

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE UN BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO

Presentado Ante la Ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de Ingeniero Mecánico
Por los Brs. Lovera Garmendia Gustavo Adolfo
Sobrado D'Estefano Leonardo

Caracas, Agosto 2001

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE UN BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Miguel Férida

Presentado Ante la Ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de Ingeniero Mecánico
Por los Brs. Lovera Garmendia Gustavo Adolfo
Sobrado D'Estefano Leonardo

Caracas, Agosto 2001

© Lovera Garmendia Gustavo Adolfo, 2001
© Sobrado D'Estefano Leonardo, 2001

Hecho el Depósito de Ley
Depósito Legal lft4872001620164

A mi Madre y a la memoria de mi Padre ya que sin ellos no hubiese podido lograrlo.

Gustavo Adolfo

Dedicado a mi Madre.

Leonardo

AGRADECIMIENTOS

Damos Gracias a:

A la Ilustre Universidad Central de Venezuela por darnos la oportunidad de prepararnos en sus aulas.

A las siguientes instituciones y empresas: Intevep, Universidad Simón Bolívar, Groupe Schneider, Oleovenca y Parker Hydraulics.

Agradecimiento especial al Profesor Ing. Miguel Félida.

A los Profesores Ing. Pedro Lecue, Ing. Cesar Ferrer, Ing. José Luis Perera, Ing. Orlando Reyes e Ing. Arturo Gil.

Agradecimiento Especial a los Señores Técnicos: Elis Araque, Carlos Navarro, Juvenal Caraballo, Ronald Feo, Joel Vidal, Rubén Sandoval y Oswaldo Camacaro.

Agradecimiento al Ing. Luis Monagas, Ing. Salvatore Clemente y Carlos Theoktisto.

Agradecemos también a todas las personas que de alguna manera nos ayudaron a cumplir con este trabajo.

**Lovera G., Gustavo A.
Sobrado D., Leonardo**

DISEÑO, INSTALACIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE UN BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO.

**Tutor Académico: Prof. Ing. Miguel Félida. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de
Ingeniería. Escuela de Mecánica. 2001. 236 p.**

Palabras Claves: Bombas de desplazamiento volumétrico, Banco de pruebas, Variador de frecuencia.

Dada la importancia que tienen las bombas de desplazamiento volumétrico en la industria y al no poseer la EIM un banco de pruebas de bombas de desplazamiento volumétrico, se decidió la elaboración del mismo, para así ampliar los conocimientos en esta materia. Para cumplir con este objetivo se usó como base una bomba de engranajes externos construida en la EIM.

Se diseñó un circuito de prueba y luego de visitar diferentes proveedores, se plantearon diferentes alternativas las cuales después de analizar las características de cada una se seleccionaron una bomba de paletas y una de pistón.

El diseño del banco de pruebas condujo a la adquisición de varios instrumentos y accesorios de los cuales los más resaltantes fueron los siguientes: una válvula de control, una válvula de seguridad, un caudalímetro un manómetro y un manómetro-vacuómetro, adquirimos además diferentes accesorios tales como: tuberías, mangueras, etc., para armar la parte hidráulica del banco. Se fabricó un tanque elevado para contener el aceite hidráulico utilizado en el circuito.

Para la parte eléctrica, se seleccionaron y adquirieron los siguientes equipos: dos motores de inducción de 3 HP, un variador de frecuencia de última generación, un breaker principal, cables eléctricos, etc. Por donación se adquirieron: contactores eléctricos, luces pilotos, cajas para los contactores, protectores térmicos, contactos auxiliares e interruptor selector.

Luego se procedió a la construcción del banco de pruebas, instalación de motores y equipos eléctricos, además se realizó la acometida eléctrica necesaria para el funcionamiento del banco.

Al ser operativo el banco de pruebas, se comenzó con pruebas de arranque.

Tomando en cuenta la bibliografía existente se diseñó la metodología de laboratorio y se procedió a realizar los ensayos previstos en dicha metodología. Realizadas las mediciones y efectuados los cálculos se obtuvieron las curvas y características de funcionamiento de las diferentes bombas.

Caracas, 23 de Agosto del 2001

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado por el consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Gustavo A. Lovera G. y Leonardo Sobrado D'Estefano, titulado:

“Diseño, Construcción y puesta en marcha de un banco de pruebas de bombas de desplazamiento volumétrico”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por los autores, lo declaran APROBADO.

Prof. Cesar Ferrer
Jurado

Prof. José Luis Perera
Jurado

Prof. Miguel Férida
Tutor

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	IV
ÍNDICE DE TABLAS	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE ANEXOS	IX
INTRODUCCIÓN	1
ANTECEDENTES	4
CAPITULO I	
MARCO TEÓRICO	5
CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO	5
CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ROTATIVAS	9
TIPOS DE BOMBAS ROTATIVAS	10
CAPITULO II	
SELECCIÓN DE EQUIPOS, INSTRUMENTOS Y ACCESORIOS	16
CONFIGURACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	17
ELEMENTOS ADICIONALES PARA EL CIRCUITO HIDRÁULICO	18
CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE HIDRÁULICO	19
FLUIDOS HIDRÁULICOS RESISTENTES AL FUEGO	19
DEPÓSITOS PARA FLUIDOS HIDRÁULICOS	20
VÁLVULAS	21
EQUIPOS DE MEDICIÓN	23
CAPITULO III	
EQUIPOS E INSTRUMENTACIÓN: ESPECIFICACIONES	25
CAPITULO IV	
CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE ARRANQUE	39
CAPITULO V	
ECUACIONES Y CÁLCULOS	45
TABLAS DE DATOS	52
GRAFICAS (CURVAS)	56
ANÁLISIS DE RESULTADOS	76
CONCLUSIONES	79
RECOMENDACIONES	81
BIBLIOGRAFÍA	83
ANEXOS	84

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 - ANTECEDENTES	3
TABLA 2 - ANTECEDENTES	4
TABLA 3 - TABLA DE DATOS DE LA CURVA DE CORRECCIÓN DE VEL. DE GIRO	45
TABLA 4 - TABLA DE DATOS DE LA CURVA DE CORRELACIÓN DE f VS. RPM	46
TABLAS 5 Y 6 - TABLA DE DATOS DE LA CURVA DE CORRELACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA	49
TABLA DE DATOS DE BOMBA DE PALETAS	52
TABLA DE DATOS DE BOMBA DE PISTÓN	54

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DEL PRINCIPIO DE PASCAL	5
FIGURA 2 - ESQUEMA DE UNA BOMBA DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO	7
FIGURA 3 - CORTE DE UNA BOMBA DE ENGRANAJES	10
FIGURA 4 - CORTE DE BOMBAS DE PALETAS	12
FIGURA 5 - CORTE DE UNA BOMBA DE PISTONES RADIALES	13
FIGURA 6 - CORTE DE UNA BOMBA DE PISTONES AXIALES	13
FIGURA 7 - CORTE DE UNA BOMBA DE PISTONES AXIALES EN ANGULO	14
FIGURA 8 - CORTE DE UNA VÁLVULA DE SEGURIDAD DE ACCIÓN DIRECTA	22
FIGURA 9 - CORTE DE UNA VÁLVULA DE SEGURIDAD COMPUESTA O PILOTADA	23
FIGURA 10 - BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS	25
FIGURA 11- DIMENSIONES DE LA BOMBA DE PALETAS	26
FIGURA 12 - DIMENSIONES DE LA BOMBA DE PISTONES AXIALES	27
FIGURA 13 - VÁLVULA DE CONTROL	28
FIGURA 14 - DESPIECE DE LA VÁLVULA DE CONTROL	29
FIGURA 15 - SECCIÓN DE VÁLVULA DE SEGURIDAD	30
FIGURA 16 - DIMENSIONES DE FILTRO DE RETORNO	31
FIGURA 17 - MANÓMETRO	32
FIGURA 18 - CAUDALIMETRO	32
FIGURA 19 - DESPIECE VÁLVULA CHECK	33
FIGURA 20 - FILTRO DE ASPIRACIÓN	34
FIGURA 21 - VÁLVULA DE PASO	35
FIGURA 22 - VARIADOR DE FRECUENCIA	38
FIGURA 23 - BALANCE ENERGÉTICO DEL MOTOR ELÉCTRICO	48

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I - COSTOS DE CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	84
ANEXO II - GRAFICAS Y ECUACIONES DE CORRELACIÓN Y CORRECCIÓN	87
ANEXO III - DIAGRAMAS: HIDRÁULICO, DE POTENCIA Y CONTROL	90
ANEXO IV - MANUAL DE USO Y PRACTICA DEL BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO	94
ANEXO V - CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ADQUIRIDAS	101
ANEXO VI - GLOSARIO	105
ANEXO VII - MANUAL DE PROGRAMACIÓN Y GUÍA DE EXPLOTACIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIAS	107

INTRODUCCIÓN

Desde el comienzo de la Revolución industrial se utilizan los sistemas hidráulicos con mucho éxito, por sus ventajas sobre otros sistemas de transmisión de potencia en distancias cortas. En los sistemas hidráulicos se utiliza un fluido a presión (generalmente aceite) para transmitir potencia mediante el principio de Pascal. Todo sistema hidráulico esta constituido principalmente por una bomba de desplazamiento volumétrico.

En nuestra Escuela de Ingeniería Mecánica no disponemos de un banco de pruebas de bombas de desplazamiento, por lo que los conocimientos obtenidos sobre estas máquinas han sido muy pocos ya que nos hemos limitado a su conocimiento teórico bien sea por libros de texto, por folletos o algunos manuales existentes en nuestra biblioteca.

Dada la importancia que tiene en la industria este tipo de bombas, se hace necesario disponer de un banco de pruebas donde se puedan realizar ensayos y así poder evaluar las condiciones de trabajo y funcionamiento de estas máquinas. En vista de lo cual y por iniciativa del Profesor Miguel Férida se decidió construir un banco de prueba de dichas bombas para que los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica conocieran y se relacionaran con este tipo de máquinas así como con sus controles básicos.

Los objetivos básicos de este trabajo son diseñar, construir, poner en marcha y crear una metodología de laboratorio para un banco de pruebas de bombas de desplazamiento volumétrico. Para cumplir con estos objetivos procedimos a diseñar el sistema y visitar diferentes proveedores, de acuerdo a características y costos de los diferentes equipos procedimos a seleccionar el que más se amoldaba a nuestras necesidades. Se seleccionaron equipos, accesorios e instrumentos tales como: una bomba de paletas, una bomba de pistón, una válvula de control, una válvula de seguridad, un filtro colador, un filtro de cartucho, una válvula de esfera, un

caudalímetro, un manómetro, un manómetro-vacuómetro, adquirimos además diferentes accesorios tales como: tuberías, mangueras, etc., para armar la parte hidráulica del banco. Para la parte eléctrica, seleccionamos y adquirimos los siguientes equipos: dos motores de inducción de 3 HP, un variador de frecuencia de última generación, un breaker principal, cables eléctricos, etc. Por donación adquirimos contactores eléctricos, luces pilotos, cajas para los contactores, protectores térmicos, contactos auxiliares e interruptor selector. Fabricamos además un tanque elevado para contener el aceite hidráulico utilizado en el circuito. Inicialmente ya existía una bomba de engranajes externos construida en la E.I.M.. Procedimos luego a la construcción del banco de pruebas en esto se incluyó la instalación de las bombas con sus respectivos motores, la acometida eléctrica, el sistema hidráulico, eléctrico y de control. El banco de pruebas consta de tres bombas (de engranajes externos, de paletas, de pistón), éstas están conectadas a una tubería común que sale del tanque y que esta conectada a un distribuidor en la succión, existe también un distribuidor en la descarga conectado a una tubería común, en esta tubería están conectados en serie el caudalímetro, la válvula simuladora de carga, la válvula de seguridad, el filtro de línea y la tubería de descarga al tanque. Los motores son alimentados a través de un variador de frecuencia el cual funciona como arrancador, controlador de velocidad y como instrumento de medición de la potencia eléctrica. Luego de completar la instalación de todos los equipos y accesorios procedimos a realizar pruebas de arranque, al termino de estas diseñamos la metodología de laboratorio tomando en cuenta la experiencia de otros laboratorios y la bibliografía existente.

Una vez terminada la metodología se realizaron las mediciones y cálculos previstos en la misma para así obtener las curvas y características de funcionamiento para cada bomba, estos resultados y graficas fueron analizados e interpretados para obtener las conclusiones finales.

ANTECEDENTES

Para llegar a la construcción del banco de pruebas de bombas de desplazamiento volumétrico previamente en el año 1994 se realizó el trabajo de grado “Metodología de diseño y ejemplo de cálculo de una bomba de engranajes externos”, que consiste en un programa de computación denominado “Bomba”, el cual da las características principales de funcionamiento y geometría de los elementos que la conforman. Posteriormente en el año 1995 se realizó el trabajo de grado “Metodología de diseño y ejemplo de cálculo de una bomba de paletas deslizantes con rotor céntrico”, que se trata de la realización de una metodología general de cálculo y dimensionamiento de los elementos que componen una bomba, la selección de los materiales y la elaboración de un programa de compilación para el cálculo y dimensionamiento de la misma, así como su aplicación a un caso específico. Luego en el año 1997 se realizó el trabajo de grado “Rediseño y construcción de una bomba de engranajes externos”, que se basó en el programa de computación denominado “Bomba”, con el cual se obtuvieron las características principales de funcionamiento y geometría de la bomba. Las variables operativas asignadas para este último trabajo que se cita en el párrafo anterior, fueron:

VARIABLES	VALORES
Caudal (Q):	0,000265 m ³ /s
Presión de entrada (Pe):	0,076000 MPa (11 psia)
Presión de salida (Ps):	5,520000 MPa (800 psi)
RPM de trabajo (n):	3550 rpm
Fluido de trabajo:	ISOVG68
Material de carcasa:	acero AISI 1060HH

TABLA 1

Luego construyeron la bomba de engranajes externos con las siguientes variables operativas:

VARIABLES	VALORES
Caudal (Q):	(0,0004832 – 0,000638) m ³ /s
Presión de entrada (Pe):	0,0930000 MPa (13,44 psia)
Presión de salida (Ps):	0,6120000 MPa (90 psi)
Material de carcasa	aluminio AA 6063
RPM de trabajo (n):	(3095 - 3550) rpm
Propiedades del Fluido de trabajo ISOVG100	
VARIABLES	VALORES
Viscosidad Cinemática (Zκ):	100 cSt a 40 °C (v: 100 x 10 ⁻⁶ m ² /s) 11,10 cSt a 100 °C (v: 11,10 x 10 ⁻⁶ m ² /s) 463,3 SSU a 40 °C
Viscosidad Dinámica (μ):	89,77 x 10 ⁻³ Pa.s (Z= 89,77 cP) (μ: 13 x 10 ⁻⁶ reyn)
Gravedad Específica:	0,8842 a 15 °C
Densidad Absoluta (ρ):	884,17 Kg./m ³
Índice de Viscosidad (IV):	95
Punto de Fluidez:	-6 °C
Punto de Inflamación:	246 °C

TABLA 2

El presente trabajo especial constituye la última etapa en la obtención del objetivo de construir un banco de pruebas de bombas de desplazamiento volumétrico.

CAPITULO I

MARCO TEÓRICO

En el siglo XVII el científico francés Pascal descubre y enuncia su principio o ley, El cual en palabras sencillas dice: “La presión aplicada a un fluido confinado se transmite íntegramente en todas direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando estas fuerzas normalmente en las paredes del recipiente”.

Sin embargo la aplicación de la ley de Pascal no ocurrió si no a principios de la revolución industrial, cuando Joseph Bramah (mecánico británico) la uso para desarrollar y patentar una prensa hidráulica después de la cual se desarrollaron en Inglaterra máquinas hidráulicas enormes.

A mediados del siglo XIX, el inglés Amstrong inventó el acumulador hidráulico aún utilizado actualmente.

A principios del siglo XX desarrollaron en USA la bomba de paletas y en Inglaterra la bomba rotativa de pistones de caudal variable lo que impulsó el desarrollo actual de la óleo-hidráulica.

La aplicación del principio de pascal es como sigue:

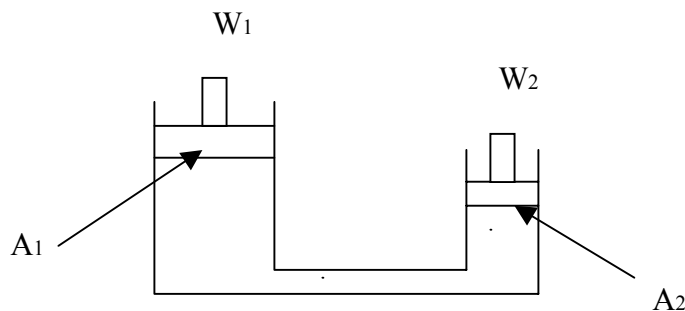


Fig. 1

Sobre los émbolos de área transversal A_1 y A_2 actúan los pesos W_1 y W_2 respectivamente, por lo tanto:

$$P_1 = W_1/A_1$$

$$P_2 = W_2/A_2$$

Donde P_1 y P_2 son las presiones 1 y 2

Por pascal $P_1 = P_2$ por lo tanto:

$$W_1/A_1 = W_2/A_2 \quad \longrightarrow \quad \boxed{W_1 = \frac{A_1}{A_2} W_2} \quad (1)$$

Considerando que el fluido es idealmente incompresible y por el principio de conservación de la masa, tenemos que los volúmenes desplazados por ambos cilindros son iguales, por lo tanto:

$$A_1 L_1 = A_2 L_2$$

Siendo L_1 y L_2 los desplazamientos de los émbolos 1 y 2 respectivamente

$$y \quad \boxed{L_2 = \frac{A_1}{A_2} L_1} \quad (2)$$

Estas ecuaciones (1) y (2) demuestran que la fuerza es directamente proporcional a las áreas, mientras que el desplazamiento es inversamente proporcional a las áreas.

Como el principio de pascal se aplica a fluidos en recipientes cerrados, entonces para poder usar circuitos de transmisión hidráulicos tenemos que tener relativamente cerrado dicho circuito, así mismo la bomba que se use para producir el caudal necesario debe ser un tipo particular de bombas, denominada bomba de desplazamiento volumétrico. Este tipo de bomba utiliza un desplazador que lleva el fluido desde la entrada de la bomba hasta la salida de la misma.

Dentro del cilindro de la figura 2 (vista del corte longitudinal del cilindro) existe un pistón de área A , el cual puede moverse dentro del mismo mediante un mecanismo. Suponemos que en el volumen comprendido entre el cilindro y el pistón hay un fluido incompresible a presión P , suponemos además que el cilindro y el pistón son cuerpos idealmente rígidos e indeformables. Consideramos que el movimiento del pistón es debido a la fuerza F , en consideración de todo lo anterior tenemos que si el pistón se mueve en la dirección indicada en la figura a la velocidad uniforme Vel , desplazará una cantidad de fluido la cual debe salir por el orificio correspondiente, en virtud de que el fluido es incompresible y por el principio de conservación de la masa. Tenemos que si el pistón se mueve una distancia L en la dirección indicada el volumen disminuirá en un valor igual a $A \times L$, este volumen es el que sale del cilindro. Si tomamos como t al tiempo empleado en recorrer la distancia L tenemos que:

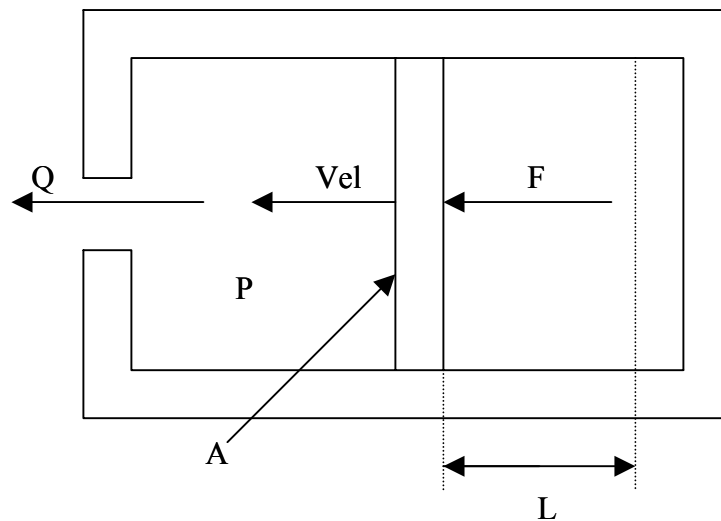
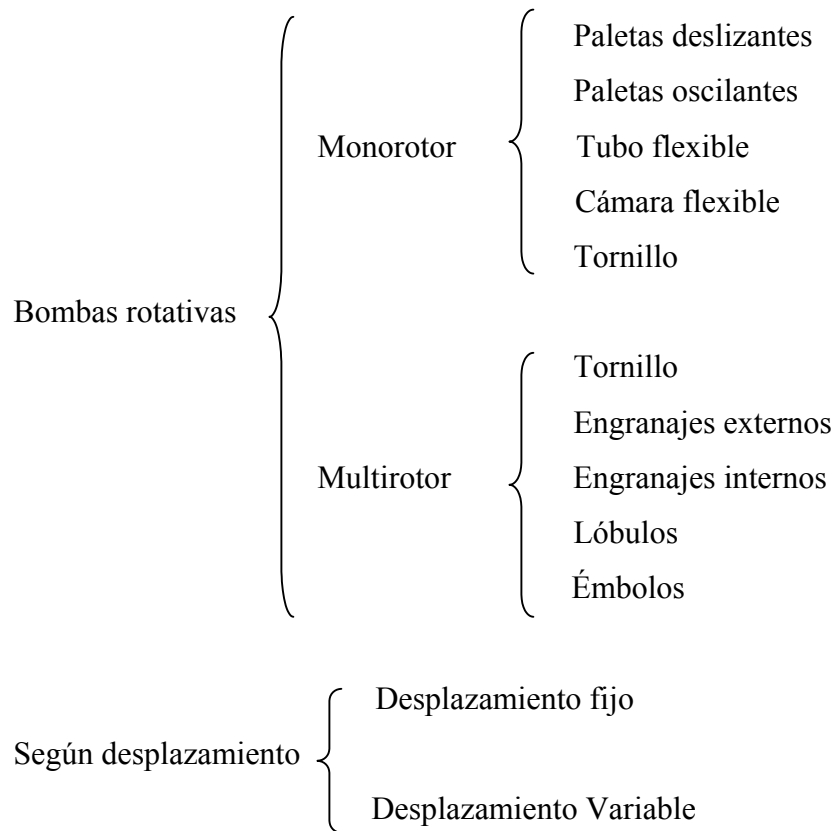


Fig. 2

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

$$Q = \frac{A L}{t} = A Vel$$



CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ROTATIVAS

Presión nominal.

La presión nominal es el porcentaje de presión máxima que la bomba puede soportar con seguridad por determinado tiempo sin que se produzcan ningún tipo de averías. Al operar las bombas a presiones mayores a la presión nominal se incrementa el desgaste y el equipo puede sufrir averías antes del tiempo que estipula la vida útil del mismo.

Caudal nominal.

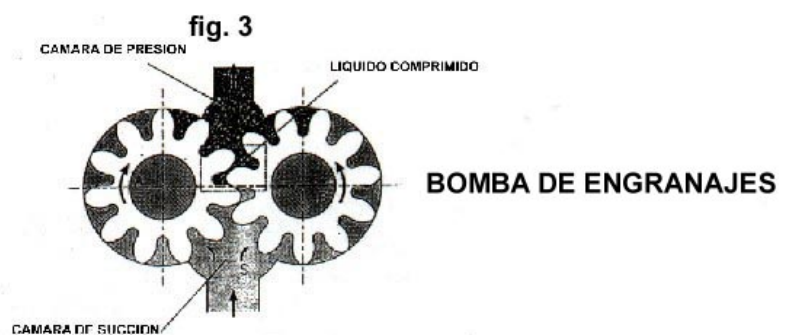
La bomba viene caracterizada por un caudal nominal. La bomba puede bombear a un caudal mayor al trabajar sin carga o con una carga reducida y normalmente bombea menos caudal cuando trabaja a presión nominal

TIPOS DE BOMBA

Bomba de engranaje.

La mayoría de estas bombas son de desplazamiento fijo y de baja presión. Estas bombas pueden ser de engranajes externos o engranajes internos.

Las de engranajes externos pueden tener engranajes de tallado recto, oblicuo o en V. Estas bombas constan de una carcasa de fundición de hierro o aluminio aleado. En el interior de dicha carcasa van instalados los engranajes, siendo uno de ellos el impulsor (solidario con el eje de accionamiento) y el otro, el conducido, estos engranajes giran solidariamente en sentido inverso como se indica en la figura 3.



El accionamiento es como sigue:

Al girar los engranajes en direcciones opuestas, crean un vacío parcial en la succión, arrastrando el fluido de trabajo, el cual llena el espacio entre los dientes de los engranajes, el fluido de trabajo no solo es arrastrado sino que queda aprisionado entre

la carcaza y los espacios formados por el dentado de cada engranaje, al llegar este fluido de trabajo aprisionado hasta el orificio de descarga es expulsado. Las cámaras de bombeo que se forman entre los dientes del engranaje están cerradas por el cuerpo de la bomba y por las placas laterales o de desgaste.

Las pérdidas de rendimiento volumétrico en este tipo de bombas son debidas a la holgura entre los flancos y la cima de los dientes, estas holguras aumentan con el desgaste. Sin embargo este tipo de bombas tiene un amplio uso por su bajo costo, su durabilidad y su tolerancia a ciertos contaminantes.

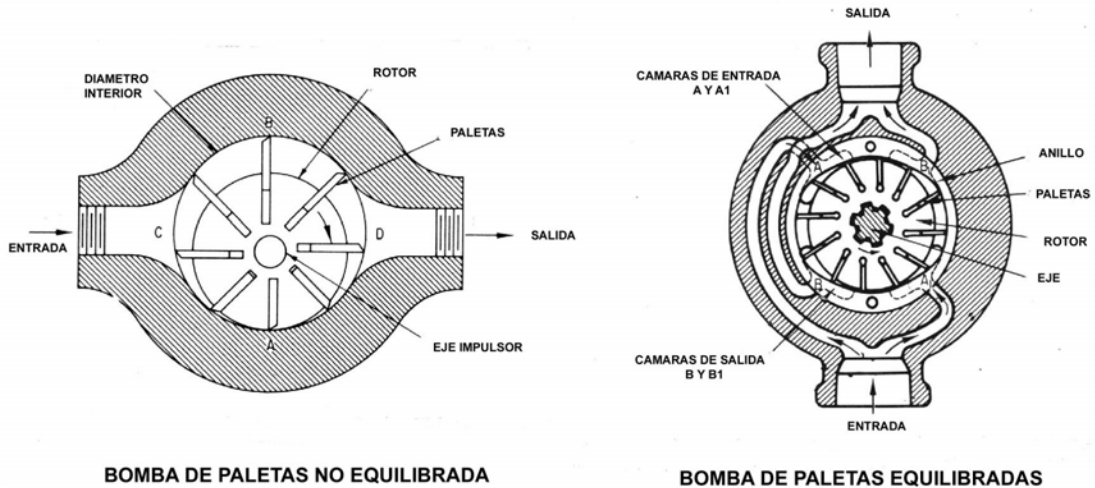
Las bombas con engranajes internos están formadas por un engranaje interno llamado rotor que engrana con una rueda que tiene dentado interno. Las cámaras de bombeo están formadas entre los dientes de los engranajes, una pieza de separación en forma de media luna, esta mecanizada en medio de los engranajes y situada entre los orificios de entrada y de salida, donde la holgura de los dientes de los engranajes es máxima. Estas bombas tienen bajo nivel de ruido y una pulsación muy pequeña.

Existen también bombas de engranajes con rotores en forma de lóbulos, estas funcionan con el mismo principio que las de engranajes externos pero con mayores caudales.

Bomba de paletas.

Se componen principalmente de: rotor, paletas y estator. Las paletas van montadas radialmente en el rotor, estas paletas están en libertad de moverse radialmente en el rotor. El estator tiene una superficie excéntrica. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, rotor, estator y las placas laterales. Se crea un vacío parcial a la entrada de la bomba a medida que se va aumentando el espacio entre el rotor y el estator. El fluido entra en este espacio y es impulsado hacia la salida cuando este espacio disminuye. El desplazamiento de la bomba depende del ancho del estator, de la excentricidad y de la velocidad de rotación. Ver Fig. 4

fig. 4



Este tipo de bombas puede ser de caudal variable al variar la excentricidad entre rotor y estator. Por otra parte se pueden clasificar en equilibradas hidráulicamente y sin equilibrar.

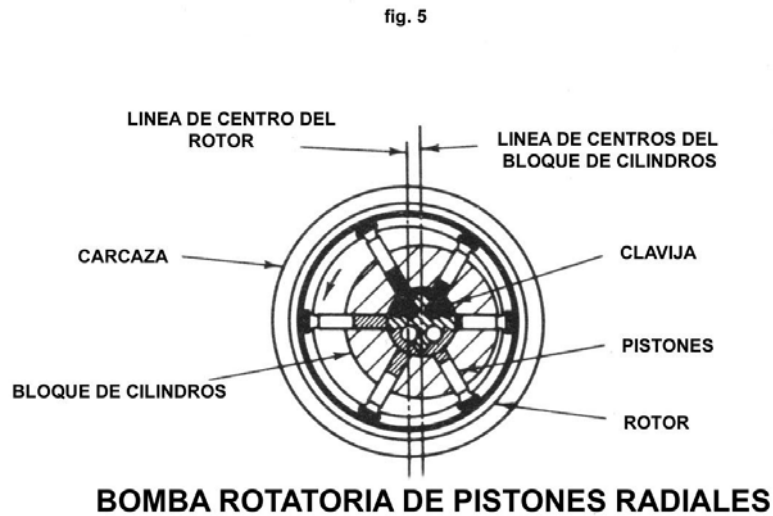
Las bombas equilibradas hidráulicamente permiten dos ciclos de alimentación y salida por vuelta, por lo tanto para unas dimensiones dadas permiten caudales que son el doble de los de una bomba sin equilibrar de iguales dimensiones, otra ventaja es que el rotor queda equilibrado hidráulicamente. Estas bombas solo funcionan a caudal fijo.

Las bombas de paletas trabajan con bajos y altos caudales, son seguras, eficientes y de fácil mantenimiento.

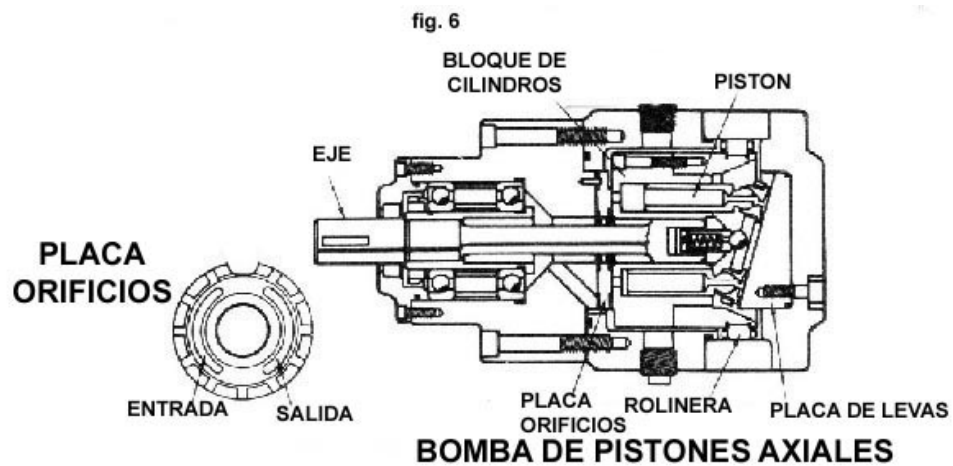
Bomba de pistones

Estas bombas pueden ser radiales o axiales. Las primeras tienen los pistones montados radialmente en un rotor que gira excéntricamente. Los pistones se apoyan

en el estator. Al girar el rotor, los pistones realizan la aspiración y la impulsión. Ver Fig.5.



En las bombas axiales los cilindros y el eje de accionamiento tienen la misma línea central y los pistones se mueven alternativamente en sentido paralelo al eje. Ver Fig.6.

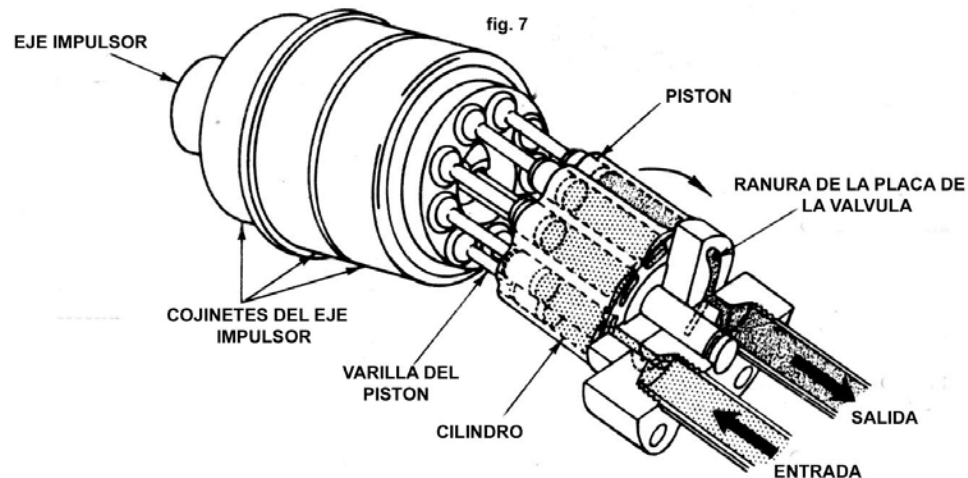


Estas bombas pueden ser: de pistones en línea con placa inclinada, con placa oscilante y de pistones en ángulo.

En las de placa inclinada el eje de accionamiento hace girar el barrilete, conteniendo los pistones, que están ajustados en sus alojamientos y conectados mediante patines y un anillo inclinado, de forma que los patines están apoyados sobre una placa circular inclinada (placa de presión), a medida que el barrilete gira los patines siguen la inclinación de la placa haciendo que los pistones hagan un movimiento de vaivén.

En las de placa oscilante el cilindro es estacionario y la placa inclinada es accionada por el eje. Cuando la placa gira esta oscila empujando los pistones apoyados por resortes, obligándolos a efectuar un movimiento alternativo. Se requiere del uso de válvulas anti-retorno separadas para los orificios de entrada y salida.

En las bombas de pistones axiales en ángulo el bloque de pistones gira con el eje de accionamiento pero formando un ángulo con él. Los vástagos de los pistones están fijados a la brida del eje mediante juntas esféricas y se van desplazando hacia dentro y hacia fuera de sus alojamientos a medida que varia la distancia entre la brida del eje y el bloque de los cilindros. Una unión universal une al bloque de cilindros con el eje de accionamiento y así mantener la alineación y para asegurar que las dos unidades giran simultáneamente.



BOMBA DE PISTONES AXIALES EN ANGULO

Las bombas de pistones axiales pueden ser de caudal fijo o variable. Este tipo de bombas son eficientes y hay gran variedad de tamaños, desde las que manejan caudales pequeños hasta grandes. Como sus piezas están mecanizadas con holguras pequeñas exigen el uso de fluidos limpios y de buena calidad.

CAPITULO II

SELECCIÓN DE EQUIPOS, INSTRUMENTACIÓN Y ACCESORIOS

La concepción del presente banco de pruebas fue realizada tomando en cuenta ciertas condiciones, criterios y limitaciones de diseño que señalamos a continuación:

Condiciones:

- Como condición preseñalada en el anteproyecto del presente trabajo, el banco de pruebas debe poseer tres bombas de desplazamiento volumétrico
- La potencia en el eje debe ser obtenida indirectamente a través de los parámetro eléctricos entregados por un variador de frecuencia ya existente en el laboratorio.

Criterios:

- El costo de los equipos e instrumentación debe ser lo mas bajo posible debido al bajo presupuesto disponible.
- Los equipos e instrumentos deben ser de uso común en la industria para así disminuir costos de mantenimiento y tener disponibilidad de repuestos.
- La instrumentación debe ser la mínima posible ya que el uso del presente banco de pruebas es de carácter didáctico por lo que debe ser lo más básico posible para la mejor comprensión de sus elementos, funcionamiento y utilidad de este tipo de bombas por parte del usuario que en nuestro caso son los estudiantes de pre-grado de la E.I.M.
- Se debe construir un tablero de control eléctrico separado del banco de pruebas, para así evitar vibraciones que puedan afectar la operación y lectura de los equipos eléctricos.

Limitaciones:

- La existencia de una bomba de engranajes externos construida en la E.I.M. nos limita ya que las otras dos bombas que sean adquiridas deberán poseer las características básicas lo mas parecidas posibles a dicha bomba.
- La existencia de un bastidor de acero en el cual estaba instalada la bomba de engranajes externos. Dicho bastidor estaba predeterminado como el lugar donde debería hacerse el montaje del banco de pruebas.
- El fluido de trabajo a utilizar ya había sido adquirido, el mismo resulto ser un aceite hidráulico Maraven ISO VG 100 (la mayoría de los sistemas utilizan ISO VG 68, el cual es menos viscoso).
- La E.I.M. no cuenta con máquinas y herramientas adecuadas para la construcción e instalación de equipos muy elaborados, por lo que el diseño debe ser tal que se amolde a la capacidad de construcción del taller.

CONFIGURACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Tomando en cuenta estas condiciones, criterios y limitaciones, así como la bibliografía disponible y la experiencia de otros bancos de pruebas presentes en la E.I.M. y en otras instituciones visitadas previamente se procedió a diseñar el banco de pruebas, el cual tiene la siguiente configuración:

Tres bombas de desplazamiento volumétrico (engranajes externos, paletas y pistones) colocadas en paralelo, dichas bombas deben poseer una tubería de aspiración común. En dicha tubería de aspiración debe haber una toma para el manómetro vacuometro así como una llave de paso para separar dicha tubería del tanque de almacenamiento. Deberá poseer además una toma con un tubo translucido el cual estará abierto a la atmósfera, que funcionará como tubo de purga de la aspiración así como indicador visual del nivel de fluido en el tanque. El tanque de almacenamiento se colocará elevado por encima de las bombas por lo que en principio la succión deberá tener presión positiva, dicho tanque no solo servirá como deposito del fluido de trabajo

sino que además funcionará como separador del aire del fluido, separador de partículas contaminantes y finalmente como enfriador del fluido de trabajo, además en el tanque debe ir instalado un filtro colador para filtrar partículas contaminantes relativamente grandes. Por otra parte cada bomba debe tener una válvula anti-retorno en la descarga y luego ir conectada a una tubería común en la cual deben ir los siguientes equipos e instrumentos: un caudalímetro, una válvula simuladora de carga, una válvula de seguridad y filtro de cartucho en línea. Finalmente dicha tubería debe descargar dentro del tanque por debajo del nivel del fluido. Las bombas deberán poseer una toma en cada salida de las mismas para conectar un manómetro común que indicara la presión de salida de cada bomba.

Las bombas serán accionadas mediante motores eléctricos de inducción tipo jaula de ardilla (este tipo de motores son los más baratos y comunes en el mercado nacional), dichos motores serán alimentados por un variador de frecuencia, el cual es un equipo usado tanto como para variar la velocidad de giro de los motores así como sistema de arranque de motores eléctricos. El sistema eléctrico deberá contar con un sistema que impida la operación simultánea de varias bombas.

Hecho el diseño tentativo del banco de pruebas se visitaron varias empresas, las cuales presupuestaron los equipos necesarios para el banco, tomando en cuenta las características técnicas de los equipos y accesorios así como el presupuesto que más se amoldara a nuestra capacidad económica seleccionamos los equipos y accesorios necesarios.

ELEMENTOS ADICIONALES PARA EL CIRCUITO HIDRÁULICO

Por otra parte todo circuito hidráulico esta compuesto por una serie de elementos adicionales tales como: válvulas de control y seguridad, manómetros, caudalímetros, filtros, tanques, fluido de trabajo, etc. Por lo que a continuación nombraremos las características de algunos elementos.

Fluido de trabajo.

En principio se utilizó el agua como fluido de trabajo pero luego fue sustituida por aceites minerales que poseen mejor lubricación y conservan sus propiedades a diferentes puntos de trabajo.

CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE HIDRÁULICO.

Punto de fluidez: Es la temperatura más baja a la que puede fluir un líquido. Esto es importante si el sistema está expuesto a temperaturas muy bajas.

Compresibilidad: Los líquidos son poco compresibles, son más compresibles cuando mayor es su viscosidad. Este fenómeno carece de importancia en instalaciones pequeñas pero no así instalaciones grandes.

Poder antiemulsivo: Es la capacidad de un aceite para evitar la formación de emulsiones con el agua.

Poder antiespumante: Al mezclarse el aceite con el aire u otro gas se forma espuma, lo cual hace al sistema ineficiente y ruidoso. Un buen aceite contiene aditivos antiespumantes.

Resistencia al envejecimiento: El oxígeno del aire provoca el envejecimiento del aceite reduciendo gravemente su tiempo de servicio. Este fenómeno se combate con aditivos anti envejecimiento.

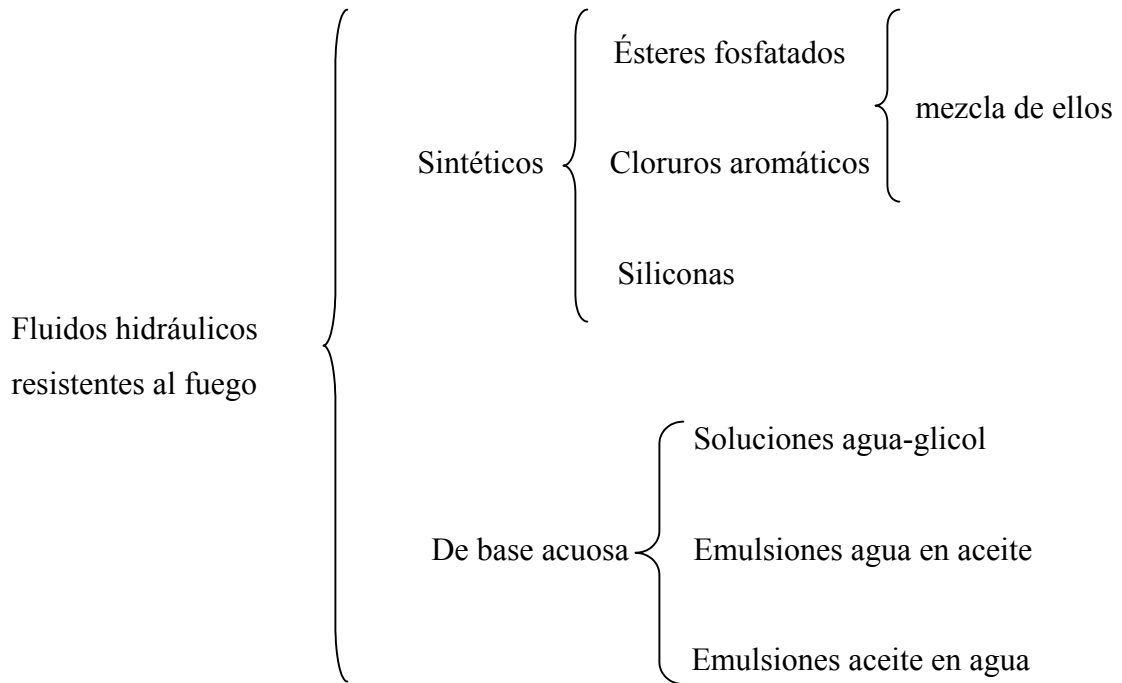
Punto de anilina: Es importante cuando se usan juntas de perburan o neopreno, ya que tiene un poder disolvente que hincha o endurece las juntas.

Punto de inflamación: Temperatura a la cual surge una llamarada repentina sobre la superficie del aceite cuando se aproxima a una llama.

Untuosidad: Propiedad de los aceites que caracteriza el poder de adherirse a las superficies metálicas que necesitan lubricación.

FLUIDOS HIDRÁULICOS RESISTENTES AL FUEGO.

Los fluidos hidráulicos se dividen entre sintéticos y de base acuosa, a continuación el siguiente esquema muestra la clasificación de dichos fluidos.



DEPÓSITOS O TANQUES PARA FLUIDOS HIDRÁULICOS.

Un tanque siempre forma parte de cualquier circuito hidráulico, no solo como deposito para almacenar fluido, sino también para realizar lo siguiente:

- Moderación de la temperatura del aceite.
- Separación de contaminantes.
- Separación del aire contenido en el fluido.
- Separación del agua contenida en el fluido.

Las dimensiones recomendadas del tanque son como mínimo ser capaz de alojar 3 veces mas de lo que ocupa el fluido en el circuito, mas un 10% al 15% de volumen para compensar la dilatación térmica del aceite y permitir la acumulación de una cierta cantidad de agua y contaminantes.

FILTROS DE FLUIDO HIDRÁULICO.

Filtros de aspiración.

Los filtros de aspiración (coladores), protegen a las bombas de partículas contaminantes. Por lo general, tienen un tamaño de agujero de 125 micras nominalmente. Van colocados dentro del tanque.

Filtros de retorno.

Es un filtro de cartucho que va instalado en la línea de retorno, estos filtros están provistos de un by-pass en caso de obstrucción de la línea principal, estos filtros vienen por lo general con un manómetro para indicar cuando el filtro esta obstruido y hay que sustituirlo.

Filtro de presión.

Este tipo de filtro tiene una construcción muy robusta ya que va instalado en la línea de presión, estos filtros pueden soportar 400 bar. Tienen la desventaja de un costo elevado, normalmente se usan filtros de retorno.

VÁLVULAS

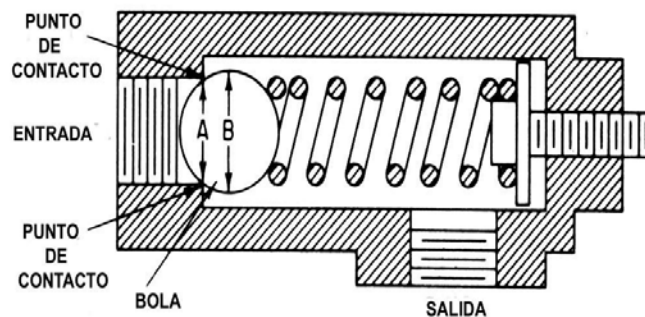
Válvulas anti-retorno.

Las válvulas anti-retorno, también llamadas de cierre, permiten la circulación del flujo en una dirección. Poseen un elemento de cierre móvil (válvula o falsa bola) que se levanta de su asiento cónico cuando lo empuja el caudal en un determinado sentido, y que encaja en su asiento deteniendo dicho caudal cuando su sentido tiende a invertirse.

Válvulas de seguridad.

Estas válvulas limitan la presión del sistema para protegerlo. Suelen ser ajustables. Las simples o de acción directa pueden consistir en una bola u obturador mantenido en su asiento mediante un resorte calibrado. Cuando la presión a la entrada de la válvula es insuficiente para vencer la fuerza del resorte, la válvula permanece cerrada. Cuando se alcanza la presión de apertura, la bola obturador es desplazado de su asiento y ello permite el paso del liquido al tanque mientras se mantenga la presión. En casi todas estas válvulas se dispone de un tornillo que actúa comprimiendo o no el resorte de actuación.

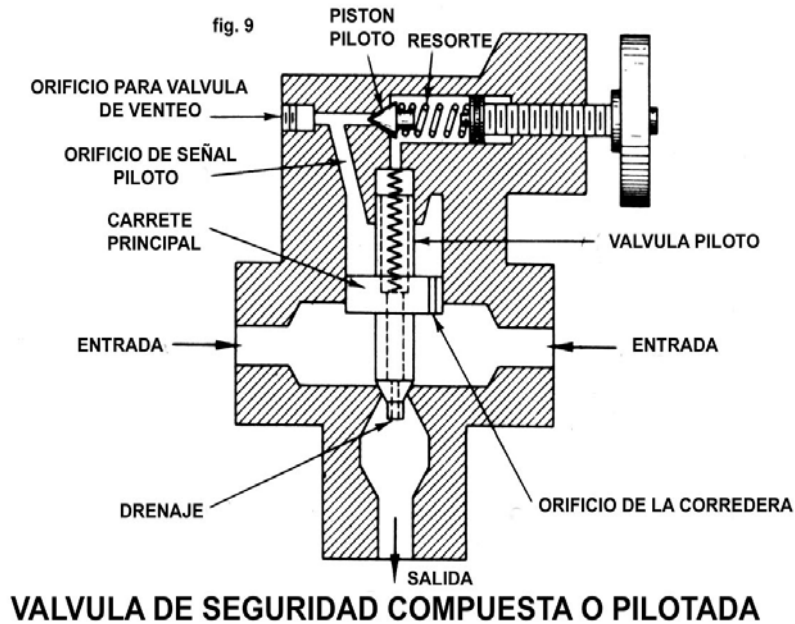
fig. 8



VALVULA DE SEGURIDAD DE ACCION DIRECTA

Válvulas de seguridad compuestas o pilotadas.

Estas válvulas poseen dos etapas. La etapa piloto contiene en la tapa superior una válvula limitadora de presión y un obturador, manteniendo a su asiento mediante un muelle ajustable. Los orificios están en el cuerpo de la válvula y la derivación del caudal se consigue mediante una corredera equilibrada hidráulicamente contenida en el cuerpo de la válvula. Estas válvulas de seguridad sirven para simular una carga en el sistema.



Válvulas de paso.

Estas válvulas sirven para aislar una parte del sistema hidráulico de otra, por ejemplo a la salida del tanque, separan el tanque del resto del circuito. Normalmente se usan para dar servicio de mantenimiento al sistema.

EQUIPOS DE MEDICIÓN.

Manómetros.

Los manómetros se usan para medir las presiones en el circuito hidráulico y así poder detectar fallas o necesidades en el mismo. También se utilizan para ajustar válvulas de control y de seguridad. Los manómetros son de tipo Bourdon y los de tipo Schrader.

Caudalímetros.

Son útiles para verificar el rendimiento volumétrico de una bomba y para determinar las fugas internas del circuito. Un caudalímetro típico esta formado por un peso en un tubo calibrado vertical. El aceite bombeado entra por la parte inferior del tubo y sale por la superior elevando el peso a una altura proporcional.

CAPITULO III

EQUIPOS E INSTRUMENTACIÓN: ESPECIFICACIONES

EQUIPOS HIDRÁULICOS

Bomba de engranajes externos:

Esta bomba fue diseñada y construida en la EIM de la U.C.V., sus características técnicas son las siguientes:

- Caudal máximo: 10 gpm (0,000638 m³/s).
- Presión mínima de entrada: 13,44 psia (0,093 MPa).
- Presión de salida máxima: 90 psi (0,620 MPa).
- RPM máxima: 3550
- Bridas de entrada y salida: ¾" NPT

Fig. 10



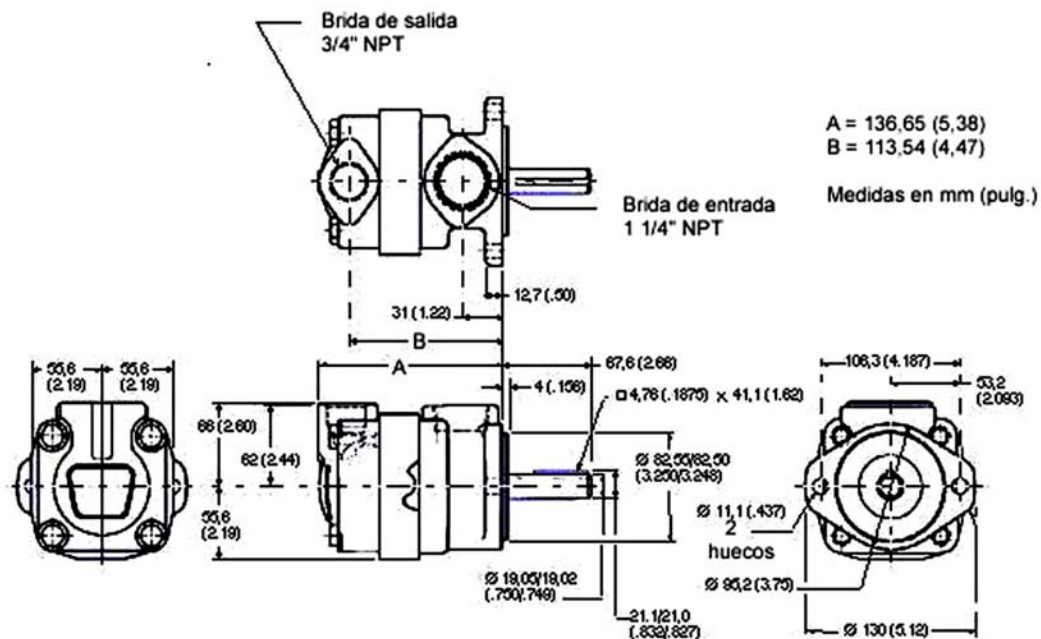
Bomba de paletas no equilibradas:

La bomba seleccionada fue una bomba marca Vickers modelo V201P10P1C11, sus características técnicas son las siguientes:

- RPM nominal: 1200 rpm
- Presión nominal: 100 psi (0,690 Mpa)

- Caudal nominal: 11 gpm (0,0007018 m³/s)
- RPM máxima: 2500
- Brida de entrada: 1¼" NPT
- Presión de salida máxima: 2500 psi (17,24 MPa)
- Brida de salida: ¾" NPT
- Peso neto: 8,17 Kg (18 lb.)

Fig. 11



DIMENSIONES BOMBA DE PALETAS V201P10P1C11

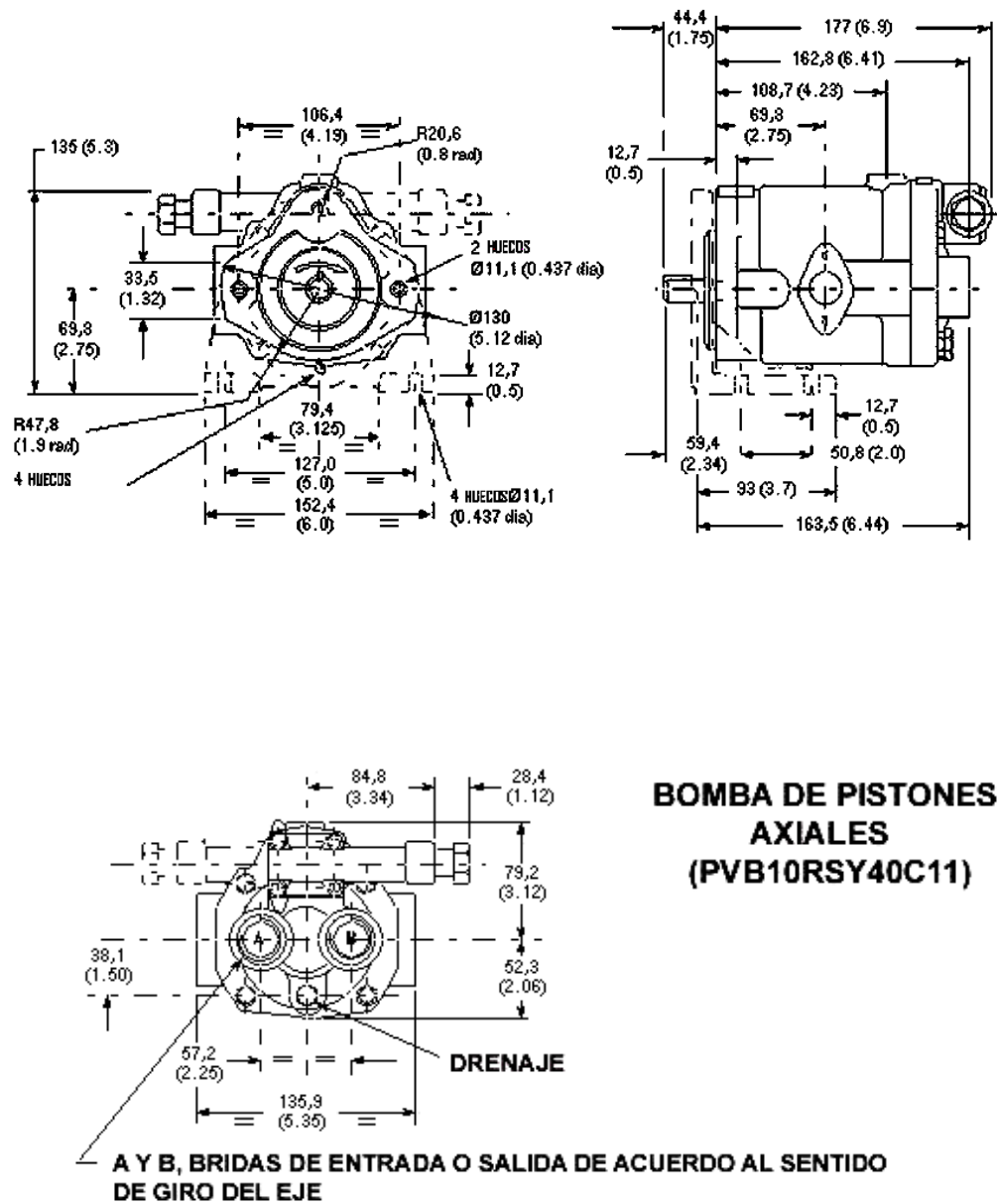
Bomba de pistones axiales de caudal fijo:

La bomba seleccionada fue una bomba marca Vickers modelo PVB10RSY40C11, sus características técnicas son las siguientes:

- RPM nominal: 1800 rpm
- Caudal nominal: 10 gpm (0,000638 m³/s)
- RPM máxima: 3200
- Presión de salida máxima: 3000 psi (20,69 MPa)
- Brida de entrada: 1¼" NPT
- Brida de salida: 1¼" NPT

- Peso neto: 10 Kg (22 lb.)

Fig. 12



Válvula de control para simular carga en el sistema:

La válvula de control seleccionada para simular carga en el sistema es una válvula Vickers modelo XCT06B50, esta válvula fue instalada en línea, las características básicas de este modelo son las siguientes:

- máxima presión de trabajo: 1000 psi (6,90 Mpa)
- mínima presión de trabajo: 15 psi (0,103 Mpa)
- máximo caudal de trabajo: 0,95 l/s
- mínima temperatura de trabajo: -20 °C
- máxima temperatura de trabajo: 70 °C

Este tipo de válvulas simula carga en el sistema restringiendo el flujo, esta restricción podría hacerse usando una válvula de paso (de compuerta) pero esto no sería recomendable ya que si por error el operario cierra la válvula completamente el sistema se vería sometido a una sobrepresión repentina que podría dañar la instalación, en cambio este tipo de válvulas tiene una acción suave y es imposible restringir totalmente el flujo, por este motivo se seleccionó esta válvula.

VÁLVULA DE CONTROL

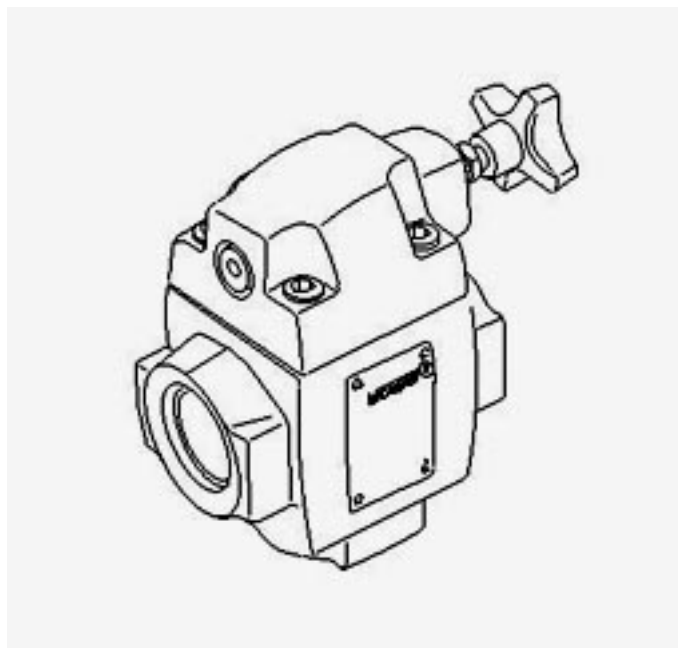


Fig. 13

DESPIECE DE VÁLVULA DE CONTROL

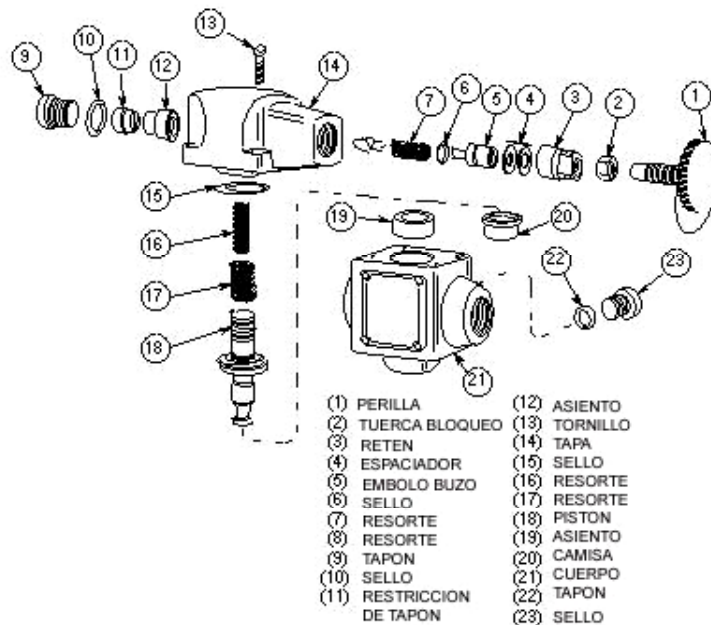


Fig.14

Válvula de Seguridad:

La válvula de seguridad seleccionada para el sistema es una válvula Vickers modelo RV5K8H3510, esta válvula fue instalada en línea, las características básicas de este modelo son las siguientes:

- máxima presión de trabajo: 5000 psi (34,470 MPa)
- mínima presión de trabajo: 15 psi (0,103 MPa)
- máximo caudal de trabajo: 1,90 l/s
- mínima temperatura de trabajo: -40 °C
- máxima temperatura de trabajo: 120 °C

Esta válvula fue seleccionada ya que la misma protege el sistema contra sobrepresiones, aunque la válvula de control protege el sistema, la válvula de seguridad esta diseñada específicamente con este fin.

SECCIÓN DE VÁLVULA DE SEGURIDAD

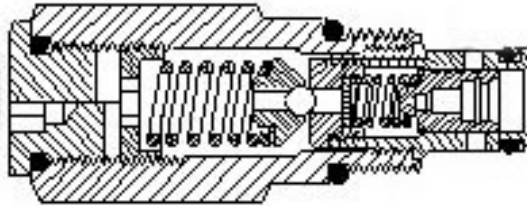


Fig.15

Filtro de retorno:

El filtro seleccionado es de cartucho marca Vickers modelo OFRS25PPA10, este es un filtro de baja presión que es utilizado en la línea de retorno, posee la ventaja de contar con una válvula de by-pass interna y un manómetro que indica cuando hay que cambiar el filtro, las características básicas son las siguientes:

- máxima presión de trabajo: 100 psi (0,690 MPa)
- mínima presión de trabajo: 15 psi (0,103 MPa)
- máximo caudal de trabajo: 1,58 l/s
- mínima temperatura de trabajo: -40 °C
- máxima temperatura de trabajo: 107 °C
- rosca de entrada y salida ¾" NPT
- orificios de filtración Ø 10 micras
- puerto de manómetro Ø ⅜ " NPT
- presión de reemplazo del filtro: 20 psi
- peso neto en seco del equipo: 0,9 Kg

FILTRO DE RETORNO

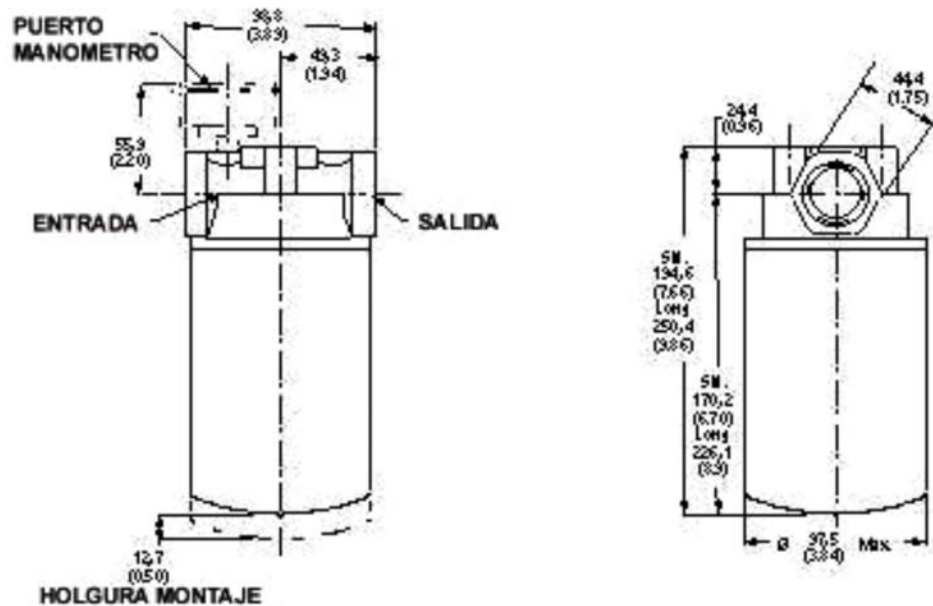


Fig. 16

Manómetro

Este manómetro seleccionado es marca UCC, todo el mecanismo de dicho manómetro esta sumergido en glicerina para disminuir la oscilación excesiva de la aguja lectora, esta instalado para medir individualmente la presión estática de cada una de las bombas, las características básicas son las siguientes:

- rango de la escala en psi: 0 ~ 350 psi (0 ~ 2,410 Mpa)
- apreciación: 10 psi (0,069 Mpa)
- rango de la escala: 0 ~ 25 bar (0 ~ 2,5 Mpa)
- apreciación: 0,5 bar (0,05 MPa)
- rosca para instalación: 3/8" NPT

MANÓMETRO

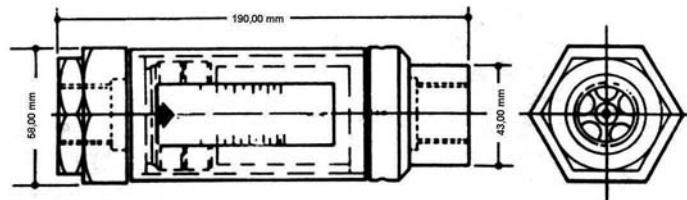
Fig. 17



Caudalímetro

El caudalímetro seleccionado es de marca UCC modelo FM-26-322-212, es de uso en línea, esta formado por un peso en un tubo calibrado vertical. El aceite bombeado entra por la parte inferior del tubo y sale por la superior elevando el peso a una altura proporcional, este fue el caudalímetro más económico y que reunía las características requeridas para este banco, sus características básicas son las siguientes:

- máxima presión de trabajo: 5000 psi (34,750 Mpa)
- rango de la escala en l/s: 0,17 ~ 1,83
- apreciación en l/s: 0,0833
- rosca para entrada y salida: 3/4" NPT
- rango de temperatura: -20 ~ 90 °C



CAUDALIMETRO

Fig. 18

Válvulas anti-retorno (válvula check):

Las válvulas check seleccionadas son de marca Vickers, modelo DT8P1-06-5-11, están colocadas a la salida de cada bomba, sus características básicas son:

- presión de apertura: 5 psi (0,034 Mpa)
- rosca para entrada y salida: $\frac{3}{4}$ " NPT

Fue seleccionada esta válvula ya que la misma es específica para ser usada con fluidos hidráulicos.

DESPIECE DE LA VÁLVULA CHECK

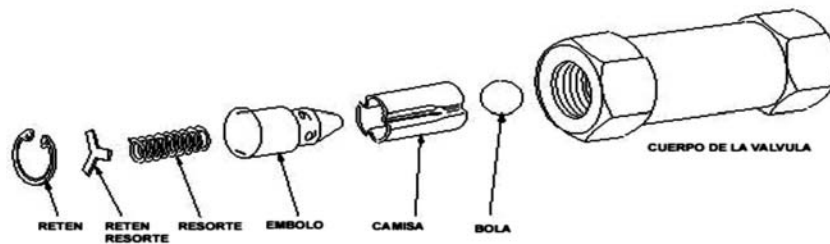


Fig.19

Filtro de aspiración(colador)

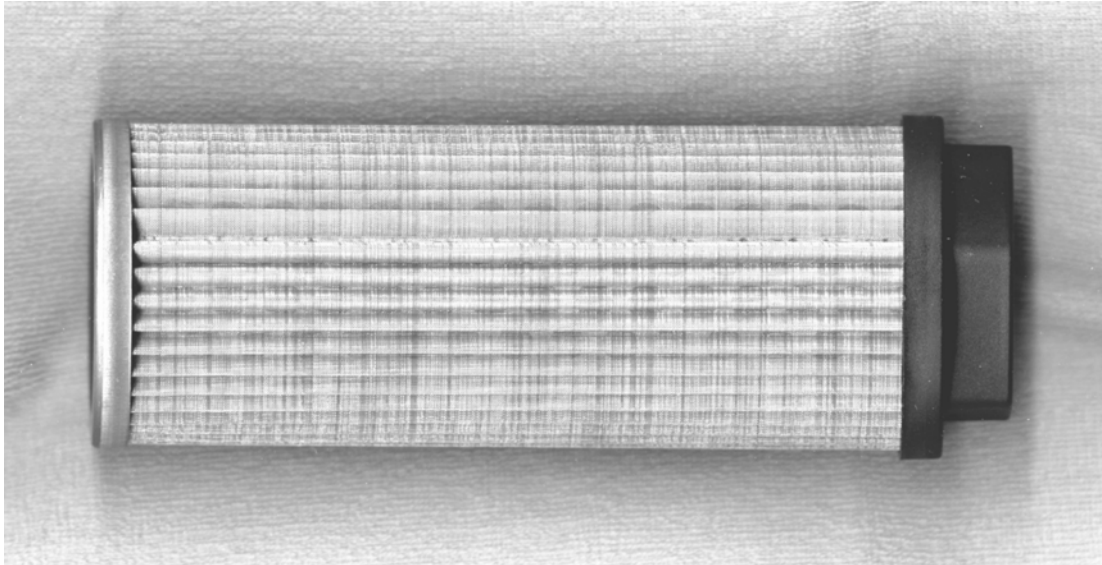
El colador seleccionado es marca UCC modelo SE1324, esta sumergido en el tanque, conectado a la succión de las bombas, sus características básicas son las siguientes:

- tamaño nominal de agujero: 125 micras
- altura del colador: 170 mm
- diámetro del colador: 81 mm
- rosca para instalación: $1\frac{1}{4}$ " NPT

Este tipo de filtro es utilizado para separar contaminantes relativamente grandes, que pudieran estar presentes en el fluido de trabajo.

FILTRO DE ASPIRACIÓN

Fig. 20



Tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento a utilizar, deberá ser construido con laminas de acero ASTM A-36 calibre 16, dichas laminas serán unidas mediante soldadura de arco eléctrico, el tanque debe tener forma de prisma rectangular, poseerá una brida de entrada y salida de rosca $\frac{3}{4}$ " NPT, las dimensiones del tanque deberán las siguientes:

- largo: 845 mm; altura: 700 mm; ancho 510 mm

El tanque deberá tener una placa desviadora, para separar la línea de entrada de las bombas, de la línea de retorno, para así conseguir los siguientes efectos: evitar turbulencias, permitir la separación del aire del fluido de trabajo, permitir la sedimentación de materias extrañas y permitir la estabilización de la temperatura del fluido. La tubería de retorno descargará por debajo del nivel del fluido para evitar que se mezcle con el aire, esta tubería tendrá un corte de 45° en su extremo y apuntará hacia la pared del tanque para facilitar el enfriamiento del fluido. Las dimensiones del tanque antes mencionadas fueron escogidas ya que estas generan un volumen adecuado a la cantidad de fluido requerido, la mayoría de los textos recomiendan que el volumen del tanque sea 2 o 3 veces el máximo caudal de la bomba lo que

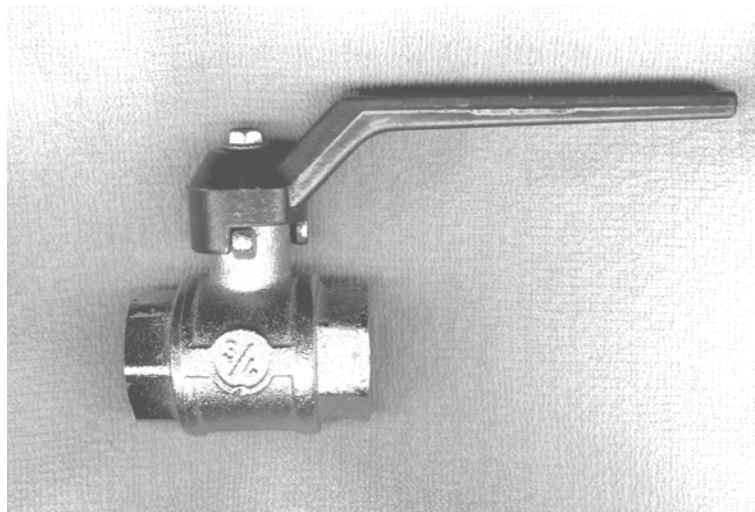
cumplimos, ya que nuestro tanque tiene una capacidad de 301,00 l y el caudal máximo de la bomba es de 0,58 l/s que multiplicado por tres nos da un volumen de 105 l mucho menor que la capacidad del tanque.

Válvulas de paso.

Estas válvulas se seleccionaron para aislar una parte del sistema hidráulico de otra. En este circuito hidráulico se utilizaran dos válvulas de bola de marca “Fundición Pacifico”, el diámetro de rosca es $\frac{3}{4}$ ” NPT, son de tipo manual.

VÁLVULA DE PASO

Fig. 21



Motores eléctricos (bombas de paletas y pistón)

Los motores eléctricos seleccionados para las bombas de paletas y pistón son de marca Eberle, fabricados en Brasil, las características técnicas de los mismos son las siguientes:

- trifásico
- potencia máxima: 3 HP
- aislamiento: clase F
- factor de potencia: $\cos \phi = 0,84$
- voltaje nominal $\Delta\Delta$ 220 Vac y amperaje nominal 9 A
- voltaje nominal Δ 440 Vac y amperaje nominal 4,5 A

- RPM nominal: 1720 rpm
- motor eléctrico de inducción

Estos motores fueron seleccionados ya que cumplen con los requerimientos de velocidad y potencia de las bombas y además son los más económicos y comunes del mercado nacional.

Motor eléctrico (bomba de engranaje)

Este motor eléctrico de inducción es marca Siemens, sus características básicas son las siguientes:

- trifásico
- potencia máxima: 3,6 HP
- aislamiento: clase F
- factor de potencia: $\cos \phi = 0,84$
- voltaje nominal YY 220 Vac y amperaje nominal 10,5 A
- voltaje nominal Y 440 Vac y amperaje nominal 5,25 A
- RPM nominal: 3410 rpm
- motor eléctrico de inducción

Este motor ya estaba presente en la instalación.

Interruptor principal

El interruptor principal es del tipo BH, de 3 x 40 A, voltaje de operación 110 Vac y 220Vac, temperatura máxima de funcionamiento 40 °C. Este equipo fue donado.

Contactores eléctricos

Los contactores eléctricos utilizados son marca Telemecanique, modelo LCID1210, voltaje de operación 220 Vac. Este equipo fue donado.

Protectores térmicos de sobrecarga

Los protectores utilizados son de marca Telemecanique, modelo LR2D13, el rango de operación de carga es de 1A a 10 A. Este equipo fue donado.

Luces piloto

Son de marca Telemecanique, son utilizadas para indicar el funcionamiento de cada bomba y la activación de cada línea eléctrica, el voltaje de funcionamiento es de 110Vac. Este equipo fue donado.

Interruptor selector

Se utiliza para seleccionar los contactores correspondientes para cada bomba, es de marca Telergon y de cuatro posiciones. Este equipo fue donado.

Variador de frecuencia

Inicialmente se disponía de un variador de frecuencia marca Telemecanique modelo ATV18U41M2 el cual tiene la potencia requerida para controlar los motores, pero tiene la limitación de que entrega por pantalla un solo parámetro eléctrico (intensidad de corriente), siendo necesario para nuestro trabajo que entregue adicionalmente parámetros tales como voltaje y potencia eléctrica, por lo que tuvimos que seleccionar otro variador. El variador de frecuencia seleccionado finalmente es de marca Telemecanique, Altivar serie 66, modelo ATV-66U72M2, dicho variador se utiliza para obtener distintas velocidades del motor, variando la frecuencia eléctrica, las características técnicas son las siguientes:

- potencia máxima: 5 HP
- tensión de alimentación: 208Vac ... 230Vac
- frecuencia nominal: 50/60 Hz
- corriente de línea: 24.3 A
- corriente nominal del variador: 16.7 A
- corriente transitoria máxima del variador (60s): 18.4 A
- potencia total disipada a carga nominal: 252 w
- voltaje de salida máximo: igual al máximo voltaje de alimentación
- gama de frecuencias: 0,1 a 50/60 Hz (extensión posible hasta 200/400 Hz para aplicaciones de par constante y hasta 75/90 Hz para aplicaciones de par variable.

- temperatura ambiente: para uso de 0°C a 40°C, en almacenamiento de -25°C a 70°C.

Este variador fue seleccionado ya que cumple con los requerimientos técnicos de potencia eléctrica y accesibilidad a información y datos necesarios para la realización de los ensayos respectivos.

VARIADOR DE FRECUENCIA

Fig. 22



CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE ARRANQUE

Para cumplir los objetivos del siguiente trabajo especial se procedió a diseñar un circuito hidráulico que sirviera para determinar las características básicas de tres tipos de bombas de desplazamiento volumétrico.

El circuito fue diseñado según la siguiente instalación: un tanque elevado por encima de las bombas para obtener una presión mas adecuada en la succión y así disminuir los efectos de cavitación, un filtro-colador colocado dentro del tanque y unido a la tubería de aspiración común a las tres bombas, en dicho tubo de aspiración hay conectada una válvula de servicio, una válvula conectada a un tubo purga y un manómetro-vacuometro, la tubería de aspiración alimenta cada una de las bombas las cuales están colocadas en paralelo. Las bombas solo pueden ser accionadas de una en una, mediante un mecanismo de control eléctrico. En la salida de cada bomba hay una válvula anti-retorno (check) para evitar la recirculación del fluido, la salida de cada bomba esta conectada a una tubería común. Tenemos un solo manómetro conectado mediante un distribuidor, unido a tres válvulas de paso que están puestas una en cada bomba y así poder tomar la lectura de presión independientemente en cada una de estas.

En la tubería de descarga van conectados en serie los siguientes instrumentos y equipos: un caudalímetro para medir el caudal de línea, una válvula para simular carga en el sistema, una válvula de seguridad para evitar posibles sobrepresiones, un filtro de cartucho en la línea de retorno al tanque, la tubería de retorno descarga en el tanque de almacenamiento. Estos instrumentos y controles están ubicados en un tablero de control hidráulico, dicho tablero esta colocado en el banco de pruebas para así facilitar el control y lectura de los parámetros requeridos. Este tablero fue construido haciendo un marco con perfiles de estantería y soldado al bastidor del banco de pruebas en este marco se atornillaron paneles de madera que sirvieron de

soporte a los equipos de control e instrumentación hidráulica, estos últimos fueron fijados al tablero mediante el uso de abrazaderas metálicas y tornillos.

En dicho diseño se tomó en cuenta que una de las bombas (bomba de engranajes externos) fue construida en la E.I.M., dicha bomba tiene como características operativas básicas las siguientes: presión máxima de trabajo 90 Psi (0,620 Mpa) y caudal máximo 10 GPM (0,000638 m³/s), por lo que se tomo la decisión de diseñar el circuito de pruebas para que funcionara en el entorno de las características de la bomba de engranajes externos disponible. Para el circuito de prueba tomamos como presión máxima de trabajo 150 Psi (1,030 Mpa) y caudal máximo 15 GPM (0,000957 m³/s) . Estos valores de presión y caudal máximo permiten el uso de tuberías comerciales para agua tipo ASTM ¾" nominal, las cuales son de precio relativamente bajo, así como el uso de mangueras Ortac de 1" (Presión máxima: 300 Psi(2,060 Mpa)) para unir dichos tubos.

Por otra parte él deposito fue diseñado y construido con laminas de acero ASTM A-36 calibre 16 y soldado con arco eléctrico, tiene las siguientes dimensiones: largo 84,50 cm., alto 70,00 cm. y ancho 51,00 cm., estas dimensiones son a conveniencia del espacio disponible y tiene un volumen (0,301 m³) el cual es mas que suficiente para los requerimientos del circuito, este tanque fue construido primeramente ensamblando un armazón metálico hecho con perfiles L de ½" x ½" los cuales fueron soldados con arco eléctrico, a este armazón se soldaron las respectivas laminas metálicas que conforman el tanque las laminas fueron cortadas a la medida mediante una guillotina en los talleres de Ferrum C.A. empresa donde fueron adquiridos estos insumos. Las tomas de entrada y salida fueron hechas realizando perforaciones de ¾" dentro de las cuales se introdujeron y se soldaron dos niples de rosca NPT de ¾". El tanque posee una placa desviadora para separar la línea de entrada de las bombas de la línea de retorno para conseguir los siguientes efectos: evitar turbulencias, permitir la separación del aire del fluido de trabajo, permitir la sedimentación de materias extrañas y permitir la estabilización de la temperatura del fluido. La tubería de retorno descarga por debajo del nivel del fluido para evitar que se mezcle con el aire,

esta tubería tiene un corte de 45° en su extremo y apunta hacia la pared del tanque para facilitar el enfriamiento del fluido, el tanque cuenta con un filtro colador, el mismo va sumergido dentro del tanque y esta conectado a la toma de salida del mismo posee además un imán colocado en el fondo para atrapar partículas de metal ferroso. En la salida del tanque tenemos una válvula para purgar el aire de la línea, esta válvula conecta con una tubería translúcida que permite observar el nivel del fluido dentro del tanque, es necesario advertir que esta válvula debe permanecer cerrada durante la operación de las bombas ya que se puede succionar aire a través de la misma. Inmediatamente después de la válvula de purga hay una válvula de mantenimiento de tipo bola, esta aísla el tanque del resto del circuito.

Se decidió utilizar los tres tipos de bombas de desplazamiento volumétrico más comunes en el uso de la industria, las cuales son: una bomba de engranajes externos (construida en la E.I.M. de la U.C.V.), una bomba de pistones axiales y una bomba de paletas, ambas comerciales y de uso industrial. Se intentó conseguir que las tres bombas trabajaran en el mismo rango de presión y caudal, lo cual no fue posible debido a las siguientes causas: los limitados rangos de presión y caudal que presenta la bomba de engranajes externos diseñada y construida en la E.I.M. y a la limitación del mercado nacional ya que las empresas comercializadoras de estos productos no cuentan con suficiente variedad. Por lo tanto se selecciono y adquirió una bomba de pistón y una de paletas que funcionan en el menor rango de presión y caudal disponible en el mercado nacional.

Las bombas son accionadas por motores eléctricos de inducción tipo jaula de ardilla. Las ventajas de estos motores son las siguientes: bajo costo inicial, tienen buenas eficiencias, a la carga nominal tienen mayores factores de potencia, son de menor tamaño y peso, estos motores son fácilmente adaptables para variar su velocidad mediante el uso de un variador de frecuencia electrónico. Las bombas con sus respectivos motores fueron instaladas en el banco de pruebas mediante bastidores hechos con perfiles de acero tipo “L” de 1” x 1”. Luego de colocados se alinearon motor y bomba mediante el uso de calzas metálicas, en este proceso tuvimos cierta

dificultad ya que tuvieron que realizarse varias pruebas hasta que no se observaron vibraciones.

Diseñamos y construimos un tablero de control eléctrico el cual cuenta con tres interruptores contactores eléctricos, cada uno de estos posee un protector térmico de sobrecarga, existe también un selector para escoger el interruptor que acciona la bomba seleccionada. Este tablero de control tiene la ventaja que cuando entra en funcionamiento una bomba no puede ser accionadas ninguna de las otras dos. En el mismo tablero esta ubicado el variador de frecuencia, este equipo además de permitir la variación de la velocidad de los motores funciona como un arrancador, este posee su propia protección térmica contra sobrecargas en los motores. También este variador mide la potencia eléctrica consumida por el motor así como el voltaje y la corriente de alimentación del mismo los cuales son parámetros básicos para determinar la potencia en el eje.

El tablero posee un interruptor principal para arrancar el sistema eléctrico, este interruptor sirve también como protección de sobrecargas. Existen luces piloto indicadoras de cada línea eléctrica de entrada al tablero, también hay luces piloto para indicar el funcionamiento de cada motor. El tablero de control eléctrico esta instalado en un panel que posee ruedas, lo que permite cierta movilidad del mismo, además tiene la ventaja que al estar separado del banco de pruebas se evitan vibraciones y posible contaminación con fluido hidráulico lo cual podría producir lecturas erróneas y daños a dicho tablero. Se tuvo que hacer una instalación eléctrica ya que en el lugar donde esta ubicado el banco de pruebas no existía el voltaje requerido para el funcionamiento del banco.

Una vez terminada la instalación completa del banco se procedió a realizar pruebas de arranque para determinar cualquier posible falla en el sistema. Probamos las bombas una por una, notando que el único equipo que presentaba problemas era la bomba de engranajes, el problema consistía en que dicha bomba en operación, presentaba fugas externas considerables por el eje de la misma, por lo que tuvimos que colocar un colector de aceite, además cuando operaba cualquiera de las otras dos bombas estas

presentaban fallas producidas por la entrada de aire al sistema a través de la bomba de engranajes, por lo tanto decidimos aislarla del resto del sistema mediante una válvula de paso, esto soluciono el problema.

Comenzamos a realizar los ensayos que más adelante serán descritos y notamos que la bomba de engranajes presentaba fugas de recirculación, ya que al ir aumentando la carga y la velocidad, el caudal disminuía, mas adelante y después de haber realizado unas pocas pruebas, no suficientes para caracterizar la bomba, el eje de la misma falló, por lo que no pudimos seguir ensayándola. Otra dificultad fue que la válvula de seguridad falló haciendo inoperante el sistema, se intentó repararla lo cual nos fue imposible por lo que decidimos desconectarla del sistema, esto último no compromete la seguridad del sistema ya que al existir una sobrepresión en el circuito esta sería absorbida por los puntos débiles del sistema (mangueras de interconexión), sin embargo esto podría comprometer la seguridad del operador por lo que recomendamos su reposición.

Luego de una extensa revisión de la bibliografía, se decidió realizar un método de ensayo para obtener las curvas características básicas de las bombas tales como (H vs. Q), (N_h vs. Q), (N_e vs. Q), (η_t (%) vs. Q) y (H vs. Q) esta última manteniendo la frecuencia constante. El método consiste en medir parámetros a distintas velocidades del motor, estas velocidades las fijamos mediante el variador de frecuencia, en el seleccionamos la frecuencia deseada para cada ensayo, dichos parámetros son los siguientes: **caudal** que fue medido mediante un caudalímetro comercial; **velocidad del motor en rpm** fue medida mediante un tacómetro mecánico perteneciente al laboratorio de máquinas de desplazamiento, estas mediciones fueron corregidas mediante un tacómetro estroboscópico digital marca Ametek modelo 1965 perteneciente al laboratorio de turbomaquinas; **presión de salida** fue medida mediante un manómetro de Bourdon marca UCC el cual posee un mecanismo sumergido en glicerina para disminuir la oscilación excesiva de la aguja indicadora, **presión de entrada** fue medida mediante un vacuómetro-manómetro; **tensión**

(voltaje), intensidad de corriente (amperaje) y potencia eléctrica, estos parámetros son entregados por el variador de frecuencia. Los ensayos se realizaron variando la frecuencia y así obtener diferentes valores de velocidad, esto fue hecho partiendo desde 15 Hz e incrementando en 5 Hz cada vez hasta llegar a 60 Hz, para cada carga, partiendo desde la presión del sistema correspondiente a cada bomba. Cada ensayo fue repetido tres veces de lo que obtuvimos un promedio aritmético de cada parámetro, los cuales realizando las conversiones correspondientes fueron introducidos en las tablas de datos que aparecen en este informe.

CAPITULO IV

ECUACIONES Y CÁLCULOS TIPO

1. Curva de corrección del tacómetro mecánico usando un tacómetro estroboscopico digital y correlación de Frecuencia vs. RPMcorregida.

Aplicando una regresión lineal usando los datos del tacómetro mecánico y digital, obtuvimos la siguiente ecuación:

$$\text{RPMc} = 0,9793932924 \times \text{RPMm} - 13,8550058$$

RPMc : velocidad de giro del motor (rpm) corregida

RPMm : velocidad de giro del motor (rpm) medida

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$\text{RPMm} = 416 \text{ rpm}$$

$$\text{RPMc} = 0,9793932924 \times 416 - 13,8550058$$

$$\text{RPMc} = 393,57 \text{ rpm}$$

TABLA DE DATOS DE LA CURVA DE CORRECCIÓN DE VELOCIDAD DE GIRO

TACÓMETRO MECÁNICO (RPM)	TACÓMETRO ESTROBOSCÓPICO (RPM)
440,00	449,6
630,00	599,6
800,00	749,9
940,00	899,3
1100,00	1049,2
1240,00	1199,1
1400,00	1348,9
1540,00	1498,9
1700,00	1648,7
1830,00	1798,8

TABLA 3

Para facilitar la lectura de la velocidad del motor y dada la escasez y poca precisión de los equipos de medición presentes en el laboratorio, decidimos hacer una correlación de frecuencia vs. RPMcorregida.

TABLA DE DATOS DE LA CURVA DE CORRELACIÓN DE FRECUENCIA vs. RPMcorregida

FRECUENCIA (Hz)	RPMcorregida
15	395,84
20	576,96
25	726,57
30	873,27
35	1013,89
40	1157,35
45	1308,27
50	1457,09
55	1575,95
60	1679,10

TABLA 4

Para ver la correlación y la grafica ver el anexo II.

2. Cálculo de potencia hidráulica.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada y la salida de cada bomba:

$$H = (P_s - P_e) / \gamma + (Z_s - Z_e) + (C_s^2 - C_e^2) / 2 g$$

H: altura hidráulica

P_s: presión de salida de la bomba

P_e: presión de entrada de la bomba

Z_s: cota de salida de la bomba

Z_e: cota de entrada de la bomba

C_s: velocidad del flujo a la salida de la bomba

C_e: velocidad del flujo a la entrada de la bomba

$\gamma = \rho \cdot g$ (ρ = densidad del fluido, g = aceleración de la gravedad)

- Considerando que la diferencia de cotas de entrada y salida de la bomba es muy pequeña en comparación con él termino principal de la ecuación decidimos despreciarla.
- Considerando que los manómetros están en la misma cota.
- Considerando que los diámetros de salida y entrada de la bomba son iguales, por tratarse de un fluido incompresible y que esta en un régimen permanente, aplicamos la ecuación de continuidad ($\rho_e.C_e.A_e = \rho_s.C_s.A_s$) por lo tanto tomamos que $C_e \approx C_s$, quedando la expresión final de la ecuación: $H = (P_s - P_e) / \gamma$

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$P_e = -1692,91 \text{ Pa}$$

$$P_s = 344750,00 \text{ Pa}$$

$$\gamma = 8673,7 \text{ N/m}^3$$

$$H = \frac{(344750,00 \text{ Pa} - (-1692,91 \text{ Pa}))}{8673,7 \text{ N/m}^3}$$

$$\mathbf{H = 39,94 \text{ m}}$$

Por otra parte la ecuación de potencia hidráulica siguiente:

$$N_h = \gamma Q H \quad \text{donde: } Q: \text{caudal (m}^3/\text{s)}$$

La ecuación final queda como:

$$N_h = Q (P_s - P_e)$$

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$Q = 0,000250 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_e = -1692,91 \text{ Pa}$$

$$P_s = 344750,00 \text{ Pa}$$

$$N_h = 0,000250 \text{ m}^3/\text{s} \times (344750,00 \text{ Pa} - (-1692,91 \text{ Pa}))$$

$$\mathbf{N_h = 86,61 \text{ w}}$$

1. Cálculo de la potencia en el eje del motor.

Basándonos en un balance energético según el siguiente grafico:

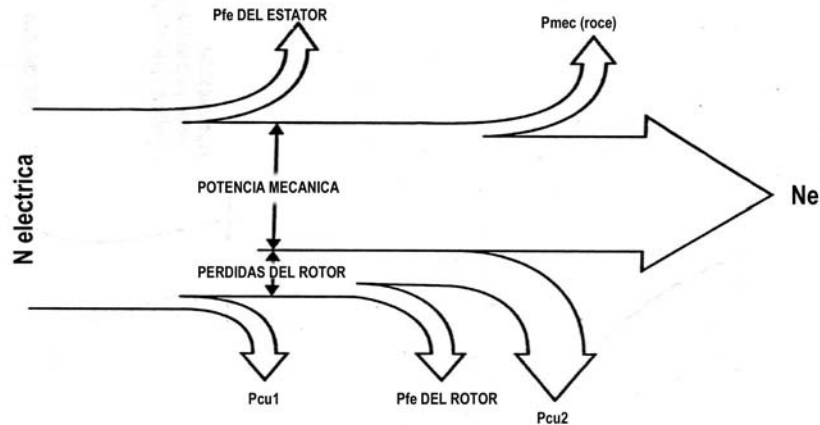


Fig. 23

Obtuvimos la siguiente expresión:

$$N_e = N_{elect} - P_{cu1} - P_{cu2} - (P_{mec} + P_{fe}) \quad \text{donde:}$$

I II III IV V

N_e : potencia en el eje del motor

N_{elect} : potencia eléctrica medida y corregida

P_{cu1} : pérdidas en el cobre del estator

P_{cu2} : pérdidas en el cobre del rotor

P_{mec} : pérdidas por roce del motor con el aire y los cojinetes

P_{fe} : pérdidas en el hierro del rotor y el estator

I. Potencia en el eje.

II. Nelectrica. Esta potencia fue medida con el variador de frecuencia y corregida con un vatímetro externo al mismo, se tuvo que hacer esta corrección ya que los valores arrojados por el variador no eran reales es decir, que entregaba valores de potencia eléctrica menores que los valores de potencia hidráulica obtenidos anteriormente, el vatímetro fue conectado a la entrada de alimentación del variador y los datos obtenidos a su vez tuvieron que ser corregidos con una curva de correlación ya que el variador tiene un consumo eléctrico de funcionamiento el cual es variable en todo el rango de trabajo, la correlación se construyó usando la potencia consumida

por el variador sin carga (medida con el vatímetro) y el valor a carga máxima nominal (suministrado por el fabricante).

BOMBA DE PALETAS

Nelect variador (w)	Nelect corregida(w)
200	403,90
330	498,10
516	639,40
660	780,70
860	1016,20
1033	1204,60
1250	1393,00

TABLA 5

BOMBA DE PISTÓN

Nelect variador (w)	Nelect corregida(w)
200,00	451,00
330,00	592,30
430,00	686,50
570,00	827,80
700,00	969,10
870,00	1063,30
1000,00	1157,50
1100,00	1393,00

TABLA 6

Para ver curvas de corrección dirigirse al anexo II.

III. Pcu1. Estas pérdidas son la potencia disipada en forma de calor por las bobinas del estator y se calculan según la siguiente ecuación:

$$P_{cu1} = I^2 R \sqrt{3}$$

I: intensidad de corriente entregada por el variador (amperios)

R: resistencia de las bobinas (medidas directamente en el estator)

IV. Pcu2. Estas pérdidas son la potencia disipada en forma de calor por las bobinas del rotor, y se calculan según la siguiente ecuación:

$$P_{cu2} = S (Nelect - P_{cu1})$$

S: deslizamiento del motor

$$S = (RPM_{sinc} - RPM_c) / RPM_{sinc}$$

RPM_{sinc}: velocidad sincrónica del motor

RPM_c: velocidad corregida del motor

V. P_{mec} + P_{fe}. Suma de las pérdidas por roce del rotor con el aire y los cojinetes mas las pérdidas en el hierro del rotor y el estator. Las pérdidas en el hierro son debidas a la magnetización de los núcleos ferrosos de las bobinas. Estas pérdidas fueron medidas usando un vatímetro conectado al motor aislado de la bomba y medidas en todo el rango de frecuencia ya determinado (los valores se encuentran en las respectivas tablas de datos).

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$Nelect = 461,52 \text{ w}$$

$$I = 4,97 \text{ A}$$

$$R = 2,70 \Omega$$

$$RPMsinc = 450,00$$

$$RPMc = 393,57$$

$$Pcu1 = I^2 R \sqrt{3} = (4,97 \text{ A})^2 \times 2,7 \Omega \times \sqrt{3} = 115,51 \text{ w}$$

$$Pcu2 = S (Nelect - Pcu1) = ((RPMsinc - RPMc) / RPMsinc) \times (Nelect - Pcu1)$$

$$= ((450,00 - 393,57)/450) \times (461,52 - 115,51)$$

$$Pcu2 = 43,39 \text{ w}$$

$$Pmec+Pfe = 62,00 \text{ w (medidas)}$$

$$Ne = 461,52 \text{ w} - 115,52 \text{ w} - 43,39 \text{ w} - 62,00 \text{ w}$$

$$Ne = \mathbf{240,61 \text{ w}}$$

2. Cálculo del rendimiento total de la bomba.

$$\eta_t (\%) = (Nh / Ne) \times 100$$

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$\eta_t (\%) = (86,61 \text{ w} / 240,61 \text{ w}) \times 100$$

$$\eta_t (\%) = \mathbf{35,99 \%}$$

3. Cálculo de KVA.

Los KVA serian igual a la potencia eléctrica del motor si el factor de potencia fuera la unidad.

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$KVA = (V \times I \times \sqrt{3}) / 1000$$

$$V = 58,33 \text{ V}$$

$$I = 4,97 \text{ A}$$

$$KVA = (58,33 \text{ V} \times 4,97 \text{ A} \times \sqrt{3}) / 1000$$

$$KVA = \mathbf{0,502 \text{ Kw}}$$

4. Calculo del factor de potencia del motor eléctrico. (fp)

El factor de potencia nos da una idea del rendimiento eléctrico del motor, mientras fp sea más cercano a la unidad mejor será el rendimiento del motor, $fp = \cos \varphi$, donde φ es el ángulo entre corriente y voltaje.

Ejemplo (para 15 Hz bomba de pistón con carga inicial = carga del sistema)

$$fp = Ne (Kw) / KVA (Kw) = 0,46152 Kw / 0,502 Kw$$

$$fp = 0,92$$

Después de hechos todos los cálculos completamos las tablas de datos y resultados que mostramos en las paginas que siguen a continuación.

BOMBA PALETAS

CARGA INICIAL = CARGA DEL SISTEMA

f (hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I (A)	N. elect(w)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	Rend (%)	RPMsinc	S	KVA	Prot+Pfe(w)
15	396,80	0,000310	381280,07	4,96	44,37	57,50	4,76	368,40	0,78	119,30	169,47	70,30	450	0,118	0,47	62,00
20	577,01	0,000366	427474,90	-6637,32	50,04	77,00	5,13	494,90	0,72	158,80	260,69	54,60	600	0,038	0,68	67,00
25	730,00	0,000416	482633,01	-10836,40	56,89	97,00	5,55	675,90	0,72	205,28	451,02	45,50	750	0,026	0,93	67,00
30	874,06	0,000466	519175,22	-14663,06	61,54	116,83	5,82	816,10	0,69	248,76	563,18	44,10	900	0,028	1,18	74,50
35	1017,70	0,000533	574333,28	-18726,70	68,37	136,00	6,20	1010,80	0,70	316,10	726,60	43,50	1050	0,030	1,45	79,50
40	1167,80	0,000583	620528,15	-23704,70	74,27	156,00	6,45	1179,10	0,68	375,58	871,84	43,00	1200	0,026	1,74	87,00
45	1314,70	0,000666	655001,90	-28208,60	78,76	177,60	6,78	1390,30	0,67	455,01	1042,76	43,60	1350	0,026	2,08	87,00
50	1448,60	0,000700	693612,58	-31933,60	83,64	186,16	6,85	1600,60	0,73	507,88	1227,20	41,30	1500	0,034	2,21	107,00
55	1566,20	0,000755	712228,40	-33863,88	86,01	184,60	7,28	1808,90	0,78	563,29	1383,49	40,70	1650	0,050	2,32	99,50
60	1696,70	0,000821	744,633,7	-37250,26	90,14	184,00	8,13	2052,20	0,79	641,92	1551,73	41,30	1800	0,057	2,59	92,00

CARGA INICIAL = 70 PSI

f (hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I (A)	N. elect(w)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	Rend (%)	RPMsinc	S	KVA	Prot+Pfe(w)
15	406,60	0,000300	473394,03	-5621,40	55,22	58,00	4,96	400,50	0,80	143,70	196,04	73,20	450	0,096	0,50	62,00
20	577,01	0,000366	528552,09	-5756,85	61,60	77,00	5,43	563,00	0,78	195,55	341,95	57,10	600	0,038	0,72	67,00
25	717,36	0,000416	586054,36	-10700,98	68,80	97,00	5,83	724,60	0,74	248,25	474,32	52,30	750	0,043	0,98	67,00
30	874,06	0,000488	638454,52	-14087,37	75,23	117,00	6,23	887,10	0,70	318,44	611,33	52,00	900	0,028	1,26	74,50
35	1011,17	0,000550	682580,97	-18049,44	80,77	136,60	6,56	1113,90	0,72	385,34	800,29	48,10	1050	0,036	1,55	79,50
40	1194,03	0,000605	717054,75	-22553,34	85,27	156,30	6,83	1341,70	0,73	447,46	1032,05	43,50	1200	0,004	1,85	87,00
45	1304,90	0,000666	781176,00	-27632,92	93,24	178,33	7,13	1536,30	0,70	538,66	1179,81	45,60	1350	0,033	2,20	87,00
50	1432,30	0,000750	813581,36	-31595,00	97,44	185,00	7,33	1731,00	0,74	633,85	1306,14	48,50	1500	0,045	2,35	107,00
55	1572,76	0,000783	838816,17	36674,58	100,93	183,60	7,86	1989,90	0,80	685,50	1523,24	45,00	1650	0,046	2,50	99,50
60	1683,70	0,000833	870807,84	-40399,61	105,05	182,60	8,70	2217,70	0,81	759,03	1652,45	45,90	1800	0,064	2,75	92,00

CARGA INICIAL = 90 PSI

f (hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I(A)	N. elect(w)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	Rend (%)	RPMsinc	S	KVA	Prot+Pfe(w)
15	400,72	0,000305	606738,64	-3386,38	70,34	58,00	5,23	465,70	0,89	186,08	238,79	77,90	450	0,110	0,53	62,00
20	577,01	0,000366	668791,45	-6772,77	77,88	77,66	5,73	627,30	0,81	247,25	388,75	63,60	600	0,038	0,77	67,00
25	727,15	0,000416	721191,61	-11276,67	84,44	101,60	6,20	789,80	0,72	304,70	524,73	58,00	750	0,030	1,09	67,00
30	864,26	0,000493	769454,91	-14087,37	90,33	117,30	6,63	1016,60	0,75	386,28	704,90	54,70	900	0,039	1,35	74,50
35	1011,17	0,000550	817718,21	-18049,44	96,35	137,00	6,96	1244,40	0,75	459,67	901,71	50,90	1050	0,036	1,65	79,50
40	1158,08	0,000616	870807,84	-23704,71	103,12	157,00	7,23	1439,00	0,73	551,01	1066,92	51,60	1200	0,034	1,97	87,00
45	1301,76	0,000727	919071,14	-28784,29	109,27	179,00	7,53	1662,90	0,71	636,95	1246,81	51,00	1350	0,035	2,33	87,00
50	1445,40	0,000727	965266,02	-33288,19	115,12	184,00	7,83	1925,70	0,77	725,94	1472,98	49,20	1500	0,036	2,50	107,00
55	1572,70	0,000777	994913,47	-37792,09	119,06	184,00	8,53	2184,60	0,80	802,41	1659,99	48,30	1650	0,046	2,72	99,50
60	1680,40	0,000833	1031455,69	-41178,48	123,66	182,66	9,60	2412,30	0,79	893,50	1758,54	50,80	1800	0,066	3,04	92,00

BOMBA DE PALETAS

CARGA INICIAL = 110 PSI

f(hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tensión(volt)	I (A)	N. elect(w)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	η t (%)	RPMsinc	S	KVA	Pmec+Pfe(w)
15	396,80	0,000327	734981,12	-3498,13	85,14	58,00	5,30	497,80	0,94	241,40	261,19	92,40	450	0,118	0,53	62,00
20	573,70	0,000372	795172,35	-6207,24	92,39	78,00	6,03	660,40	0,81	298,11	402,27	74,10	600	0,043	0,81	67,00
25	723,90	0,000433	861844,66	-10159,16	100,53	98,00	6,43	821,90	0,75	377,57	540,17	69,80	750	0,034	1,09	67,00
30	870,80	0,000494	910107,96	-13884,19	106,52	117,30	7,00	1049,70	0,74	456,45	719,79	63,40	900	0,032	1,42	74,50
35	1011,17	0,000561	965266,02	-16931,94	113,23	137,00	7,23	1276,50	0,74	551,01	915,39	60,10	1050	0,036	1,72	79,50
40	1061,40	0,000633	1013529,32	-22553,34	119,45	157,00	7,46	1536,30	0,76	655,84	1148,2	57,10	1200	0,032	2,03	87,00
45	1314,70	0,000666	1059034,72	-29326,12	125,47	179,00	7,80	1731,00	0,72	718,31	1306,87	54,90	1350	0,026	2,42	87,00
50	1432,30	0,000716	1086613,74	-32170,68	128,98	182,60	8,26	2023,00	0,77	801,04	1520,25	52,60	1500	0,045	2,61	107,00
55	1569,40	0,000776	1130740,19	-34981,38	134,39	181,60	8,83	2217,70	0,80	904,59	1664,62	54,30	1650	0,048	2,78	99,50
60	1677,16	0,000850	1144529,71	-38367,77	136,37	180,30	10,10	2568,10	0,81	1005,46	1856,85	54,10	1800	0,068	3,15	92,00

CARGA INICIAL = 130 PSI

f(hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tensión(volt)	I (A)	N. elect(w)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	η t (%)	RPMsinc	S	KVA	Pmec+Pfe(w)
15	387,69	0,000294	896318,44	-5621,40	103,98	58,33	5,93	563,00	0,94	265,17	281,55	94,10	450	0,138	0,60	62,00
20	576,70	0,000372	953751,77	-8228,92	110,90	78,00	6,46	724,60	0,83	357,85	439,67	81,30	600	0,043	0,87	67,00
25	723,90	0,000416	1013529,32	-11852,35	118,21	98,00	6,90	919,30	0,79	426,55	605,96	70,30	750	0,034	1,17	67,00
30	880,60	0,000481	1061792,62	-15678,97	124,22	118,00	7,23	1179,10	0,80	525,80	840,51	62,50	900	0,021	1,48	74,50
35	1007,90	0,000550	1137634,95	-19414,16	133,39	137,60	7,70	1373,80	0,75	636,37	973,16	65,39	1050	0,040	1,84	79,50
40	1164,60	0,000600	1185898,25	-24266,85	139,52	157,30	8,00	1633,70	0,75	726,09	1208,70	60,00	1200	0,029	2,18	87,00
45	1318,11	0,000660	1261740,58	-29911,96	148,91	180,00	8,23	1892,60	0,74	860,24	1437,60	59,80	1350	0,023	2,57	87,00
50	1442,10	0,000750	1307659,66	-33863,88	154,66	182,00	8,86	2217,70	0,79	1006,14	1673,27	60,10	1500	0,038	2,79	107,00
55	1579,20	0,000783	1339858,18	-37250,26	158,76	181,60	8,93	2509,70	0,80	1078,27	1863,03	57,80	1650	0,042	3,12	99,50
60	1670,70	0,000830	1369712,48	-40060,97	162,53	180,30	11,33	2833,80	0,80	1174,34	1982,90	59,20	1800	0,071	3,54	92,00

CARGA INICIAL = 150 PSI

f(hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I (A)	N. elect(w)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	η t (%)	RPMsinc	S	KVA	Pmec+Pfe(w)
15	388,60	0,000311	1034213,59	-4503,89	119,75	62,30	6,46	625,80	0,89	323,04	310,03	98,50	450	0,136	0,70	62,00
20	577,01	0,000366	1103161,16	-7890,28	128,09	82,30	6,90	724,60	0,74	406,64	415,87	97,70	600	0,038	0,94	67,00
25	740,20	0,000416	1160594,49	-11852,35	135,17	102,30	7,30	952,40	0,74	487,73	627,06	77,70	750	0,013	1,29	67,00
30	874,06	0,000477	1218027,82	-15238,74	142,18	122,00	7,66	1147,00	0,71	588,26	773,66	76,00	900	0,028	1,62	74,50
35	1020,90	0,000550	1264015,85	-18625,13	147,87	142,00	8,03	1405,90	0,71	705,45	995,03	70,80	1050	0,027	1,98	79,50
40	1161,40	0,000610	1332963,42	-24266,85	156,47	162,30	8,30	1665,80	0,71	827,91	1213,63	68,20	1200	0,032	2,33	87,00
45	1308,30	0,000666	1397291,51	-29911,96	164,54	183,00	8,63	1925,70	0,70	950,51	1428,08	66,50	1350	0,030	2,74	87,00
50	1435,60	0,000738	1447899,03	-33863,88	170,83	182,60	9,13	2178,70	0,75	1093,54	1608,74	68,00	1500	0,042	2,89	107,00
55	1569,40	0,000788	1482372,81	-37250,26	175,19	181,30	10,46	2509,70	0,76	1197,46	1802,62	66,40	1650	0,048	3,29	99,50
60	1670,70	0,000833	1505125,51	-40071,13	178,14	180,30	11,86	2736,40	0,74	1287,14	1839,01	69,90	1800	0,071	3,70	92,00

BOMBA DE PISTON

CARGA INICIAL = SIN CARGA (CARGA SISTEMA)

f (hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tensión(volt)	I (A)	N. elect(kw)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	η t (%)	RPMsinc	S	KVA	Pmec+Pfe(w)
15	393,57	0,000250	344750,00	-1692,91	39,94	58,33	4,97	461,52	0,92	86,61	240,61	35,99	450	0,130	0,50	62,00
20	586,33	0,000290	360815,35	-3487,39	42,00	77,67	5,30	586,04	0,82	105,22	377,31	27,88	600	0,022	0,71	67,00
25	733,33	0,000320	397634,65	-5654,32	46,49	97,33	5,47	681,83	0,74	129,92	462,85	28,06	750	0,022	0,92	67,00
30	883,93	0,000340	429765,35	-7888,96	50,45	116,00	5,67	815,93	0,72	150,77	579,20	26,03	900	0,018	1,14	74,50
35	1017,45	0,000360	445899,65	-9040,13	52,45	134,67	5,87	940,46	0,69	166,81	675,65	24,68	1050	0,031	1,37	79,50
40	1161,42	0,000390	471135,35	-11274,78	55,61	153,67	5,93	1103,30	0,70	190,31	821,66	23,16	1200	0,032	1,58	87,00
45	1314,86	0,000430	496440,00	-13543,28	58,79	173,67	6,07	1227,82	0,67	218,18	941,04	23,18	1350	0,026	1,83	87,00
50	1455,23	0,000440	501059,00	-14220,44	59,40	186,00	6,03	1323,61	0,68	226,12	1012,13	22,34	1500	0,030	1,94	107,00
55	1595,61	0,000460	505610,35	-15811,77	60,11	186,00	6,10	1448,13	0,74	237,50	1132,61	20,92	1650	0,032	1,97	99,50
60	1716,41	0,000480	517125,00	-18046,42	61,70	185,33	6,47	1639,71	0,79	255,72	1284,88	19,90	1800	0,046	2,08	92,00

CARGA INICIAL = 70 PSI

f (hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tensión(volt)	I (A)	N. elect(kw)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	η t (%)	RPMsinc	S	KVA	Pmec+Pfe(w)
15	397,49	0,000250	482650,00	-1591,33	55,82	59,67	5,43	528,57	0,94	121,06	283,09	42,76	450	0,117	0,56	62,00
20	580,31	0,000280	526295,35	-3956,14	61,13	78,67	5,77	624,36	0,79	147,32	386,28	38,14	600	0,033	0,79	67,00
25	727,22	0,000330	563114,65	-6433,05	65,66	97,67	5,97	815,93	0,81	186,71	562,54	33,19	750	0,030	1,01	67,00
30	877,39	0,000360	618274,65	-8464,55	72,25	116,67	6,17	911,72	0,73	226,35	640,76	35,33	900	0,025	1,25	74,50
35	1017,77	0,000400	641235,00	-10733,04	75,16	135,67	6,30	1064,98	0,72	260,78	772,88	33,74	1050	0,031	1,48	79,50
40	1161,42	0,000440	680329,65	-13543,28	79,99	154,67	6,40	1199,08	0,70	308,42	888,14	34,73	1200	0,032	1,71	87,00
45	1308,33	0,000480	694119,65	-15811,77	81,84	174,67	6,43	1323,67	0,68	339,22	1008,37	33,64	1350	0,031	1,94	87,00
50	1455,23	0,000480	689500,00	-23700,74	82,22	186,67	6,33	1148,13	0,71	340,79	1116,12	30,53	1500	0,030	2,05	107,00
55	1576,00	0,000480	689500,00	-16929,10	81,44	186,00	6,57	1610,97	0,76	341,44	1246,41	27,39	1650	0,045	2,12	99,50

CARGA INICIAL = 90 PSI

f (hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tensión(volt)	I (A)	N. elect(kw)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	η t (%)	RPMsinc	S	KVA	Pmec+Pfe(w)
15	397,49	0,000240	620550,00	-1117,32	71,67	58,00	5,17	461,52	0,89	148,47	235,25	63,11	450	0,120	0,52	62,00
20	577,04	0,000278	675710,00	-2945,66	78,24	78,33	5,50	653,09	0,88	188,55	425,05	44,36	600	0,038	0,75	67,00
25	727,22	0,000330	701014,65	-5654,31	81,47	98,00	5,80	748,88	0,76	235,55	506,59	46,50	750	0,031	0,98	67,00
30	870,86	0,000370	742384,65	-8362,97	86,55	116,33	6,07	911,72	0,75	275,27	640,97	42,95	900	0,032	1,22	74,50
35	1027,56	0,000420	769964,65	-9717,30	89,89	136,00	6,27	1064,98	0,72	324,86	782,80	41,46	1050	0,021	1,48	79,50
40	1167,95	0,000450	813610,00	-11274,78	95,10	155,00	6,37	1227,82	0,72	371,19	923,34	40,20	1200	0,027	1,71	87,00
45	1308,33	0,000470	806715,00	-15236,19	94,76	174,67	6,40	1323,61	0,68	388,09	1010,11	38,42	1350	0,031	1,94	87,00
50	1455,23	0,000490	806715,00	-23700,74	95,73	186,00	6,43	1448,13	0,70	405,93	1110,33	36,56	1500	0,030	2,07	107,00
55	1592,35	0,000500	795200,35	-23700,74	94,41	185,00	6,57	1610,97	0,77	409,45	1260,38	32,49	1650	0,035	2,11	99,50
60	1670,70	0,000540	811334,65	-24276,32	96,33	184,67	7,07	1773,81	0,78	450,25	1337,43	33,67	1800	0,072	2,26	92,00

BOMBA DE PISTON

CARGA INICIAL = 110 PSI

f(hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I (A)	N. elect(kw)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	Rend (%)	RPMSinc	S	KVA	Prot+Pfe(w)
15	396,83	0,000250	758450,00	-2268,49	87,70	60,33	5,67	528,57	0,89	190,17	271,53	70,22	450	0,120	0,59	62,00
20	573,78	0,000280	804439,65	-3622,82	93,16	79,33	6,00	681,83	0,83	228,95	424,03	53,99	600	0,040	0,82	67,00
25	720,69	0,000330	838914,65	-6196,05	97,77	98,67	6,27	844,67	0,79	277,05	567,99	48,78	750	0,040	1,07	67,00
30	870,86	0,000360	866494,65	-8464,55	100,87	117,67	6,47	969,19	0,73	320,81	673,89	47,61	900	0,032	1,32	74,50
35	1007,98	0,000390	896350,00	-10157,46	104,51	136,67	6,63	1132,03	0,72	352,48	809,89	43,52	1050	0,040	1,57	79,50
40	1167,29	0,000430	926205,35	-12087,37	108,17	155,67	6,80	1323,61	0,72	406,59	990,18	41,06	1200	0,027	1,83	87,00
45	1298,53	0,000460	963024,65	-14118,86	112,65	176,67	6,87	1448,13	0,69	456,00	1078,62	42,28	1350	0,038	2,10	87,00
50	1455,23	0,000470	963024,65	-25969,23	114,02	183,00	6,83	1582,24	0,73	466,96	1216,37	38,39	1500	0,030	2,16	107,00
55	1569,01	0,000500	972195,00	-27086,56	115,20	184,00	7,07	1773,81	0,79	499,64	1364,96	36,6	1650	0,049	2,25	99,50
60	1670,70	0,000490	979090,00	-20890,50	115,28	182,00	7,40	3,00	0,83	488,82	1458,95	33,5	1800	0,072	2,33	92,00

CARGA INICIAL = 130 PSI

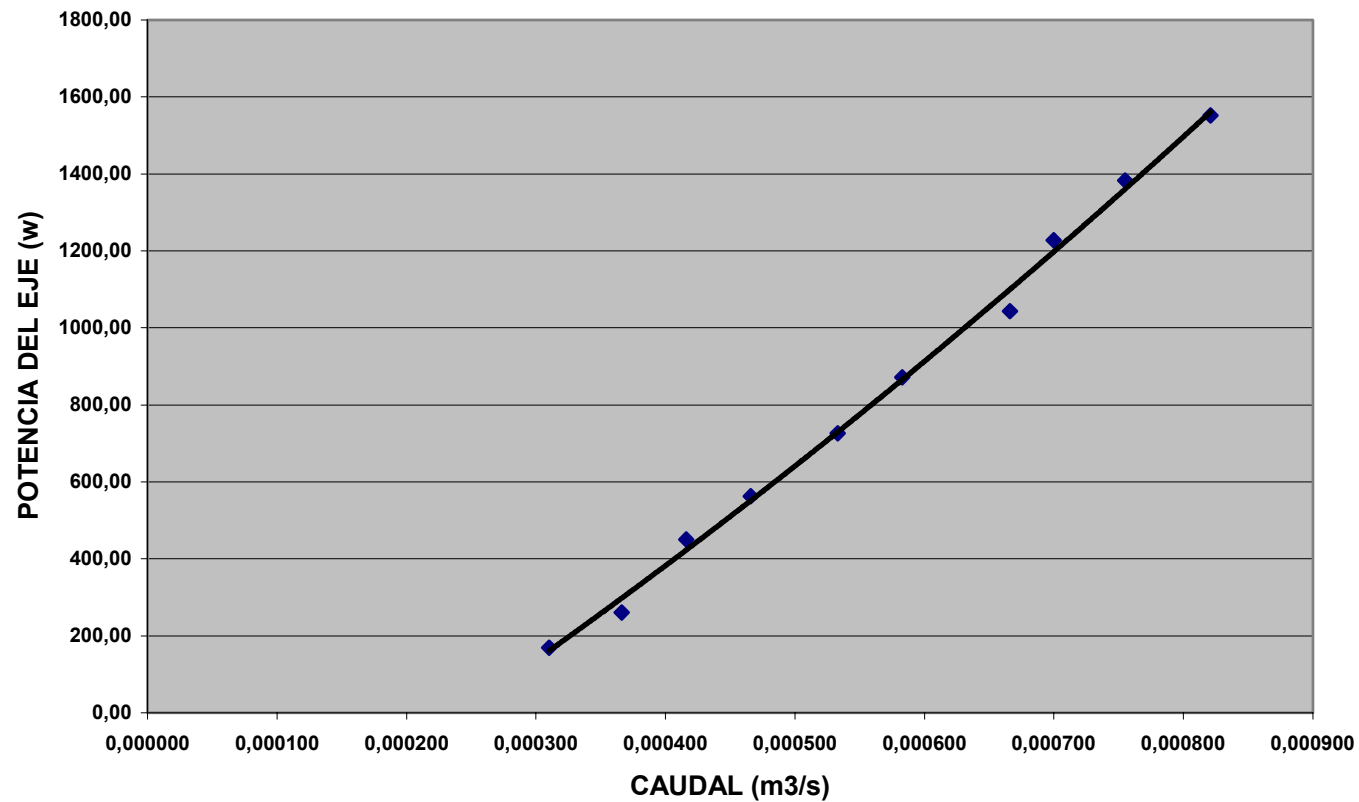
f(hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I (A)	N. elect(kw)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	Rend (%)	RPMSinc	S	KVA	Prot+Pfe(w)
15	394,23	0,000240	896350,00	-1252,75	103,48	60,33	5,83	557,3	0,91	219,46	286,99	76,47	450	0,120	0,61	62
20	573,78	0,000290	944615,00	-3961,40	109,36	79,33	6,17	681,83	0,80	273,98	414,78	66,05	600	0,044	0,85	67,00
25	723,95	0,000322	988260,35	-5654,31	114,58	99,33	6,50	873,40	0,78	320,20	585,35	54,70	750	0,035	1,12	67,00
30	867,60	0,000370	1022735,35	-7347,22	118,75	118,33	6,67	1064,98	0,78	377,69	751,58	50,25	900	0,036	1,37	74,50
35	1007,98	0,000380	1041145,00	-9581,87	121,13	137,00	6,87	1256,56	0,77	402,77	914,89	44,02	1050	0,040	1,63	79,50
40	1161,42	0,000420	1064105,35	-11274,78	123,98	156,00	7,00	1352,34	0,71	448,07	1000,08	44,80	1200	0,032	1,89	87,00
45	1308,33	0,000430	1084790,35	-12967,69	126,56	176,67	7,07	1486,45	0,69	475,69	1112,02	42,78	1350	0,031	2,16	87,00
50	1455,23	0,000460	1089410,00	-23700,74	128,33	184,00	7,00	1678,02	0,75	507,02	1298,63	39,04	1500	0,030	2,23	107,00
55	1579,29	0,000490	1089410,00	-25393,65	128,52	183,33	7,43	1831,28	0,78	544,95	1406,20	38,75	1650	0,043	2,36	99,50
60	1670,70	0,000510	1114714,65	-16929,10	130,46	182,33	7,97	2022,86	0,80	578,45	1509,83	38,31	1800	0,072	2,52	92,00

CARGA INICIAL = 150 PSI

f(hz)	R.P.M.	Q(M3/s)	P.sal(pa)	P.ent(pa)	H (m)	Tension(volt)	I (A)	N. elect(kw)	Fp	Nh (w)	Ne (w)	Rend (%)	RPMSinc	S	KVA	Prot+Pfe(w)
15	393,27	0,000250	1034250,00	-2810,23	119,56	61,33	6,07	586,04	0,91	259,26	299,58	86,54	450	0,126	0,65	62,00
20	573,78	0,000300	1073344,00	-4503,14	124,26	80,33	6,53	777,62	0,86	323,35	485,94	66,54	600	0,044	0,91	67,00
25	723,95	0,000330	1114714,65	-6771,64	129,29	99,67	6,73	873,40	0,75	367,66	571,61	64,32	750	0,035	1,16	67,00
30	870,96	0,000330	1135399,65	-8566,12	131,88	118,33	6,87	1064,98	0,76	381,32	742,52	51,35	900	0,032	1,41	74,50
35	1007,97	0,000390	1160635,35	-9581,87	134,91	137,33	7,10	1256,56	0,74	455,01	900,45	50,53	1050	0,040	1,69	79,50
40	1161,41	0,000410	1185940,00	-11850,37	138,09	157,00	7,23	1419,40	0,72	492,49	1050,16	46,9	1200	0,032	1,97	87,00
45	1298,43	0,000440	1215795,35	-13543,28	141,73	178,00	7,27	1582,24	0,71	539,47	1182,07	45,64	1350	0,038	2,24	87,00
50	1451,97	0,000460	1215795,35	-22583,41	142,77	183,33	7,33	1735,50	0,75	564,08	1329,71	42,42	1500	0,032	2,33	107,00
55	1569,50	0,000480	1218139,65	-27086,56	143,56	182,67	7,80	1898,34	0,77	601,85	1435,78	41,92	1650	0,049	2,47	99,50
60	1670,70	0,000500	1245719,65	-16929,10	145,57	182,00	8,50	2089,91	0,78	631,32	1534,18	41,15	1800	0,072	2,68	92,00

BOMBA DE PALETAS POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL (Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = CARGA SISTEMA
— Polinómica (CARGA INICIAL = CARGA SISTEMA)

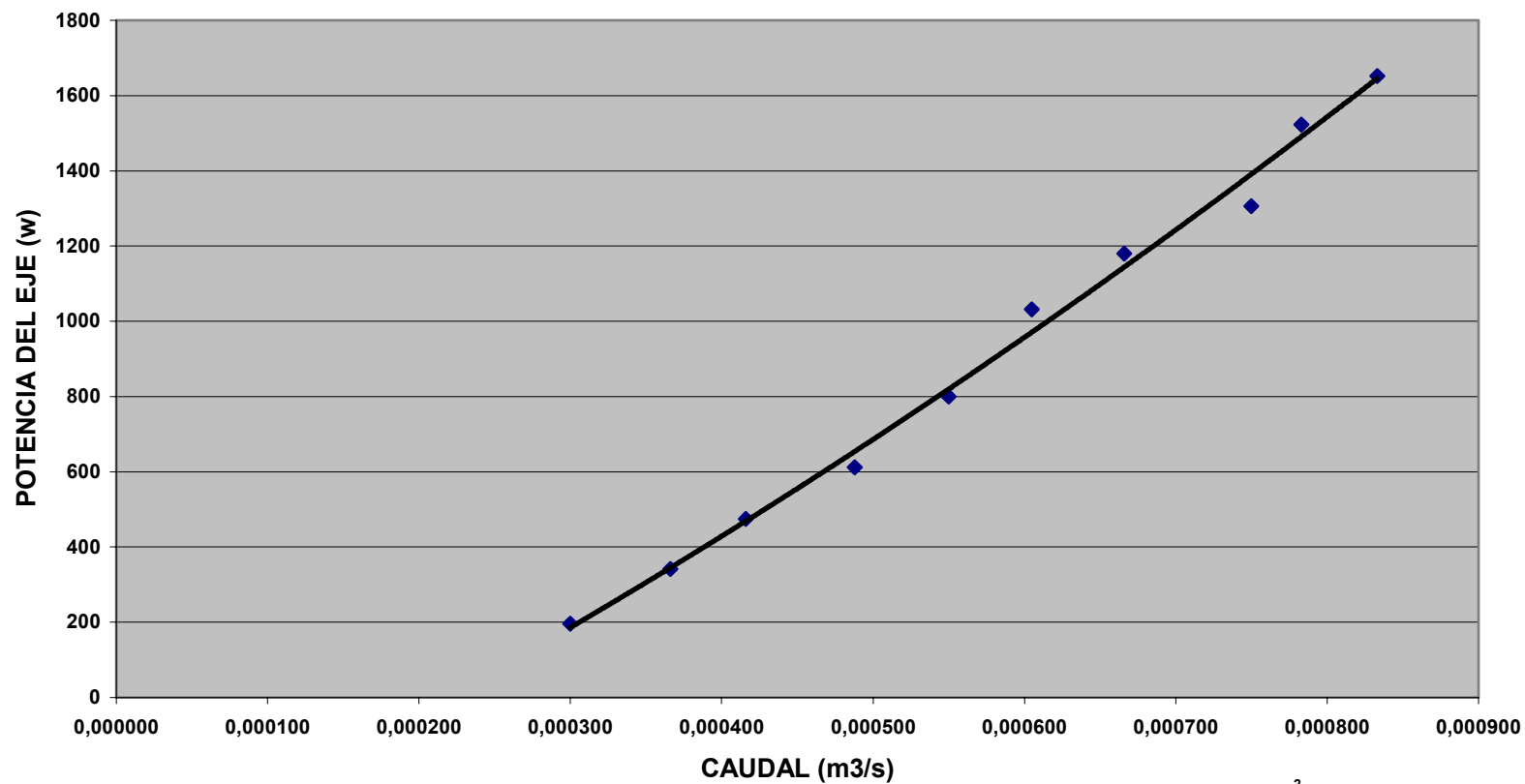


BOMBA DE PALETAS

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 70 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 70 PSI)



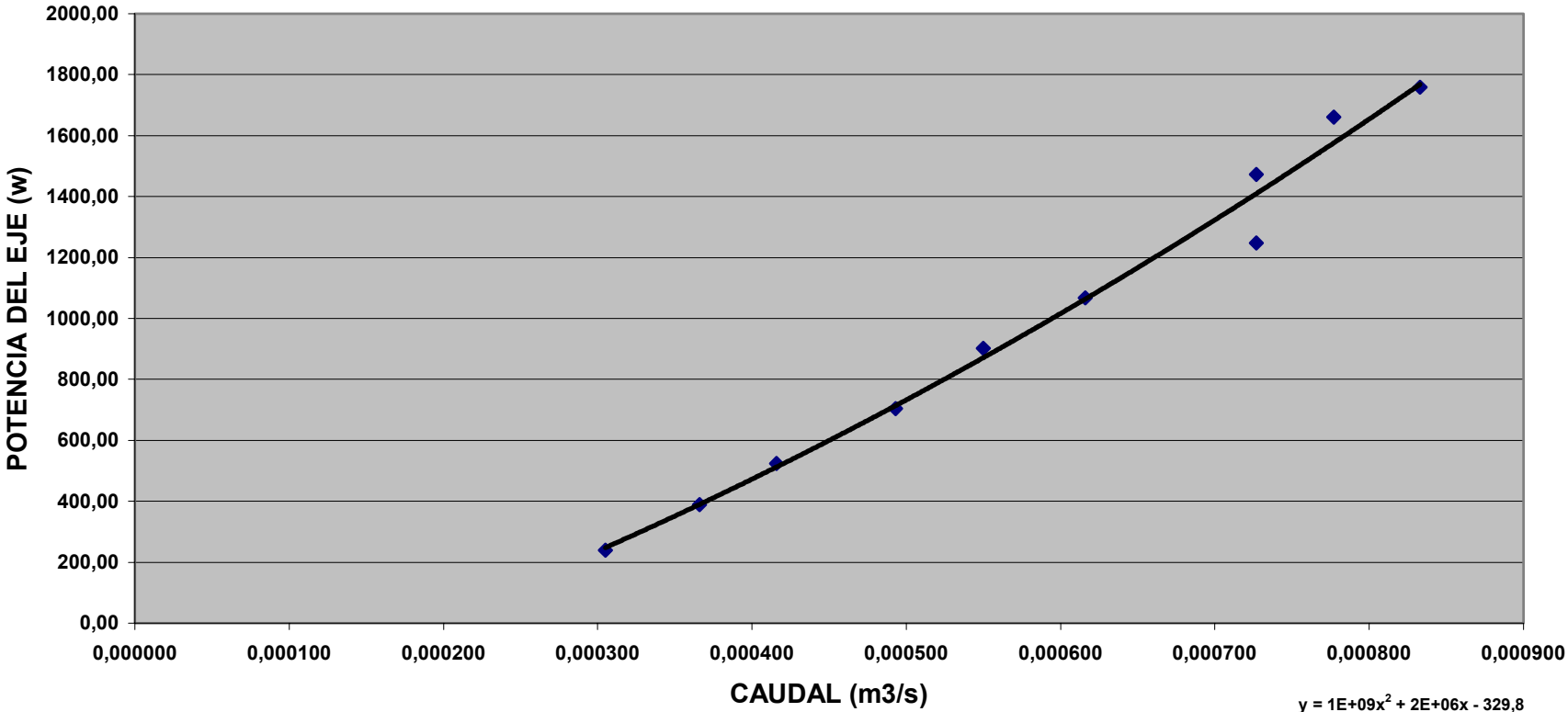
$$y = 7E+08x^2 + 2E+06x - 454,89$$

BOMBA DE PALETAS

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 90 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 90 PSI)



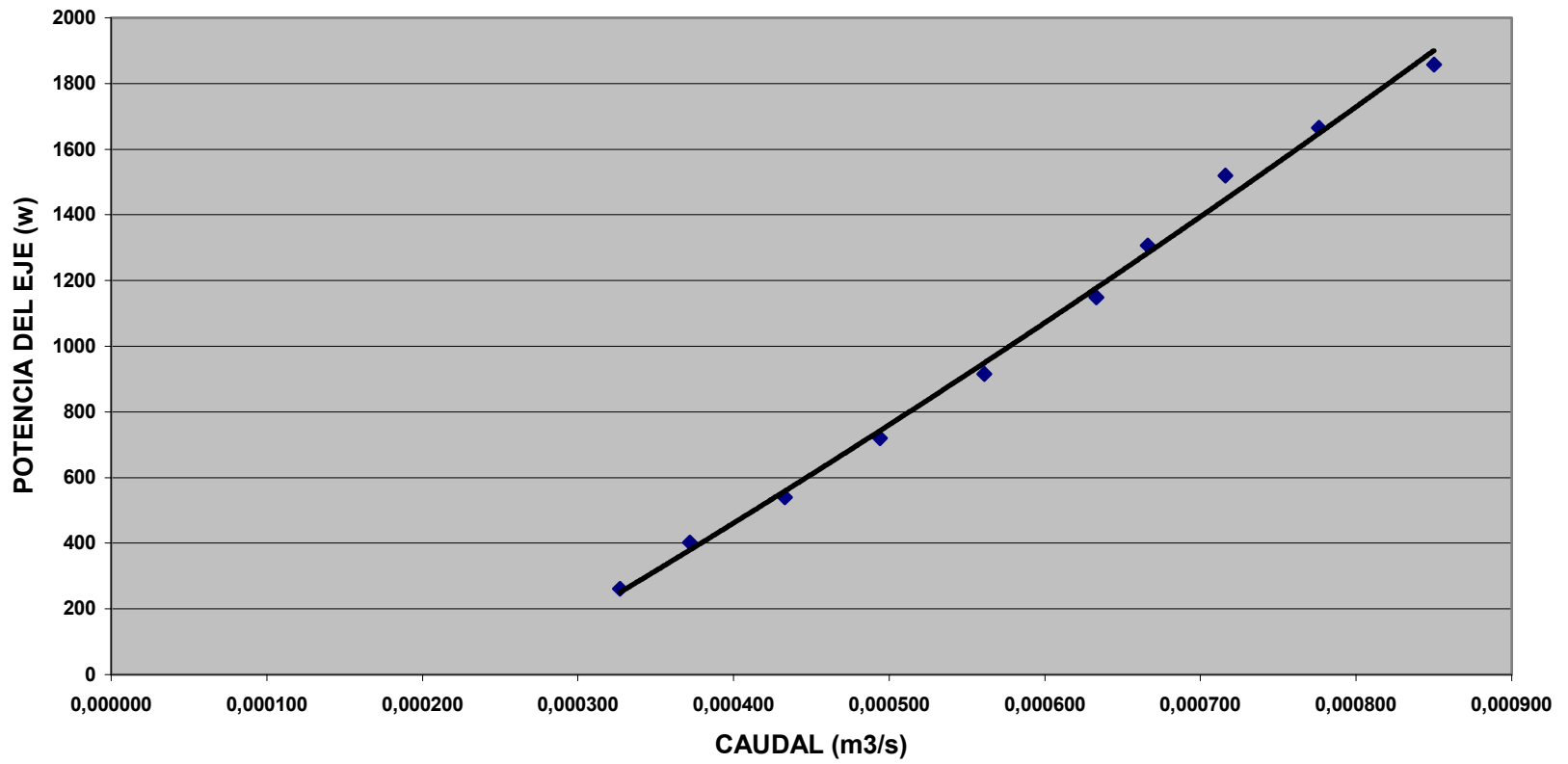
$y = 1E+09x^2 + 2E+06x - 329,8$

BOMBA DE PALETAS

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 110 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 110 PSI)



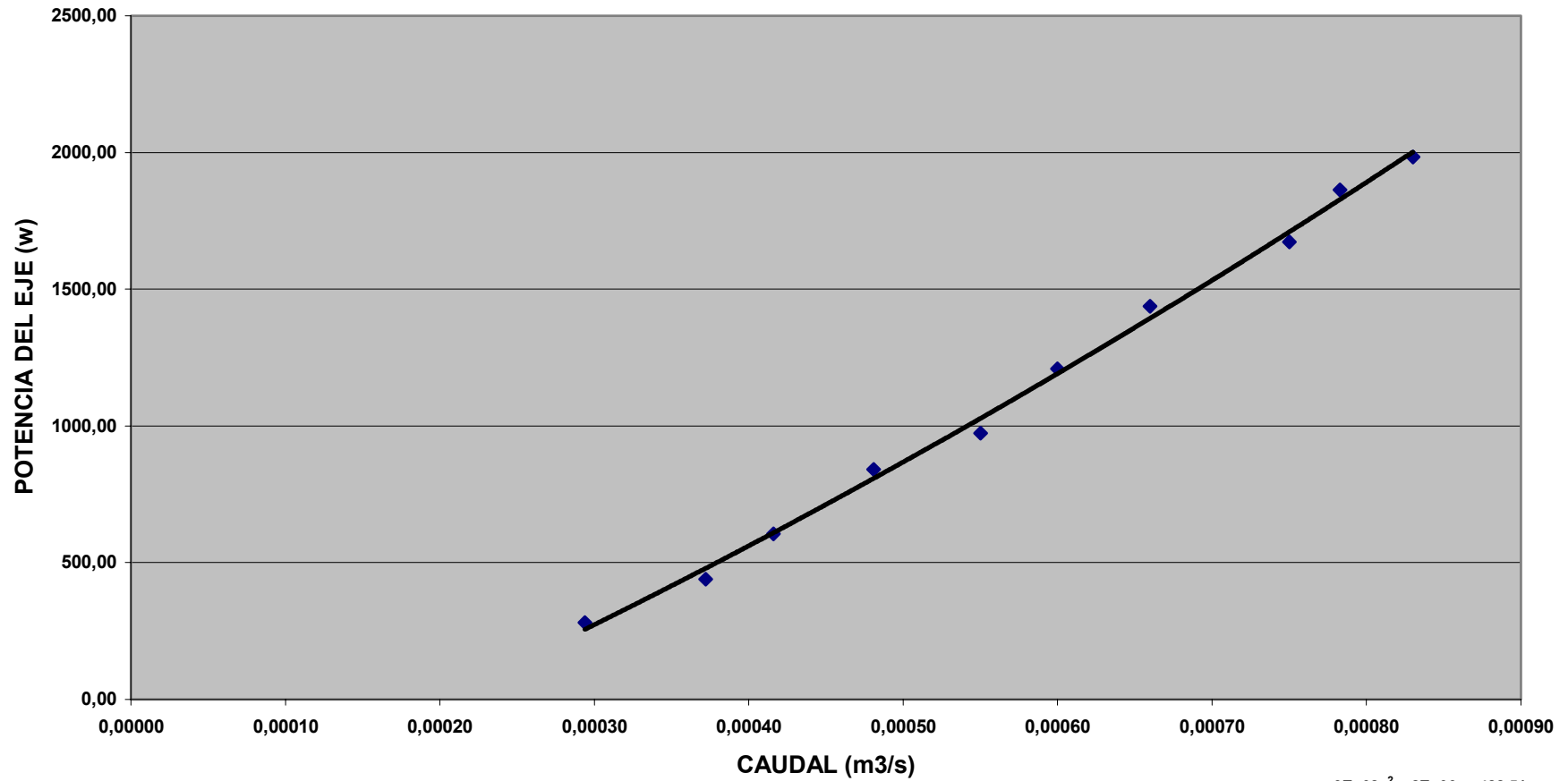
$y = 6E+08x^2 + 2E+06x - 617,65$

BOMBA DE PALETAS

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

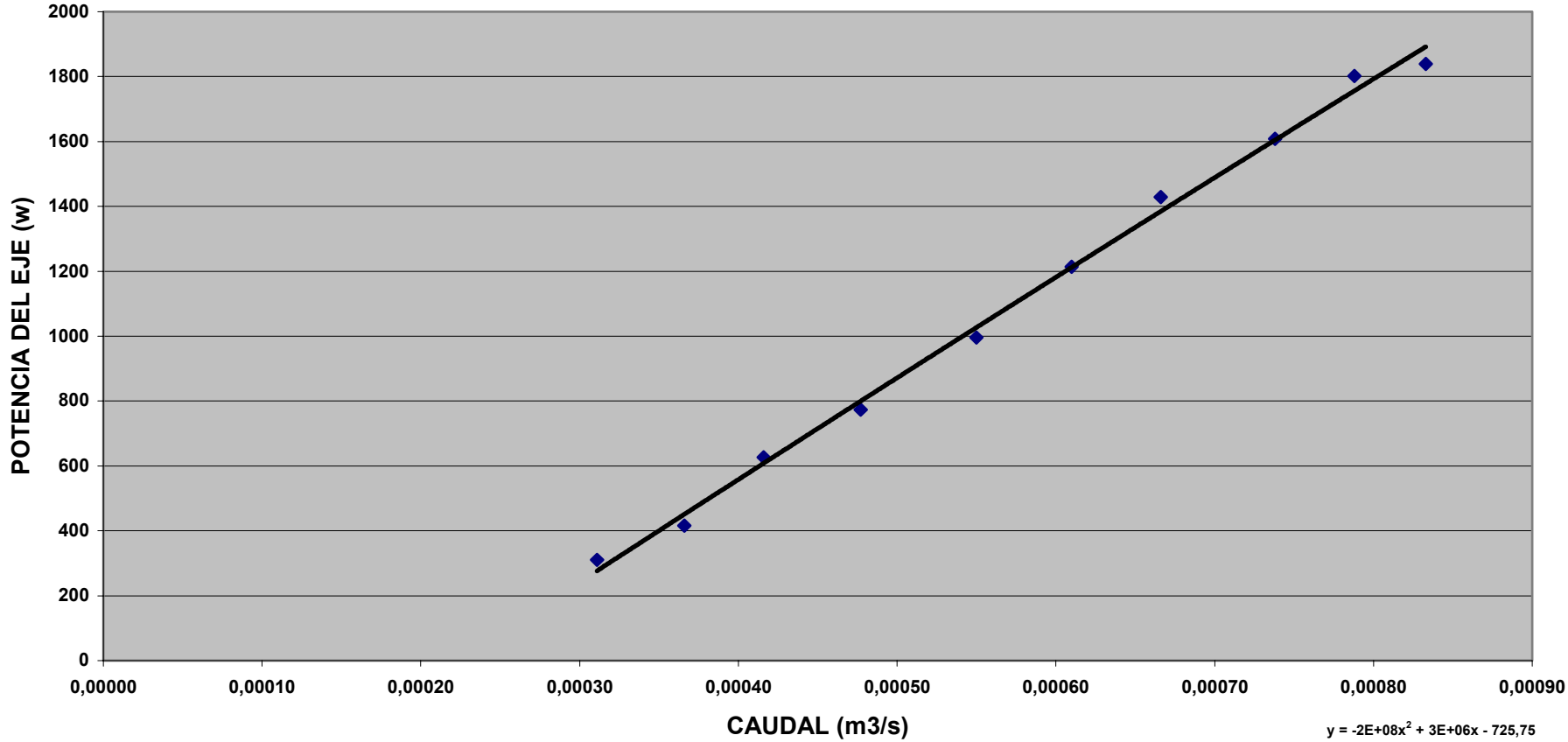
◆ CARGA INICIAL = 130PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 130PSI)



$$y = 9E+08x^2 + 2E+06x - 488,51$$

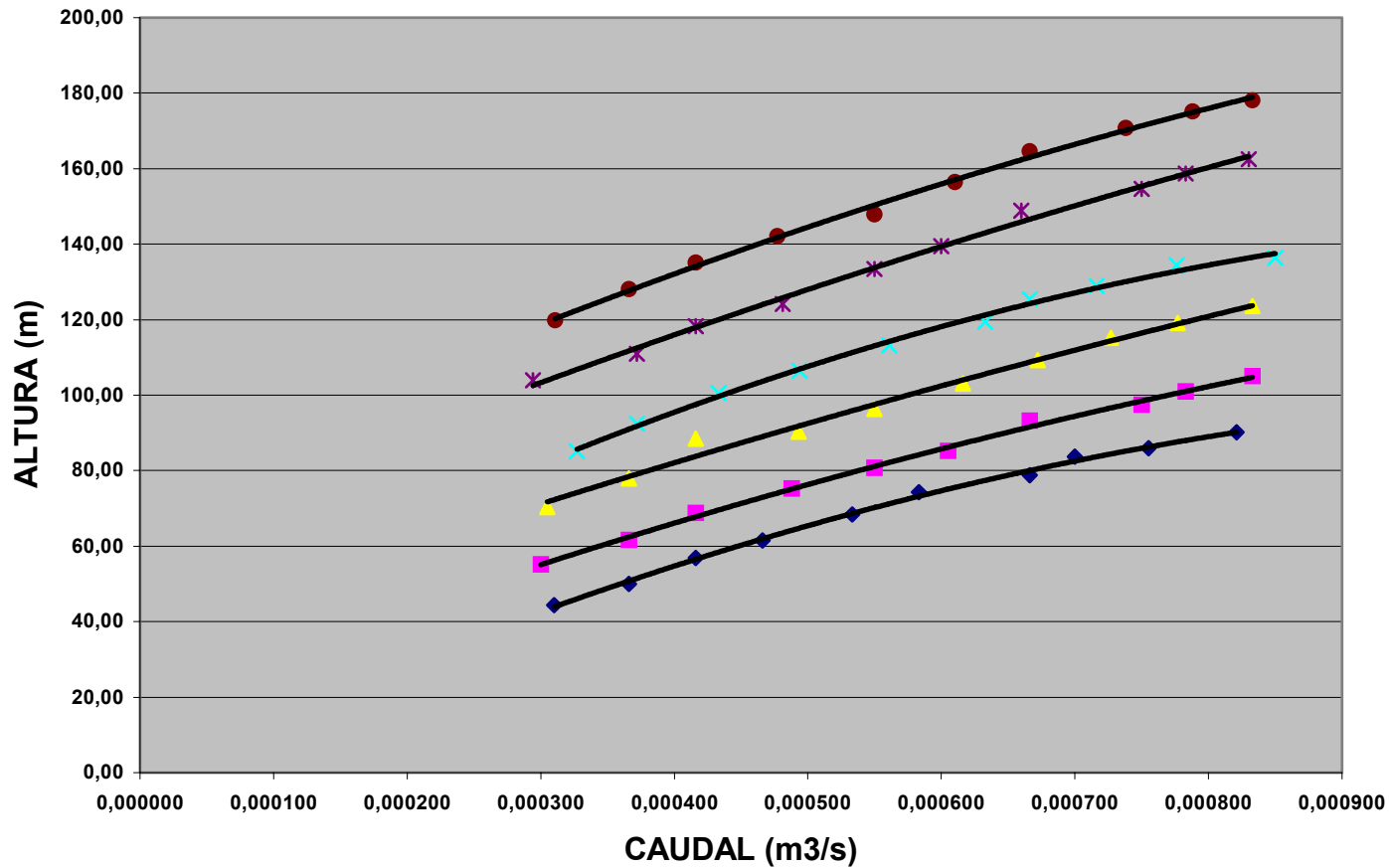
BOMBA DE PALETAS POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL (Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 150 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 150 PSI)



BOMBA DE PALETAS FAMILIA DE CURVAS DE ALTURA VS CAUDAL (Velocidad variable)

- ◆ CARGA INICIAL = SISTEMA
- CARGA INICIAL = 70PSI
- ▲ CARGA INICIAL = 90 PSI
- × CARGA INICIAL = 110 PSI
- ✱ CARGA INICIAL = 130 PSI
- CARGA INICIAL = 150 PSI



$$H(\text{SIS}) = -7E+07Q^2 + 170336Q - 2,1189$$

$$H(70) = -4E+07Q^2 + 137520Q + 17,365$$

$$H(90) = -2E+07Q^2 + 126069Q + 35,541$$

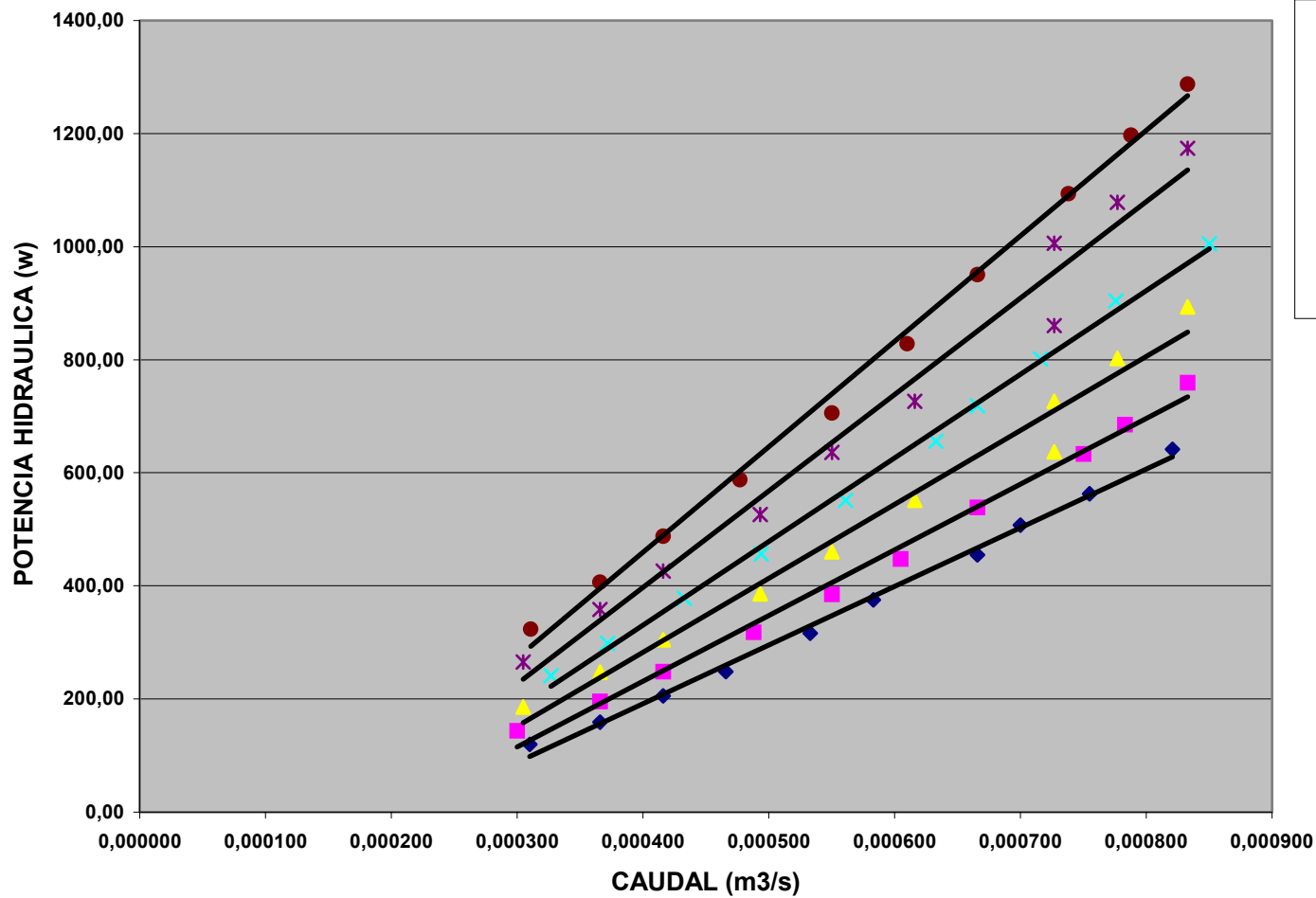
$$H(110) = -8E+07Q^2 + 192754Q + 31,079$$

$$H(130) = -3E+07Q^2 + 148406Q + 61,603$$

$$H(150) = -5E+07Q^2 + 166770Q + 73,014$$

BOMBA DE PALETAS

FAMILIA DE CURVAS DE POTENCIA HIDRAULICA Vs CAUDAL (Velocidad variable)



- ◆ CARGA INICIAL = SISTEMA
 - CARGA INICIAL = 70 `SI
 - ▲ CARGA INICIAL = 90 PSI
 - × CARGA INICIAL = 110 PSI
 - × CARGA INICIAL = 130 PSI
 - CARGA INICIAL = 150 PSI
- Lineal (CARGA INICIAL = 150 PSI)
 - Lineal (CARGA INICIAL = 130 PSI)
 - Lineal (CARGA INICIAL = 110 PSI)
 - Lineal (CARGA INICIAL = 90 PSI)
 - Lineal (CARGA INICIAL = 70 `SI)
 - Lineal (CARGA INICIAL = SISTEMA)

(SISTEMA)y = 1E+06x - 222,48

(70 PSI)y = 1E+06x - 233,64

(90 PSI)y = 1E+06x - 240,37

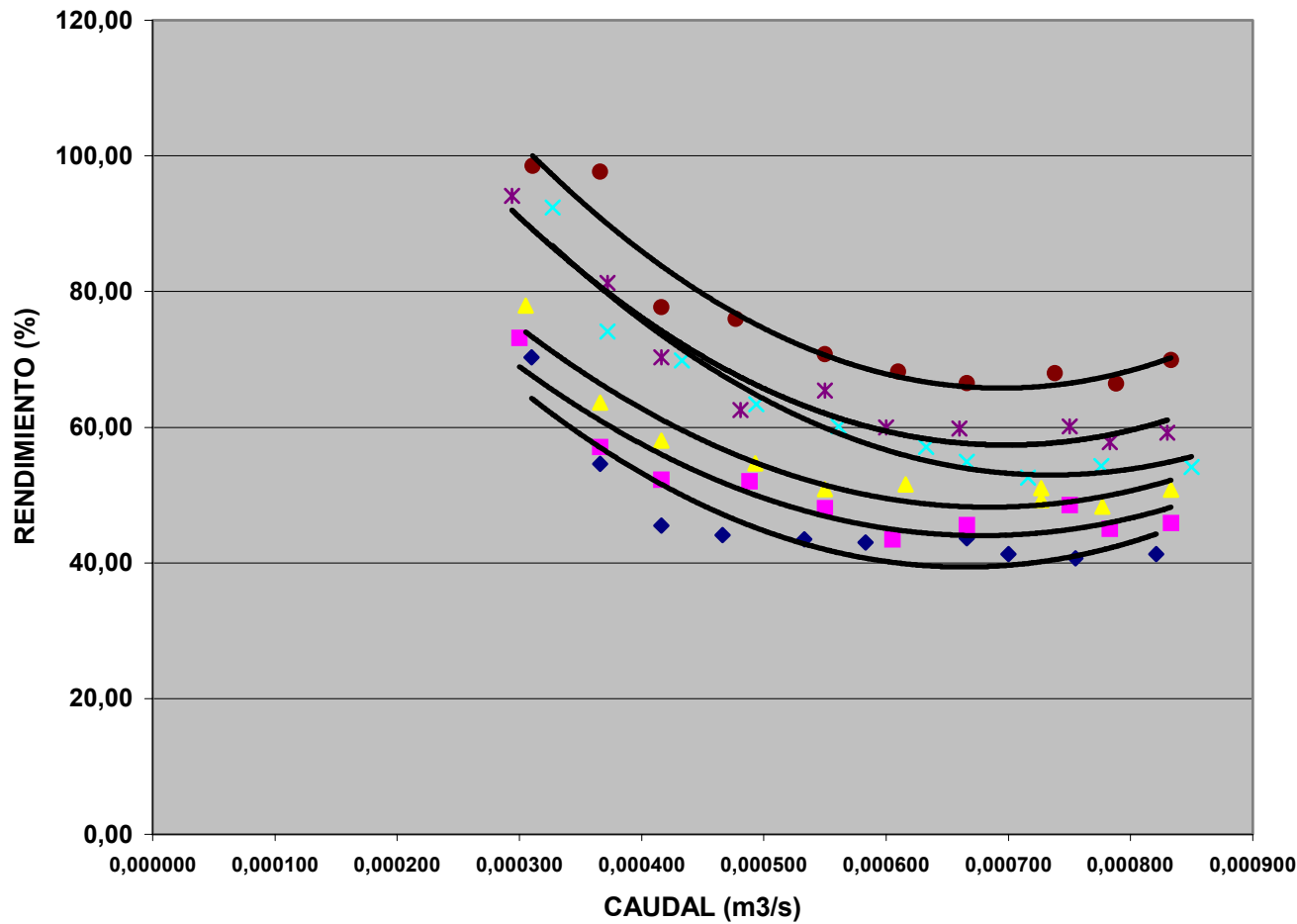
(110 PSI)y = 1E+06x - 261,10

(130 PSI)y = 2E+06x - 285,25

(150 PSI)y = 2E+06x - 286,77

BOMBA DE PALETAS

FAMILIA DE CURVAS DE RENDIMIENTO Vs CAUDAL (Velocidad variable)



- ◆ CARGA INICIAL = SISTEMA
- CARGA INICIAL = 70 PSI
- ▲ CARGA INICIAL = 90 PSI
- × CARGA INICIAL = 110 PSI
- × CARGA INICIAL = 130 PSI
- CARGA INICIAL = 150 PSI
- Polinómica (CARGA INICIAL = 150 PSI)
- Polinómica (CARGA INICIAL = 110 PSI)
- Polinómica (CARGA INICIAL = 90 PSI)
- Polinómica (CARGA INICIAL = 70 PSI)
- Polinómica (CARGA INICIAL = SISTEMA)
- Polinómica (CARGA INICIAL = 130 PSI)
- Polinómica (CARGA INICIAL = 130 PSI)

$$(SISTEMA)y = 2E+08x^2 - 263209x + 126,81$$

$$(70 PSI)y = 2E+08x^2 - 236250x + 124,15$$

$$(90 PSI)y = 2E+08x^2 - 245731x + 132,31$$

$$(110 PSI)y = 2E+08x^2 - 298990x + 162,79$$

$$(130 PSI)y = 2E+08x^2 - 295558x + 160,58$$

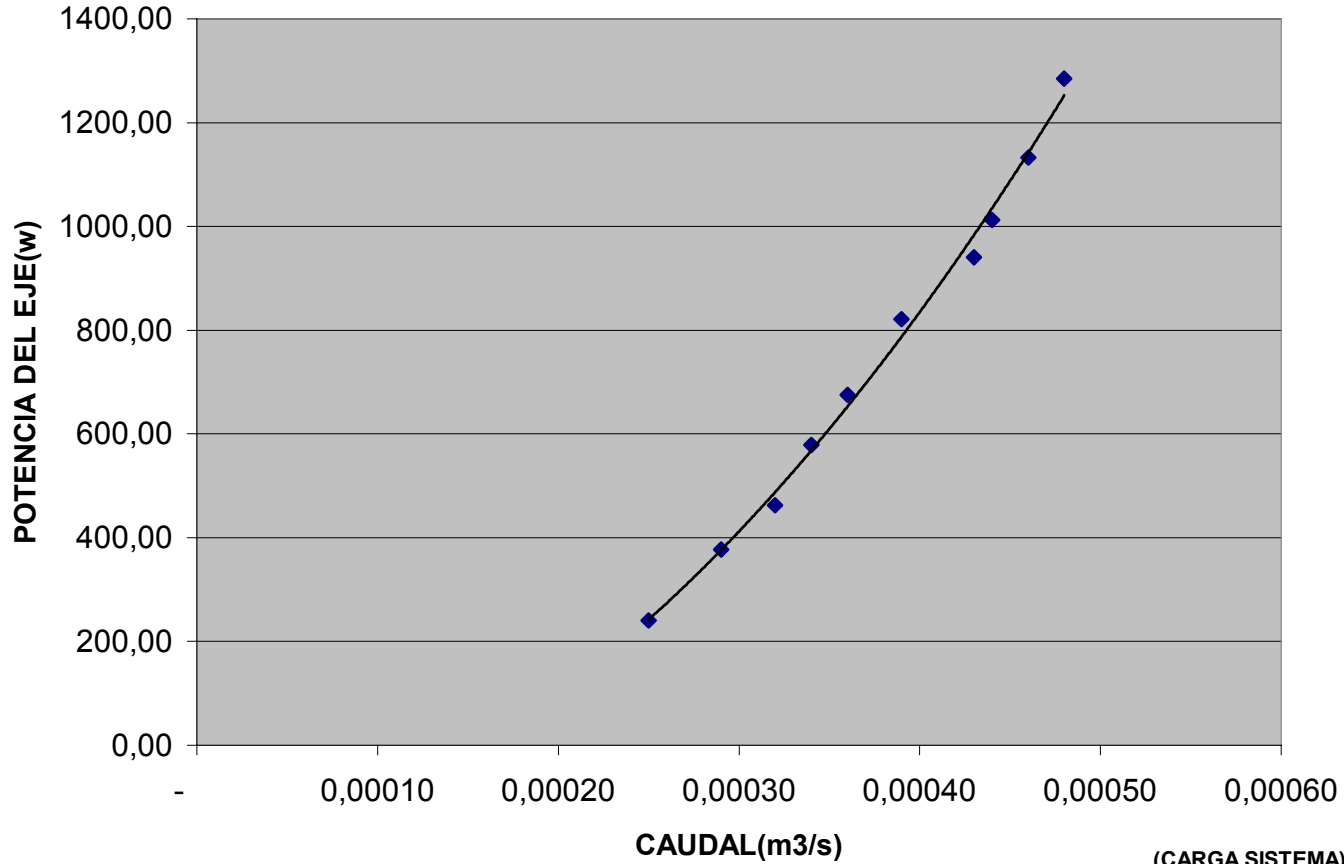
$$(150 PSI)y = 2E+08x^2 - 323213x + 178,01$$

BOMBA PISTON

POTENCIA DEL EJE Vs. CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = SISTEMA
— Polinómica (CARGA INICIAL = SISTEMA)

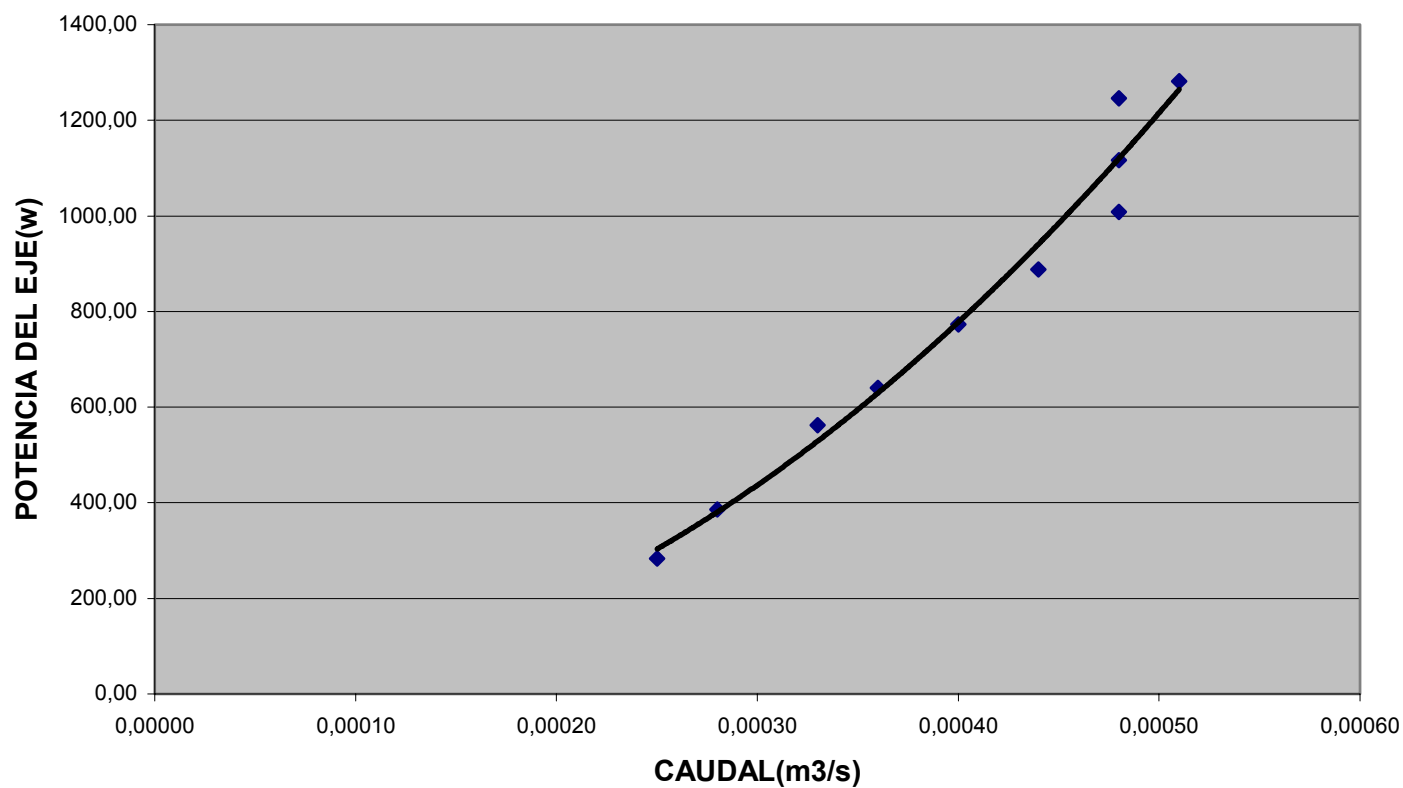


(CARGA SISTEMA)
 $y = 6E+09x^2 + 375327x - 195,86$

BOMBA PISTON

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL (Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 70 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 70 PSI)



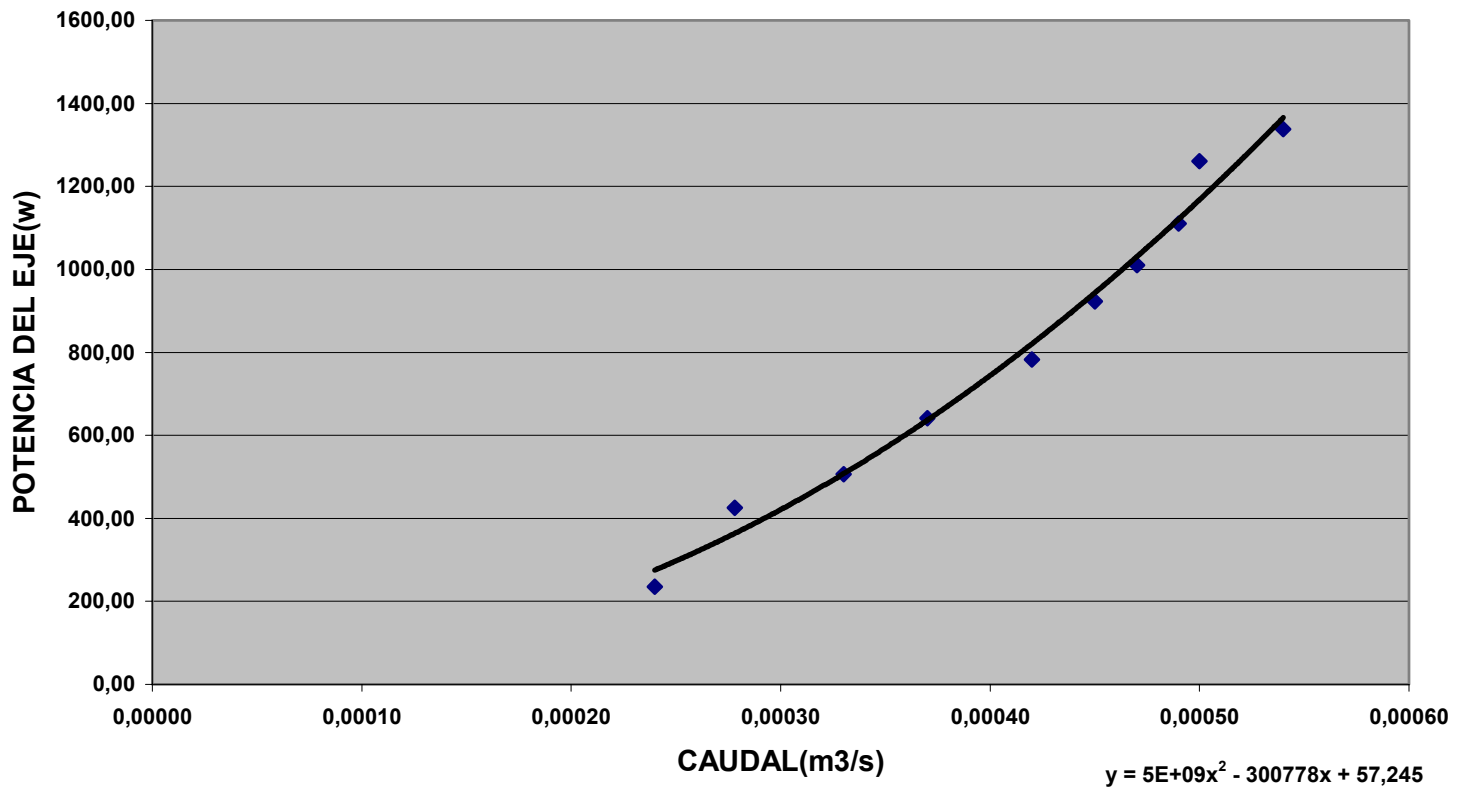
$$y = 5E+09x^2 - 1245,2x - 0,9613$$

BOMBA PISTON

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 90 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 90 PSI)

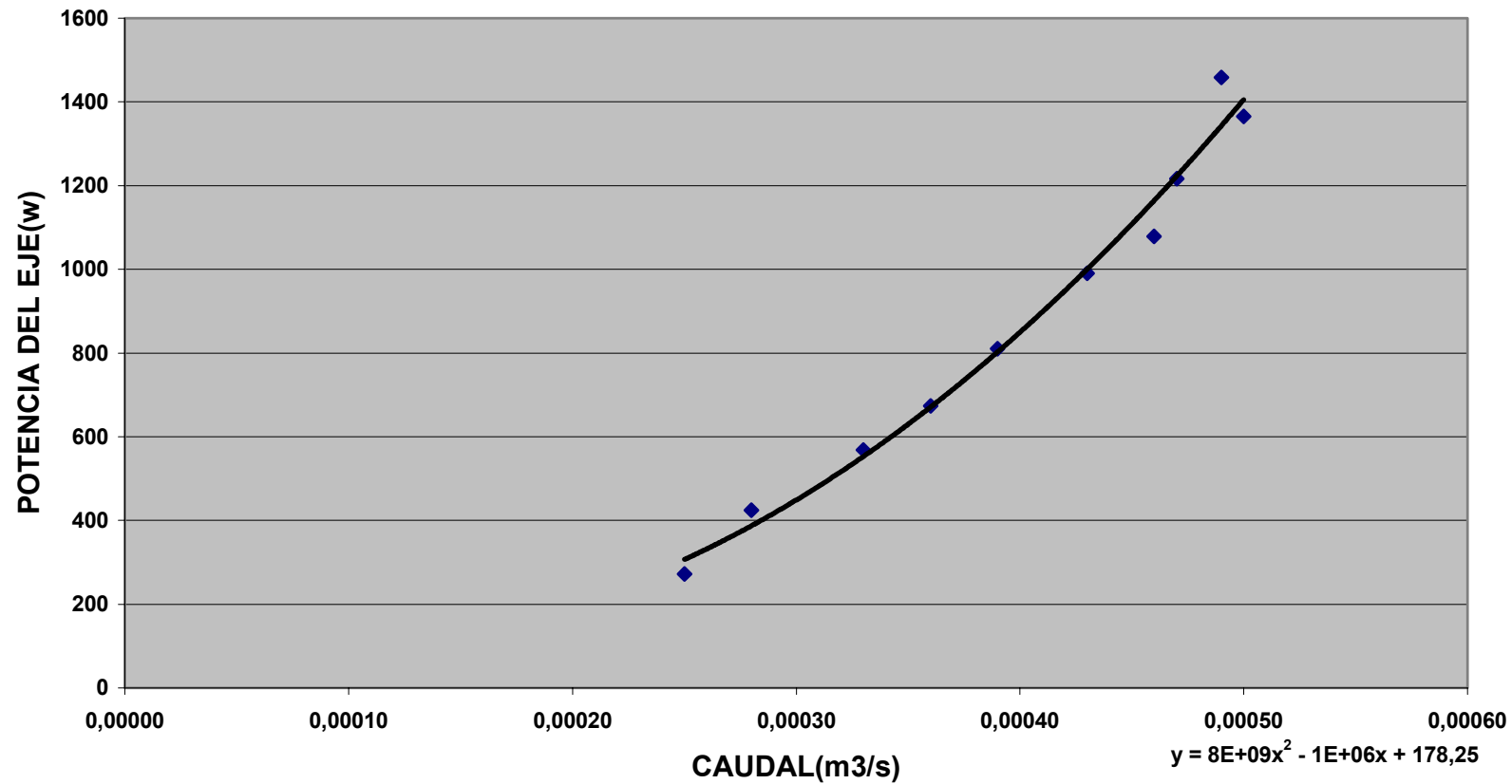


BOMBA PISTON

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 110 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 110 PSI)

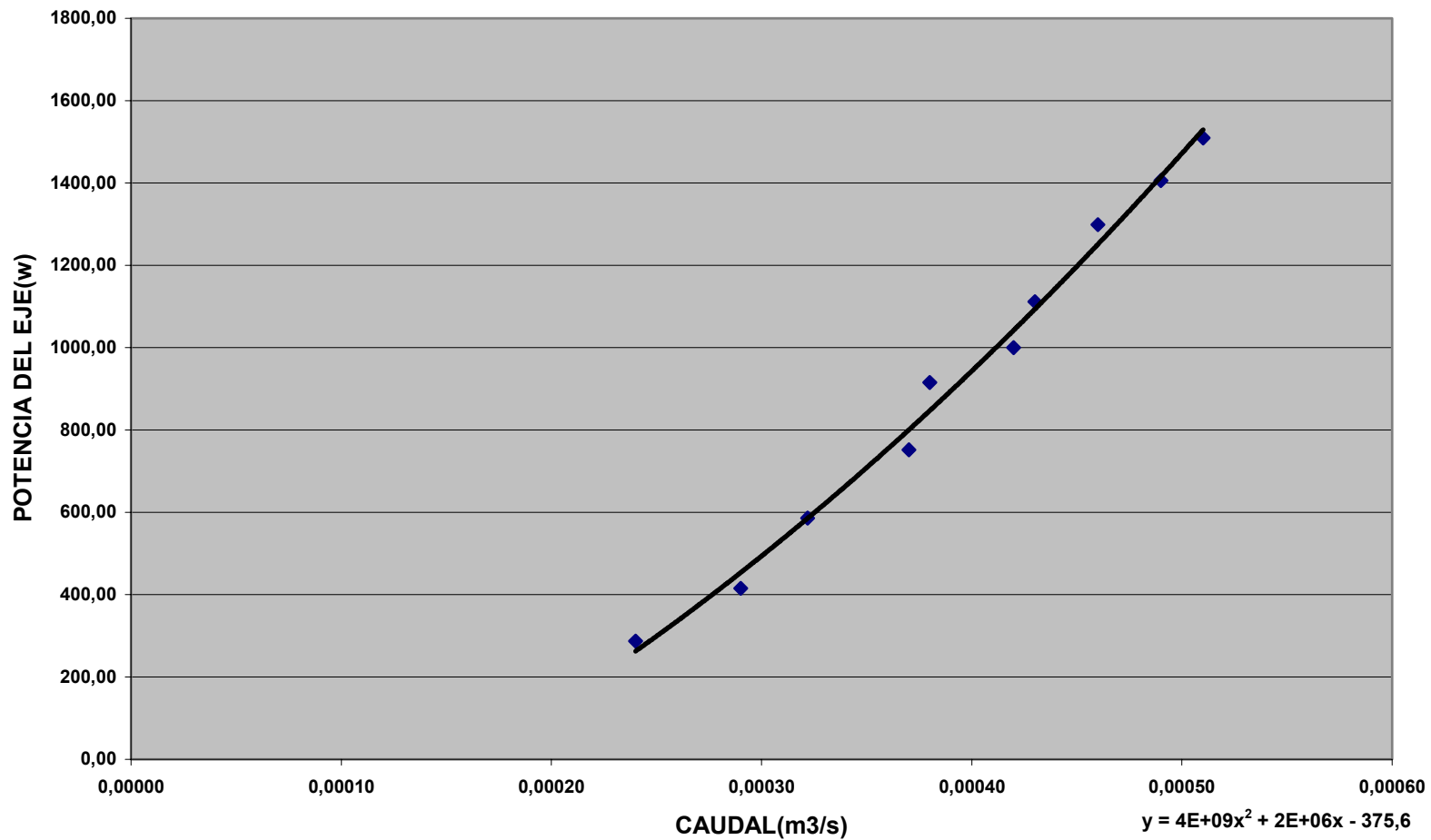


BOMBA PISTON

POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL = 130 PSI
— Polinómica (CARGA INICIAL = 130 PSI)

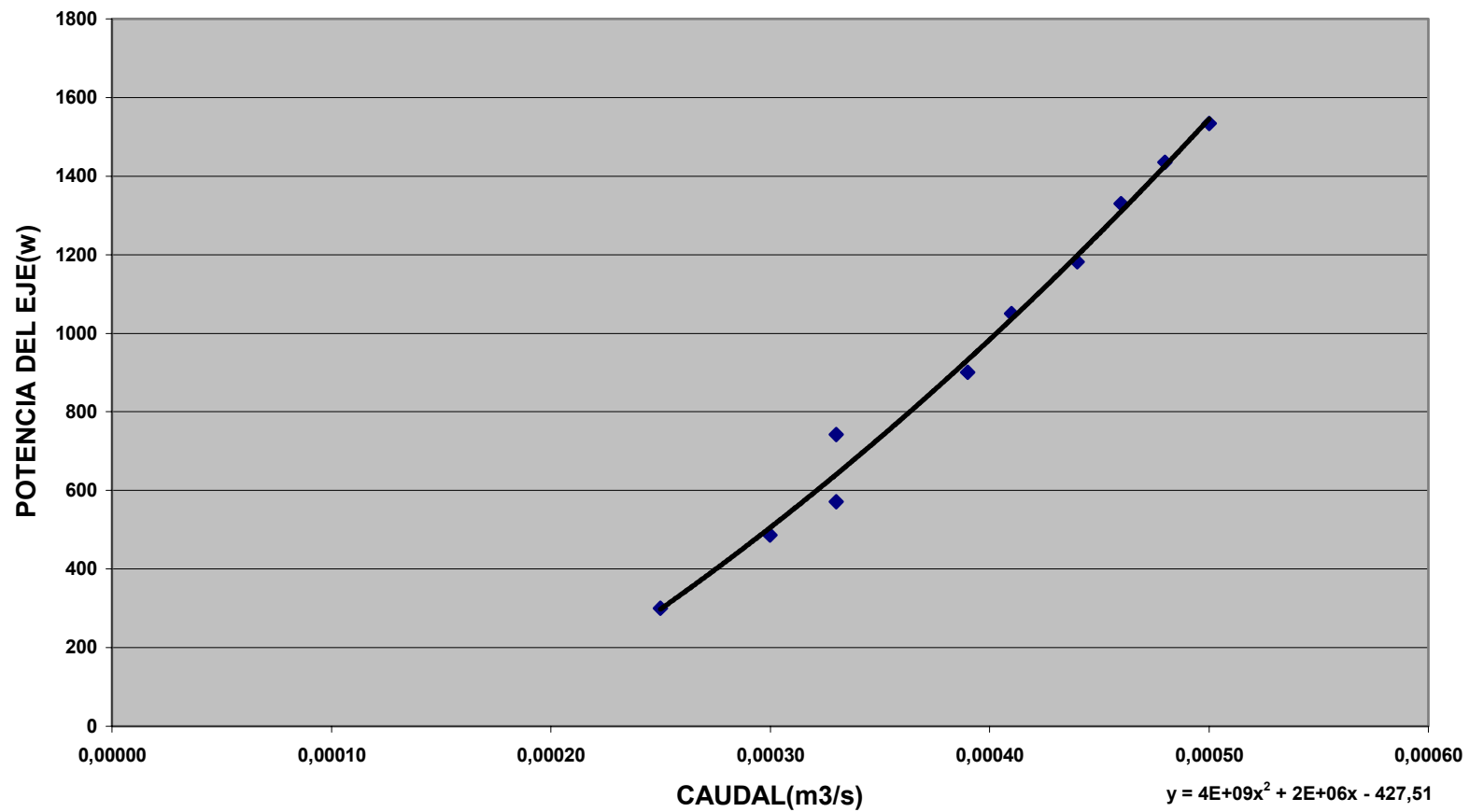


BOMBA DE PISTON

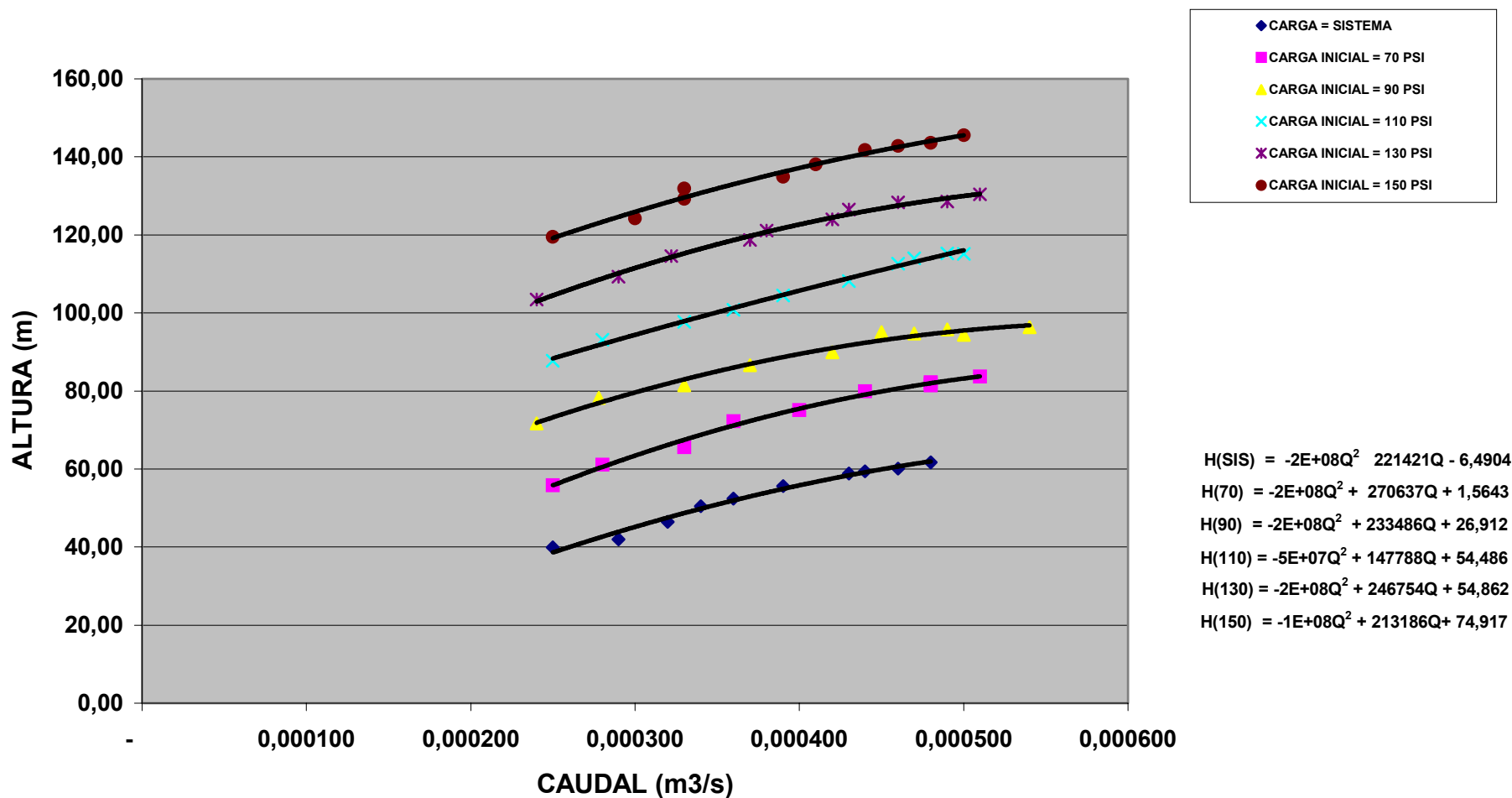
POTENCIA DEL EJE Vs CAUDAL

(Velocidad variable)

◆ CARGA INICIAL= 150
— Polinómica (CARGA INICIAL= 150)

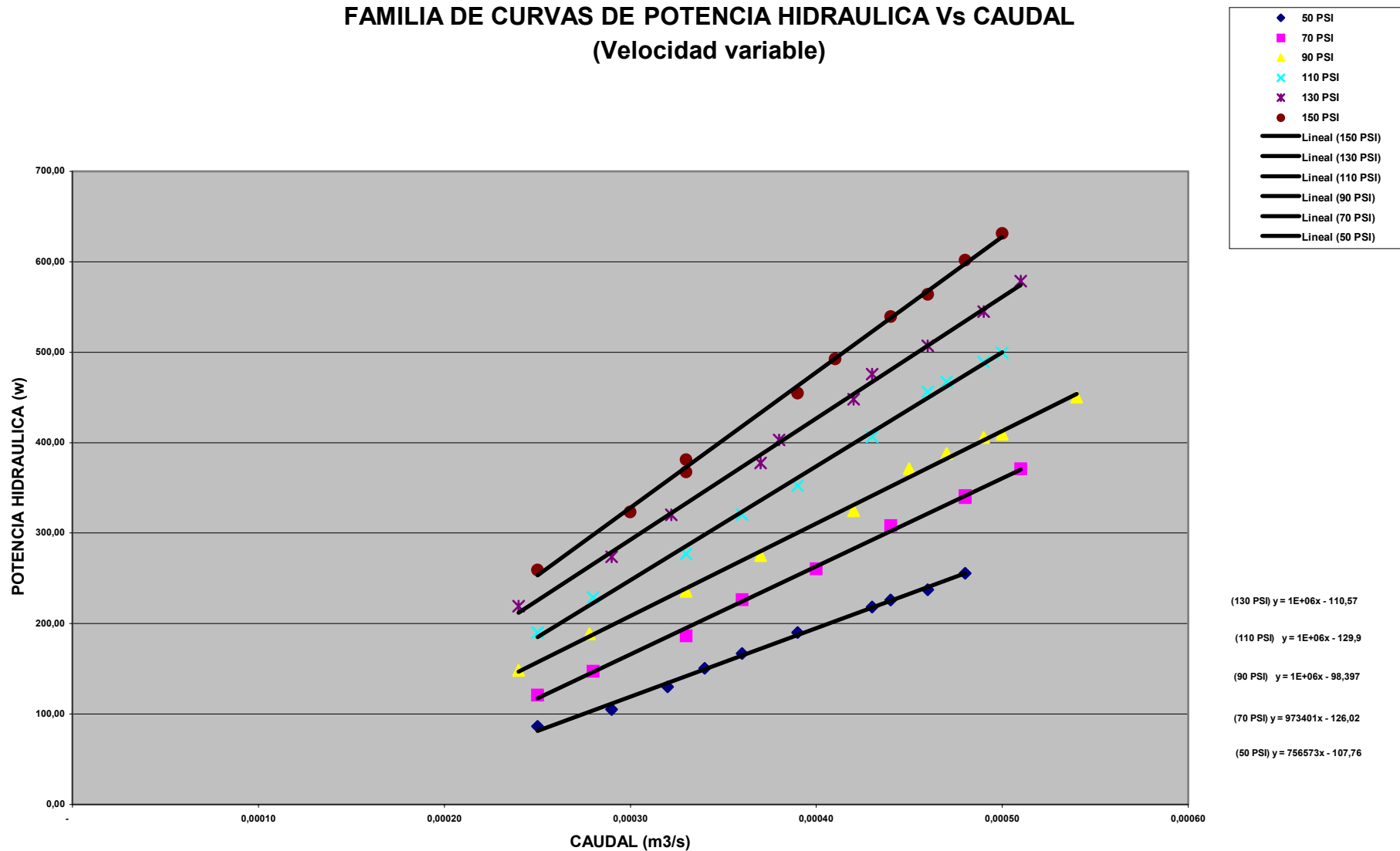


BOMBA DE PISTON
FAMILIA DE CURVAS DE ALTURA VS CAUDAL
 (Velocidad variable)

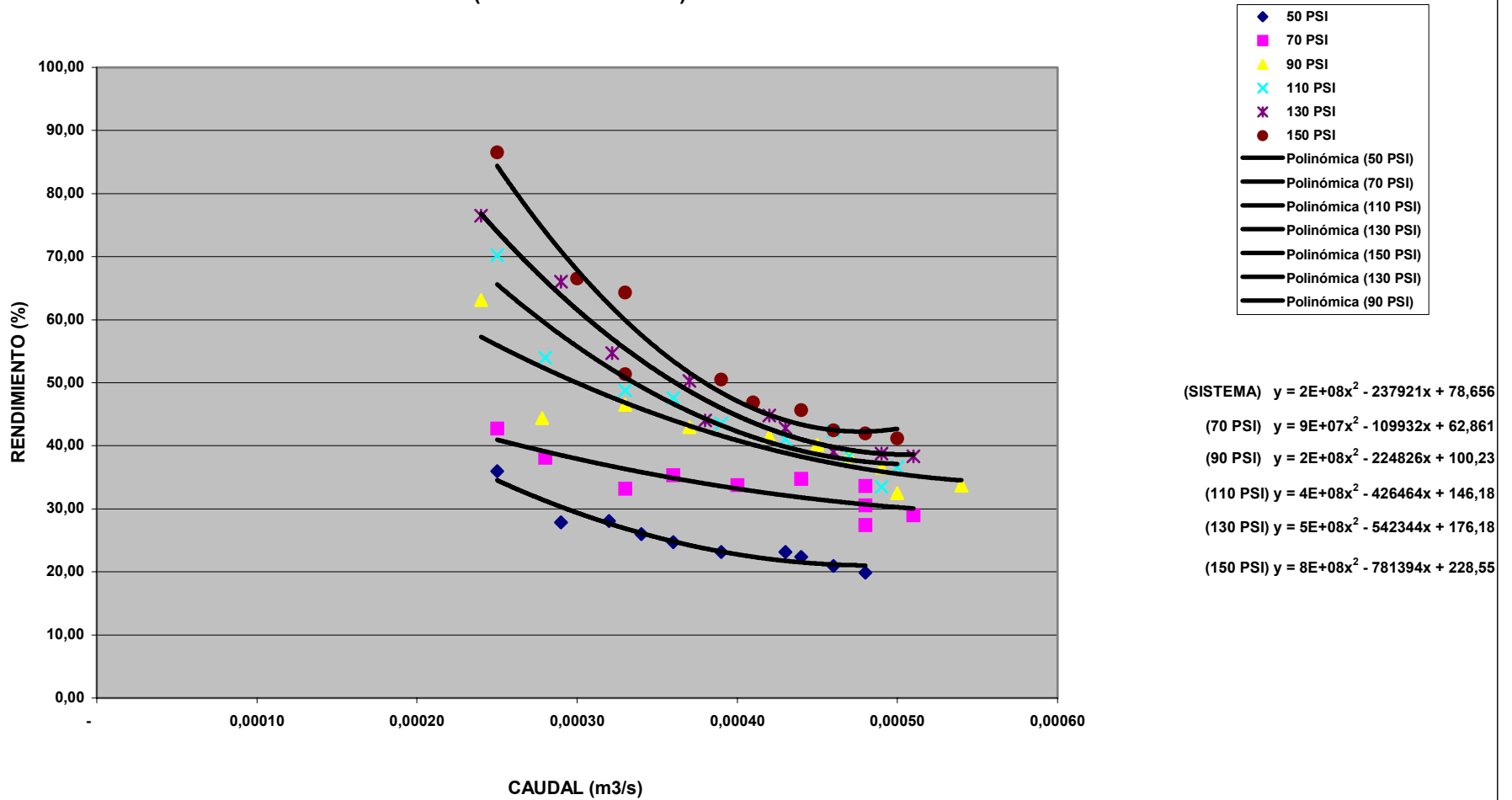


BOMBA DE PISTON

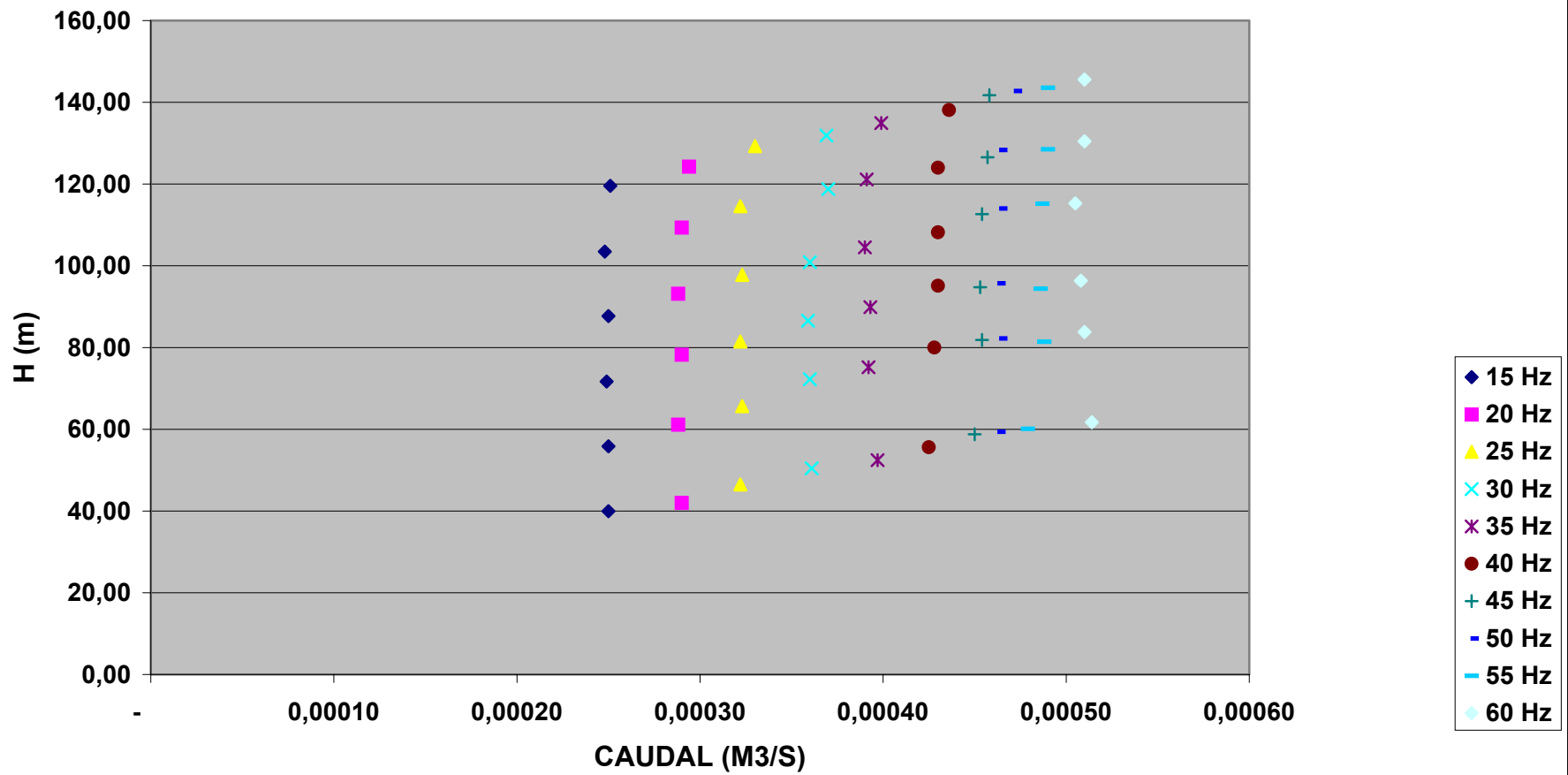
FAMILIA DE CURVAS DE POTENCIA HIDRAULICA Vs CAUDAL (Velocidad variable)



BOMBA PISTON FAMILIA DE CURVAS DE RENDIMIENTO Vs CAUDAL (Velocidad variable)



**BOMBA DE PISTON
FAMILIA DE CURVAS DE ALTURA VS CAUDAL
(FRECUENCIA CONSTANTE)**



ANÁLISIS DE RESULTADOS

Bomba de paletas

- Con referencia a la familia de curvas de altura vs. caudal notamos que son aproximadamente paralelas entre si, esto significa que el funcionamiento de la bomba es similar a diferentes cargas y velocidades, la forma de estas curvas es parabólica. También es de hacer notar que a medida de que se aumenta la velocidad el caudal aumenta sin altibajos.
- Con referencia a la familia de curvas de potencia hidráulica vs. caudal notamos que son líneas rectas dentro de nuestro rango trabajo, también se observo que estas curvas aumentan su pendiente al ir aumentando la carga del sistema, esto significa que al aumentar la carga aumentan las pérdidas del sistema por lo que el fluido necesita mayor energía para vencer dichas pérdidas.
- Con referencia a la familia de curvas de potencia en el eje vs. caudal la forma de las curvas es parabólica en ellas notamos que al aumentar el caudal aumenta la potencia en el eje esto se debe a que al ir aumentando el caudal aumenta la carga y por lo tanto las pérdidas del sistema, por lo que el fluido necesita mayor energía para vencer dichas pérdidas, dicha energía tiene que ser suministrada por el motor.
- Con referencia a la familia de curvas de rendimiento vs. caudal, estas son parábolas, el comportamiento de estas es que a bajo caudal presentan mayor rendimiento que a mayor caudal.
- Con referencia a la familia de curvas de altura vs. caudal a velocidad constante son aproximadamente líneas verticales lo que es el comportamiento esperado en una bomba de desplazamiento volumétrico, el caudal se mantiene casi constante a pesar de aumentar la carga.

Bomba de pistón

- Con referencia a la familia de curvas de altura vs. caudal notamos que son aproximadamente paralelas entre si, esto significa que el funcionamiento de

la bomba es similar a diferentes cargas y velocidades, la forma de estas curvas es parabólica. También es de hacer notar que a medida de que se aumenta la velocidad el caudal aumenta sin altibajos.

- Con referencia a la familia de curvas de potencia hidráulica vs. caudal notamos que son líneas rectas dentro de nuestro rango trabajo, también se observo que estas curvas aumentan su pendiente al ir aumentando la carga del sistema, esto significa que al aumentar la carga aumentan las pérdidas del sistema por lo que el fluido necesita mayor energía para vencer dichas pérdidas.
- Con referencia a la familia de curvas de potencia en el eje vs. caudal la forma de las curvas es parabólica en ellas notamos que al aumentar el caudal aumenta la potencia en el eje esto se debe a al ir aumentando el caudal aumenta la carga y por lo tanto las pérdidas del sistema por lo que el fluido necesita mayor energía para vencer dichas pérdidas, dicha energía tiene que ser suministrada por el motor.
- Con referencia a la familia de curvas de rendimiento vs. caudal, estas son parábolas, el comportamiento de estas es que a bajo caudal presentan mayor rendimiento que a mayor caudal.
- Con referencia a la familia de curvas de altura vs. caudal a velocidad constante son aproximadamente líneas verticales lo que es el comportamiento esperado en una bomba de desplazamiento volumétrico, el caudal se mantiene casi constante a pesar de aumentar la carga.

Comparación entre la bomba de paletas y de pistón

- Haciendo la comparación entre dichas bombas observamos que las familias de curvas indican un comportamiento bastante parecido, las diferencias que se notan en la altura, la potencia hidráulica, la potencia del eje y la presión de son debidas a que la bomba de paletas presenta mayor caudal a las mismas condiciones de velocidad, por lo que estos parámetros son mayores en comparación con la bomba de pistón.

- Comparando las curvas de eficiencia se nota que la bomba de paletas presenta una mayor eficiencia que la de pistón.

NOTA:

Estas familias de curvas obtenidas en nuestros ensayos representan una fracción muy pequeña en comparación a las curvas suministradas por el fabricante, esto es debido a las limitaciones del rango de trabajo del banco de pruebas que es mucho menor al rango de trabajo de las bombas, por lo que no se pudo calcular la eficiencia máxima ni ningún otro valor máximo para los parámetros característicos de dichas bombas.

CONCLUSIONES

- Podemos concluir en principio que la bomba de paletas maneja mayores caudales que la bomba de pistón así como una mayor eficiencia.
- No se pudieron realizar comparaciones de las curvas características obtenidas en los ensayos con las suministradas por el fabricante ya que el rango de operación del banco de pruebas es una fracción muy pequeña del rango de operación de las bombas.
- Durante las pruebas de arranque tuvimos la dificultad de que la bomba de engranajes construida en la EIM presentó fallas de funcionamiento ya que la misma presentaba fugas internas y externas fuera de los rangos normales por lo que tuvimos que modificar parte del banco de pruebas, hecha dicha modificación y continuando con las pruebas, la bomba falló por errores en el diseño del eje de la misma por lo que no pudimos seguir utilizándola, esta es la razón por la que este trabajo esta solamente basado en los ensayos de la bomba de paletas y la de pistón.
- Por otra parte pudimos notar que el variador de frecuencias no es un instrumento suficientemente preciso para realizar la medición de los parámetros eléctricos necesarios para calcular la potencia en el eje del motor, sin embargo es bueno acotar que su función principal que es la variación de frecuencia lo hace de manera optima, además su manejo resulta relativamente sencillo lo cual lo califica como un buen instrumento de uso industrial.
- Las bombas presentaron cierto nivel de cavitación a altas velocidades ya que se notaron vibraciones y presencia de espuma en el deposito, esto puede ser producido por el diámetro de la tubería en la succión.
- Logramos la caracterización aproximada de las bombas al realizar extensos ensayos y construir las curvas características.

- El costo aproximado incluyendo equipos hidráulicos, eléctricos e insumos fue de Bs. 3.358.027,00 que en comparación a equipos similares disponibles en el mercado los cuales no incluyen variación de frecuencia, resulta ciertamente mucho más económico y flexible para realizar ampliaciones o mejoras futuras.

RECOMENDACIONES

Funcionamiento del banco de pruebas.

- Antes de arrancar el banco de pruebas, abrir la válvula principal y purgar el circuito, teniendo cuidado de cerrar la válvula de purga al finalizar dicha tarea, ya que si permanece abierta durante la operación de las bombas el sistema succionará aire por dicha válvula.
- Nunca sobrepasar el límite de presión de 200 psi ya que esto podría involucrar daños a las mangueras y sacar de funcionamiento el equipo.
- Revisar periódicamente el filtro colador, para verificar su correcto funcionamiento, se dispone de dos filtros de reemplazo para cuando se haga el mantenimiento del mismo y así evitar paradas del equipo.
- Verificar periódicamente el manómetro presente en el filtro de cartucho ubicado en la línea del circuito, si la presión iguala o supera los 20 psi este deberá ser reemplazado.
- Con referencia a las válvulas de lectura de manómetro de presión de salida, al estar una en operación las otras dos deben permanecer cerradas, esto es para evitar la recirculación en el sistema.
- Como última recomendación antes de utilizar este banco de pruebas se debe leer tanto el manual de uso y práctica de laboratorio como el manual del variador de frecuencia.

Mejoras al banco de pruebas.

- Para mejorar la precisión del cálculo de la potencia en el eje, recomendamos la utilización de otro método para medir los parámetros eléctricos necesarios y así poder calcular la potencia en el eje con mejor precisión o el uso de un método para calcular más directamente dicho parámetro (Ej. Torquímetro electrónico).

- Reparar o reponer y conectar la válvula de seguridad dañada para seguridad del equipo y el operador.
- Comprar o rediseñar y construir una nueva bomba de engranajes.
- Cambiar la ubicación del banco de pruebas, ya que el mismo se encuentra bajo un tanque de gasoil, lo cual puede producir accidentes tal como sucedió en una oportunidad durante el proceso de ensayos.
- Cambiar la tubería de succión por una tubería de mayor diámetro ya que las bombas muestran cierto grado de cavitación a altas velocidades.
- Recomendamos la adquisición de otros tipos de bombas de desplazamiento volumétrico para así ampliar este equipo y en consecuencia ampliar la función didáctica de este banco.
- La adquisición de un caudalímetro con un mejor rango de escala y precisión para una mejor lectura.
- Redimensionar el banco de pruebas para ampliar a rangos de trabajo mas elevados.
- Recomendamos alimentar el variador de frecuencia a través de un contactor eléctrico, para así obtener mayor seguridad en la operación. Este contactor debe ir conectado entre el breaker principal y el variador.

BIBLIOGRAFÍA

1. Carnicer Royo E. Mainar Hasla C. Oleohidraulica Conceptos básicos. 1998, 171 Pag.
2. Fitzgerald A. E./ Kingsley Charles. Teoría y Análisis de las Máquinas Eléctricas. Editorial Europea. Barcelona (España), 1975, 587 Pág.
3. Hicks Tyler Ct. Bombas su selección y aplicación. Compañía Editorial Continental de México, décima quinta impresión. 1980, 530 Pág.
4. Hydraulic Power and Control. Manual de Hidrohidraulica. Editorial Blume. 1967, 780 Pag.
5. Karassik Igor J., / y Otros /. Manual de Bombas, Aplicación, Especificaciones, Operación y Mantenimiento. México. Editorial Mc Graw - Hill Book, 1.983, pág. Variadas.
6. Kosow Irving L. Máquinas Eléctricas y Transformadores. Editorial Reverte S.A. Edición 2da. México, S.A., Barcelona, 1975, 727 Pág.
7. Krausskopf-Verlag Kg. Tratado Practico de Oleohidraulica. Editorial Blume. Madrid, primera edición 1968, 300 Pág.
8. MARKS. Manual del Ingeniero Mecánico. Editorial McGraw-Hill Inc, Edición 2da. México.
9. Telemecanique. Catálogo de Productos. 1.991 - 1.992, Pág. Variadas.
10. Warring., R. H. Selección de Bombas. Sistemas y Aplicaciones. Barcelona (España). Editorial Labor, S.A., 1.977, 362 Pág.

ANEXO I
COSTO DE CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Equipos y accesorios eléctricos

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
Variador de frecuencia Altivar 66 telemecanique modelo ATV66U72M2S para 5 HP y 230 VAC	1	960.268,00	960.268,00
Motor eléctrico Eberle 3 HP trifásico 1720 rpm 440 V, 4.5 A y 220 V, 9 A	1	183.953,00	183.953,00
Breaker principal marca Gallo tipo BH 110 V AC y 220 V AC 3x40 A	1	15.925,00	15.925,00
subtotal			1.160.146,00

Equipos y accesorios hidráulicos

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
Bomba de pistón, marca Vickers, modelo PVB10RSY40C11	1	797.279,00	797.279,00
Pie de montaje PVB10	1	58.883,00	58.883,00
Bomba de paletas, marca Vickers, modelo V201P10P1C11	1	242.580,00	242.580,00
Pie de montaje V20	1	34.223,00	34.223,00
Válvula de control marca Vickers, modelo CT06B50	1	166.082,00	166.082,00
Válvula de alivio marca Vickers, modelo RB5K8H3510	1	58.883,00	58.883,00
Manómetro marca UCC	1	44.432,00	44.432,00
Manómetro-vacuometro marca Elcovensa	1	13.860,00	13.860,00
Caudalimetro marca UCC FM-322-212	1	314.470,00	314.470,00
Válvula Check marca Vickers DT8P10611	3	45.798,00	137.394,00
Colador de succión marca UCC modelo SE1324	3	16.092,00	48.276,00
Filtro de retorno marca Vickers modelo OFRS25PPA10	1	42.778,00	42.778,00
Manómetro para filtro de retorno Vickers modelo PGB0631.25	1	19.677,00	19.677,00
Acoples marca UCC28PB	4	12.956,00	51.824,00
Acoples marca UCC28S	2	4.432,00	8.864,00
Válvula de bola marca FP 3/4"	1	7.200,00	7.200,00
sub-total			2.046.705,00

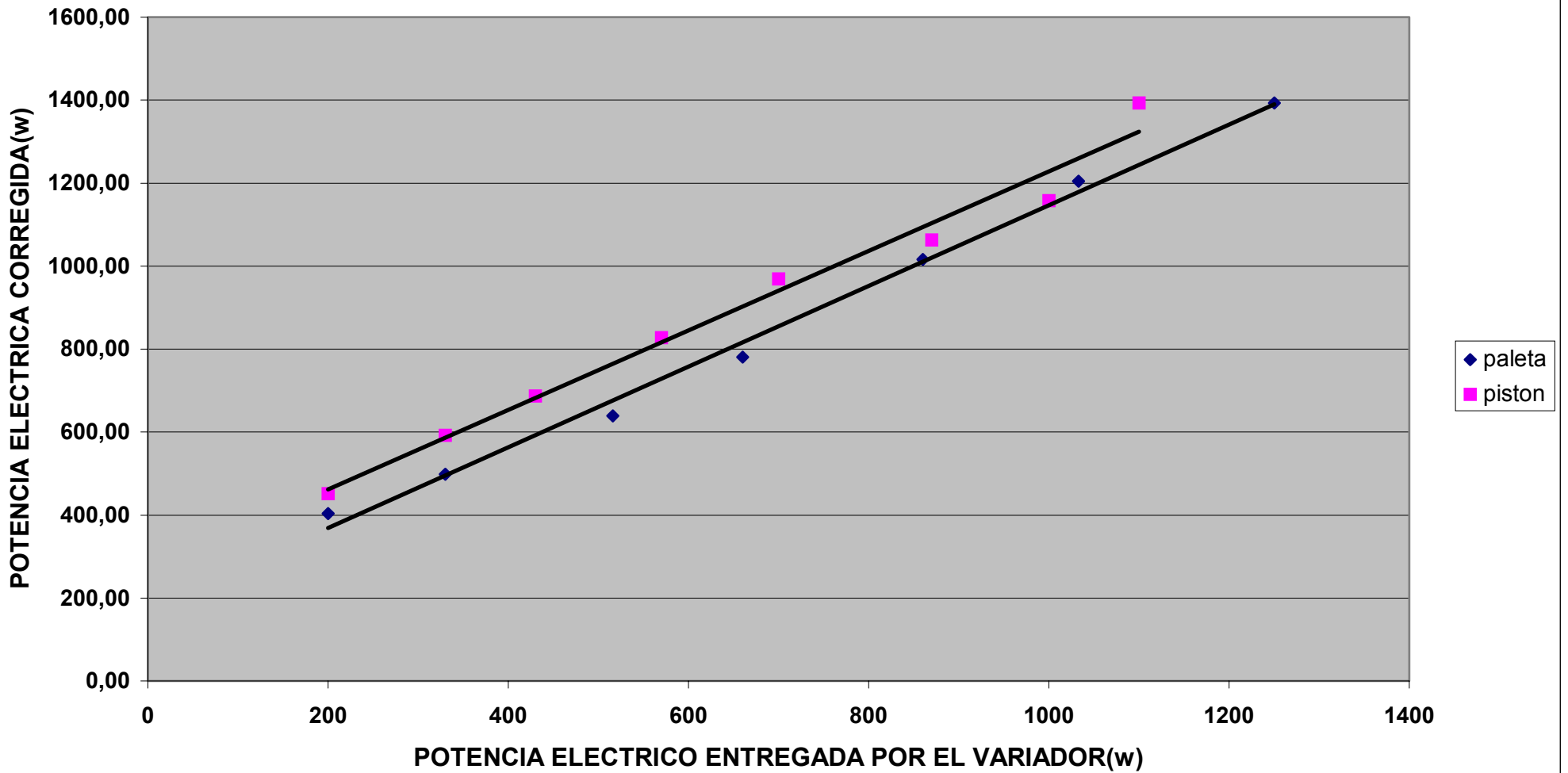
Insumos

Materiales	Cantidad	Precio unitario	Total
Conector modelo 122 1/4"	2	300,00	600,00
Conector modelo 101 1/4"	4	1.900,00	7.600,00
Conector modelo 100 1/4"	1	1500,00	1500,00
Conector modelo 48f 5/16" x 1/4"	8	295,00	2360,00
Conector modelo 41f 3/16"	8	100,00	800,00
T de acero galvanizado 3/4"	6	230,00	1.380,00
Codo de 90 galvanizado 3/4"	12	200,00	2400,00
Bussing 1"x3/4"	2	210,00	420,00
Bussing 1 1/4"x3/4"	3	330,00	990,00
Bussing 1 1/2"x3/4"	1	440,00	440,00
Niples 3/4"	18	300,00	5400,00
Abrazaderas	20	1000,0	20000,0
Cable calibre 12 AWG TH	150 m	156,00	23.400,00
Cajetín para breaker	1	8.590,00	8.590,00
Tubería galvanizada ASTM 3/4"	4 m	2.000,00	8.000,00
Manguera Ortac 1"	3 m	6.800,00	20.400,00
Tubería de cobre 1/4"	6,5 m	400,00	2.600,00
Cajetín octagonal	1	600,00	600,00
Tubería de acometida eléctrica	20 m	200,00	4000,00
Abrazaderas de fijación	10	250,00	2.500,00
Lamina de acero ASTM A-36 de 2,5 mm x 1,215 m x 2.40 m	1	19736	19736
Electrodos AGA E-6013	3 Kg.	1.200,00	3.600,00
Fondo de herrería gris	1/4 galón	4620,0	4620,0
Pintura de aceite marrón	1/4 galón	4620,0	4620,0
Pintura de aceite azul	1/4 galón	4620,0	4620,0
		sub-total	151.176,00

Costo total de la construcción del banco de pruebas Bs. 3.358.027,00

ANEXO II
GRÁFICAS Y ECUACIONES DE CORRELACIÓN Y
CORRECCIÓN

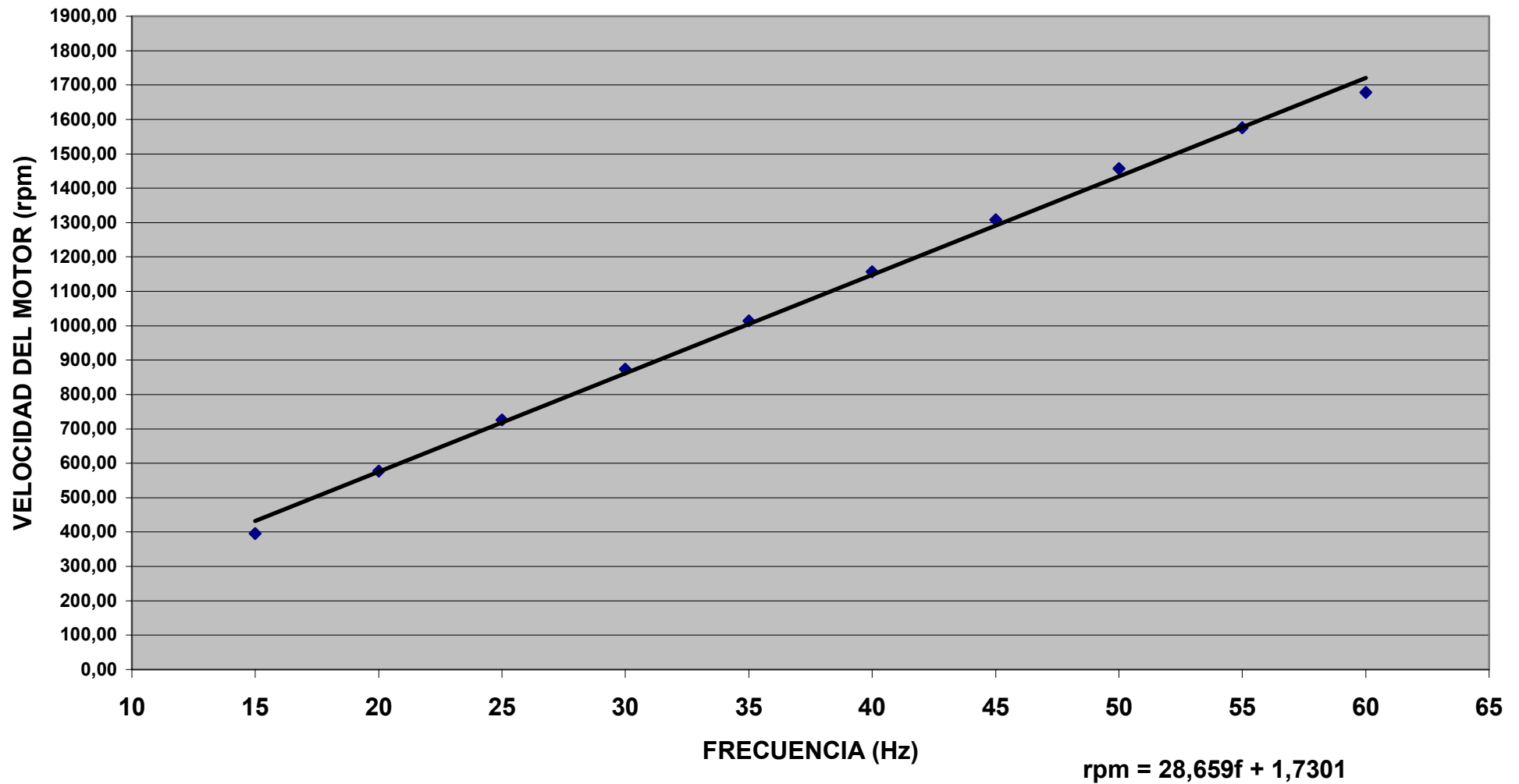
CURVAS DE CORRECCION DE LA POTENCIA ELECTRICA



$$y_{PISTON} = 0,9579x + 269,94$$

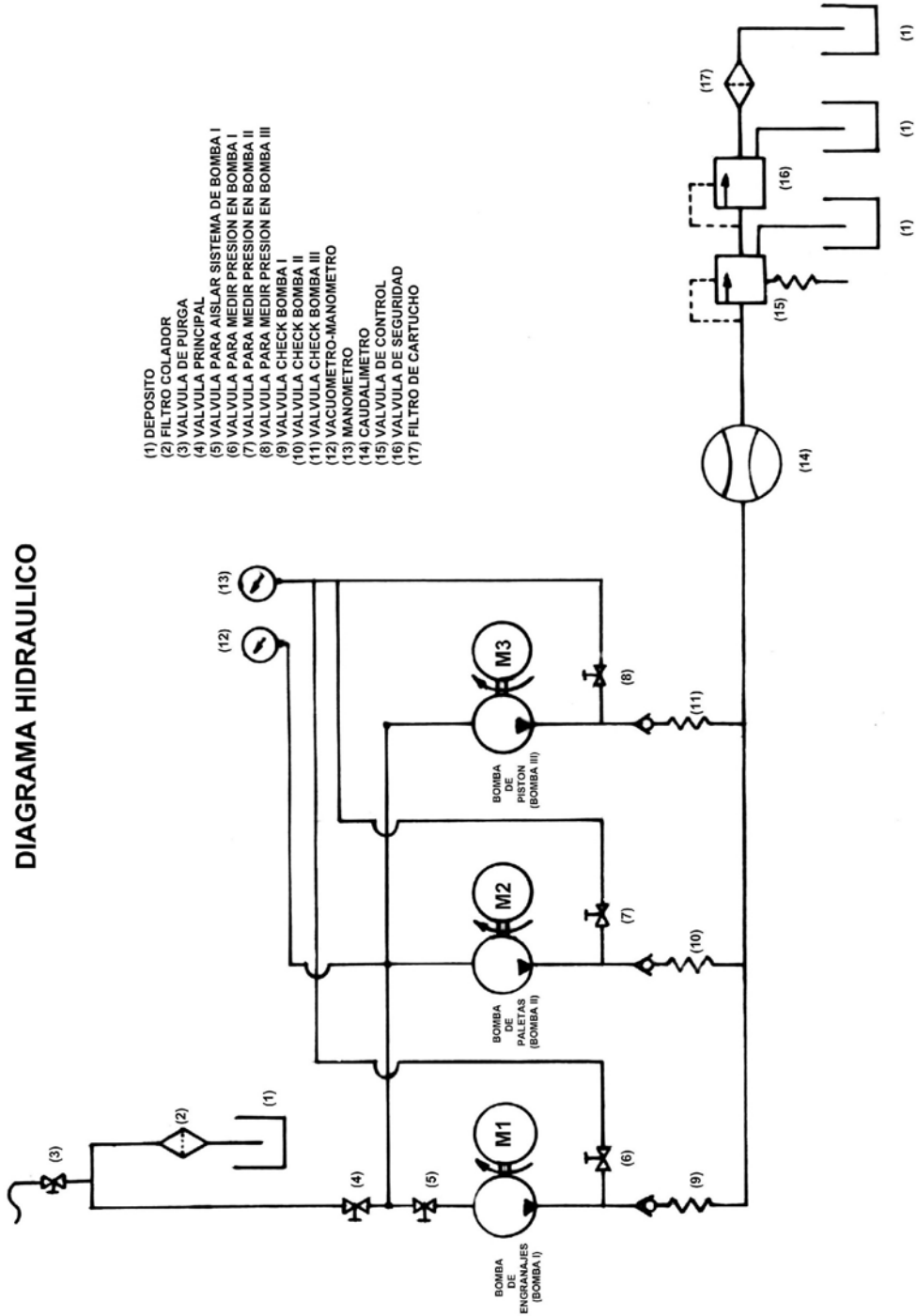
$$y_{PALETA} = 0,9733x + 173,76$$

GRAFICO DE CORRELACION DE FRECUENCIA Vs RPM DEL MOTOR



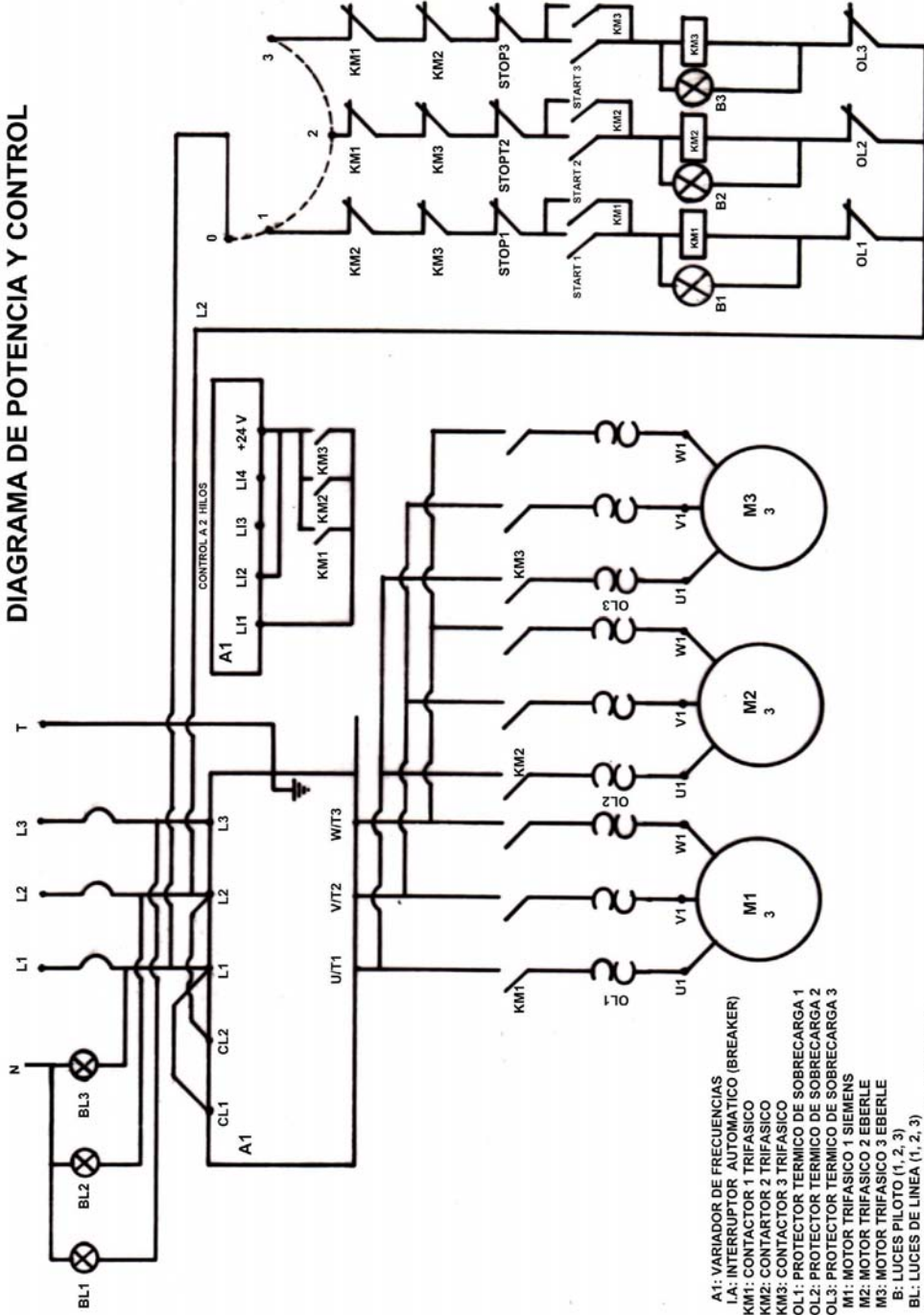
ANEXO III
DIAGRAMAS HIDRÁULICO, DE POTENCIA Y CONTROL

DIAGRAMA HIDRAULICO

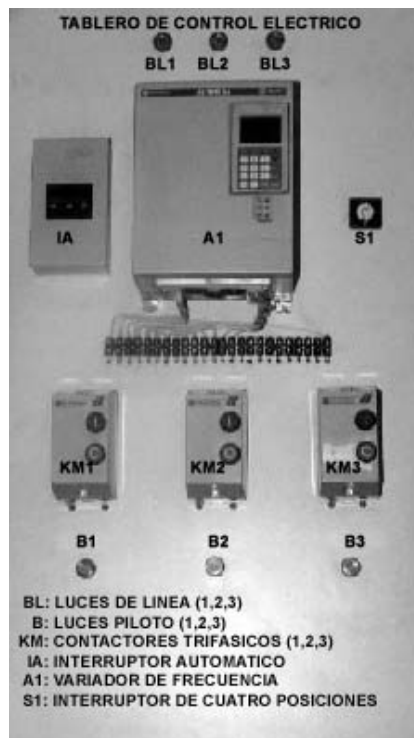


- (1) DEPOSITO.
- (2) FILTRO COLADOR
- (3) VALVULA DE PURGA
- (4) VALVULA PRINCIPAL
- (5) VALVULA PARA AISLAR SISTEMA DE BOMBA I
- (6) VALVULA PARA MEDIR PRESION EN BOMBA I
- (7) VALVULA PARA MEDIR PRESION EN BOMBA II
- (8) VALVULA PARA MEDIR PRESION EN BOMBA III
- (9) VALVULA CHECK BOMBA I
- (10) VALVULA CHECK BOMBA II
- (11) VALVULA CHECK BOMBA III
- (12) VACUOMETRO-MANOMETRO
- (13) MANOMETRO
- (14) CAUDALIMETRO
- (15) VALVULA DE CONTROL
- (16) VALVULA DE SEGURIDAD
- (17) FILTRO DE CARTUCHO

DIAGRAMA DE POTENCIA Y CONTROL



- A1: VARIADOR DE FRECUENCIAS
- I.A: INTERRUPTOR AUTOMÁTICO (BREAKER)
- KM1: CONTACTOR 1 TRIFÁSICO
- KM2: CONTACTOR 2 TRIFÁSICO
- KM3: CONTACTOR 3 TRIFÁSICO
- OL1: PROTECTOR TÉRMICO DE SOBRECARGA 1
- OL2: PROTECTOR TÉRMICO DE SOBRECARGA 2
- OL3: PROTECTOR TÉRMICO DE SOBRECARGA 3
- M1: MOTOR TRIFÁSICO 1 SIEMENS
- M2: MOTOR TRIFÁSICO 2 EBERLE
- M3: MOTOR TRIFÁSICO 3 EBERLE
- B: LUCES PILOTO (1, 2, 3)
- BL: LUCES DE LÍNEA (1, 2, 3)
- ST: INTERRUPTOR DE CUATRO POSICIONES
- L: LINEAS (1, 2, 3)
- N: NEUTRO
- T: TIERRA



ANEXO IV
MANUAL DE USO Y PRACTICA DEL BANCO DE PRUEBAS DE
BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO

MANUAL DE USO Y PRACTICA DEL BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS DE DESPLAZAMIENTO.

Introducción.

Esta practica tiene la función de que los estudiantes de pre-grado adquieran los conocimientos básicos del funcionamiento tanto de las bombas de desplazamiento positivo como del banco de pruebas donde han sido instaladas, el objetivo principal es la obtención de las familias de curvas siguientes: (H vs. Q), (N_h vs. Q), (N_e vs. Q), (η_t (%) vs. Q) y (H vs. Q) esta ultima manteniendo la frecuencia constante.

Marco Teórico.

Calculo de la altura hidráulica y de la potencia hidráulica.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada y la salida de cada bomba es tenemos:

$$H = (P_s - P_e) / \gamma + (Z_s - Z_e) + (C_s^2 - C_e^2) / 2 g$$

H: altura hidráulica

P_s: presión de salida de la bomba

P_e: presión de entrada de la bomba

Z_s: cota de salida de la bomba

Z_e: cota de entrada de la bomba

C_s: velocidad del flujo a la salida de la bomba

C_e: velocidad del flujo a la entrada de la bomba

$\gamma = \rho \cdot g$ (ρ = densidad del fluido, g = aceleración de la gravedad)

- Considerando que la diferencia de cotas de entrada y salida de la bomba es muy pequeña en comparación con él termino principal de la ecuación decidimos despreciarla.

- Considerando que los diámetros de salida y entrada de la bomba son iguales, por tratarse de un fluido incompresible y que esta en un régimen permanente, aplicamos la ecuación de continuidad ($\rho_e.C_e.A_e = \rho_s.C_s.A_s$) por lo tanto tomamos que $C_e \approx C_s$, quedando la expresión final de la ecuación: $H = (P_s - P_e) / \gamma$

Por otra parte la ecuación de potencia hidráulica siguiente:

$$N_h = \gamma Q H$$

donde Q es el caudal (m³/s)

La ecuación final queda como:

$$N_h = Q (P_s - P_e)$$

Correlación de Frecuencia vs. RPM

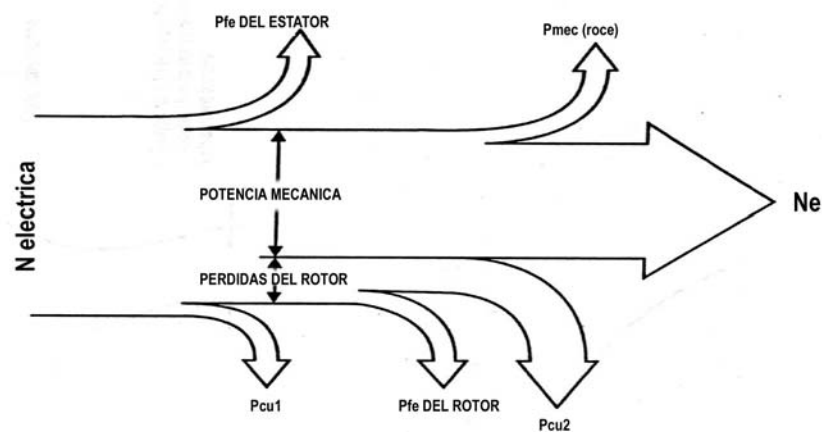
Hay que realizar la siguiente correlación entre frecuencia y rpm del motor debido a la carencia de tacómetros en el laboratorio, la ecuación es la siguiente:

$$RPM = 28,659 f + 1,7301$$

donde f es la frecuencia en Hz.

Calculo de la potencia en el eje del motor.

Basándonos en un balance energético según el siguiente grafico:



Obtuvimos la siguiente expresión:

$$N_e = N_{elect} - P_{cu1} - P_{cu2} - (P_{mec} + P_{fe}) \quad \text{donde:}$$

I **II** **III** **IV** **V**

N_e : potencia en el eje del motor

N_{elect} : potencia eléctrica medida y corregida

P_{cu1} : pérdidas en el cobre del estator

P_{cu2} : pérdidas en el cobre del rotor

P_{mec} : pérdidas por roce del motor con el aire y los cojinetes

P_{fe} : pérdidas en el hierro del rotor y el estator

I. Potencia en el eje.

Es el parámetro que se desea calcular.

II. Potencia eléctrica (N_{elect}).

La potencia eléctrica es medida directamente con el variador de frecuencia y debe ser corregida con las siguientes correlaciones:

Bomba de paletas (bomba II)

$$N_{elect}(\text{corregida}) = 0.9733 N_{elect}(\text{medida}) + 173,76$$

Bomba de pistón (bomba III)

$$N_{elect}(\text{corregida}) = 0.9579 N_{elect}(\text{medida}) + 269,94$$

III. P_{cu1} .

Estas pérdidas son la potencia disipada en forma de calor por las bobinas del estator y se calculan según la siguiente ecuación:

$$P_{cu1} = I^2 R \sqrt{3}$$

I: intensidad de corriente entregada por el variador (amperios)

R: resistencia de las bobinas (medidas directamente en el estator)($R = 2,7 \Omega$)

IV. Pcu2.

Estas pérdidas son la potencia disipada en forma de calor por las bobinas del rotor, y se calculan según la siguiente ecuación:

$P_{cu2} = S (N_{elec} - P_{cu1})$ S: deslizamiento del motor

$S = (RPM_{sinc} - RPM) / RPM_{sinc}$

RPM_{sinc}: velocidad sincrónica del motor

RPM: velocidad obtenida de la correlación respectiva

V. Pmec + Pfe.

Suma de las perdidas por roce del rotor con el aire y los cojinetes mas las perdidas en el hierro del rotor y el estator. Las perdidas en el hierro son debidas a la magnetización de los núcleos ferrosos de las bobinas.

Estas perdidas se obtienen de la siguiente correlación entre perdidas mecánicas y del hierro vs. frecuencia:

$P_{mec} + P_{fe} = -0,0017 f^3 + 0,1773 f^2 - 4,7538 f + 101,23$

donde f es la frecuencia en Hz.

Calculo del rendimiento total de la bomba.

El rendimiento total se calcula según la siguiente ecuación:

$\eta_t (\%) = (N_h / N_e) \times 100$

Pasos a seguir para la realización de la practica.

Se sugiere que la practica se realice en tres diferentes frecuencias en el rango de 20 Hz a 60 Hz, por otra parte se sugiere tomar seis mediciones a diferentes cargas para cada frecuencia seleccionada (**ADVERTENCIA: NO SE DEBE EXCEDER LA CARGA DEL SISTEMA EN MAS DE 200 psi, YA QUE PODRÍA CAUSAR DAÑOS IRREPARABLES DEL MISMO**).

1. Abrir válvula principal (No. 4 del esquema hidráulico).
2. Abrir válvula de purga y esperar a que salga todo el aire en el sistema luego cerrarla (No. 3 del esquema hidráulico).
3. Encender breaker principal (I.A del esquema de potencia y control).

4. Seleccionar mediante el selector la bomba a utilizar (S1 del esquema de potencia y control).
5. Seleccionar la frecuencia en el variador (ver manual del variador).
6. Pulsar el botón de arranque del contactor correspondiente a la bomba seleccionada (KM1, KM2 o KM3 del esquema de potencia y control).
7. Esperar a que el sistema se estabilice.
8. Colocar la perilla de la válvula de simulación de carga (No. 15 del diagrama hidráulico).
9. Realizar la primera serie de mediciones solo con la carga del sistema:
 - a. Tomar la lectura del manómetro-vacuómetro (in Hg.)
 - b. Abrir válvula que conecta el manómetro de presión de salida con la bomba correspondiente, las restantes válvulas de este tipo deben permanecer cerradas para evitar la recirculación en el sistema, tomar la medición (válvulas 6, 7 u 8 del esquema hidráulico).
 - c. Tomar la lectura del caudalímetro (No. 14 del esquema).
 - d. Tomar las lecturas de potencia, voltaje e intensidad eléctrica del variador de frecuencia (ver manual del variador).
10. Incrementar la carga en mínima velocidad usando la válvula simuladora de carga (No. 15 del esquema hidráulico) y repetir el paso 9 tantas veces como se incremente la carga.
11. Luego de realizadas todas las pruebas, apagar el interruptor principal (I.A del esquema de control) y cerrar válvula principal (No. 4 del esquema hidráulico).

Realizar la correspondiente tabla de datos la cual debe contener lo siguiente:

Frecuencia (Hz)	Caudal (l/min)	Presion de entrada ("Hg)	Presion de salida (PSI)	Tensión (V)	Intensidad de corriente (A)	Potencia electrica (Kw)
-----------------	----------------	--------------------------	-------------------------	-------------	-----------------------------	-------------------------

Realizar las siguientes conversiones para obtener la uniformidad de los datos:

Caudal: 1 lt/min → 0,00001666 m³/s

Presión: 1 pulg Hg → 3386,38 Pa, 1 PSI → 6895 Pa

Potencia eléctrica: 1 Kw → 1000 w

Se calculan H, Nh, Ne y η_t (%) con las ecuaciones indicadas anteriormente y se construye la siguiente tabla de resultados:

Frecuencia (Hz)	RPM	Q (m ³ /s)	Psal (Pa)	Pent (Pa)	Tension (V)	Intensidad(A)	Nelec (w)
-----------------	-----	-----------------------	-----------	-----------	-------------	---------------	-----------

H (m)	Nh (w)	Ne (w)	η_t (%)	RPMsinc	S	Prot+Pfe (w)
-------	--------	--------	--------------	---------	---	--------------

Con la anterior tabla de resultados se construyen las familias de curvas características ya mencionadas al comienzo de este manual.

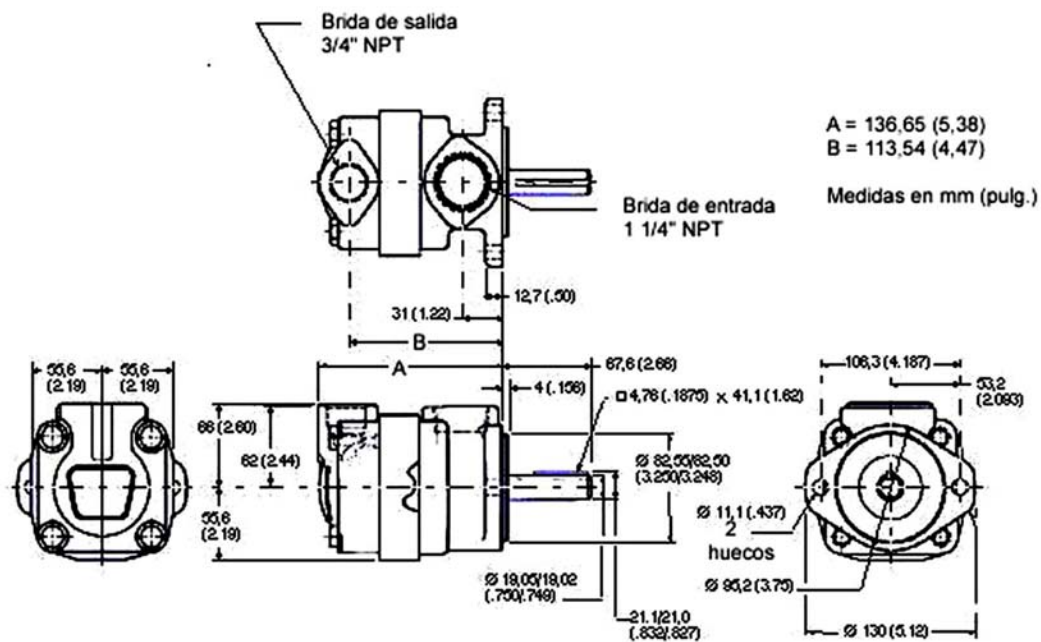
ANEXO V
CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ADQUIRIDAS

CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ADQUIRIDAS

Bomba de paletas no equilibradas:

La bomba adquirida fue una bomba marca Vickers modelo V201P10P1C11, sus características técnicas son las siguientes:

- RPM nominal: 1200 rpm
- Presión nominal: 100 psi (0,690 Mpa)
- Caudal nominal: 11 gpm (0,0007018 m³/s)
- RPM máxima: 2500
- Brida de entrada: 1¼" NPT
- Presión de salida máxima: 2500 psi (17,24 MPa)
- Brida de salida: ¾" NPT
- Peso neto: 8,17 Kg (18 lb.)

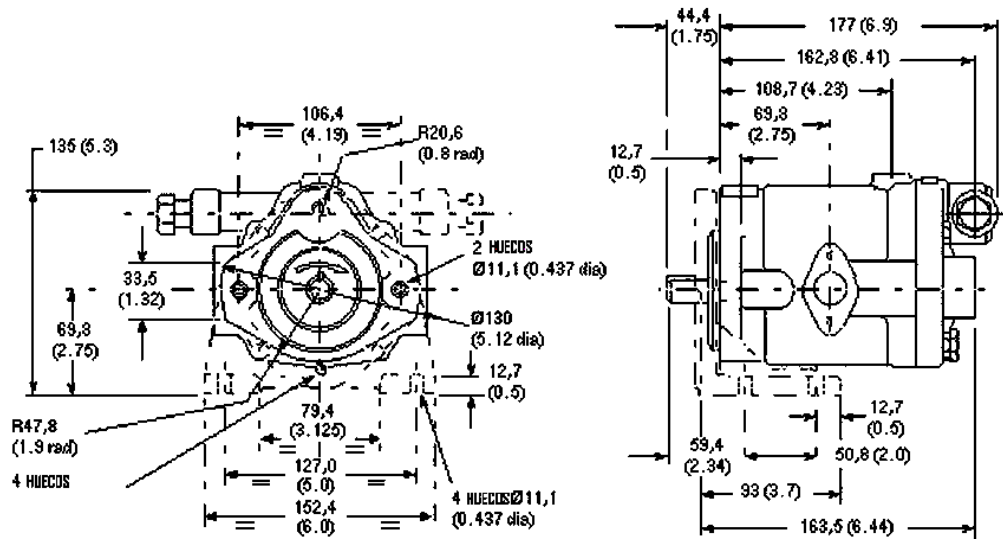


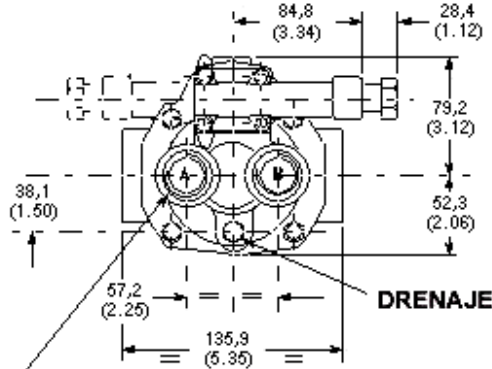
DIMENSIONES BOMBA DE PALETAS V201P10P1C11

Bomba de pistones axiales de caudal fijo:

La bomba adquirida fue una bomba marca Vickers modelo PVB10RSY40C11, sus características técnicas son las siguientes:

- RPM nominal: 1800 rpm
- Caudal nominal: 10 gpm (0,000638 m³/s)
- RPM máxima: 3200
- Presión de salida máxima: 3000 psi (20,69 MPa)
- Brida de entrada: 1¼” NPT
- Brida de salida: 1¼” NPT
- Peso neto: 10 Kg (22 lb.)





BOMBA DE PISTONES AXIALES (PVB10RSY40C11)

A Y B, BRIDAS DE ENTRADA O SALIDA DE ACUERDO AL SENTIDO DE GIRO DEL EJE

ANEXO VI
GLOSARIO

GLOSARIO

CANTIDAD	NOMENCLATURA UTILIZADA	UNIDAD	FORMULA
ACELERACIÓN DE GRAVEDAD	g	Metro sobre, segundo al cuadrado	m/s ²
ALTURA HIDRÁULICA	H	Metro (m)	
ALTURA O COTA	Z	Metro (m)	
ÁREA	A	Metro al cuadrado	m ²
CAUDAL	Q	Metro al cubo sobre segundo	m ³ /s
DENSIDAD	ρ	Kilogramo sobre, metro al cubo	Kg/m ³
DESLIZAMIENTO DEL MOTOR	S		
FACTOR DE POTENCIA	fp		
FRECUENCIA	f	Hertzio (Hz)	1/s
FUERZA	F	Newton (N)	Kg.m/s ²
INTENSIDAD ELÉCTRICA	I	Amperio (A)	W/A
KILO-VOLTIO-AMPERIO	KVA	Kilovatio (kW)	kJ/s
LONGITUD	L	Metro (m)	
PERDIDAS POR ROCE DEL MOTOR CON EL AIRE Y LOS COJINETES	Pmec	Vatio (W)	J/s
PERDIDAS EN EL COBRE DEL ESTATOR	Pcu1	Vatio (W)	J/s
PERDIDAS EN EL COBRE DEL ROTOR	Pcu2	Vatio (W)	J/s
PERDIDAS EN EL HIERRO DEL ROTOR Y EL ESTATOR	Pfe	Vatio (W)	J/s
PESO	W	Newton (N)	Kg.m/s ²
PESO ESPECIFICO	γ	Newton sobre, metro al cubo	N/m ³
POTENCIA	Pot	Vatio (W)	J/s
POTENCIA ELÉCTRICA	Nelect	Vatio (W)	J/s
POTENCIA EN EL EJE	Ne	Vatio (W)	J/s
POTENCIA HIDRÁULICA	Nh	Vatio (W)	J/s
PRESIÓN	P	Pascal (Pa)	N/m ²
RENDIMIENTO	η		
RESISTENCIA	R	Ohmio (Ω)	A/V
REVOLUCIONES POR MINUTO	n		
TIEMPO	t	Segundo (s)	
VELOCIDAD	Vel	Metro sobre segundo	m/s
VELOCIDAD DEL FLUJO	C	Metro sobre segundo	m/s
VOLTAJE	V	Voltio (V)	W/A