



**DISEÑO Y OPTIMIZACION DE UNA BOMBA DE DOBLE EFECTO  
DE ACCIÓN NEUMÁTICA**

**CARLOS ANDRES RAMIREZ RANGEL**

**UNIVERSIDAD DE LOS ANDES  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA  
SANTAFE DE BOGOTA D.C.**

**2002**

**DISEÑO Y OPTIMIZACION DE UNA BOMBA DE DOBLE EFECTO  
DE ACCIÓN NEUMÁTICA**

**CARLOS ANDRES RAMIREZ RANGEL**

**Tesis de Magister**

**Asesor de la Tesis**

**ALVARO PINILLA**

**Ph. D.**

**UNIVERSIDAD DE LOS ANDES  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA  
SANTAFE DE BOGOTA D.C.**

**2002**

Santafe de Bogota, D.C 12 de diciembre de 2002

Doctor

Álvaro Pinilla Director Departamento de Ingeniería Mecánica  
Universidad de los Andes.

Departamento de Ingeniería Mecánica

Apreciado Doctor:

Someto a consideración de usted la tesis de maestría titulada DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA BOMBA DE DOBLE EFECTO DE ACCIÓN NEUMÁTICA, que tiene como objetivo rediseñar, construir y optimizar una bomba de accionamiento neumático doble efecto de desplazamiento positivo para ser probada y caracterizada posteriormente.

Considero que este proyecto cumple con sus objetivos y lo presento como requisito parcial para optar al título de Magíster en Ingeniería Mecánica.

Cordialmente,

-----  
Carlos Andrés Ramírez R.

Cod. 200217505

Nota de Aceptación.

-----

-----

-----

-----

-----

Álvaro Pinilla, Ph. D.

Asesor Tesis.

-----

JURADO #1

-----

JURADO #2

A mi novia por su paciencia  
A mis padres por su empeño  
A mi profesor asesor  
Álvaro Pinilla

## AGRADECIMIENTOS

El autor expresa sus agradecimientos a:Álvaro Pinilla, Ph. D. Asesor del proyecto, por su orientación y empeño puesto en la tesis.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO	3
2.DISEÑO DE LA BOMBA DE 3" X 2"	8
2.1. ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL ACTUADOR NEUMÁTICO Y LA BOMBA DE DOBLE EFECTO DE 3" X 2"	8
2.2.ANÁLISISDE LA BOMBA DE 3" X 2"	9
2.3. CALCULO DE ALTURAS ESTATICAS PARA BOMBA DE 3" X 2"	9
2.4. CALCULO DE ALTURAS ESTATICAS PARA BOMBA DE 2" X 1 ¼"	11
3. DISEÑO DE LA BOMBA 2" X 1 ¼"	12
3.1. DISEÑO DE LA VÁLVULA DE PIE	12
3.2. DISEÑO DE LA VÁLVULA VIAJERA	14
3.3. DISEÑO DEL VASTAGO	15
3.4. DISEÑO DE OTRAS PARTES DE LA BOMBA	17
3.5. DISEÑO DEL SELLO DE LA BOMBA	19
4. SISTEMA DE ACCIONAMIENTO NEUMÁTICO Y ENSAMBLE DE LA BOMBA	22
5. DISEÑO Y DESARROLLO DE EXPERIMENTO PARA SELECCIONAR UN CAPACITOR HIDRÁULICO	25
5.1. DISEÑO DEL EXPERIMENTO	25
5.2. PRUEBAS CON GUANTES DE LATEX	26
5.3. DESARROLLO DE PROBETAS DE SILICONA	29
6. IMPLEMENTACION Y DESARROLLO DE PRUEBAS DEL SISTEMA DE BOMBEO	30
6.1. IMPLEMENTACION DE PRUEBAS	30
6.2. PRUEBAS CON CABEZA DE 10 M	33
6.3. PRUEBAS CON CABEZA DE 20 M	35

6.4. PRUEBAS CON CABEZA DE 25 M	37
7. ANÁLISIS DE RESULTADOS	39
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	



## LISTA DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1. Características de tubería PVC RD 21 para bomba de 3" x 2"	9
Tabla 2. Características de tubería PVC RD 21 para bomba de 2" x 1 ¼"	10
Tabla 3. Cálculo de altura estática a diferentes presiones para bomba 2" x 1 ¼"	11
Tabla 4. Especificaciones generales de válvula de pie	13
Tabla 5. Especificaciones generales de válvula viajera	14
Tabla 6. Desempeño de la bomba para diferentes ciclajes	21
Tabla 7. Resultados tabulados de pruebas con cabeza de 10 m.	33
Tabla 8. Resultados tabulados para bombeo a 20 m.	35
Tabla 9. Resultados tabulados para bombeo a 25 m.	37

## LISTA DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1. Válvula de pie desarmada con todas sus partes	13
Figura 2. Válvula de pie armada	13
Figura 3. Válvula viajera armada con el vástago metálico y el sello de HDPE	15
Figura 4. Vástago en 304 SS	16
Figura 5. Detalle de prensa estopa con su respectivo alojamiento ya acoplado	17
Figura 6. Detalle de acople entre actuador y vástago de PVC	18
Figura 7. Detalle de la estructura de la bomba ya ensamblada	18
Figura 8. Diagrama de accionamiento del sistema neumático	22
Figura 9. Detalle de la electroválvula y el actuador neumático con sus respectivos acoples	23
Figura 10. Detalle de los controles de carrera anclados a la estructura	24
Figura 11. Sistema actuador – bomba definitivo	24
Figura 12. Esquema de montaje experimental	25
Figura 13. Guantes de látex antes de ser probados	28
Figura 14. Guantes de látex después de la prueba de presión	28
Figura 15. Montaje experimental para pruebas de elemento capacitivo	29
Figura 16. Modelo de madera con sellador sobre el cual se hacen las probetas	29
Figura 17. Torre de prueba a 10 m. de altura	31

Figura 18. Torre de prueba para 20 m. 25 m. de altura	31
Figura 19. Montaje de prueba con manómetro y recipiente de succión	32

## LISTA DE GRAFICAS

	Pag.
Gráfica 1. Resultados pruebas para un guante de látex	27
Gráfica 2. Pruebas para guantes de látex en serie (2) y (3)	27
Gráfica 3. Tendencia de el caudal con respecto a la presión	34
Gráfica 4. Comportamiento de los ciclos por minuto	34
Gráfica 5. Tendencia de la eficiencia contra la presión de entrada para 10 m. de cabeza	35
Gráfica 6. Tendencia del caudal contra presión a 20 m. de cabeza	36
Gráfica 7. Comportamiento del ciclaje contra la presión de entrada	36
Gráfica 8. Eficiencia volumétrica contra presión de entrada a 20 m	37
Gráfica 9. Comportamiento del caudal contra la presión para una cabeza de 25 m.	38
Gráfica 10. Comportamiento del ciclaje contra la presión de entrada	38
Gráfica 11. Eficiencia volumétrica contra presión de entrada a 25 m.	39

## INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

En la medida en que avanzan los adelantos técnicos de la sociedad, se hace evidente la preocupación en el desarrollo de métodos cada vez más eficientes y económicos para cumplir un objetivo.

En los países en vía de desarrollo, en la mayoría de las zonas rurales, se requiere en cierta medida, un sistema para obtener agua que no sea costoso; además, con la problemática ambiental actual, se requieren fuentes de energía para bombeo de agua, por ejemplo, que no contaminen el medio ambiente y que no liberen gases combustibles fósiles que acentúan el efecto invernadero. A nivel local se tiene como muestra La Guajira, por ser una zona seca y se hace demasiado costoso obtener agua potable, este tipo de problema es el que se quiere llegar a resolver en el desarrollo de la tesis en cuestión.

Lo que se pretende en este trabajo es contribuir con más conocimiento en el tema de la generación de estrategias de fuentes energéticas alternativas o renovables para dar una solución al bombeo de agua en forma remota, es decir, la fuente de agua se puede encontrar en un sitio diferente al de la fuente de energía para mover el compresor de aire, ya que el sistema de funcionamiento que se propone para la bomba debe ser neumático, por razones que se explicarán más adelante.

Por otra parte, con el fin de recuperar el trabajo que se había hecho en la Universidad de los Andes sobre bombeo con transmisión neumática, se realiza este trabajo de tesis para dejar instalado en el taller de la Universidad el sistema de bombeo de una bomba de desplazamiento positivo de doble efecto, el cual se había perdido en años anteriores.

Como ya existe una buena literatura sobre bombas de doble efecto, el criterio de selección de la camisa y el émbolo como estructura principal se encuentra en la relación de áreas igual a 1 de tal forma que se puedan entregar paquetes iguales de agua en la extensión y retracción del mecanismo (doble efecto). Por este motivo se selecciona una bomba con dimensiones 3" x 2" la cual se construye durante el transcurso del trabajo. Debido al actuador neumático disponible con unas dimensiones muy pequeñas para la bomba construida, se procede a diseñar y construir una bomba de dimensiones 2" x 1 ¼", que se acerca al criterio de relación de áreas igual a 1 y adicionalmente al acoplarse al cilindro neumático logra una cabeza estática de bombeo de 13 m para 50 psi como presión de entrada del aire.

Por otra parte, en estudios que se han venido haciendo en elementos capacitivos para el tipo de bombas en cuestión, se quiere acoplar un material elástico a la bomba para mejorar en forma considerable la eficiencia volumétrica de la bomba. Para esto se prueban diferentes materiales en forma hidrostática y se diseña un experimento para determinar la capacidad de almacenamiento de la bomba en forma elástica para posteriormente determinar si es factible o no adaptar alguno de estos elementos a la bomba.

Como etapa final del proyecto se pasa a caracterizar la bomba ya ensamblada y acoplada al sistema neumático con y sin elementos capacitivos.

## **1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO**

En este campo ya se tenía un desarrollo bastante bueno en las contribuciones de trabajos de grado de Andrés Tobar y en las tesis de maestría de Luis Carlos Romero y Fabián Olivo Bejarano así como en el trabajo de maestría respectivo de Óscar Granados que desarrolló un trabajo similar al propuesto pero de accionamiento manual. Se tenía una bomba de desplazamiento positivo de doble efecto ya construida y caracterizada para una cabeza estática de bombeo de 13.5 m con buenos resultados de eficiencia. Esta bomba fue hurtada, por tanto se perdió todo el trabajo que se había hecho en el tema, quedando solo los documentos escritos de los trabajos de grado hechos por las personas previamente mencionadas.

Con los antecedentes previamente descritos, la bibliografía básica y los conceptos fundamentales de diseño y explorando sobre las bombas de desplazamiento positivo de doble efecto, se llega a unas dimensiones específicas de los elementos fundamentales que componen la bomba, a saber: diseño y elaboración de la válvula viajera, la válvula de pié, vástago metálico, selección de sellos, elaboración del sistema de sujeción de la bomba y de la tubería de descarga y otras partes de la bomba.

Una vez obtenidas las partes que componen la bomba, teniendo en cuenta una buena práctica de las ecuaciones de diseño y las limitantes que ofrecen los sistemas que actúan con fluidos tales como la cavitación que debe ser evitada así como asunciones del tipo de fluido que se va a bombear que probablemente no va ser el mismo que se encuentra

en el campo a la hora de utilizar el diseño en una aplicación real, se va a hacer lo posible por hacer una práctica de las estrategias de diseño valiéndose especialmente en el conocimiento que existe acumulado en el tema. En el siguiente paso que es el ensamble del artefacto, se debe proceder con el más sumo cuidado siguiendo los planos de ensamble los cuales deben ser generados a lo largo del diseño de los componentes de la bomba. Para este fin se utiliza la ayuda de un paquete de CAD (Solid Edge), que ayuda a visualizar mejor el ensamble de la bomba.

A grandes rasgos lo que se hace en una caracterización es probar la bomba para medirle el caudal, como fuente de potencia se utiliza el compresor de aire (línea de aire) para tratar de conseguir condiciones reales de funcionamiento para simular lo que más adelante podría suplir el molino. Las pruebas se hacen a múltiples cabezas de bombeo (3) para determinar cual podría ser el punto de funcionamiento óptimo de la bomba. Para continuar con el trabajo que se ha hecho, se va a tener en cuenta la información ya consignada en las diferentes tesis y proyectos de grado que existen sobre el tema.

El compresor va directamente conectado a la red neumática para mover la bomba. Con este montaje se procede a tomar datos de presión de línea de aire, caudal de agua entregado y ciclos de la bomba; con algunas relaciones matemáticas sencillas se puede determinar con las anteriores mediciones la eficiencia volumétrica y la eficiencia total, lo cual resume una forma fácil de caracterizar una bomba.

Con base en los resultados que se obtengan en los ensayos de la bomba, se procede a determinar cuales podrían ser unos buenos parámetros para llegar a mejorar la eficiencia de la bomba, es decir, optimizar el diseño con el que se construyó la bomba. De acuerdo a la bomba que se tenía construida, después de haber sido probada, Andrés Tobar sugirió que la red neumática podría ser reelaborada con componentes que resistan altos niveles de humedad y suciedad, se podría probar un diseño con una carrera diferente



para observar si mejora la eficiencia del equipo. Ya que la bomba en cuestión fue construida en PVC, podría ser una buena opción lograrla en aluminio ya que este material posee mejores tolerancias y por tanto podría llegar a mejorar la eficiencia de la bomba. En cuanto a Fabián Olivo, este sugiere investigar en nuevos materiales de sellos, para generar un aporte en la tecnología de estos.

Las sugerencias descritas previamente así como la literatura y conocimiento acumulado en el tema son los tópicos más importantes para llegar a generar propuestas y ensayos en la optimización de la bomba de doble efecto.

Existen fundamentalmente dos tipos de bombas de acuerdo al principio de operación que estas ofrecen, las rotodinámicas y las de desplazamiento positivo, que es el principio de operación de la bomba que se pretende rediseñar. Las bombas de desplazamiento positivo, desplazan paquetes de flujo a intervalos regulares desde la succión hasta la descarga. A su vez, este tipo de bombas se divide en reciprocantes y rotativas. A diferencia de las bombas rotodinámicas, las de desplazamiento positivo, en teoría tienen un sello permanente que no permite por instante alguno la comunicación simultánea entre las tuberías de succión y descarga. El sellamiento generalmente se logra con válvulas internas o con ajustes muy estrechos entre las partes de la bomba. El sistema de funcionamiento tiene que ver con una cápsula progresiva o cavidad creciente que comunica con la succión pero está aislada de la descarga. Luego esta se desplaza a volumen constante, aunque sea por un solo instante, aislada de la succión y la descarga. Hacia el final de su camino, la cavidad decrece, y queda comunicada con la descarga, para que el líquido sea expulsado hacia la tubería de descarga [1].

Para las bombas de desplazamiento hay una limitación en cuanto a la presión o cabeza que se puede aplicar sin sobrepasar los límites estructurados de la carcasa y de potencia en el eje. Por otro lado, para este tipo de bombas, el caudal no depende de la presión

aplicada a la salida. Estas bombas generalmente se utilizan para mover pequeñas cantidades de líquido – a veces con alta viscosidad – y donde se requiere descarga de alta presión [1].

A través de una investigación de bombeo remoto neumático empezada bajo la dirección de Álvaro Pinilla con financiamiento de Colciencias, con el grupo FIBA se hicieron los primeros avances en el tema. Específicamente en un principio se diseñó y construyó una bomba de doble efecto reciprocante de 3” X 2”, en ese momento se adquirió un actuador neumático y un compresor reciprocante. Posteriormente entra en vigor el trabajo hecho por el Ingeniero Fabián Olivo y Andrés Tobar de optimizar lo que ya se tenía. Después de haber terminado su trabajo satisfactoriamente las dos personas previamente mencionadas, es hurtada la bomba en forma desconocida y por tanto se pierde toda la información sobre pruebas y demás que se tenía para el artefacto ya construido. Por otra parte se debe mencionar que Óscar Granados diseñó y construyó una bomba con las mismas especificaciones en cuestión en su tesis de maestría, el modelo que sugiere este trabajo es el óptimo por los criterios de diseño que se deben tener en cuenta para el tipo de bomba que se propone y por tanto los tópicos de diseño que se van a seguir son los que se hicieron en el trabajo de Granados.

En el trabajo que se hizo, quedó impresa la información sobre los cálculos para el diseño de la válvula viajera, la válvula de pié, el vástago metálico y demás componentes de la bomba. También quedaron registrados los planos de cada uno de los elementos previamente descritos así como los resultados de mediciones que se hicieron probando la bomba. El criterio para seleccionar sellos y probar con nuevos materiales se encuentra consignado en los trabajos de grado que se hicieron por última vez en el tema antes de que ocurriera el acontecimiento inesperado.

En los trabajos de grado, se hicieron pruebas de la bomba para sellos de cuero, polietileno de alta densidad (HDPE) y polietileno de baja densidad (LDPE), a una cabeza estática de 13.5 m. Se demostró que la bomba era mucho más eficiente a cabezas superiores a los 10 metros que a cabezas inferiores y que el mejor sello, es decir, el que permite menos fugas, es el de polietileno de alta densidad incluyendo mayor durabilidad durante el funcionamiento.

## 2. DISEÑO DE LA BOMBA DE 3" X 2"

### 2.1. ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL ACTUADOR NEUMÁTICO Y LA BOMBA DE DOBLE EFECTO DE 3" X 2"

Las características del actuador neumático disponible son:

Diámetro del pistón : 20 mm

Diámetro del vástago : 10 mm

Carrera del pistón : 190 mm

Asumiendo que la línea de aire disponible en el taller va a funcionar a una presión constante de 50 psi (se puede variar mediante un regulador de presión), se obtienen los siguientes datos:

$P_{sist}$  = Presión de aire del sistema = 3.445 bar

$F_v$  = Fuerza en el vástago del cilindro neumático =  $P_{sist} * A_p$  – Pérdidas

Las pérdidas por fricción en el cilindro neumático son del orden del 15% de la fuerza transmitida por el vástago. En la ecuación anterior,  $A_p$  corresponde al área del pistón del cilindro neumático, de esta forma el resultado es:

$F_v = 0.85 * P_{dist} * A_p$

Las fuerzas desarrolladas en el actuador neumático varían dependiendo de si se encuentra en la bajada o en la subida del ciclo, de esta forma se tiene el siguiente análisis:

$A_{p1}$  = Área del pistón del actuador neumático bajando = 0.0000785 m<sup>2</sup>

$$A_{p2} = \text{Área del pistón del actuador neumático subiendo} = 0.000314 \text{ m}^2$$

$$F_{v1} = \text{Fuerza en el actuador neumático bajando} = 23 \text{ N}$$

$$F_{v2} = \text{Fuerza en el actuador neumático subiendo} = 92 \text{ N}$$

## 2.2. ANÁLISIS DE LA BOMBA DE 3" X 2"

La fuerza en el vástago de la bomba que realiza éste sobre el fluido ( $F_b$ ), se puede calcular de la siguiente forma:

$$F_b = F_v - \text{Pérdidas por fricción.}$$

Las pérdidas por fricción en el preñe empaque y por el sello del pistón son del orden del 30% de la fuerza en el vástago de la bomba.

$$F_b = 0.7 * F_v$$

Las fuerzas desarrolladas en el actuador neumático varían dependiendo de si se encuentra en la bajada o en la subida del ciclo, de esta forma se tiene el siguiente análisis:

$$F_{b1} = 64.44 \text{ N}$$

$$F_{b2} = 16.1 \text{ N}$$

## 2.3. CÁLCULO DE ALTURAS ESTÁTICAS PARA BOMBA DE 3" X 2"

Se define:

$AB1$  = Área de la bomba cuando está bajando el pistón.

$AB2$  = Área de la bomba cuando está subiendo el pistón.

D. nominal (")	D. exterior (mm)	D. interior (mm)	Espesor (mm)
3	88.9	80.41	4.24
2	60.33	54.59	2.87

Tabla 1. Características de tubería PVC RD21 para bomba de 3" x 2".

Se tiene entonces:

$$AB1 = 0.002341 \text{ m}^2$$

$$AB2 = 0.0022 \text{ m}^2$$

Ahora se definen las siguientes variables:

$H_s$  = Altura estática a vencer.

$H_{s1}$  = Altura estática en la bajada.

$H_{s2}$  = Altura estática en la subida.

$$H = \frac{F_b}{\rho * g * AB} ; \text{ de esta forma se obtienen los siguientes resultados:}$$

$$H_{s1} = 2.8 \text{ m.}$$

$$H_{s2} = 0.75 \text{ m.}$$

Con los resultados mostrados y teniendo en cuenta que la cabeza de bombeo es muy baja (inferior a 10 m), se procede a dimensionar una bomba de 2" x 1 1/4". Las características de la tubería se muestran a continuación:

D. nominal (")	D. exterior (mm)	D. interior (mm)	Espesor (mm)
2	60.33	54.59	2.87
1 1/4	42.16	38.14	2

Tabla 2. Características de tubería PVC RD21 para bomba de 2" x 1 1/4".

Las fuerzas transmitidas por el actuador no varían; ahora, utilizando el procedimiento descrito para el análisis de la bomba de 3" x 2", manteniendo una presión constante de 50 psi en la línea de aire, se tiene:

$$F_{v1} = 23 \text{ N}$$

$$F_{v2} = 92 \text{ N}$$

$$AB1 = 1.143 \text{ E-3 m}^2$$

$$AB2 = 1.21 \text{ E-4 m}^2$$

$$F_{b1} = 16.1 \text{ N}$$

$$F_{b2} = 64.4 \text{ N}$$

#### 2.4.CÁLCULO DE ALTURAS ESTÁTICAS PARA BOMBA DE 2" X 1 1/4"

$$H_{s1} = 13.58 \text{ m}$$

$$H_{s2} = 5.8 \text{ m}$$

Los resultados indican que el desempeño teórico de esta nueva bomba se ajusta a los requerimientos expuestos previamente al vencer una altura estática superior a 10 m.

La siguiente tabla muestra el comportamiento de la bomba en cuestión con diferentes presiones en la línea de aire.

<b>P sistema (psi)</b>	<b>Fv1 (N)</b>	<b>Fv2 (N)</b>	<b>Fb1 (N)</b>	<b>Fb2 (N)</b>	<b>Hs1 (m)</b>	<b>Hs2 (m)</b>
20	36,80	9,20	25,76	6,44	2,31	5,43
30	55,21	13,80	38,64	9,66	3,46	8,15
40	73,61	18,40	51,53	12,88	4,61	10,86
50	92,01	23,00	64,41	16,10	5,77	13,58
60	110,41	27,60	77,29	19,32	6,92	16,29
70	128,81	32,20	90,17	22,54	8,07	19,01
80	147,22	36,80	103,05	25,76	9,22	21,73
90	165,62	41,40	115,93	28,98	10,38	24,44
100	184,02	46,01	128,81	32,20	11,53	27,16

Tabla 3. Cálculo de altura estática a diferentes presiones para bomba 2" x 1 1/4"

Como se puede observar en la tabla, si la presión es mayor a 40 psi ; la bomba puede vencer una altura estática superior a 10 metros.

### **3. DISEÑO DE LA BOMBA 2" X 1 1/4"**

Con el fin de no cometer errores de trabajos anteriores y para tener una mejor visualización del trabajo que se hace, se procedió a esquematizar esta bomba en SOLID EDGE pieza a pieza incluyendo un dibujo detallado de el actuador neumático para justificar el pensamiento filosófico de “ dibujar es aprender”.

#### **3.1.DISEÑO DE LA VÁLVULA DE PIE**

El diseño detallado de la válvula se encuentra en los planos anexos con un espesor de 11 mm para minimizar pérdidas por fricción.

Un problema típico al desarrollar este tipo de válvulas es la inadecuada abertura de la tapa de la válvula generando bombeo muy escaso. Para el diseño de las válvulas [4] se aplicó la teoría de relaciones de área descrita en la referencia previamente mencionada, donde se plantea:

El área total de los orificios de la válvula debe ser aproximadamente el 20% del área (A) a continuación de la misma corrientes arriba.

La altura que debe elevarse la válvula debe ser el 20% de A.

El espesor del anillo entre el diámetro interno de la camisa y la tapa debe ser aproximadamente el 20% de A.

De esta forma se garantiza el máximo aprovechamiento del volumen de líquido succionado a través de las diversas etapas de paso de agua por las válvulas.



Diámetro de agujero (mm)	10
Número de agujeros	6
Espesor de la válvula (mm)	11
Abertura (mm)	4

Tabla 4. Especificaciones generales de válvula de pie.

En la siguiente foto se puede apreciar la válvula de pie con su respectivo tornillo de sujeción desarrollado en bronce fosforado al igual que la tapa de la válvula (Ver planos 1, 2 y 3).



Figura 1. Válvula de pie desarmada con todas sus partes.



Figura 2. Válvula de pie armada

### 3.2.DISEÑO DE LA VÁLVULA VIAJERA

A lo largo de los trabajos hechos en el tema de bombas de doble efecto no se ha podido consolidar el mejor diseño de válvulas viajeras por los inconvenientes con respecto al material del sello, como sujetar el sello, cuántas piezas debe tener la válvula con un funcionamiento que sea muy bueno entre otros detalles.

Para el cálculo de las dimensiones se utilizó la misma metodología con criterios de diseño mencionados para la válvula de pie. De esta forma se llega a la siguiente especificación.

Si el área transversal de el tubo PVC de diámetro nominal 1 ¼” es 1142.85 mm<sup>2</sup> y el área ocupada por los seis agujeros, es decir, el 20% de el área ocupada por la válvula que es de 228.57 mm<sup>2</sup>, se tiene:

$228.57 \text{ mm}^2 = \text{Diámetro de la tapa} \times \pi \times \text{Abertura de la válvula}$ ; de aquí se obtiene un resultado de abertura de la tapa de 3 mm considerando un diámetro de tapa de 33.9 mm.

<b>Especificaciones generales válvula viajera</b>	
Diámetro de agujero (mm)	7
Número de agujeros	6
Espesor de la válvula (mm)	33.3
Abertura (mm)	3
Diámetro de la tapa de la válvula (mm)	33.9

Tabla 5. Especificaciones generales válvula viajera.

La válvula viajera es atravesada por el vástago de acero inoxidable. Se puede observar con más detalle en los planos anexos la parte descrita en esta sección (Ver planos 4, 5, 6 y 7).

En la siguiente foto se puede observar la válvula acoplada al vástago con su respectivo sello de polietileno de alta densidad (HDPE). La tapa de la válvula viajera se fabrica en bronce fosforado al igual que el buje y la corona que sujeta el

sello. En la parte inferior se puede observar la tuerca que le restringe el movimiento al vástago metálico.



Figura 3. Válvula viajera armada con el vástago metálico y el sello de HDPE.

### 3.3.DISEÑO DEL VASTAGO

El vástago es un elemento de suma importancia en este sistema ya que soporta toda la carga transmitida por el actuador neumático. Al estar sometido a cargas fluctuantes, se debe desarrollar un análisis de esfuerzos en falla por fatiga.

Si el sistema trabaja a 4.14 Bar / 50 psi, las cargas producidas en el actuador neumático son de 92 N a tracción y 23 N a compresión o subida y bajada respectivamente.

La teoría de fatiga para cargas fluctuantes considera dos parámetros de suma importancia, a saber, el esfuerzo medio y la amplitud de esfuerzo, donde el último se define como la resta entre el esfuerzo máximo y mínimo.

$$\sigma = (92 + 23)/A_v ;$$

Donde  $A_v$  corresponde al área transversal del vástago. El material para hacer el vástago puede ser aluminio pero tiene fuertes problemas con su resistencia a la fatiga (No posee endurance limit). Por otra parte se considera un acero comercial 1020 pero presenta fuertes problemas de corrosión en el ambiente en el que funciona

el vástago. Por último se considera un acero inoxidable 304 por ser el más comercial y tener las propiedades adecuadas para lo que se quiere hacer. Se definen los siguientes parámetros para lograr un buen análisis:

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga del material (Endurance limit).

$N$  = Factor de seguridad

$\sigma = S_e/N$  ;

Al igualar las dos últimas ecuaciones y teniendo en cuenta que el esfuerzo último a la tracción del acero inoxidable 304 es de 586 MPa y la resistencia a la fatiga del material considerando los factores de superficie, tamaño, confiabilidad, temperatura, concentración de esfuerzos es de 141.43 MPa. Además se considera un factor de seguridad igual a 6. De esta forma se obtiene:

$A_v = 37.74 \text{ mm}^2$  ;

Lo más aproximado que se logra comercialmente es SS 304 de 5/16".



Figura 4. Vástago en 304 SS.

Junto al vástago se encuentra el buje, la tapa de apertura y la válvula viajera con el sello de HDPE.

### 3.4.DISEÑO DE OTRAS PARTES DE LA BOMBA

Otras partes considerables de la bomba son:

- Prensa estopa
- Acople entre actuador y bomba
- Estructura de fijación de la bomba para ser probada

El prensa estopa consiste de dos piezas, a saber el alojamiento del cordón plunvaginado y el prensa estopa los cuales van roscados y en su alojamiento va el cordón que hace el papel de sello para evitar que hayan fugas entre el vástago (tubería interna de PVC) y la camisa de la bomba (tubería externa de PVC). Para la fabricación de estas dos piezas se utiliza aluminio comercial para ser mecanizado y terminar en el diseño final mostrado en los planos anexos. El aluminio posee buena resistencia a la corrosión y es de bajo costo así como muy fácil de mecanizar.



Figura 5. Detalle de prensa estopa con su respectiva alojamiento ya acoplado.

El acople entre el actuador y la bomba se fabrica en aluminio, con rosca en la parte superior para ser acoplado al actuador y rosca en la parte inferior para sujetar el vástago por su parte superior. Adicionalmente a esto, posee una ranura sobre la que se pone un

O-ring para que selle con el vástago de PVC. En la siguiente foto se observa el detalle de la pieza especificada. Para mayor información ver plano anexo.



Figura 6. Detalle de acople entre actuador y vástago de PVC.

El sistema de fijación o estructura sobre la cual se monta la bomba se fabrica con ángulos de hierro de 1" x 1/8". Sobre el marco desarrollado se monta la bomba y se sujeta con tornillería grado 8 de tal forma que el montaje no puede vibrar en ningún sentido, evitando pérdidas durante el bombeo. En la siguiente foto se puede apreciar la estructura de la bomba ya ensamblada.



Figura 7. Detalle de la estructura de la bomba ya ensamblada.

### 3.5.DISEÑO DEL SELLO DE LA BOMBA.

Para la selección del sello de la bomba que se encarga de separar la cámara de succión y descargue se deben considerar eficiencias volumétricas y pérdidas de fluido bombeado []. En la práctica, las pérdidas pueden ocurrir en el prensa estopa, en el sello del acople entre el actuador y la bomba o entre el camisa y el sello de la bomba que se considera el caso más crítico por tratarse de fugas internas. El último caso va a ser analizado en esta sección.

Al fijar un valor permitido de fugas internas se procede a dimensionar el sello. Normalmente se utilizan sellos de cuero para este tipo de bombas con el inconveniente de su rápido desgaste y por tanto poca durabilidad; adicionalmente trabaja muy bien solo en un sentido siendo utilizado por tanto en bombas de simple efecto principalmente.

Entre los intersticios internos de la bomba de desplazamiento positivo se puede llegar a considerar que las fugas internas ocurren bajo el régimen de flujo laminar []. Si el líquido es incompresible y Newtoniano con viscosidad  $\mu$ , es vital mantener el deslizamiento  $S$  lo más pequeño posible, que representan las fugas internas o escape de fluido entre el sello y la camisa o parte interior de la carcasa de la bomba. El deslizamiento  $S$  se puede representar de la siguiente manera:

$$S = \frac{P * b * t^3}{12 * \mu * L} ; \text{ donde}$$

$S$  = deslizamiento.

$P$  = Longitud del intersticio.

$b$  = Diámetro del sello.

$T$  = Holgura típica utilizada como ajuste libre.

Burton y Loboguerrero [] consideran que para líquidos ligeros, a un bajo valor de  $\mu$  o con presiones altas hay que mantener la holgura  $t$  pequeña para evitar grandes fugas internas aunque es inevitable tenerlas. Una holgura típica estimada es de 0.02 mm.

Para la longitud del sello, el máximo valor permitido es de 13 mm, ya que al aumentar esta longitud aumentaría el largo de la válvula viajera produciendo un aumento en las pérdidas por fricción por la interacción del fluido con el espesor de la válvula.

Para calcular el valor de  $b$  se realiza el siguiente procedimiento:

$$\text{Diámetro exterior del sello} = 54.59 - 2 \cdot 0.02 = 54.55 \text{ mm}$$

$$b = \pi \cdot 54.55 = 0.1714 \text{ m}$$

$$L = 13 \text{ mm}$$

$$\mu = 1.140 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$$

$$P = \text{Diferencial de presión} = 132315 \text{ Pa}$$

Reemplazando en la ecuación de  $S$ , se obtiene lo siguiente:

$$S = 1.0202 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 0.0612 \text{ l}/\text{min}.$$

Para calcular el valor del caudal teórico para un ciclo de la bomba, se prosigue de la siguiente forma:

$$Q_{tb} = \pi/4 \cdot (0.03814 + 0.01243)^2 \cdot \text{carrera}$$

La carrera de la bomba es de 190 mm.

Reemplazando se obtiene lo siguiente:

$$Q_{tb} = 0.38 \text{ l}/\text{min}. \text{ (Para un ciclo)}$$

El caudal real de la bomba  $Q_b$  se obtiene de la siguiente forma:

$$Q_b = Q_{tb} \cdot \text{CPM} - S ; \text{ por tanto}$$

$$Q_b = 0.38 \cdot \text{CPM} - 0.0612 \text{ (l}/\text{min)}$$



La eficiencia volumétrica se obtiene:

$$\eta_v = 1 - (S/Q_{tb})$$

$$\eta_v = 1 - (0.0612/0.38 * CPM)$$

Con las anteriores ecuaciones se puede estimar el siguiente comportamiento de la bomba:

CPM	Q (l/min)	Ef. Volumétrica (%)
10	3,74	98,39
15	5,64	98,93
20	7,54	99,19
25	9,44	99,36
30	11,34	99,46
35	13,24	99,54
40	15,14	99,60
45	17,04	99,64
50	18,94	99,68
55	20,84	99,71
60	22,74	99,73

Tabla 6. Desempeño de la bomba para diferentes ciclajes.

Finalmente se llegan a las siguientes especificaciones del sello:

Largo = 13 mm

Diámetro exterior = 54.55 mm

Diámetro interior = 40 mm

Ver plano 5

Para este elemento se utiliza polietileno de alta densidad (HDPE) en su fabricación mediante mecanizado por tratarse del mejor material sellante según trabajos de tesis anteriores al presentar menos fugas donde también se probaron materiales tradicionales como el cuero y el polietileno de baja densidad (LDPE) [1].

#### 4. SISTEMA DE ACCIONAMIENTO NEUMÁTICO Y ENSAMBLE DE LA BOMBA.

El movimiento recíprocante de la bomba que garantiza un buen funcionamiento se puede apreciar mediante un diagrama en el siguiente esquema:

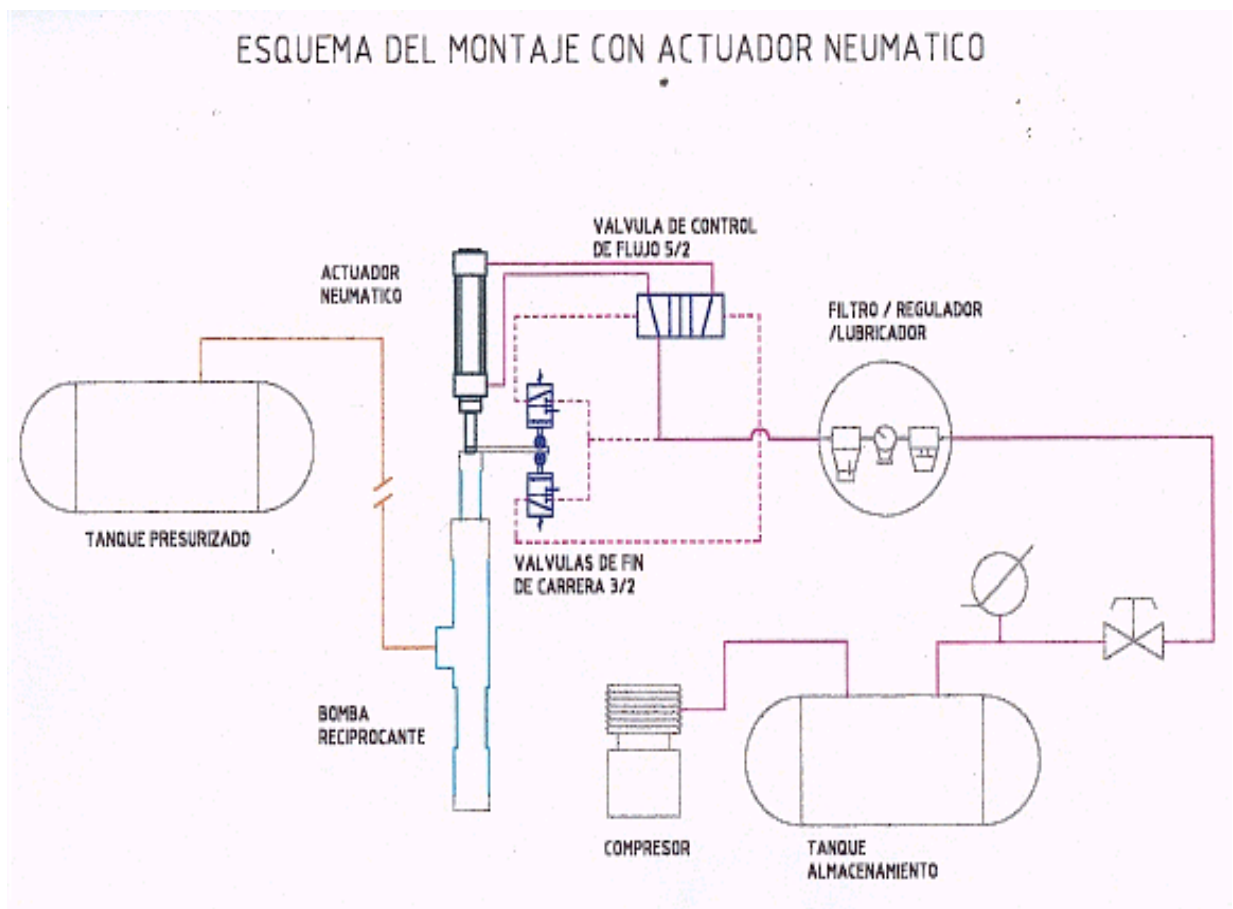


Figura 8. Diagrama del sistema de accionamiento neumático.

El proceso se inicia en el compresor donde el aire es comprimido y pasa al tanque de almacenamiento. Hay un manómetro a la salida para registrar la presión del aire, la cual a su vez es controlada por una válvula estranguladora. Cuando el aire sale directamente a la electroválvula resorte – solenoide de 5 vías y dos posiciones, se muestra una unidad

filtro, regulador, lubricador para que el aire llegue limpio a su destino y la electroválvula dure más.

El papel de la electroválvula consiste en distribuir el aire de tal forma que en una etapa deja pasar el aire solo por una de sus vías, esta va acoplada a la fase de extensión del actuador neumático. Cuando el actuador se extiende, mediante un tope que se muestra en la siguiente figura es activado el switch de control de carrera que envía un pulso a la electroválvula y mediante el mecanismo de solenoide, cierra la vía que se encuentra actualmente activada y le da campo de acción a la siguiente vía de la etapa de retracción del actuador que al final encuentra el switch de control de carrera. De esta forma se garantiza el movimiento continuo.



Figura 9. Detalle de la electroválvula y el actuador neumático con sus respectivos acoples.



Figura 10. Detalle de los controles de carrera anclados a la estructura.

En la siguiente foto se puede apreciar el sistema actuador – bomba definitivo y listo para probar.



Figura 11. Sistema actuador – bomba definitivo.

## 5. DISEÑO Y DESARROLLO DE EXPERIMENTO PARA SELECCIONAR UN CAPACITOR HIDRÁULICO.

### 5.1. Diseño del experimento

Con el objetivo de lograr un aumento en la eficiencia de la bomba se diseñó un experimento para determinar si es factible adaptar un elemento flexible de almacenamiento a la bomba. Para lograr este objetivo se debe seleccionar un material.

El material adecuado es aquel que resista tasas de deformación considerables y vuelva a su estado original cuando no se encuentre cargado. El sometimiento a carga es mediante una línea de aire a presión. En la siguiente figura se esquematiza el montaje.

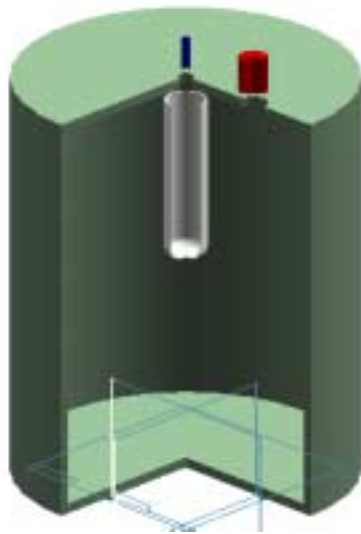


Figura 12. Esquema del montaje experimental.

Se puede observar un manómetro (de color azul) el cual se encuentra acoplado al elemento flexible de tal forma que se puede saber cual es la presión de la línea de aire dentro del caucho, la presión del aire hace que el elemento se expanda. Existe un equivalente entre presión de aire y de agua ya que realmente la experimentación debe ejecutarse con agua a presión, de esta forma –con agua–, existe menos probabilidad de

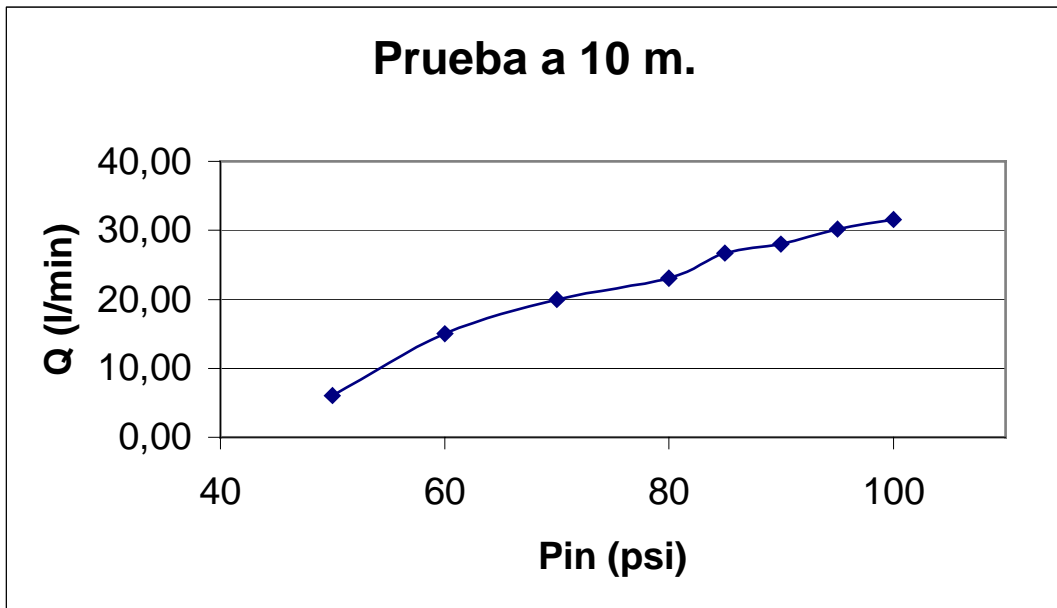
que hayan fugas. El espacio entre el caucho y el resto del recipiente se encuentra lleno de agua de tal forma que al haber una expansión del elemento flexible, hay un desplazamiento de agua el cual es registrado en la bureta mediante un volumen de agua.

## **5.2. Pruebas con guantes de látex**

En la práctica, al ensamblar la bomba, el elemento flexible se debe colocar dentro del vástago de tal forma que se pueda almacenar el agua en el caucho cuando se esté desplazando el pistón en la carrera de descenso. En la carrera de ascenso el agua almacenada es expulsada y de esta forma se pueden aliviar considerablemente las cargas.

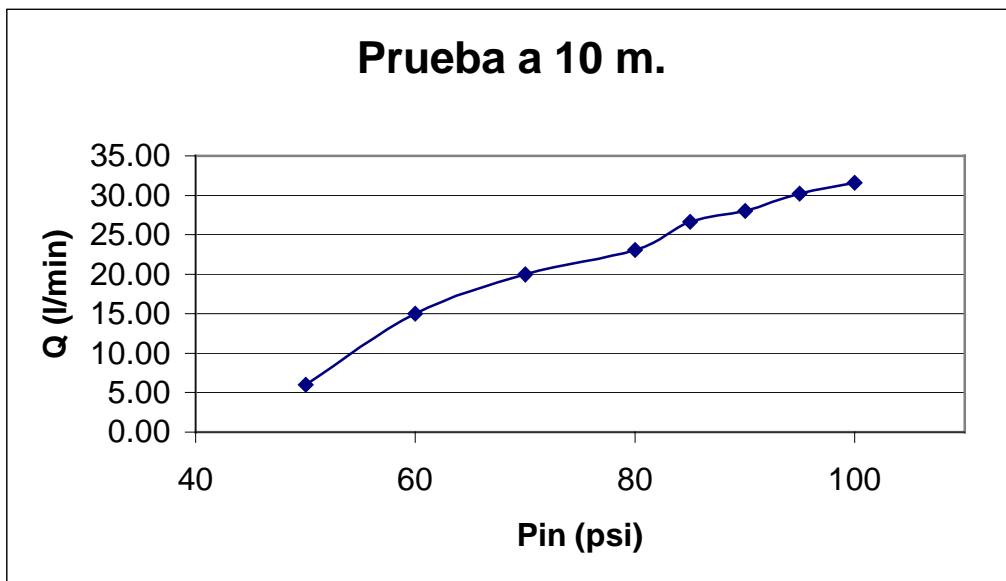
Con la recolección de resultados se procede a graficar presión contra volumen desplazado. De esta forma se determina cual es la constante del elemento flexible  $k$  asumiendo un comportamiento lineal en la curva que se desea obtener. Así mismo se halla la frecuencia natural del sistema teniendo en cuenta que  $w_n = (k/m)^{1/2}$ , donde  $m$  es la masa del sistema. El sistema debe ser excitado entonces a una frecuencia diferente a la frecuencia natural para no tener problemas de resonancia durante el funcionamiento.

En la búsqueda de materiales adecuados para experimentar con la metodología propuesta, se probaron guantes de látex. Los resultados obtenidos para un solo guante están tatuados en la siguiente gráfica.



Gráfica 1. Resultados de pruebas para un guante de látex.

La gráfica indica que el comportamiento no es lineal, lo cual se espera para cauchos. Se procede a probar con dos y tres guantes en serie obteniendo los siguientes resultados.



Gráfica 2. Pruebas para guantes de látex en serie (2) y (3)

Se hicieron 3 pruebas para dos guantes en serie y otras 3 pruebas para 3 guantes en serie. Nuevamente el comportamiento no es lineal aunque aguanta más presión la configuración; así mismo, para la misma presión utilizada comparando con un solo guante en este caso se desplaza un mayor volumen de agua.

En las siguientes figuras se pueden apreciar algunos guantes antes y después de haber sido probados.



Figura 13. Guantes de látex antes de ser probados.



Figura 14. Guantes de látex después de la prueba de presión.



### 5.3 Desarrollo de probetas de silicona

El siguiente material con el cual se intenta una prueba similar es la mezcla de silicona y aglutinante para desarrollar una media que sirva de interfase en una prótesis de la rodilla como proyecto de grado empezado por Fabián Sánchez y actualmente en manos de David Farías. Para esto se logra un modelo de madera con un sellador como revestimiento que es la base de las probetas sobre el cual se aplica la mezcla de silicona y aglutinante en una proporción 1:10.

El montaje utilizado para el desarrollo de pruebas en el laboratorio se muestra en la siguiente foto.



Figura 15. Montaje experimental para pruebas de elemento capacitivo.



Figura 16. Modelo de madera con sellador sobre el cual se hacen las probetas.

## **6. IMPLEMENTACION Y DESARROLLO DE PRUEBAS DEL SISTEMA DE BOMBEO.**

### **6.1. Implementación de las pruebas**

El protocolo de pruebas que se utiliza en este proyecto tiene que ver con la forma como se caracteriza la bomba para medir su desempeño. De esta forma se fija la cabeza a la cual se bombea, es decir, 10 m, 20 m y 25 m. Se utiliza una línea de aire comprimido como ya se había mencionado con su respectivo regulador para definir la presión de entrada de aire.

Con el montaje establecido se procede a medir el caudal entregado por la bomba, es decir, los ciclos por minuto que esta desarrolla para de esta forma determinar la potencia hidráulica de la misma y su respectiva eficiencia volumétrica.

El sitio de pruebas establecido por cuestiones de facilidad en las instalaciones fue la base de bombeo de crudo manejada por el consorcio ECOPETROL - OCENSA en Miraflores (Boyacá).

En las siguientes fotos se pueden apreciar las torres de prueba a 10 m y 20m y 25 m respectivamente.

Teniendo listo el montaje de pruebas con un manómetro como se puede apreciar en la figura 17, se procede a medir los parámetros más importantes, a saber:

- Caudal bombeado (l/min)
- Ciclos por minuto de la bomba (CPM)
- Eficiencia hidráulica

La manguera de descarga utilizada corresponde a 1" de diámetro nominal con una extensión de 30 m la cual va acoplada directamente a la descarga de la bomba y es subida a la torre donde se están haciendo las mediciones.



Figura 17. Torre de prueba a 10 m de altura.



Figura 18. Torre de prueba a 20m y 25 m de altura.



Figura 19. Montaje de prueba con manómetro y recipiente de succión.

Para proceder con las pruebas, se coloca la bomba en un recipiente de succión donde haya agua constantemente, la manguera de descarga es puesta en la torre con el respectivo balde de medición y se activa el mecanismo recíprocante. Se empieza la toma de datos cuando haya un régimen estable de bombeo.

El caudal se calcula con un balde de 10 l de capacidad y un cronómetro, de tal forma que se mide el tiempo requerido para llenar el recipiente y se entrega el caudal en unidades conocidas, l/min. Así mismo, se estiman los ciclos que desarrolla la bomba en un minuto. Con la cabeza de bombeo fija y previamente establecida se calcula la potencia hidráulica de la bomba de la siguiente forma:

$$P_H = \rho * g * H * Q$$

Donde:

$P_H$  = Potencia hidráulica de la bomba (W).

$\rho$  = Densidad del agua (1000 Kg/m<sup>3</sup>).

$g$  = Gravedad en Miraflores que se toma como 9.81 m/s<sup>2</sup>.

$H$  = Cabeza de bombeo en m.

Q = Caudal entregado por la bomba en l/min.

Por otra parte se calcula la eficiencia volumétrica con el caudal real y el caudal teórico de la siguiente forma:

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

Para calcular el caudal teórico se estima el volumen de agua sacado en un ciclo por la bomba. Para esto se determina el área interna de la bomba y se multiplica por la carrera de la misma para determinar el volumen de agua sacado en un ciclo teóricamente, este caudal es equivalente a 0.38 l/min.

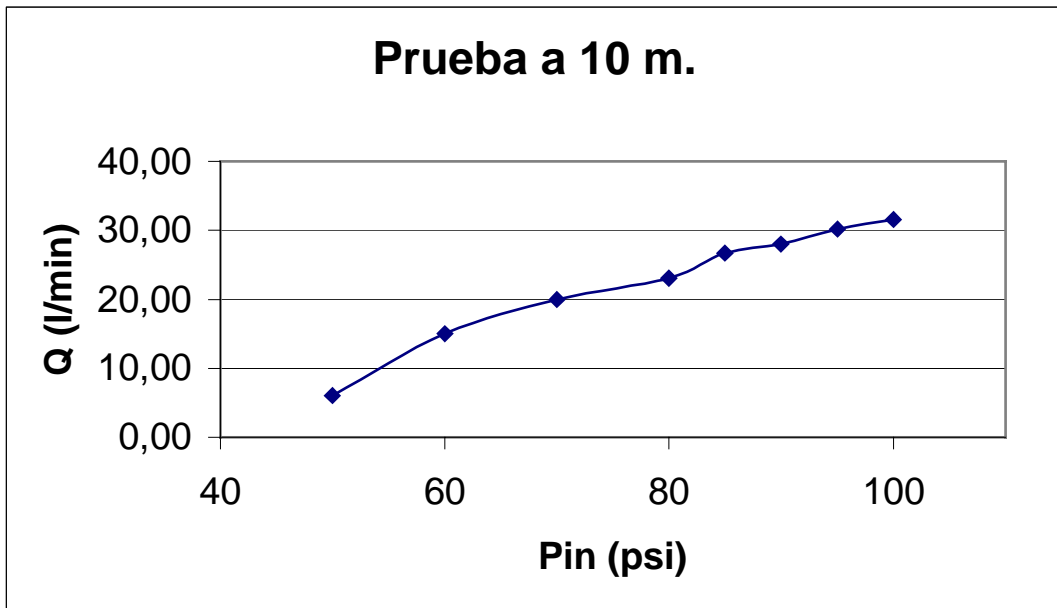
## 6.2. Pruebas con cabeza de 10 m.

Los resultados obtenidos para una cabeza de 10 m. se encuentran tabulados a continuación:

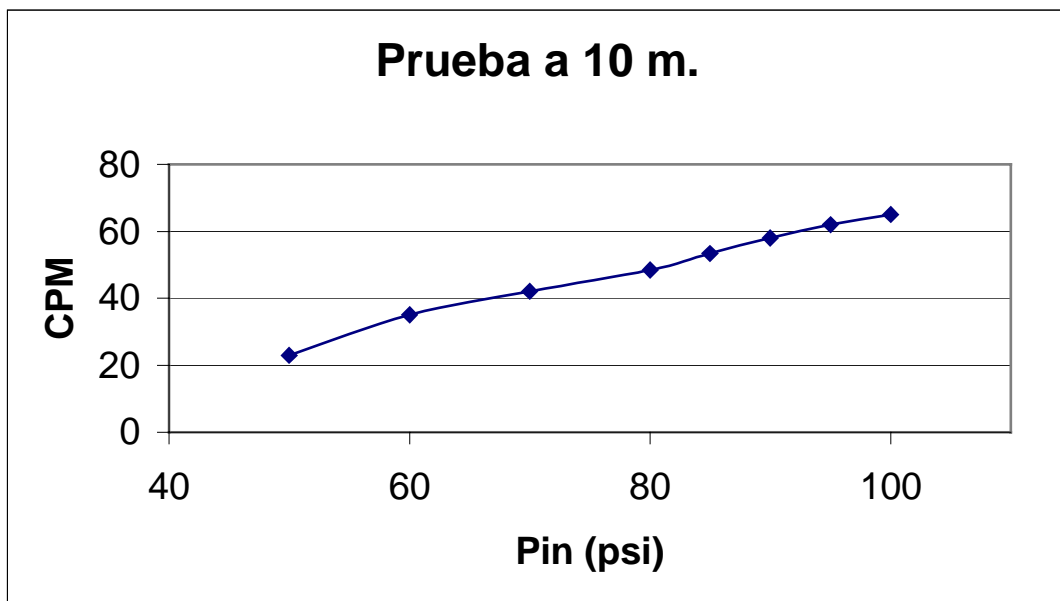
Tabla 7. Resultados tabulados de pruebas con cabeza de 10 m.

PRUEBAS CON CABEZA DE 10 M				
Pin (psi)	CPM	Q (l/min)	Wh (W)	$\eta_{vol}$ (%)
50	23	6,00	9,80	68,65
60	35	15,00	24,50	112,78
70	42	20,00	32,67	125,31
80	48,46	23,08	37,69	125,31
85	53,33	26,67	43,56	131,58
90	58,00	28,00	45,73	127,04
95	62,00	30,20	49,33	128,18
100	65,00	31,60	51,61	127,94

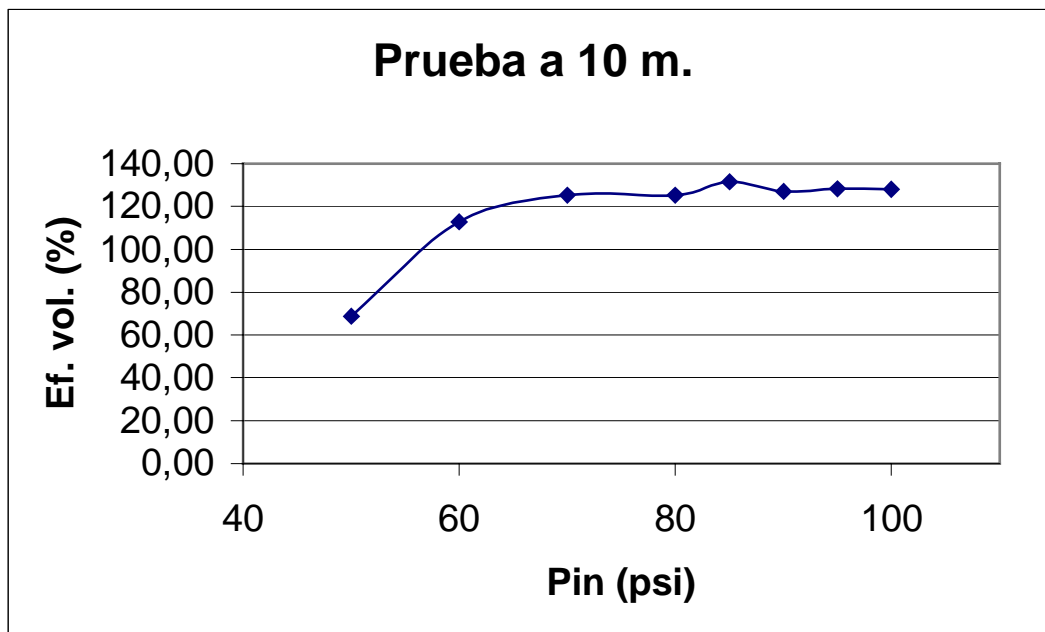
En las siguientes gráficas se pueden apreciar las tendencias de desempeño de la bomba con respecto a la presión de entrada variando el caudal, la potencia hidráulica y la eficiencia volumétrica.



Gráfica 3. Tendencia de el caudal con respecto a la presión.



Gráfica 4. Comportamiento de los ciclos por minuto.



Gráfica 5. Tendencia de la eficiencia contra la presión de entrada para 10 m. de cabeza.

Para las pruebas en general, se debe anotar que Pin o presión de entrada como primer dato es el valor desde el cual el sistema de bombeo funciona.

### 6.3. Pruebas con cabeza de 20 m.

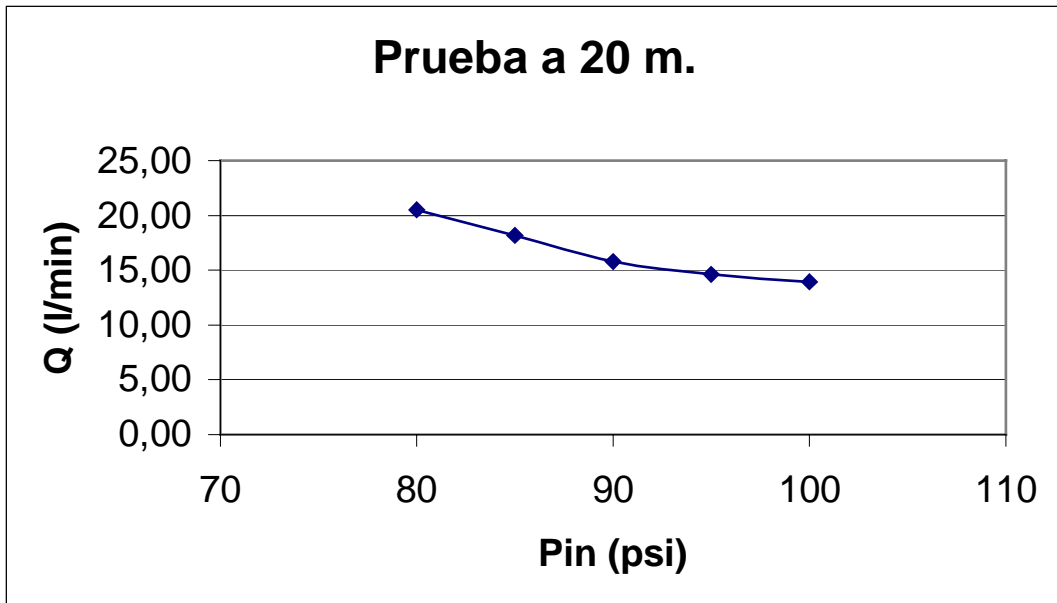
La segunda prueba realizada se hizo con una cabeza fija de 20 m. con las mismas características de la prueba anterior.

En esta ocasión el bombeo se desarrolló desde los 80 psi con la respectiva caracterización mostrada en la siguiente tabla:

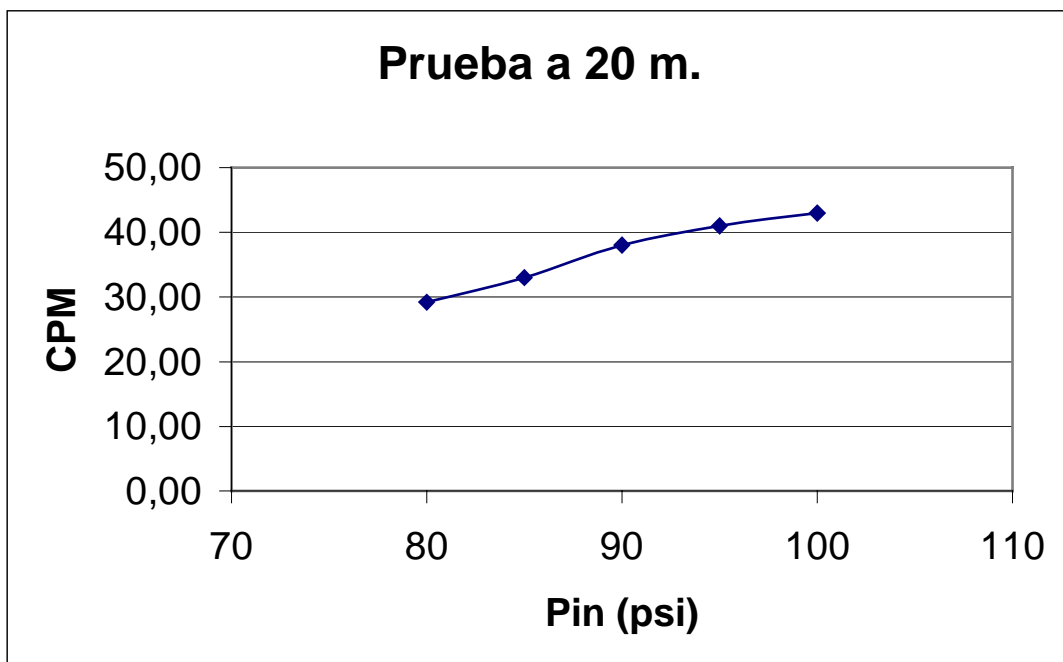
Tabla 8. Resultados tabulados para bombeo a 20 m.

PRUEBAS CON CABEZA DE 20 M				
Pin (psi)	CPM	Q (l/min)	Wh (W)	$\eta_{vol}$ (%)
80	29,22	20,54	33,54	115,00
85	33	18,18	29,70	80,00
90	38	15,79	25,79	55,00
95	41	14,63	23,90	40,00
100	43	13,95	22,79	32,00

Gráficamente los mismos resultados se observan a continuación:

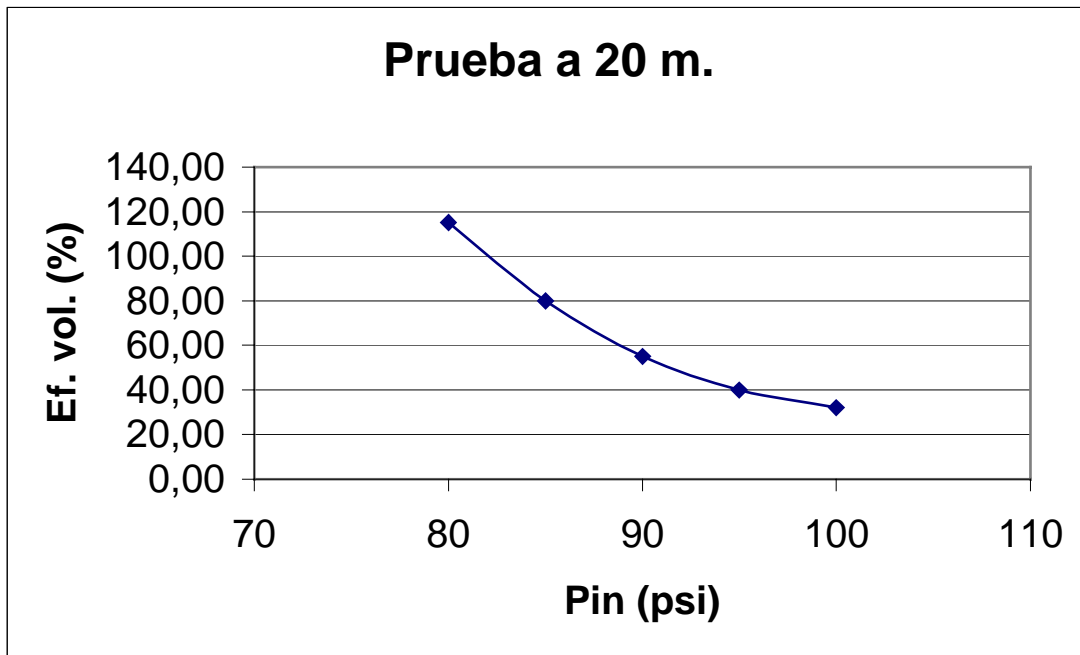


Gráfica 6. Tendencia de el caudal contra presión a 20 m. de cabeza.



Gráfica 7. Comportamiento del ciclaje contra la presión de entrada.





Gráfica 8. Eficiencia volumétrica contra presión de entrada a 20 m.

#### 6.4. Pruebas con cabeza de 25 m.

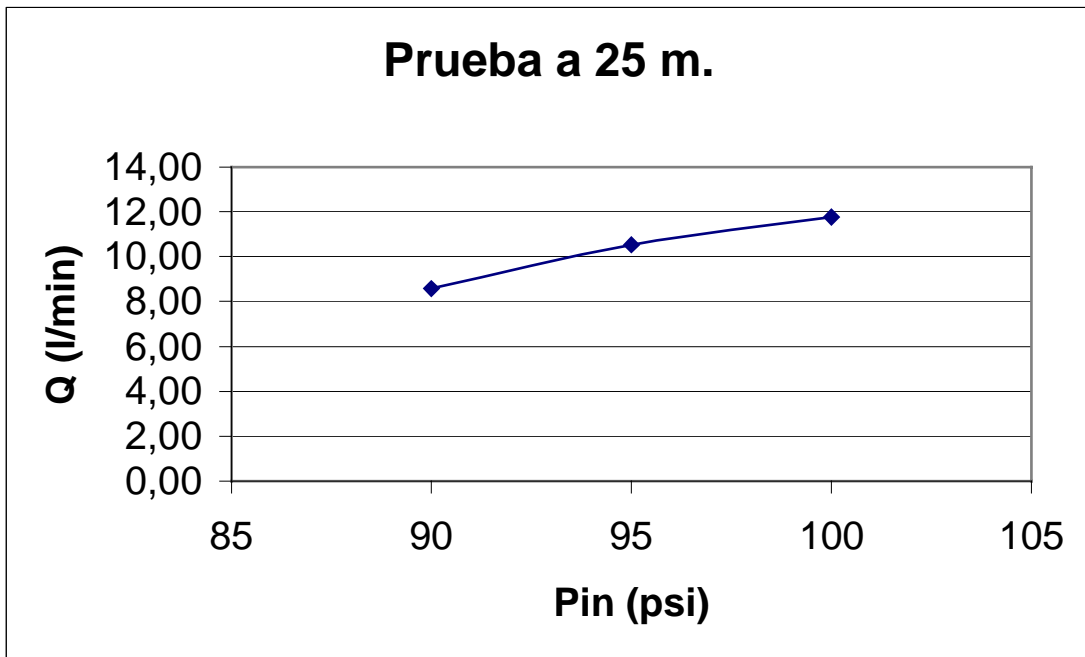
La tercera y última prueba realizada se hizo con una cabeza fija de 25 m. con las mismas características de las pruebas anteriores.

El bombeo se desarrolló desde los 90 psi con la respectiva caracterización mostrada en la siguiente tabla. Se debe anotar que no se desarrollaron pruebas con cabezas superiores por cuestiones de ausencia de una torre adecuada:

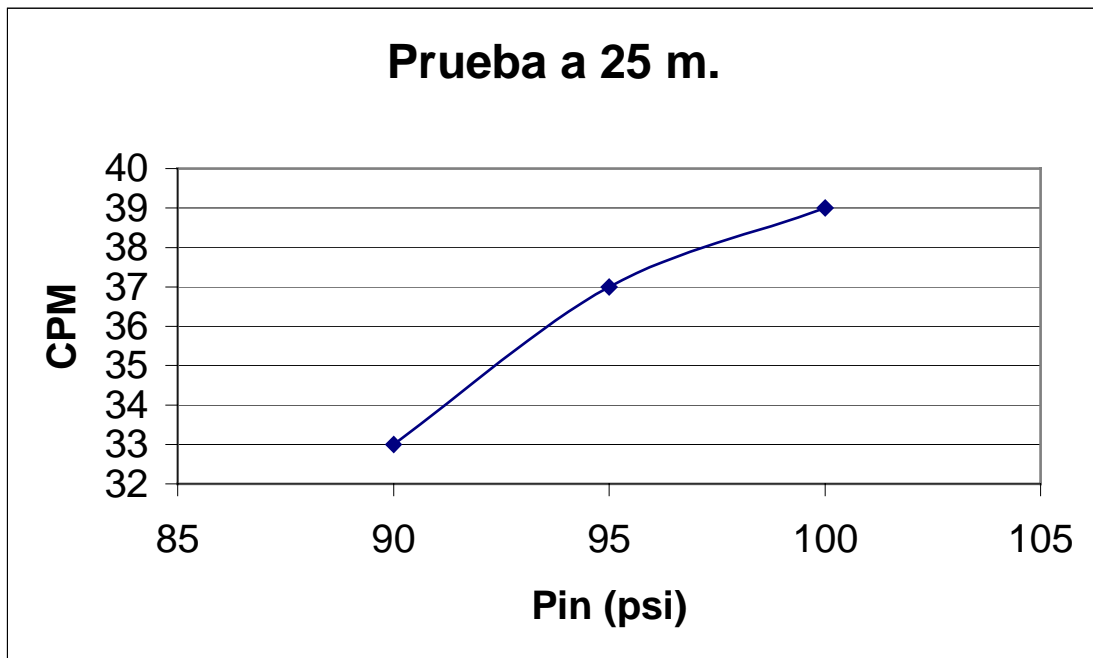
Tabla 8. Resultados tabulados para bombeo a 20 m.

PRUEBAS CON CABEZA DE 25 M				
Pin (psi)	CPM	Q (l/min)	Wh (W)	$\eta_{vol}$ (%)
90	33	8,57	14,00	68,35
95	37	10,53	17,19	74,87
100	39	11,76	19,22	79,38

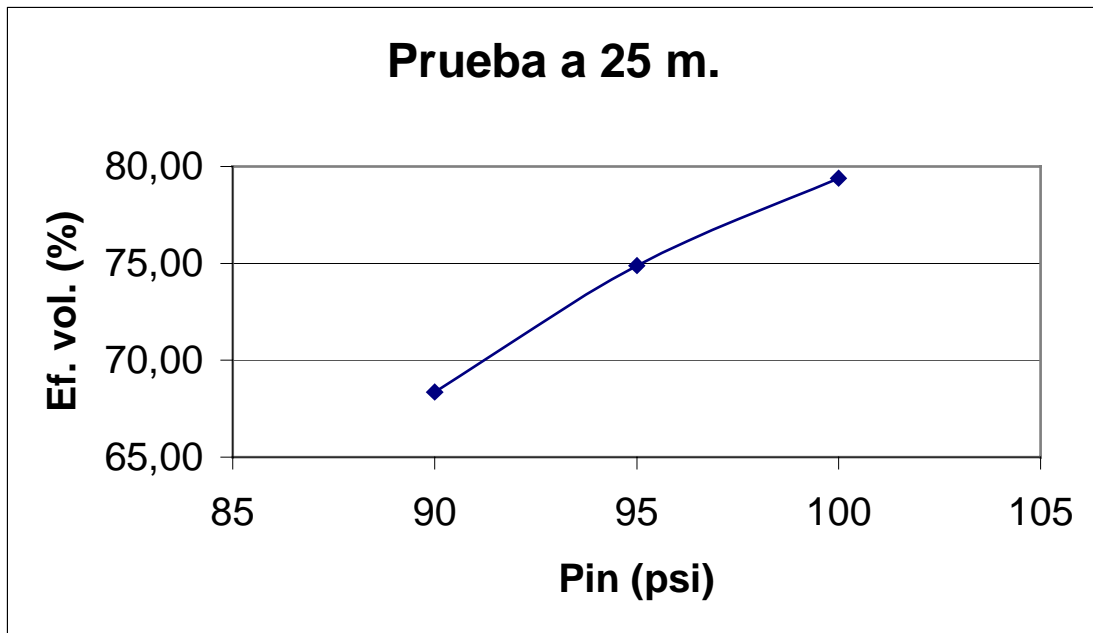
Gráficamente los resultados se muestran en las siguientes gráficas:



Gráfica 9. Comportamiento del caudal contra la presión para una cabeza de 25 m.



Gráfica 10. Comportamiento del ciclaje contra la presión de entrada.



Gráfica 11. Eficiencia volumétrica contra presión de entrada a 25 m.

## 7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para proceder a discutir los resultados obtenidos en la caracterización de la bomba, se comparan los tres tipos de gráficas mostradas que determinan el desempeño del sistema de bombeo con un trabajo similar desarrollado por Fabián Olivo en su tesis de maestría donde las dimensiones de la bomba que se probó son las mismas y las condiciones de prueba son así mismo, similares. Para observar comparaciones gráficas ver anexo 1.

El hecho de haber bombeado 25 m. de cabeza, se puede considerar un buen resultado por trabajos anteriores (al comparar resultados). Las eficiencias volumétricas tabuladas superan en algunos casos el 100%, que determinan un buen indicio de funcionamiento, esto significa que se está bombeando más agua de la calculada teóricamente en un ciclo.

Es normal presentar pérdidas en el prensa estopa, lo cual representa pérdidas en la cabeza y ciclaje que puede llegar a lograr el sistema de bombeo pero a su vez es una

forma de aliviar cargas sobre la bomba para evitar que se explote por una carga excesiva.

Por otra parte se hicieron dos pruebas de bombeo a 10 m. con los elementos capacitivos obtenidos con silicona en la probeta mencionada en el capítulo 5 pero los resultados no variaron de tal forma que no se siguió intentando con pruebas similares. El elemento que se amarra al vástago del tubo interno de PVC simplemente desocupa el aire que le permite ser flexible y por tanto no desempeña papel alguno mientras el sistema está ejecutando su movimiento recíprocante. Este inconveniente repercutió negativamente sobre los objetivos del proyecto al no poder aliviar cargas sobre el sistema y de esta forma aumentar significativamente los ciclos por minuto de la bomba y por tanto el caudal y la eficiencia que es el parámetro de optimización más importante de este trabajo.

Como dato adicional, se registró mediante un manómetro de precisión, los picos de presión de la bomba los cuales determinan la aceleración que se le imprime al agua durante el funcionamiento del sistema neumático. Esto representa un dato interesante desde el punto de vista de análisis dinámico de las cargas del sistema.

Como análisis general e intuitivo se observa en las gráficas de caracterización que el caudal al igual que el ciclaje tiende a aumentar al incrementar la presión de entrada, así mismo, la eficiencia volumétrica también con un punto óptimo de funcionamiento.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El montaje de la bomba en su estructura de hierro le confirió una estabilidad y rigidez alta de tal forma que las vibraciones en el sistema son irrisorias evitando de esta forma pérdidas sobre los parámetros de medición. Así mismo, esta se puede trasladar fácilmente por su carácter de bomba portátil. Respecto a la estructura se pueden mejorar los switches y su sistema de protección ya que se encuentran expuestos al agua y el ciclaje los puede fatigar y dejar en desuso después de un lapso de tiempo no muy largo.

Los elementos capacitivos que se probaron con el objetivo de aumentar la eficiencia de la bomba no fueron satisfactorios por los resultados obtenidos donde aparentemente el elemento no tiene función alguna ya que el caudal y el ciclaje del sistema de bombeo no cambia.

Las pruebas desarrolladas arrojan buenos resultados según se observó en el desarrollo de pruebas, logrando eficiencias volumétricas superiores al 100%, lo cual indica que se bombea más agua que la calculada teóricamente para un ciclo que es típico en el desarrollo y caracterización de bombas de desplazamiento positivo doble efecto.

El comportamiento del sello HDPE fue altamente satisfactorio con la única presencia de fugas en el prensa estopa lo cual es típico en este tipo de bombas para aliviar cargas sobre la tubería de PVC de la misma.

El actuador neumático disponible para el desarrollo de pruebas de la bomba debería ser cambiado ya que la fuerza desarrollada es mínima incidiendo directamente en el desempeño de la bomba, es decir, con un actuador de mayor diámetro, la bomba

funcionaría en un régimen de presiones de entrada en la línea de aire mucho más bajo que es el ideal por cuestiones de ahorro energético, es decir, el compresor trabaja menos.

## **BIBLIOGRAFÍA**

1. Loboguerrero, J. 1999. Bombas rotodinámicas y de desplazamiento positivo. Ediciones Uniandes, Bogotá, Colombia.
2. Olivo, F. Sistema de bombeo remoto con transmisión neumática acoplado al molino de viento CWD 2740. Tesis de Magíster. Universidad de los Andes, 1995. Bogotá, Colombia.
3. Tovar, A. Bombeo remoto neumático. Proyecto de grado Universidad de los Andes, 1995. Bogotá, Colombia.
4. The consultancy service wind energy development countries. Universidad de Eindhoven. Holanda. CWD 108D Pump.
5. Graanados, O. Estudio y construcción de un sistema doméstico de bombeo de agua para los habitantes del barrio la Pradera, Montería (Córdoba). Tesis Magíster. Universidad de los Andes, 2001. Bogotá, Colombia.