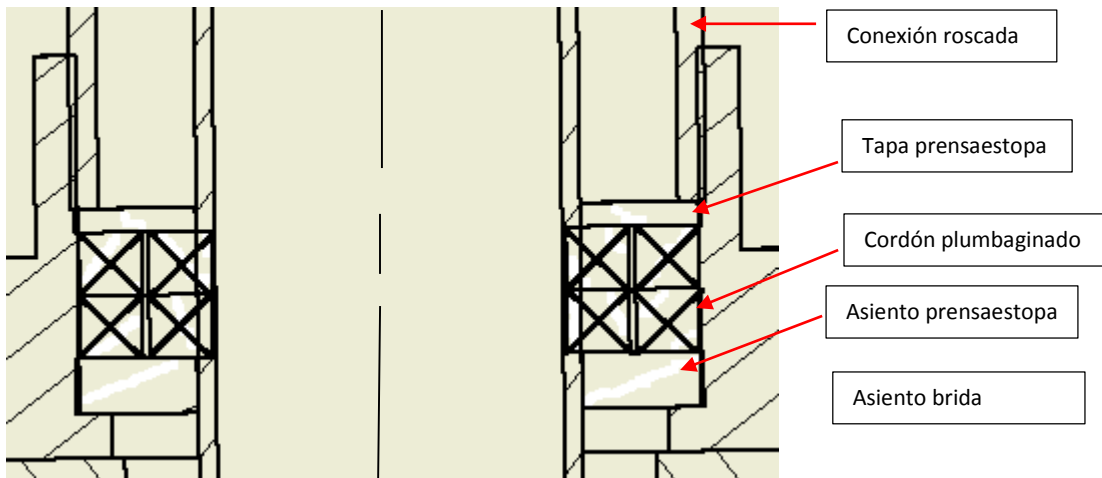


Ilustración 3.7 Diseño realizado del prensaestopa.

Este sistema sella totalmente la bomba e impide cualquier tipo de flujo, sin embargo, permite el movimiento recíprocante del vástago. Debe buscarse una solución para la descarga del agua, ya que el prensaestopa sella la bomba de la tubería de salida.

3.5 Adecuación del Sistema de descarga del agua.

Como sistema de descarga del agua se propone la utilización del vástago, aprovechando que este elemento es hueco y además que conecta la bomba con la tubería de descarga pasando a través del prensaestopa. Para esto debe perforarse un cierto número de agujeros de forma que se mantenga el área efectiva de bombeo del vástago.

Se selecciona arbitrariamente un número de agujeros igual a 8, de manera que estén ubicados alrededor del área lateral del tubo en forma circular en dos hileras, cada una de 4 agujeros. Como el área efectiva de bombeo es el área del vástago, se debe buscar que el área de todos los agujeros tenga esta misma área y de esa forma hallar el diámetro para cada agujero.

3.6 Transmisión de potencia al vástago

Para el sistema de transmisión de potencia en todo el sistema de bombeo se utilizaron varillas roscadas en los extremos que conectan el vástago del laboratorio con el vástago hueco en PVC de la bomba, para esto, es necesario la utilización de dos tapas en el vástago. La primera es usada en el extremo superior, y debe tener una rosca interna de la misma referencia de las varillas roscadas. La segunda tapa debe ubicarse en la parte inferior del vástago de PVC, con el fin de conectar la válvula viajera. Estas tapas tienen un diámetro que puede introducirse en el interior del vástago y un tope con un diámetro mayor que corresponde al diámetro exterior del vástago.

El sistema de sujeción seleccionado, en este caso, es el de tornillos prisioneros, los cuales permiten la sujeción mecánica no permanente y quedan al mismo nivel superficial del vástago. Esta sujeción no entra en conflicto con el movimiento del vástago y parece ser una solución sencilla en el momento de manufactura.

4. SELECCIÓN DE MATERIALES Y CONSTRUCCION DE LA BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO.

4.1 Vástago y tapas

El tubo seleccionado para el vástago es un tubo de PVC de diámetro nominal de 1 ½ " y RDE 21. El proceso de manufactura asociada a esta pieza incluye corte con sierra sin fin y refrentado en los bordes para rectificar el corte. Adicionalmente se utilizó el taladro de árbol para los agujeros de descarga y los agujeros de los tornillos prisioneros. Por otro lado, las tapas del vástago para la transmisión de movimiento son hechas en acero inoxidable y fueron necesarias operaciones de cilindrado y refrentado en el torno y de roscado con terrajas. Las tapas se ensamblan con el vástago mediante tornillos prisioneros.



Ilustración 4.1 Tapa para el vástago



Ilustración 4.2 Tapa junto al vástago en PVC para ensamble

4.2 Válvulas anti-retorno.

Las válvulas anti-retorno son subsistemas que tienen una gran variedad de componentes de diferentes procesos de manufactura. A continuación el procedimiento de cada uno de los componentes.

1. El Disco Inferior es fabricado en bronce fosforado con el fin de generar lubricación y tuvo proceso de Cilindrado, perforación y tronzado en el torno y perforación de agujeros en la fresadora con el uso del cabezal divisor.
2. El Empaque tipo copa es fabricado en cuero, los agujeros cortados en láser y prensado mecánicamente para obtener la forma deseada.
3. El Disco Superior se fabricó con el mismo material y proceso que el Disco Inferior.
4. La guía es fabricada en aluminio con perforación y cilindrado en el torno.

5. El empaque de la válvula es fabricado en neopreno y se le otorga la geometría mediante corte láser.
6. La válvula es fabricada en bronce con cilindrado, tronzado y perforación en el torno.
7. El para-válvula es fabricado en neopreno y se corta en láser para obtener las geometrías deseadas.
8. El eje viajero es manufacturado es acero 1020, cilindrado en el torno y roscado con una terraja.



Ilustración 4.3. Componentes de la válvula Viajera. De izquierda a derecha. 1 Disco Inferior. 2. Copa de Cuero. 3. Disco Superior 4. Guía. 5 Empaque de la Válvula. 6. Válvula. 7. Para-válvula. 8 Eje viajero. 9. Tuerca de Sujeción.

Las piezas deben ensamblarse en el orden mostrado en la Ilustración 4.4, junto con una tuerca M10, con el fin de que el subsistema quede sujeto mecánicamente. Adicionalmente esta válvula debe ensamblarse con las tapas del vástago para tener todo el conjunto del vástago terminado.



Ilustración 4.4 Vástago ensamblado con el pistón y todos los componentes de la válvula viajera.

Los componentes de la válvula de pie son los mismos, no obstante en ésta no se hace uso del empaque de cuero ni del eje viajero. Con respecto a éste último se reemplaza por un perno comercial M10. El ensamble de la válvula de pie se muestra a continuación:



Ilustración 4.5 Válvula de pie.

4.3 Sistema prensaestopa.

Este sistema tan importante para el buen funcionamiento de la bomba, consta de una brida comercial en PVC que fue modificada en un torno, con el fin de generar un asiento para la ubicación de todo el sistema y además una rosca interna, mecanizada también en el torno.



Ilustración 4.6 Brida Superior donde se ubica el prensaestopa.

En el interior de esta brida se ubican dos anillos fabricados en empack que fueron mecanizados en un torno. El anillo de mayor espesor funciona como asiento de los cordones, mientras que el de menor espesor funciona como tapa.

En el interior de la brida, encima del asiento, se ubican cordones plumbaginados, que son cordones impregnados en plomo que funcionan como empaques. En total se utilizaron 4 cordones que fueron cortados con tijeras cortachapas.



Ilustración 4.7 Cordones plumbaginados utilizados en el prensaestopa.



Ilustración 4.8 Tapa y Asiento del Prensaestopa.

El proceso de ensablado es clave para el buen funcionamiento del sistema prensaestopa. Por eso se ilustra, paso a paso, el procedimiento de ensamble de cada uno de los componentes con las siguientes ilustraciones.



Ilustración 4.9 Ubicación cordones plumbaginados en el prensaestopa



Ilustración 4.10 Ubicación de la tapa en el prensaestopa



Ilustración 4.11 Ubicación del accesorio para el acople del prensaestopa y la conexión con la tubería de descarga

Finalmente, se muestra la bomba reciprocante de doble efecto, después del proceso de manufactura y ensablado, lista para su correcto funcionamiento y caracterización.



Ilustración 4.12 Bomba reciprocante de doble efecto ensamblada

5. EXPERIMENTACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LA BOMBA RECIPROCANTE DE DOBLE EFECTO.

5.1 Laboratorio ML-122 A

Para simular las condiciones de pozos poco profundos, la Universidad de los Andes cuenta con un laboratorio adscrito al departamento de Ingeniería Mecánica el cual tiene un pozo artificial de 27 metros de profundidad y 40 cm de diámetro [7]. Para su funcionamiento, cuenta con un motor y una caja de reducción de velocidades, que están acopladas a un sistema biela manivela, que permite convertir el movimiento angular en movimiento lineal. El motor puede variar su velocidad con la utilización de un variador de frecuencia.



Ilustración 5.1 Laboratorio ML 122A del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes

Este laboratorio está altamente instrumentado, ya que cuenta con diferentes dispositivos que permiten hacer mediciones de la posición del pistón, del caudal instantáneo bombeado y de la fuerza sentida por el vástago.



Ilustración 5.2 Flujoímetro de turbina KROHNES OPTIFLUX 200. Precisión $\pm 0,15\%$. [7]



Ilustración 5.3 Celda de carga OMEGA LC 105. Precisión $\pm 0,03\%$.



Ilustración 5.4 Sensor de desplazamiento OMEGA LD 100. Precisión $0,001\%$



Ilustración 5.5 Fuentes de voltaje para amplificar señales de los instrumentos.

5.2 Adquisición de datos

El laboratorio cuenta con una tarjeta de adquisición de datos de National Instruments, la cual convierte las señales analógicas de los instrumentos en señales digitales entendibles para un computador.

Se realizó un programa en LabVIEW, que permitiera guardar los datos adquiridos con la tarjeta con una frecuencia de muestreo de 200 Hz, esta frecuencia se selecciona con el fin de poder hacer una integración numérica sin grandes errores numéricos para el cálculo de variables.

Los datos reportados por los instrumentos necesitan calibración y adecuación de ciertas variables para que el análisis de los datos sea acertado. Esta calibración consta de dos valores: el primero multiplicativo, con el fin de obtener valores del mismo orden de magnitud y el segundo de adición

con el fin de compensar los errores de cero en cada uno de los instrumentos. Adicionalmente se utilizan filtros pasabajas en la adquisición de los datos, con el fin de eliminar el ruido en la lectura y escritura de datos.

Variable	Multiplicación	Adición
Caudal	0.3105	-0.3317
Posición	1.66	14.616
Fuerza	148332	-1937.028

Tabla 5.1 Valores usados para la calibración de los Instrumentos.

5.3 Montaje del sistema de bombeo.

Específicamente, se utilizaron 4 tubos de PVC de 2 ½" como tubería de descarga, que incluyendo los accesorios para el roscado (machos y hembras) tiene una longitud total de 120 cm. El último tramo de tubería tiene un accesorio para el correcto acople con la tubería del laboratorio.

Para la transmisión de potencia, se utilizaron barras de acero 1020, las cuales están roscadas en los extremos y poseen por un lado una tuerca profunda y por otro una contratuerca, que permiten que el sistema se mantenga sujeto y no se presente desconexiones del sistema en el momento del roscado de los mismos.

Para el montaje, se utilizaron dos elementos de seguridad importantes, el primero es un mosquetón que estaba en una de las varillas roscadas de la bomba, y sujeto al mismo tiempo, de una guaya, lo que permitió tener seguridad de que la bomba, y la tubería de descarga no se suelten en las profundidades del pozo. El segundo es un polipasto para el descenso de la tubería en el pozo.



Ilustración 5.6 Sistema de Seguridad con el mosquetón.



Ilustración 5.7 Polipasto

El proceso de instalación de la tubería, inicia con la sujeción de la primera varilla de acero con el vástago de PVC de la bomba. Esta sujeción se hace mediante el uso de la primera contratuerca, la cual es fundamental para la integridad estructural del sistema de transmisión. Después de esto, es necesario el roscado del primer tramo de tubería.



Ilustración 5.8 Roscado del primer tramo de barra de acero al vástago en PVC con una contratuerca y teflón

Una vez el primer tramo de tubería está roscado con la bomba, se utiliza el polipasto para introducir estos componentes en el interior del pozo, hasta dejarlo en un nivel práctico para hacer la siguiente sujeción. Primero debe asegurarse el sistema con el mosquetón y la guaya, y esto se hace mediante un nudo de seguridad que se hace por fuera del pozo. Una vez asegurado el sistema, se retira el polipasto de la tubería y se inicia la sujeción del segundo tramo de barra de acero para la transmisión, así mismo que el segundo tramo de tubería de descarga en PVC.



Ilustración 5.9 Nudo de seguridad en tierra de la guaya.

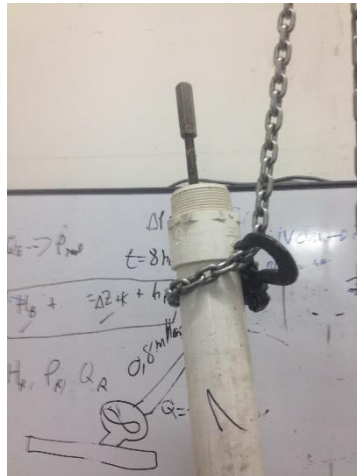


Ilustración 5.10 Utilización del polipasto para la elevación de tubería.



Ilustración 5.11 Inmersión de la bomba y el primer tramo de tubería en el pozo artificial.

Este procedimiento se debe realizar cuidadosamente, alternando la seguridad del polipasto con la del mosquetón con el fin de asegurar la integridad del montaje hasta culminar con el cuarto tramo de tubería y su respectivo vástago. Estos últimos tramos son de bastante importancia, pues la tubería debe poder roscarse a la tubería del laboratorio y la última barra de acero debe poder roscarse al vástago del laboratorio para así permitir la transmisión de potencia.



Ilustración 5.12 Acople entre diferentes tramos de tubería y de barras de transmisión de potencia.



Ilustración 5.13 Acople final de la tubería de descarga con la tubería del laboratorio

5.4 Procedimiento Experimental

Una vez instalada la bomba, la tubería de descarga y las barras de transmisión de potencia, debe probarse el funcionamiento adecuado del sistema de bombeo, verificando que el agua sube por la tubería y se evacúa por la apertura para recirculación. Teniendo el montaje listo se puede iniciar con el procedimiento experimental.

Para caracterizar adecuadamente la bomba recíproca, es necesario medir su rendimiento a diferentes profundidades, y para cada una de las profundidades utilizar diferentes velocidades de operación. Para esto se decidió probar 4 profundidades y 6 velocidades, lo cual permitiría tener curvas adecuadas para la caracterización.

En primera instancia, debe verificarse las profundidades deseadas para el bombeo. Cabe anotar que la profundidad de bombeo se entiende como la altura desde la superficie libre del agua hasta la salida del chorro.

Por facilidad, se intentó que las profundidades de bombeo coincidieran con las dimensiones de cada uno de los 4 tubos, sin embargo, con la poca visibilidad por la oscuridad y profundidad del pozo, se obtuvieron profundidades que no coincidían exactamente con la longitud de los tubos, por lo que se optó por la utilización de una boya en poliestireno expandido (icopor), iluminada con un led y con una cuerda que permite medir la profundidad real hasta la superficie libre del agua.



Ilustración 5.14 Boya con iluminación para la medición de profundidades en el pozo

Prueba	Profundidad real (m)
1	1,25
2	2,45
3	3,69
4	5,13

Tabla 5.2 Profundidades para cada prueba.

Para variar las velocidades de bombeo, se utilizó el software PowerSuite, el cual tiene acceso directo al variador de frecuencia. Dentro de PowerSuite, se permite variar la velocidad a partir de la frecuencia en Hz.

Se decidió probar velocidades de bombeo desde 10 Hz hasta 20 Hz en pasos de a 2 Hz. Después, en el análisis de datos, se calculará la velocidad real de cada experimento. No se probó el funcionamiento de la bomba en altas velocidades por problemas de integridad estructural

5.5 Procesamiento de Datos.

5.5.1 Pre-procesamiento de datos.

Los datos obtenidos con la tarjeta de adquisición son exportados en una hoja de cálculo con 4 columnas. La primera es el tiempo, que viene dado por la frecuencia de muestreo. La segunda, representa el caudal instantáneo en L/s. La tercera columna representa los datos de posición del pistón, que deben ser corregidos para que se ajusten adecuadamente a la media. Finalmente, la cuarta columna, que representa la fuerza sentida por el vástago, necesita el mismo procedimiento de corrección.

Este tipo de sistemas debe analizarse por ciclos, ya que el movimiento recíprocante del pistón hace que las variables representativas se puedan visualizar mejor en el análisis por ciclos.

En un análisis detallado, se buscó los datos de posición corregida con el fin de hallar el inicio y el fin de un ciclo. Para un tratamiento estadístico más acertado, se buscó, trabajar con 10 ciclos completos.

5.5.2 Variables calculadas con integración numérica.

Dentro del análisis, se adicionaron columnas de variables calculadas a partir de las anteriores 3. La primera es la de Volumen real desplazado, esta columna se calculó mediante el método de integración numérica de Euler.

$$V_i = V_{i-1} + Q_i \Delta t$$

Igualmente se calculó el trabajo realizado por el vástago, mediante la integración numérica con el método de Euler entre la fuerza y la posición. Esta integración se representa mejor en el área encerrada entre las curvas del diagrama indicador de fuerza, representado en la sección siguiente.

$$W_i = W_{i-1} + F_i(x_i - x_{i-1})$$

Vale la pena mencionar que el trabajo total realizado, y el volumen total desplazado, se obtienen en la última celda de la respectiva columna, pues el área bajo la curva se va acumulando según la definición.

Aunque el método de Euler puede generar algunos errores numéricos si no se utiliza el intervalo de tiempo adecuado. Como se utilizó una frecuencia de muestreo de 200 Hz para intervalo de tiempo de 0.005 s, se considera que es un intervalo de tiempo bastante pequeño para que el método numérico funcione adecuadamente.

5.5.3 Velocidad angular.

La velocidad angular es reportada para gran cantidad de maquinaria y equipos de conversión de energía en revoluciones por minuto (rpm).

Para saber con exactitud a qué velocidad angular está funcionando la bomba reciprocante, se utiliza la gráfica de posición respecto al tiempo, cuando se completa un ciclo completo, puede saberse el período del movimiento y con este período se puede conocer la velocidad angular de la bomba.

$$w[rpm] = \frac{60}{T_1}$$

5.5.4 Eficiencia Volumétrica.

La eficiencia volumétrica es una variable importante para la caracterización de las bombas de desplazamiento positivo. Puesto que permite conocer las pérdidas o fugas dentro del sistema de bombeo e incluso evaluar el desempeño de este tipo de bombas.

La eficiencia volumétrica es calculada como el caudal real dividido el caudal teórico.

$$\eta_v = \frac{Q_{real}}{Q_{teórico}}$$

El caudal real se calcula como el caudal promedio de los caudales instantáneos en los 10 ciclos. El caudal teórico se calcula en base al diseño en específico de la bomba reciprocante de doble efecto.

$$Q_{teórico} = \frac{n_{ciclos}(A_v + A_p)S}{T_n}$$

El doble efecto se hace evidente en la ecuación ya que en cada ciclo se bombea en el descenso el área del pistón y en ascenso el área del vástago.

5.5.5C Eficiencia de Conversión de Energía

Un parámetro importante para caracterizar cualquier dispositivo de conversión de energía es la eficiencia. Específicamente para esta bomba, la eficiencia se puede calcular de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{P_h}{P_m}$$

Donde la potencia hidráulica se calcula como el cambio de presión por el caudal real. Matemáticamente esto se puede expresar de la siguiente forma:

$$P_h = \rho g H Q_{real}$$

Para la cabeza de presión sólo se tiene en cuenta la altura estática, en este caso sólo la profundidad. Al hacer un análisis preliminar la cabeza debida a la fricción es despreciable, pues representa alrededor de una décima de milímetro de agua, que comparada con valores mayores a un metro de las pruebas se consideró que no tenía mayor impacto.

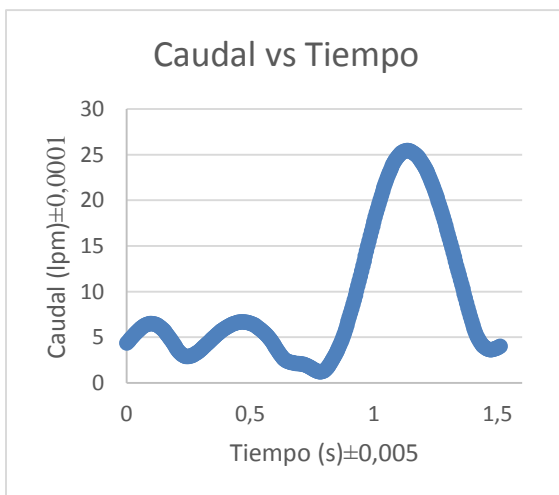
Por otro lado la Potencia Mecánica se calculó como el trabajo acumulado en la totalidad de los ciclos dividido el tiempo de estos ciclos. Esto se puede expresar matemáticamente de la siguiente forma:

$$P_m = \frac{W_t}{T_n}$$

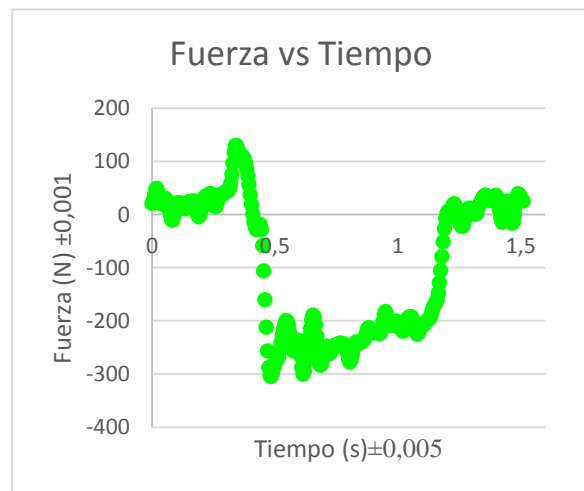
5.6 Presentación de resultados.

5.6.1 Variables Medidas en función del tiempo.

Las tres variables medidas son dependientes del tiempo y se repiten cíclicamente, debido al movimiento reciprocante del pistón. A continuación se presenta en gráficas el comportamiento del caudal y de la fuerza en el vástago



Gráfica 5.1 Caudal bombeado con respecto al tiempo



Gráfica 5.2 Fuerza del vástago con respecto al tiempo

Puede verse que el caudal es una función del tiempo y cambia con respecto a la orientación del movimiento, en el descenso es mayor que en el ascenso, sin embargo en la gráfica puede verse que durante todo el movimiento hay bombeo y esto es característico de las bombas de doble efecto.

En adición se puede ver que la fuerza tiene un comportamiento de difícil predicción, debido a las diferentes fuerzas que están involucradas. Sin embargo en el descenso se puede notar mayor fuerza que en el ascenso.

5.6.2 Datos Consolidados.

Todos los datos consolidados de cada una de las 24 pruebas, después del pre-procesamiento y del cálculo de las variables que representan el desempeño se muestran en la siguiente tabla.

Cabeza(m)	Velocidad (rpm)	Eficiencia de Conversión de Energía	Eficiencia Volumétrica	Caudal (Lpm)
1,25	19,6	41%	90%	4,70
	23,66	37%	83%	4,78
	27,69	40%	90%	6,03
	31,7	38%	89%	6,88
	35,67	35%	77%	7,40
	39,64	41%	96%	9,35
2,45	19,6	56%	78%	4,45
	23,66	55%	92%	5,31
	27,69	48%	83%	5,33
	31,7	50%	86%	6,43
	35,67	53%	94%	8,04
	39,64	51%	91%	8,91
3,69	19,6	61%	79%	4,46
	23,66	56%	79%	4,56
	27,69	59%	84%	5,73
	31,7	55%	85%	6,43
	35,67	64%	94%	8,34
	39,64	64%	96%	9,25
5,13	19,6	73%	67%	3,80
	23,66	75%	94%	5,39
	27,69	66%	77%	5,54
	31,7	73%	91%	6,46
	35,67	78%	90%	8,37
	39,64	72%	94%	9,04

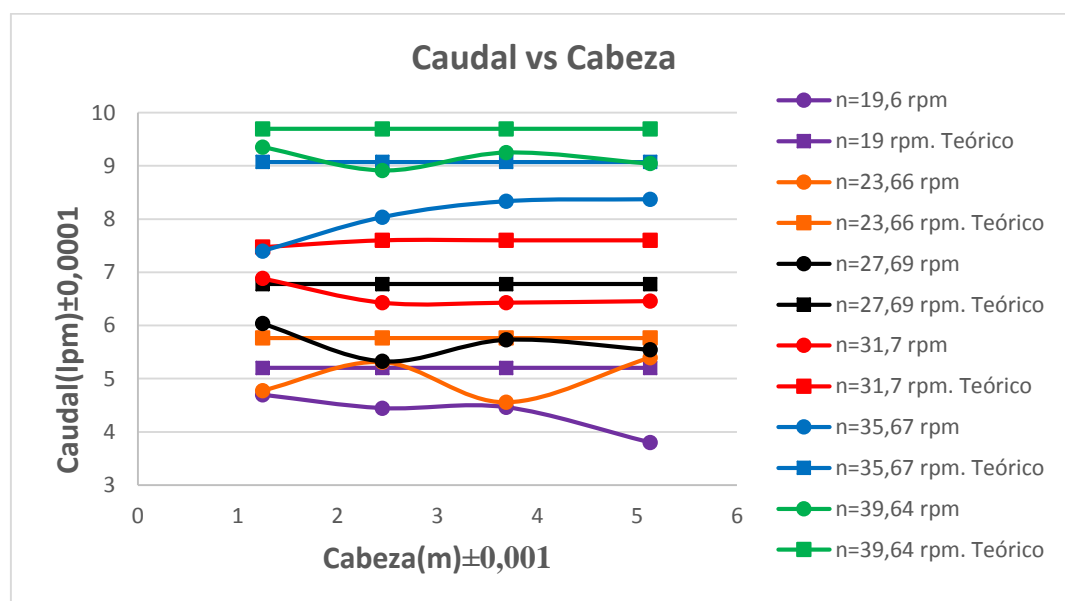
Tabla 5.3 Datos consolidados después del procesamiento.

Como puede verse, se obtienen velocidades angulares desde 19,6 rpm hasta 39,64 rpm. Con respecto a las eficiencias volumétricas se obtienen valores desde 67% hasta 94%. Lo cual tiene sentido ya que este tipo de bombas no son de impulso y las eficiencias volumétricas no pueden superar el 100%. Igualmente las eficiencias de conversión de energía oscilan entre 35% y 78%. Lo cual concuerda con el comportamiento de este tipo de bombas.

Finalmente el caudal obtenido según las velocidades angulares utilizadas en la operación va desde 3,8 lpm hasta 9,04 lpm. Estos valores tan bajos se deben a que el recorrido de la carrera del laboratorio sólo corresponde a 6 cm.

5.5.3 Caracterización del caudal y la eficiencia Volumétrica

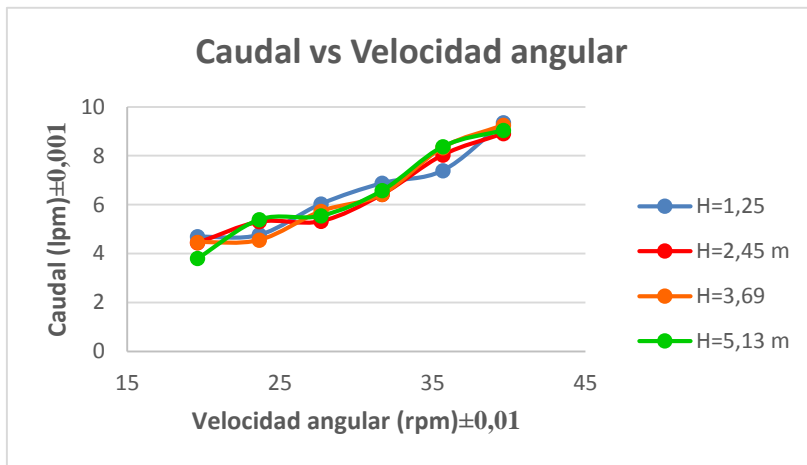
Las curvas de caudal vs cabeza, son importantes para ver el comportamiento de las bombas de desplazamiento positivo. Es importante poder comparar el caudal real con el caudal teórico y por eso se reporta este dato también en la siguiente gráfica.



Gráfica 5.3 Curvas características de Caudal vs Cabeza para diferentes velocidades de operación.

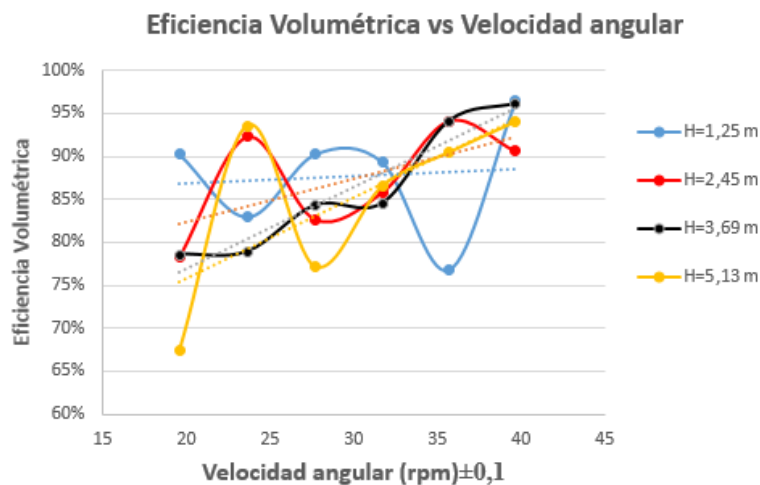
El caudal real tiene un comportamiento aproximadamente constante con respecto a la cabeza. Esto se debe a que el caudal y la cabeza están desacopladas en las bombas de desplazamiento positivo y por eso tienen un comportamiento independiente, a diferencia de las bombas rotodinámicas donde están muy relacionadas.

Así mismo es posible visualizar que el caudal real es un poco menor al caudal teórico y esto se debe a las fugas presentadas en la bomba y en la tubería. La diferencia entre el caudal teórico y el caudal real, va disminuyendo a medida que se aumenta la velocidad angular. Esto presupone mejores eficiencias volumétricas.



Gráfica 5.4 Caudal vs velocidad angular a diferentes velocidad de operación

En la gráfica 5.6, puede verse que el caudal aumenta con la velocidad angular de forma lineal. Característica primordial de las bombas de desplazamiento positivo. Además puede verse que no hay mayor diferencia del caudal con respecto a las profundidades



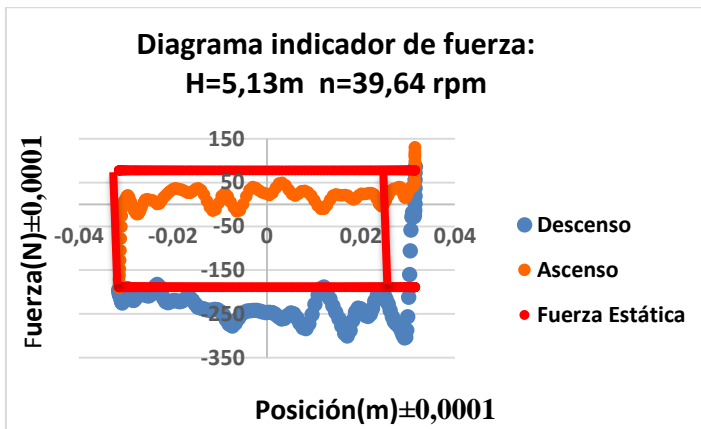
Gráfica 5.5 Eficiencia Volumétrica vs velocidad angular para diferentes cabezas de bombeos.

En la Gráfica 5.6 representa el comportamiento de la eficiencia volumétrica con respecto a la velocidad angular para diferentes cabezas. Como puede verse, la regresión lineal, de todos los casos, presenta una pendiente positiva, lo que dice que la eficiencia volumétrica es creciente con respecto a la velocidad angular.

Por lo que resulta mejor, en términos de eficiencia volumétrica, la utilización de velocidades más altas de operación. Sin embargo, a mayores velocidades se presentan más riesgos estructurales por la presencia de fuerzas dinámicas y vibraciones.

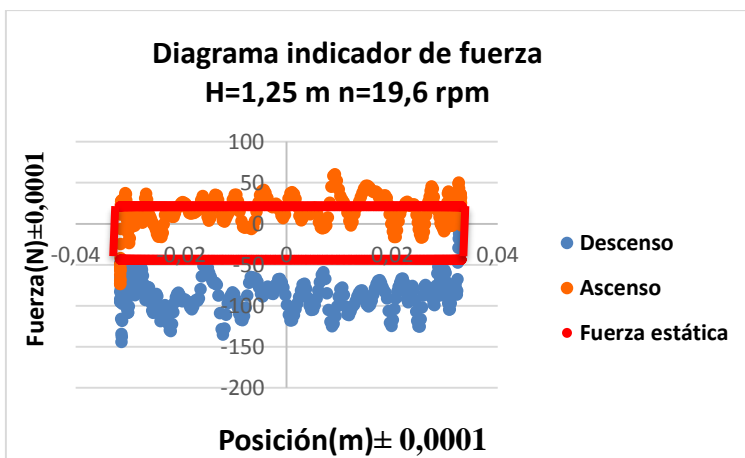
5.6.4 Diagrama Indicador de Fuerza.

El diagrama indicador de fuerza es una herramienta muy útil en las bombas reciprocantes, principalmente porque permite ver el comportamiento de la fuerza con respecto a la posición, en un ciclo completo. Es muy similar a los diagramas P-V para caracterizar los motores térmicos, al igual que éste, permite conocer el trabajo realizado por el motor para el bombeo. Este trabajo se calcula con el área entre las curvas de descenso y ascenso.



Gráfica 5.6 Diagrama indicador de fuerza para $H=5,13\text{m}$ y $n=39,64\text{ rpm}$.

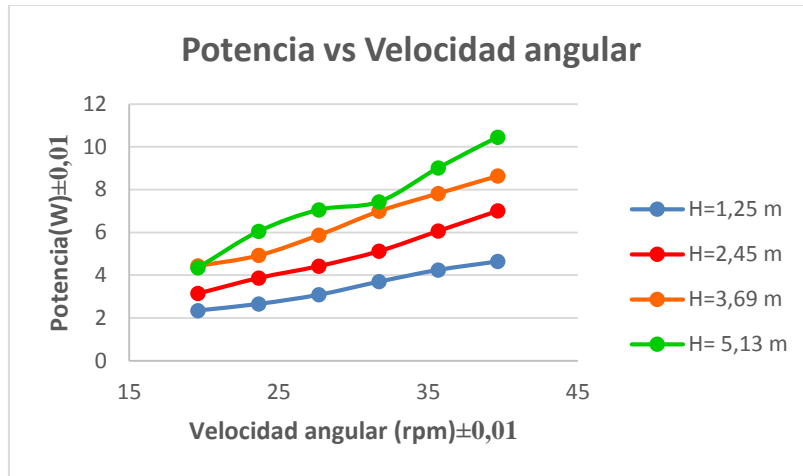
La línea roja representa la fuerza estática, que es una de los 4 tipos de fuerza presentes en las bombas reciprocantes. Las curvas de ascenso y descenso presentan un comportamiento alrededor de la fuerza estática, pero que difieren por la presencia de las fuerzas transitorias (desfase en la apertura y cierre de las válvulas, elasticidad finita del vástago y de las barras que transmiten potencia) y también por fuerzas dinámicas relacionadas con la aceleración del pistón y del agua. Sin embargo, puede verse que las curvas en casos con altas cabezas de presión, se acercan mucho al comportamiento de la fuerza estática.



Gráfica 5.7 Diagrama Indicador de Fuerza para $H=1,25\text{m}$ y $n=19,6\text{ rpm}$.

En la gráfica puede verse un diagrama indicador de fuerza de un caso de baja cabeza de bombeo y baja velocidad de operación. En este caso, las fuerzas dinámicas y transitorias tienen mayor impacto, pues puede verse que el comportamiento de las curvas se aleja mucho de las líneas rojas. Esto puede acarrear menores eficiencias como se dirá en la siguiente sección.

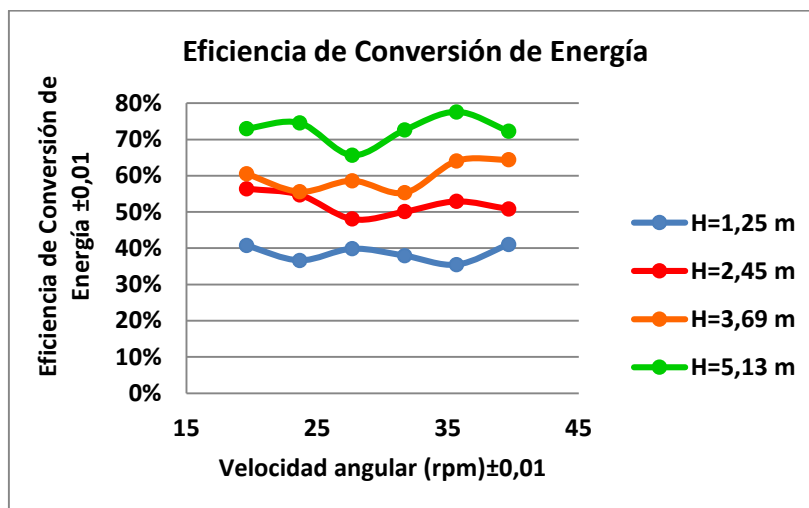
5.6.5 Potencia Mecánica



Gráfica 5.8 Curvas de potencia contra velocidad angular a diferentes profundidades..

En esta curva puede visualizarse que la potencia mecánica requerida para el bombeo aumenta con la profundidad, esto tiene sentido ya que con mayor cabeza se necesita más energía para bombear. Adicionalmente, puede verse que la pendiente de las curvas aumenta con la profundidad, lo que quiere decir que se necesita mayor momento-par para el accionamiento del bombeo, lo que implicaría mayores velocidades viento en el caso de aerobombeo.

5.6.6 Eficiencia de Conversión de Energía

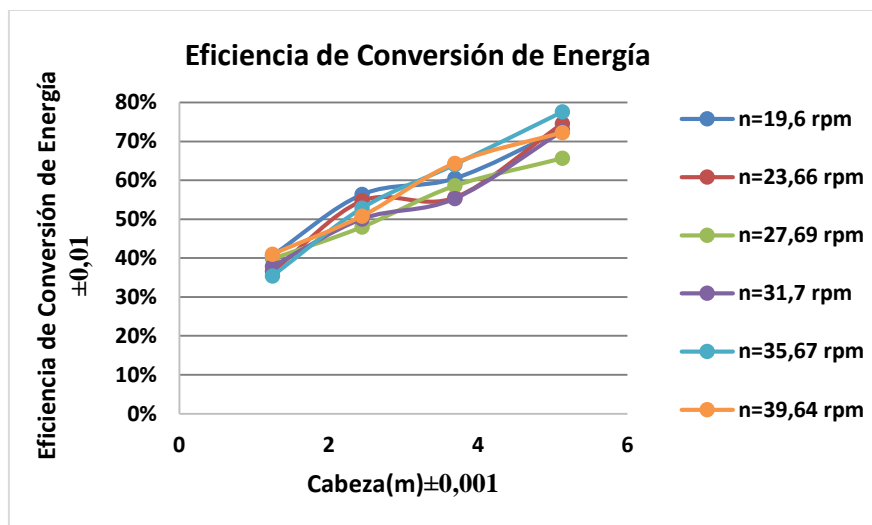


Gráfica 5.10 Eficiencia de Conversión de energía vs velocidad angular para diferentes cabezas.

La Gráfica 5.10, es una curva muy importante en la caracterización de cualquier equipo de conversión de energía. Principalmente permite conocer el comportamiento de la eficiencia con respecto a la velocidad angular para diferentes cabezas. Puede verse que la eficiencia se mantiene aproximadamente constante a diferentes velocidades angulares. No obstante, el valor de la eficiencia si varía en las diferentes cabezas de presión.

A mayores cabezas, es decir a mayores profundidades, hay mayores eficiencias. Con cabezas tan bajas como 1,25 m se obtienen eficiencias de tan sólo 40 %, sin embargo la eficiencia va a aumentando hasta valores incluso de 75% en cabezas mayores a 5 metros. Por lo tanto es aconsejable, utilizar esta bomba para pozos mayores a 5 metros de profundidad.

Este comportamiento energético, es mejor en esta bomba con respecto a las referencias comerciales Jober de 3" de diámetro e Indusierra de 2 ½". Mientras esta bomba alcanza eficiencias mayores a 75% en profundidades de 5 metros, la bomba Jober presenta eficiencias alrededor del 40% y la bomba Indusierra 30% en esta misma profundidad [7].



Gráfica 5.11 Eficiencia de conversión de energía vs Cabeza a diferentes velocidades de operación

El crecimiento de la eficiencia con respecto a la cabeza, es evidente en la gráfica anterior, donde se presenta un crecimiento lineal en el rango de cabezas entre 1,25 y 5,13 m.

Tiene que tenerse en cuenta que este crecimiento es lineal, únicamente en este rango, pues es predecible que la eficiencia seguirá aumentando hasta un valor límite, mayores a 5,13 m y se estabilizará en este valor.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Durante este proyecto de grado, se estudió las bombas reciprocantes de Doble efecto mediante todo el proceso de desarrollo de un prototipo, desde la parte de diseño, después la etapa de manufactura y finalmente la etapa de experimentación.

El prototipo construido presenta un comportamiento adecuado con respecto a este tipo bombas reciprocantes comerciales. Esto se debe a que la eficiencia de conversión de energía presenta mejor rendimiento en el mismo rango de profundidades que las bombas comerciales disponibles Colombia como la bomba Jober de 3" de diámetro y la bomba Indusierra de 2 ½ ".

La eficiencia de conversión de energía tiende a aumentar con la profundidad. Se obtuvieron eficiencias mayores al 70% en profundidades superiores a 5 metros, por eso se recomienda usar la bomba en rangos de operación superiores a esta profundidad. No obstante, no se reporta un valor máximo de eficiencia debido a falta de mediciones en mayores profundidades. Por eso, se recomienda este prototipo para el bombeo de pozos poco profundos de agua potable.

El comportamiento de la eficiencia volumétrica tiende a aumentar con la velocidad angular, por eso, se recomienda utilizar la bomba en altas velocidades angulares, sin embargo, existe una restricción en la velocidad máxima debido a problemas de integridad estructural del montaje o de pandeo del vástago.

Las fuerzas estáticas tienen mayor representación en las fuerzas totales en altas cabezas de bombeo. En bajas cabezas, las fuerzas transitorias y dinámicas afectan de mayor forma al vástago y esto resulta en bajas eficiencias.

Para futuras investigaciones se recomienda probar y caracterizar la bomba a mayores profundidades, que se asemejen de mejor forma a las condiciones reales de funcionamiento. Igualmente se aconseja rediseñar y manufacturar esta bomba con la utilización de válvula flotante o la utilización de una cámara de aire.

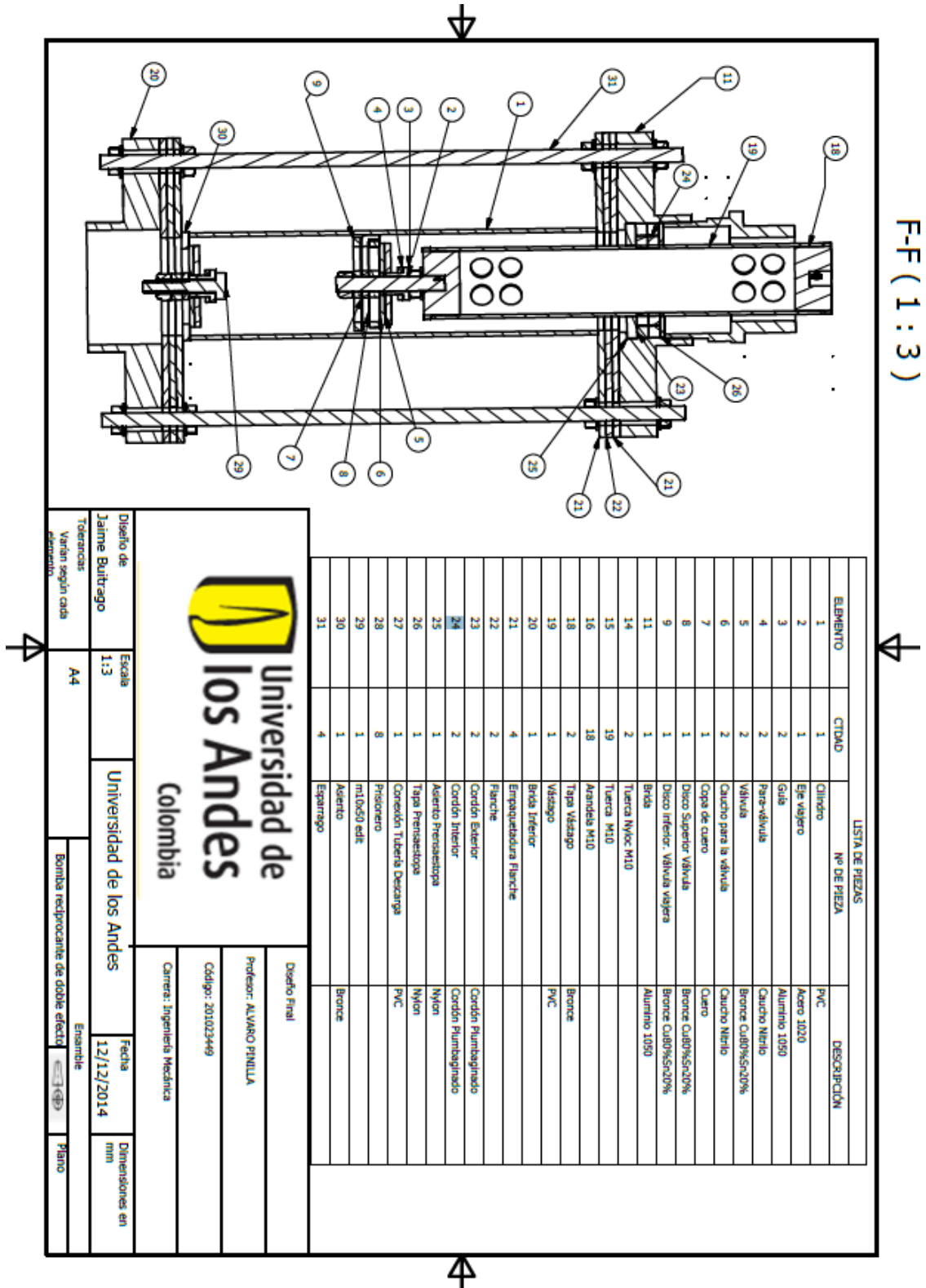
Bibliografía

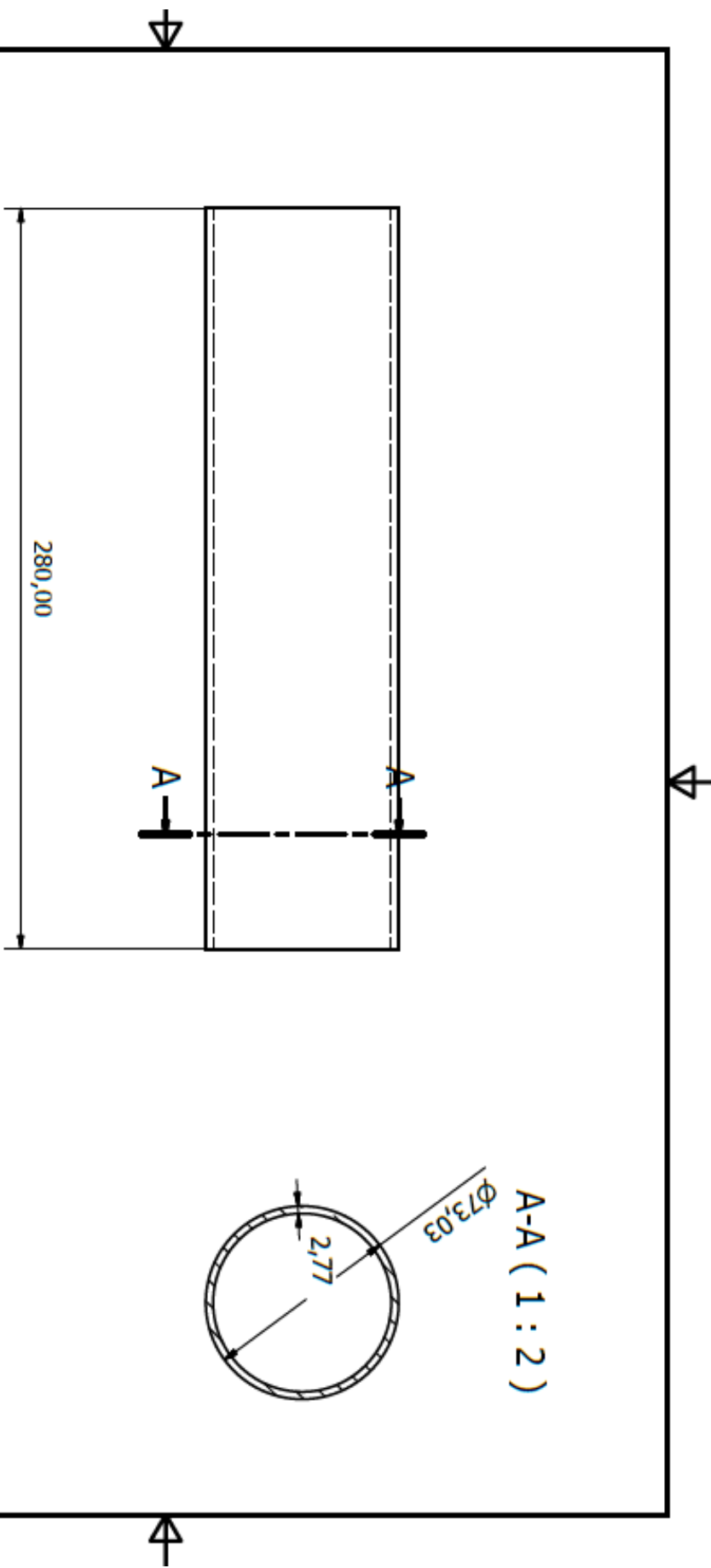
- [8] Arrakis, J. J. (2004). *Pump Design*. Eindhoven: Arrakis.
- [3] Fundación Centro Experimental Las Gaviotas. (13 de Diciembre de 2014). Obtenido de <http://www.centrolasgaviotas.org/Productos.html>
- [1] Hitzer (13 de Diciembre de 2014). Obtenido de <http://www.hitzer.com/products/pump>.
- [4] John Burton, J. L. (1991). *Bomas rotodinámicas y de desplazamiento positivo*. Bogotá: Uniandes.
- [9] Lysen. (1982). *Introduction to wind energy: Basic and advanced introduction to wind energy with emphasis on water pumping windmills*. Eindhoven: Consultancy Services Wind Energy Developing Countries.
- [2] Mandar Pumps. (13 de Diciembre de 2014). Obtenido de <http://www.mandarpumps.com/doubleaction.html>
- [7] Mendoza, F. (2011). *Caracterización y evaluación de la bomba reciprocante de pistón de simple efecto Jober de 3 pulgadas de diámetro y comparación con la bomba Indusierra de 2 1/2 pulgadas de diámetro*. Bogotá: Universidad de los Andes.
- [6] Pérez, D. (2012). *Estudio del comportamiento de la Bomba Comercial Reciprocante de Desplacamiento Positivo marca Indusierra. Proyecto de Grado en Ingeniería Mecánica*. Bogotá: Universidad de Los Andes.
- [5] Pinilla, A. E. (1985). *Wind-Powered Pumping systems for Colombia*. University of Reading.

ANEXOS

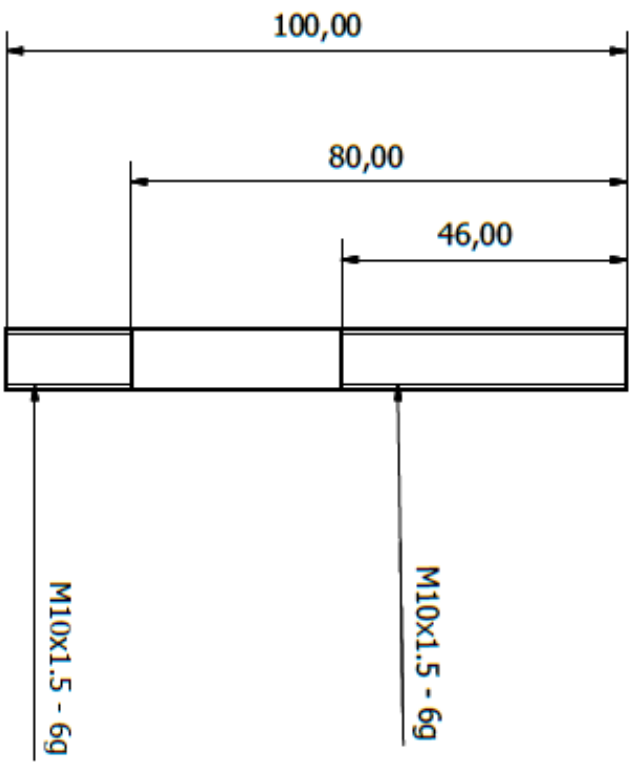
A. Planos de Manufactura

F-F (1:3)

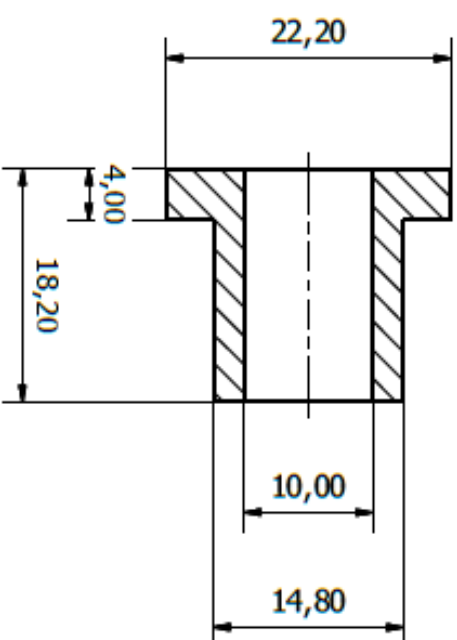
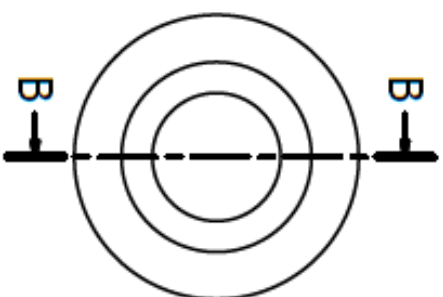




Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:2	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0,1 mm	PVC	Cilindro		Bomba recíproca de doble efecto	Plano

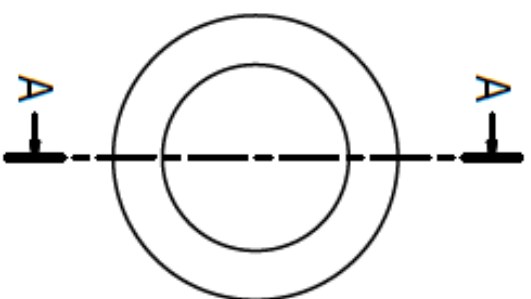


Diseño de	Escala	Universidad de los Andes		Fecha	Dimensiones en
Jaime Buitrago	1:1			19/08/2014	mm
Tolerancias			Eje Válvula Viajera		
+/- 1 mm	Acero 1020		Bomba recíproca de doble efecto		Plano 3/13

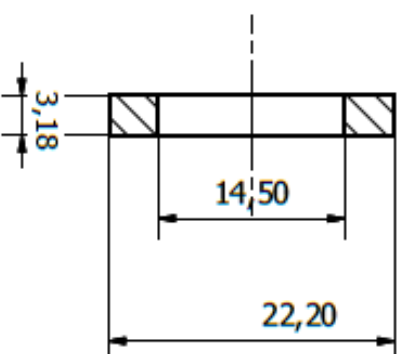


B-B (2 : 1)

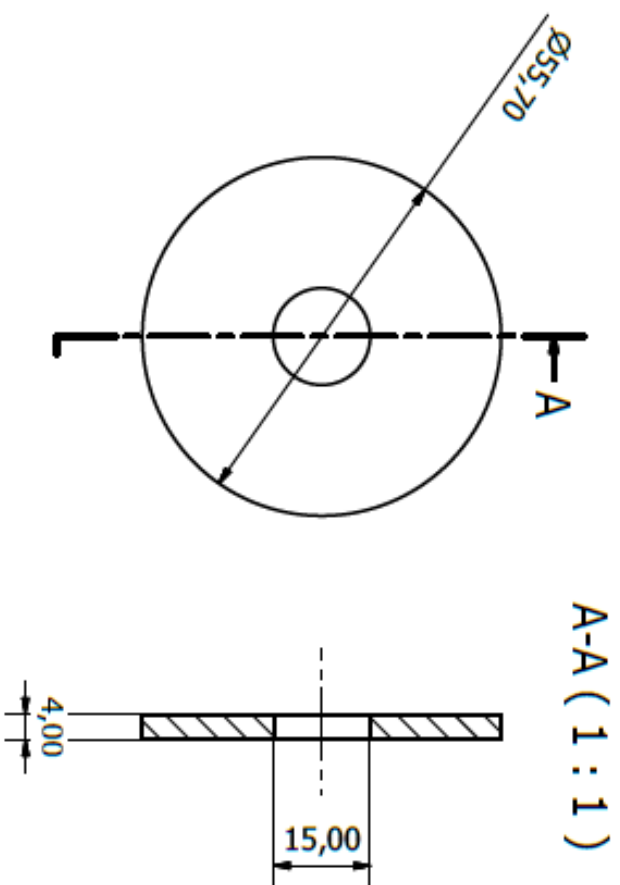
Diseño de Jaime Buitrigo	Escala 2:1	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.2 mm	Aluminio	Guía		Bomba reciprocante de doble efecto	Página 4/13



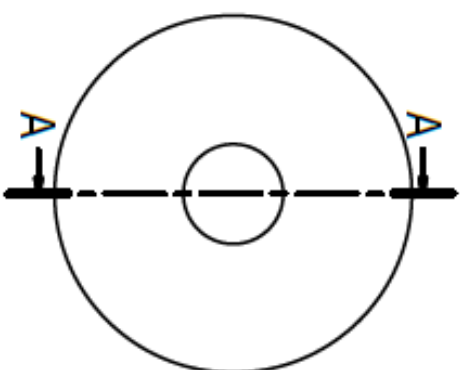
A-A (2 : 1)



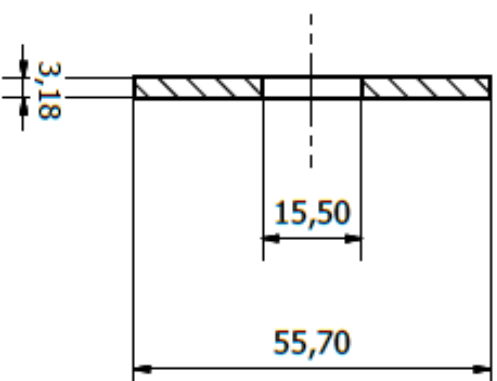
Diseño de Jaime Buitrago	Escala 2:1	Universidad de los Andes	Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.5	Caucho Neopreno	Para-válvula		
		Bomba recprocante de doble efecto		
		Plano		



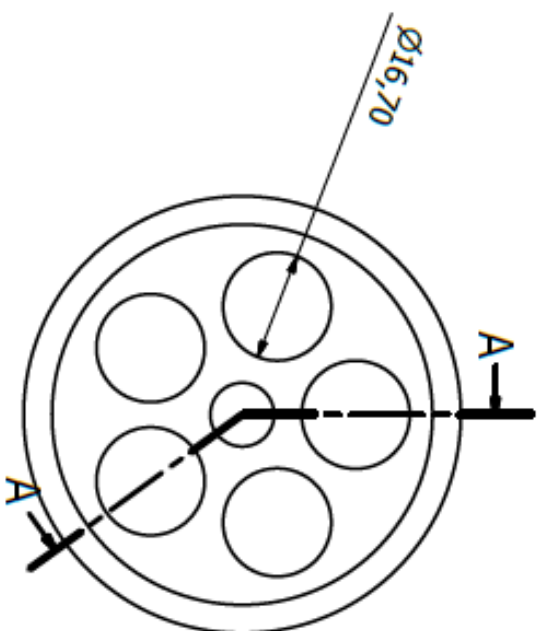
Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes	Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.2 mm	Bronce Cu80%Sn20%		Válvula Bomba recprocante de doble efecto	Plano 6/13



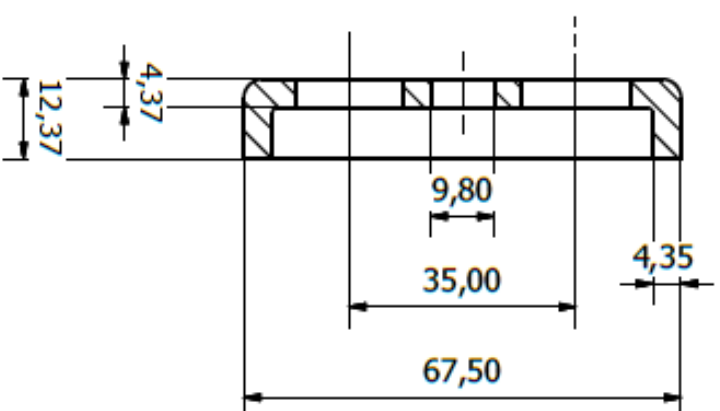
A-A (1 : 1)



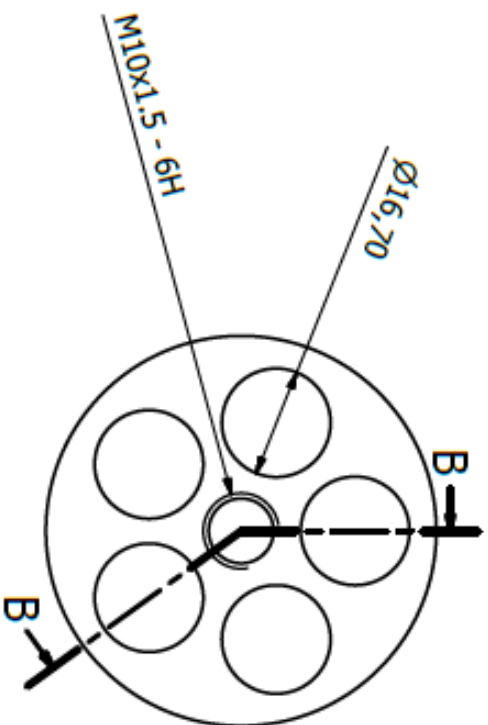
Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.2 mm	Caucho Nitrilo	Caucho para Válvula		Bomba reciprocante de doble efecto	Plano 7/13



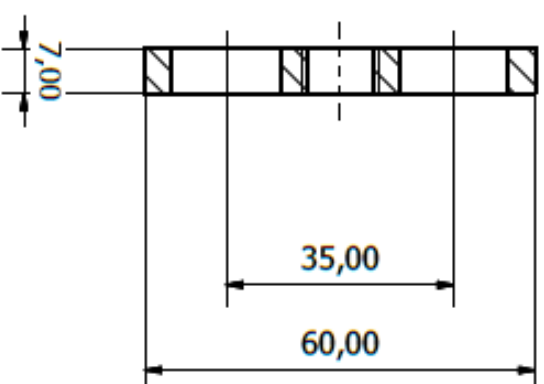
A-A (1 : 1)



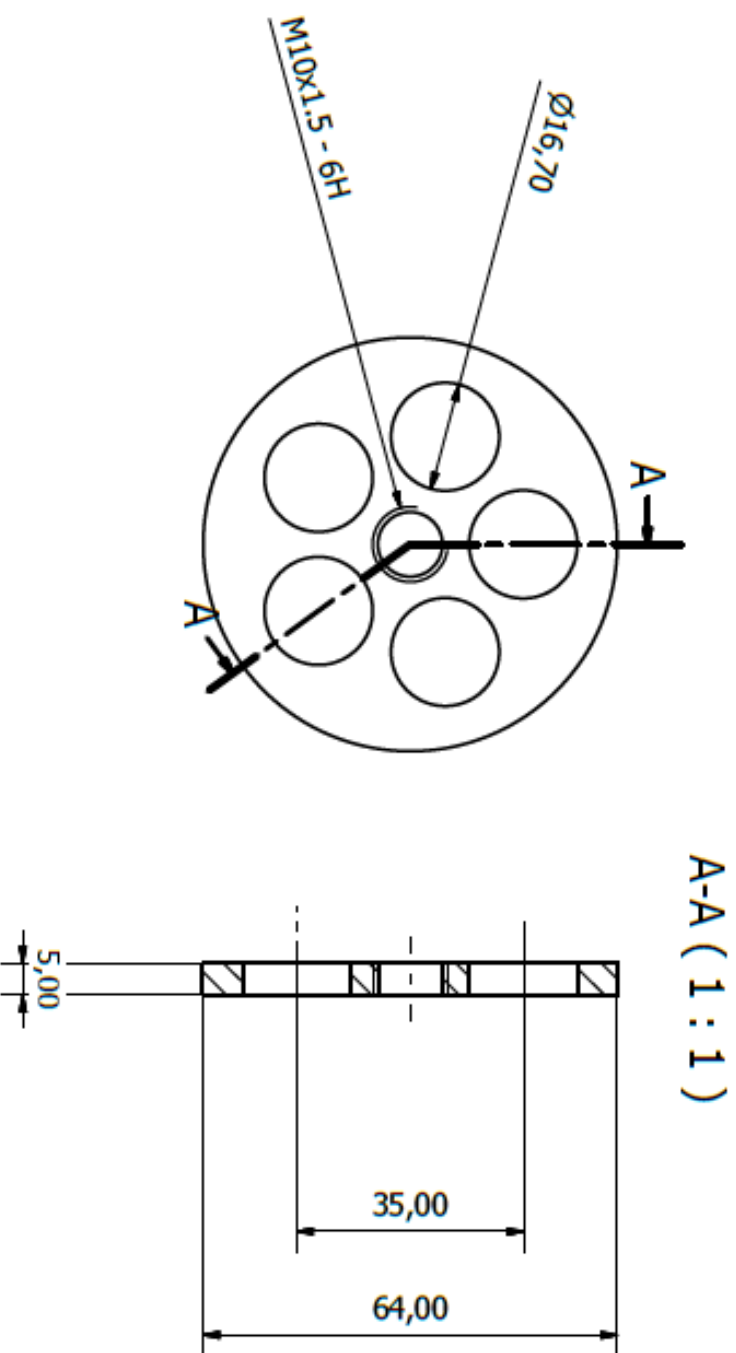
Diseño de Jaime Butrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0,5 mm	Cuero	Copa		Bomba recíproca de doble efecto	Plano 8/13



B-B (1 : 1)



Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes	Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.1 mm	Bronce Cu80% Sn20%	Disco Superior de Válvula Viajera	Bomba reciprocante de doble efecto	Plano 9/13

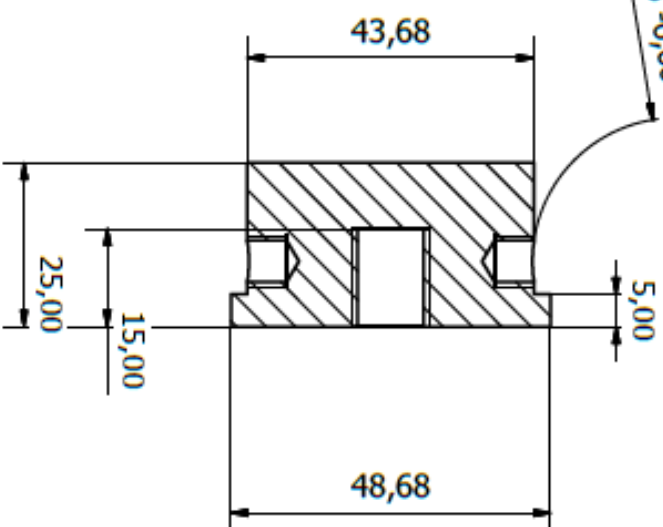


Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0,1 mm	Bronce Cu80% Sn20%		Disco Inferior de Válvula viajera		
			Bomba recprocante de doble efecto	Plano 10/13	

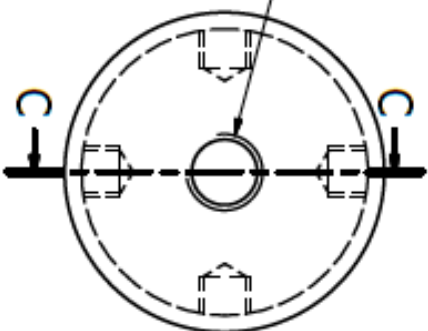


C-C (1 : 1)

$\phi 6,35$ -6,00 Profundidad

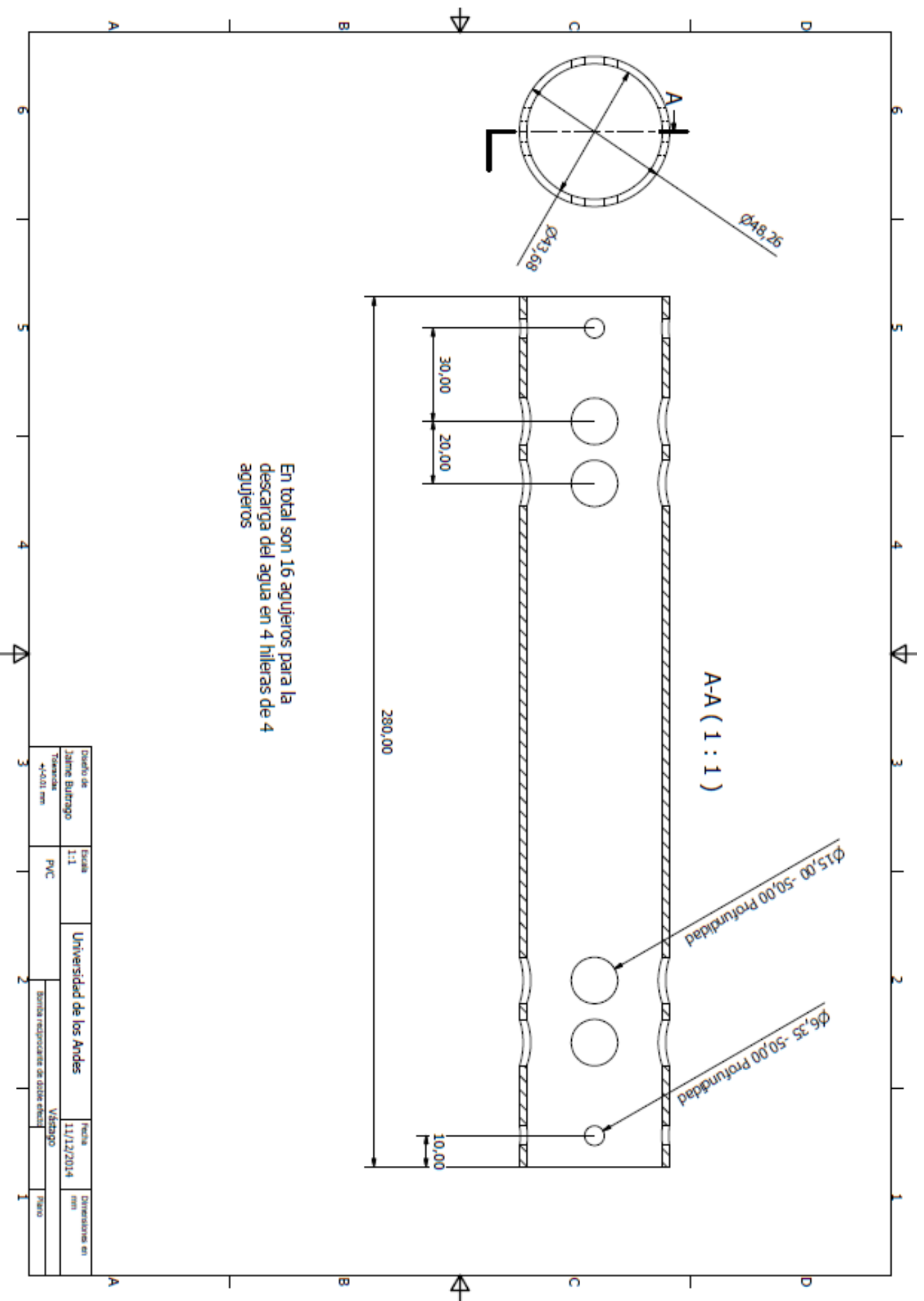


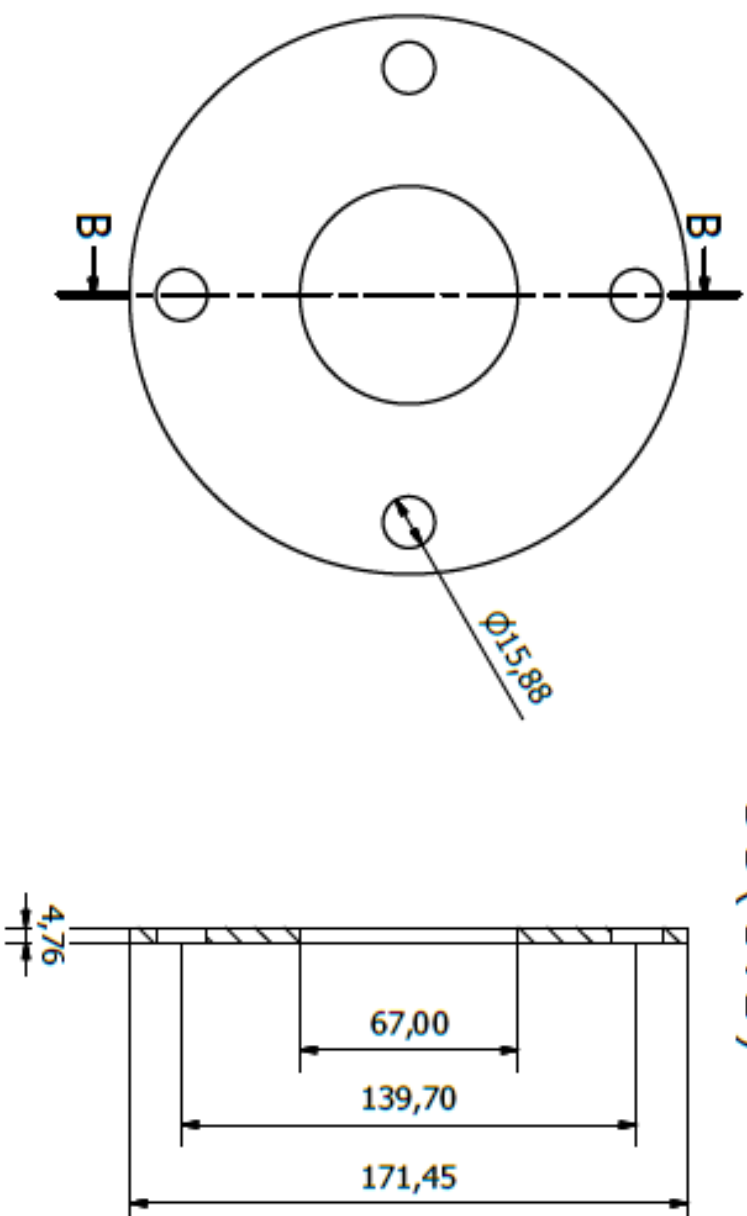
M10x1,5 - 6H



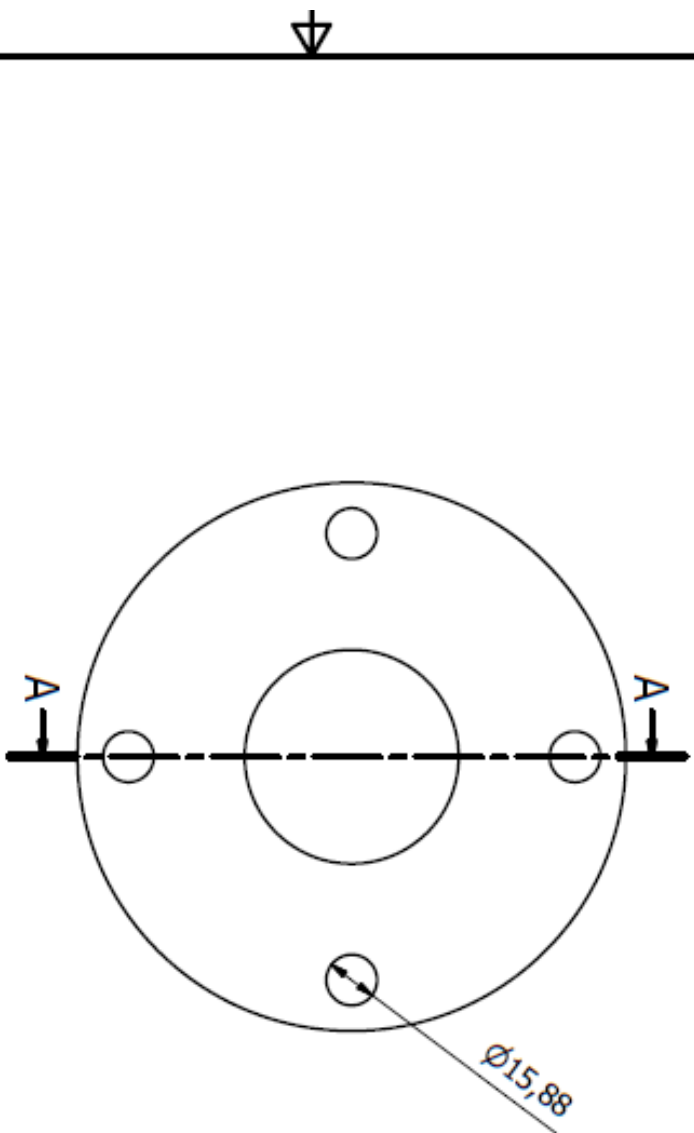
Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0,1 mm	Acero inoxidable	Tapa Vástago		Bomba recíproca de doble efecto	Plano



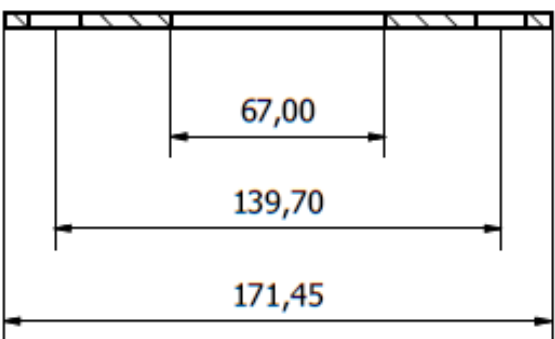




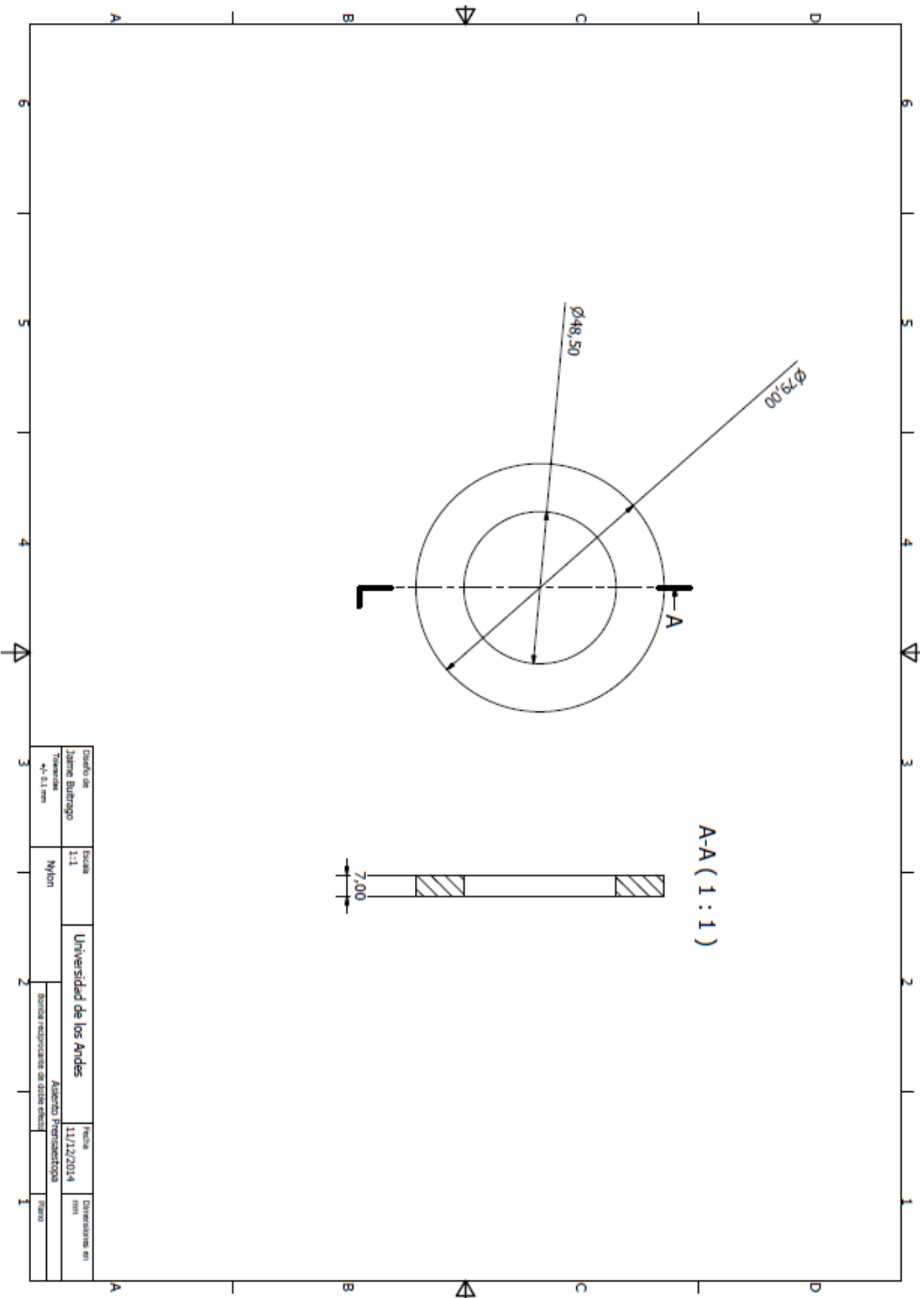
Diseño de Jaime Buirago	Escala 1:2	Universidad de los Andes	Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.5 mm	Caucho Nitrilo	Empaquetadura Bomba recprocante de doble efecto		Plano 11/13



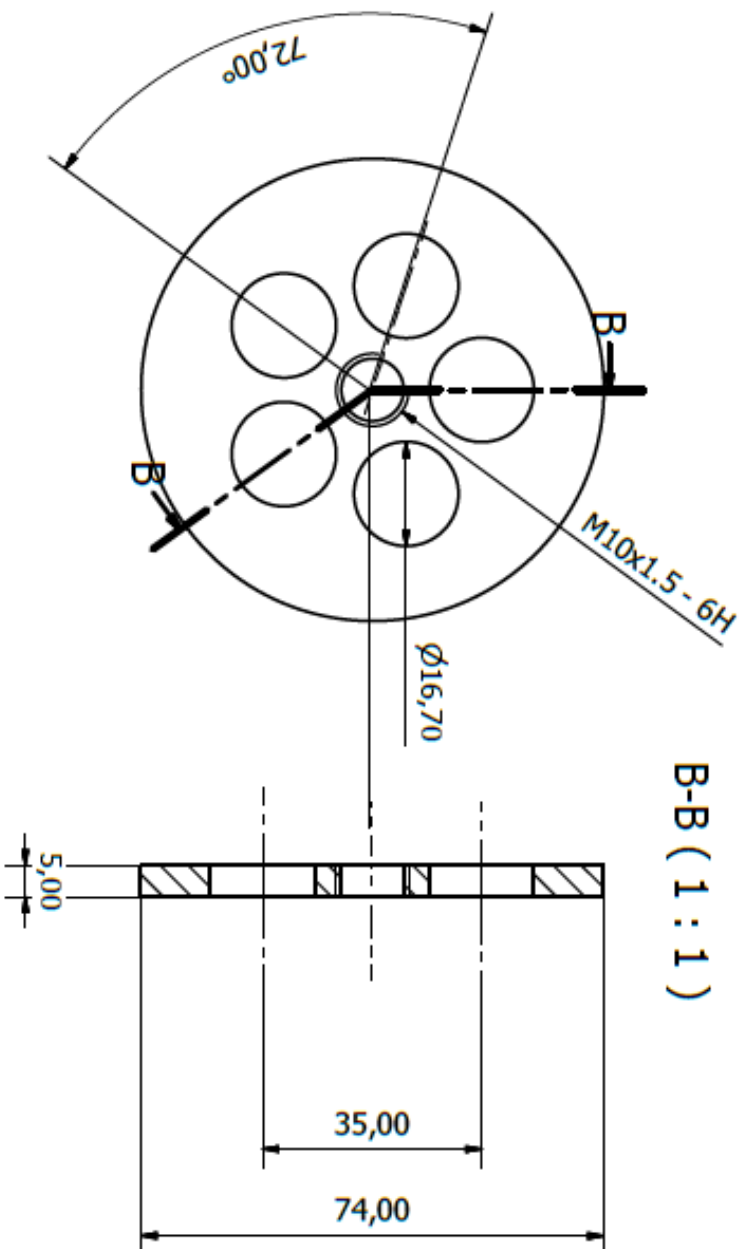
A-A (1 : 2)



Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:2	Universidad de los Andes		Fecha 11/12/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias +/- 0.1 mm	Aluminio	Flancho		Bomba reciproicante de doble efecto	Plano



Diseño de	Escala	Universidad de los Andes		Fecha	11/12/2014	Dibujado en
Jalme Butrago	1:1	Asiento Prensionetopos				
Tolerancias ±0.1 mm	Nylon	Borlas recuperables de otros efectos				Papel



Diseño de Jaime Buitrago	Escala 1:1	Universidad de los Andes		Fecha 19/08/2014	Dimensiones en mm
Tolerancias $\pm 0,1$ mm	Bronce Cu80% 20%	Asiento Válvula de Pie		Bomba recíproca de doble efecto	Plano 13/13