



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
BOMBAS Y MOTORES OLEOHIDRÁULICOS
ROTATORIOS CON UN SISTEMA DE CAPTURA
DE DATOS”**

**SANCHEZ JUAN CARLOS
VELASQUEZ ISRAEL**

Valencia, Septiembre del 2007

RESUMEN

Este trabajo tiene como objetivo el diseño de un banco de prueba para bombas y motores oleohidráulicos con un sistema de captura de datos en tiempo real. Este proyecto surge debido a que una compañía que realiza trabajos industriales en el área oleohidráulica ha tenido muchos problemas a la hora de hacer el mantenimiento y pruebas tanto a las bombas como a los motores oleohidráulicos.

Para desarrollar el diseño, se realizó un estudio de las variables características del sistema y las delimitaciones de estas, con el fin de escoger los elementos que mejor se ajusten al proceso. Para cumplir este propósito se seleccionaron y dimensionaron todas las partes que conforman el banco, tanto hidráulicas como mecánicas (tanque de almacenamiento del fluido, tuberías, accesorios y válvulas; la mesa de soporte, las vigas), así como la selección de los dispositivos de adquisición de datos (sensores, tarjeta). Además se elaboró el programa de computación necesario para realizar la medición de las variables características del sistema. Con la finalidad de realizar la captura de datos de las variables involucradas y dibujar las curvas de funcionamiento de las bombas y motores oleohidráulicos, se seleccionó el lenguaje Visual Basic que tomando en cuenta su programación, se adapta muy bien a este proyecto.

Por último se realizó un estudio de factibilidad económica por medio de un modelo rentabilidad llamado Valor Actual, mediante el cual se pudo verificar que el proyecto es rentable, debido a que reporta un beneficio equivalente de 7.134.690 Bs y se recupera la inversión en 6 años.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo especial de grado se realizará a partir de una propuesta hecha por una empresa relacionada con el área oleohidráulica, con el objeto de satisfacer las necesidades esta.

En este proyecto se cubrirán los diferentes aspectos relacionados con el diseño de un banco de ensayo para bombas y motores oleohidráulicos con un sistema de captura de datos. El cual proporcionará la data necesaria de las variables características (Presión, Caudal, Potencia ,Eficiencia, Torque) de los ensayos, para así poder levantar las curvas de funcionamiento tanto de las bombas como de los motores y poder dar un diagnostico de ésto.

En el capítulo I, se plantea la situación problemática existente y se define el alcance que debe tener el diseño para lograr solucionar dicha situación

En el capítulo II, se presenta el marco teórico relacionado con este proyecto.

En el capítulo III, se desarrolla la metodología a seguir de cómo se debe a bordar este trabajo, para poder así enrrunbarnos al logro de este.

En el capítulo IV, se desarrolla de manera detallada cada uno de los objetivos específicos del presente proyecto, esto con el fin del dimensionamiento y selección de todos los componentes y equipos que conforman el banco de ensayo (circuitos). También se muestra todo lo relacionado con el programa de computación y la factibilidad económica de dicho proyecto.

En el capítulo V, se refiere al manual de usuario y al mantenimiento del banco de ensayo.

En el capítulo VI, se presenta las conclusiones y recomendaciones del diseño realizado.

NOMENCLATURA

A: Área transversal de la tubería (m²)

$A_{int.}$: Área interna transversal de la tubería.(m²)

ϕ_n : Diámetro nominal (m)

$\phi_{int.}$: Diámetro interno de la tubería (m)

E_p : Espesor de pared de la tubería (m)

I: Corriente eléctrica (Amp)

L: Longitud de tramo de tubería (m)

Q: Caudal de trabajo (m³/s)

\dot{Q}_M = calor generado por la máquina (W)

$Q_{sist.}$: Calor del sistema (Kw)

$Q_{sistb.}$: Calor que la bomba entrega al sistema (Kw)

$Q_{tub.}$: Calor generado en la tubería (Kw)

V: Volumen del tanque (m³)

W_u : Potencia útil (Kw)

$W_{ele.}$: Potencia eléctrica (Kw)

$P_{atm.}$: Presión atmosférica (Pa).

P_d : Presión de descarga (Pa).

P_s : Presión de succión (Pa).

q_e : Pérdidas volumétricas externas (m³/s)

H: Altura total (m).

h_d : Altura de descarga (m).

h_s : Altura de succión (m).

$NIP A_d$: Carga neta positiva disponible del sistema (m.c.f.).

$NIP R_r$: Carga neta positiva requerida por la bomba (m.c.f.).

W_a : Potencia de accionamiento (W)

W_e : Potencia al eje (W)

W_i : Potencia interna (W)

ΔP : Caída de presión ocasionada por la válvula (Pa).

ΔT_{sist} : Cambio de temperatura en el sistema ($^{\circ}\text{C}$).

ΔT = variación de la temperatura del fluido ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_{tub} = Aumento de temperatura del fluido que circula en la tubería ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_M = Variación de temperatura en la maquina ($^{\circ}\text{C}$).

ΔT_{tub} = Variación de temperatura del sistema maquina ($^{\circ}\text{C}$).

P = presión del fluido (Pa)

V = velocidad interna del fluido (m/s)

Z = altura de cota (m)

\dot{m} = flujo másico del fluido (kg/s)

h_{fs} = pérdidas en la succión (m)

h_{fd} = pérdidas en la descarga (m)

h_{ft} = pérdidas totales (m)

$V_{\text{t}_{\text{sist}}}$ = volumen total del fluido contenido en el sistema (m^3)

V_{tub_s} = volumen del fluido contenido en la tubería de succión (m^3)

V_{tub_d} = volumen del fluido contenido en la tubería de descarga (m^3)

V_{t} = volumen del tanque (m^3)

σ = esfuerzo de compresión (kg/m^2)

W_{t} = fuerza aplicada (kg)

A_{c} = área crítica (m^2)

M_{c} = momento critico ($\text{kg}\cdot\text{m}$)

M = momento flector ($\text{kg}\cdot\text{m}$)

W = carga aplicada (kg)

L_{b} = longitud de la barra (m)

U = carga mayorada (kg)

P_{m} = carga muerta (kg)

P_{v} = carga viva (kg)

F_{m} = factor de mayoración

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)

γ : Peso específico del fluido (N/m^3)

f : factor de fricción de Darcy (adimensional)

g_{e} : gravedad específica del aceite (adimensional)

K : Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios (adimensional)

C_v : Parámetro de diseño para seleccionar la válvula.

η_h : Eficiencia hidráulica (adimensional).

η_v : Eficiencia volumétrica (adimensional). .

η_i : Eficiencia interna (adimensional). .

η_m : Eficiencia mecánica (adimensional).

η_t : Eficiencia total (adimensional).

s.g.: Gravedad específica del fluido.

g : 9.81 (m/s²)(constante)



ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I SITUACIÓN PROBLEMÁTICA	1
1.1 Plantamiento del problema.....	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general.....	2
1.2.2 Objetivos específicos	2
1.2.3 Justificación de la investigación.....	2
1.2.3 Limitaciones.....	3
1.2.4 Delimitaciones.....	3
1.2.5 Alcance.....	3
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	4
2.1 Introducción	4
2.2 Bombas:	4
2.2.2 Bombas de desplazamiento positivo (rotativas).....	5
2.2.3 Características de las bombas de desplazamiento positivo.	6
2.2.4 Partes de una bomba rotativa	6
2.3 Motores	10
2.3.1 Clasificación de los motores:	11
2.3.2 Motores oleohidráulicos o de desplazamiento positivo (rotatorios)	12
2.3.3 Motores de paletas	14
2.5 Ecuaciones fundamentales	17
2.5.1 Caudal	17
2.5.2 Peso específico del líquido.....	18
2.5.3 Potencia eléctrica	18
2.5.4 Potencia útil.....	18
2.5.5 Potencia de accionamiento.....	19
2.5.6 Eficiencia total	20
2.5.7 Pérdidas en los tramos rectos	20
2.5.8 Área interna de la tubería	21
2.5.9 Número de reynolds.....	21
2.5.10 Pérdidas por cada 100 pies de tubería	22
2.5.11 Pérdidas por accesorios.....	22
2.5.12 Aumento de la temperatura del fluido en la máquina	22
2.5.13 Pérdidas totales en las tuberías y accesorios	24
2.5.14 Calor generado por la fricción en la tubería.....	25
2.5.15 Calor generado por el sistema (máquinas, tuberías y accesorios).....	25



2.5.16 Volumen total del sistema.....	26
2.5.17 Incremento de la temperatura del fluido en circulación.....	26
2.5.25 Determinación del npshr	28
2.5.18 Esfuerzo a compresión	28
2.5.19 Factor de seguridad	29
2.5.20 Momento flector.....	29
2.5.21 Área de una superficie rectangular.....	30
2.5.22 Carga mayorada	30
2.5.23 Factor de mayoración.....	30
2.5.24 Carga de servicio.....	31
2.6 Sistemas computarizados de adquisición de datos.....	31
2.6.1 Funcionamiento de los sistemas computarizados de adquisición de datos	32
2.7 Clasificación de los lenguajes de programación	33
2.8 Protocolo de comunicación.....	37
2.9 Antecedentes	38
CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO.....	40
3.1 Introducción	40
3.2 Nivel de la investigación.....	40
3.3 Diseño de la investigación	40
CAPÍTULO IV. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS.....	42
4.1 Introducción	42
4.2 Descripción del banco.....	42
4.3 Rango de utilización del banco de ensayo	43
4.4 Circuito oleohidráulico.....	43
4.4.1 Tanque de almacenamiento.....	44
4.4.2 Determinación del diámetro de succión y descarga de la bomba	45
4.5 Cálculo de las pérdidas en los tramos rectos y accesorios para la succión y la descarga.....	48
4.4.5 Accionamiento de la bomba.....	52
4.4.3 Medida de protección del sistema	52
4.4.4 Regulación en la descarga.....	53
4.7 Cálculo del incremento de temperatura del fluido en el sistema	54
4.8 Verificación de la cavitación de la máquina	60
4.9 Dimensionamiento mecánico	61
4.9.1 Diseño de la base ajustable para las bombas y motores a ensayar.....	61
4.9.2 Selección del perfil de la base ajustable para las bombas y motores	63



4.9.3 Cálculo resistente a compresión y flexión de la base ajustable	64
4.9.4 Cálculo resistente a compresión [10]	65
4.9.5 Cálculo de resistente a la flexión	66
4.10 Diseño de la base de concreto	67
4.10.1 Cálculo de la base de concreto	68
4.10.2 Área requerida por la base.....	69
4.10.3 Área disponible de la base.....	69
4.10.4 Dimensiones del armazón de la base	70
4.11 Selección de los elementos de medición de las variables a utilizar	72
4.11.1 Medidor de temperatura	72
4.11.2 Medidor de presión	72
4.11.3 Medidor de caudal.....	73
4.11.4 Variador de velocidad de giro (rpm).....	73
4.11.5 Medidor de torque.....	74
4.12 Interfase.....	74
4.13 Definición del programa de computación para la adquisición de datos.....	74
4.14 Desarrollo del programa de computación de adquisición de datos.....	75
4.15 Algoritmo	77
4.16 Procedimiento para realizar las pruebas de bombas y motores oleohidráulicos	79
4.17 Manual de usuario	81
4.17 Factibilidad económica del banco.....	85
4.18 Mantenimiento del banco de pruebas.....	87
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	90
Conclusiones	90
Recomendaciones.....	91
BIBLIOGRAFÍA.....	92



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Bomba de engranajes internos	8
Figura 2.2 Bomba de engranajes externos	9
Figura 2.3 Bomba de lóbulos	9
Figura 2.5 Esquema de una bomba de paletas	10
Figura 2.6 Motor de engranajes externos.....	13
Figura 2.7 Motor de engranajes internos.....	14
Figura 2.8 Motor de paletas no equilibradas.....	15
Figura 4.1 Esquema general del circuito cerrado (vista isométrica).....	42
Figura 4.4 Esquema de la base ajustable.....	62
Figura 4.6 Esquema de la viga con la carga.....	64
Figura 4.7 Dimensiones de la base de concreto	68
Figura 4.8 Esquema del armazón de la base de concreto.....	71
Figura 4.9 Pantalla de Instalador.....	81
Figura 4.10 Pantalla de Instalador/Set up	82
Figura 4.11 Pantalla de Instalación del proyecto	83
Figura 4.12 Pantalla de Instalación	84

INDICE DE ANEXOS Y APENDICES

- ANEXO A

FIGURA A.1 MONOGRAMA PARA LA DETERMINACIÓN DEL DIAMETRO.

- ANEXO B

FIGURA B.1 GRAFICA PARA LA DETERMINACIÓN DEL MODULO DE FRICCIÓN POR CADA 100 PIES DE TUBERIA (PARA $\Phi=2''$).

FIGURA B.2 GRAFICA PARA LA DETERMINACIÓN DEL MODULO DE FRICCIÓN POR CADA 100 PIES DE TUBERIA (PARA $\Phi=1''$).

- ANEXO C

FIGURA C.1 VALORES DEL FACTOR "K" PARA CODOS A 90° DE $\Phi=1''$ Y $\Phi=2''$.

FIGURA C.2 VALORES DEL FACTOR "K" PARA VALVULAS DE GLOBO Y VALVULAS DE ALIVIO DE $\Phi=1''$ Y $\Phi=2''$.

- ANEXO D

FIGURA D.1 MOTOR ELÉCTRICO.

- ANEXO E

FIGURA E.1 VALVULA DE ALIVIO.

- ANEXO F

FIGURA F.1 FILTRO DE SUCCIÓN.

FIGURA F.2 FILTRO DE DESCARGA.

- ANEXO G

FIGURA G.1 VALVULA DE GLOBO.

- ANEXO H

FIGURA H.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR.

- ANEXO I

FIGURA I.1 MEDIDOR DE TEMPERATURA.

FIGURA I.2 MEDIDOR DE PRESION.

FIGURA I.3 MEDIDOR DE CAUDAL.

FIGURA I.4 VARIADOR DE VELOCIDAD.

- ANEXO J

FIGURA J.1 INTERFASE.

- ANEXO K

FIGURA K.1 PLANOS.

- ANEXO L

FIGURA L.1 PRESUPUESTOS.

- APÉNDICE A CODIFICACIÓN DEL PROGRAMA DE COMPUTACIÓN.

**- APÉNDICE 2 DEMOSTRACION DEL FUNCIONAMIENTO DEL
PROGRAMA MEDIANTE EL ENSAYO DE UNA BOMBA Y UN MOTOR
OLEOHIDRÁULICO DEL CATALOGO HERCULES**

CAPÍTULO I EL PROBLEMA



CAPÍTULO I SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

1.1 PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA

En Valencia Estado Carabobo se encuentra una Empresa que se encarga del mantenimiento de equipos oleohidráulicos como: gatos, válvulas, bombas y motores oleohidraulicos. Fabricación de sellos y empaaduras para componentes de oloehidráulicas.

Actualmente la empresa ha tenido muchos problemas a la hora de hacer el mantenimiento y pruebas tanto a los motores como a las bombas, debido a que ésta no cuenta con un banco de ensayo que le permita verificar si estos están trabajando dentro de los parámetros (caudal, presión, potencia) recomendados por el fabricante. Por tal motivo, se han visto obligados a contratar a otras empresas que prestan este servicio, lo que trae como consecuencia un incremento de los costos por reparación de las bombas y motores, aunado a esto, la pérdida de clientes por no prestar un servicio completo y confiable lo que repercute en las ganancias de la empresa.

Como la empresa no cuenta con un banco de pruebas que le haga más fácil determinar los parámetros de los equipos, ha tomado la iniciativa de optar por un diseño de un banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos que les permita hacer estos ensayos en su propia sede, para así reducir los costos, ser una empresa más competitiva, y contribuir con el mejoramiento y desarrollo de ésta.



1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

“Diseñar un banco de pruebas para bombas y motores oleohidráulicos rotatorios con un sistema de captura de datos”.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar las características operacionales del banco de pruebas a diseñar.
- Realizar el diseño mecánico del banco.
- Realizar el diseño oleohidráulico del banco.
- Seleccionar los elementos de medición del banco.
- Diseñar el sistema de captura de datos.
- Realizar un análisis de costos del banco de ensayo propuesto para verificar la factibilidad de fabricación del mismo.

1.2.3 JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Partiendo de la necesidad de que en estos momentos la empresa “HIDRAULICAR C. A” que trabaja con bombas y motores oleohidráulicos no cuenta con un banco de pruebas que les permitan probar si estos equipos pueden estar funcionando dentro de los parámetros (caudal, presión, potencia) que recomienda el fabricante, se ha planteado el diseño de un banco de pruebas para motores y bombas oleohidráulicos con un sistema de captura de datos (programa de computación). A través de este programa se haría más fácil el manejo del banco de pruebas, y esto sin duda representaría una alternativa de desarrollo.



1.2.3 LIMITACIONES

- Espacio físico disponible para el banco es de 3 m²

1.2.4 DELIMITACIONES

- Los tipos de bombas y motores oleohidráulicos son rotatorios
- El rango de caudal de trabajo es de 1,83E-4 – 1,83E-3 m³/s ; (3 – 30 gpm).
- El rango de presión debe estar entre 0 – 24131,65 kpa; (0 – 3500 psi).

1.2.5 ALCANCE

- Diseñar el banco de pruebas para bombas de desplazamiento positivo y motores por medio de un sistema automatizado.
- Estudiar la información técnica arrojada por el ensayo de bombas y motores oleohidráulicos y hacer la comparación con catálogos.
- Determinación de las curvas características de las bombas y motores oleohidráulicos (caudal, presión y potencia).

Es de hacer notar que estos modelos de bombas y motores (de desplazamiento positivo) se utilizan con frecuencia, por lo tanto su información técnica, en cuanto a su funcionamiento, diseño y fabricación son de gran importancia, por tal motivo el diseño del banco de ensayo busca alcanzar el estudio completo de este modelo de bombas y motores.

CAPÍTULO II
FUNDAMENTOS
TEORICOS



CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta los aspectos teóricos necesarios para el desarrollo del presente proyecto, tales como: bombas y motores de desplazamiento positivo donde se incluye las ecuaciones principales que rigen el comportamiento de éstos, las pérdidas volumétricas así como también las curvas de funcionamiento y antecedentes bibliográficos relacionados con el tema.

2.2 BOMBAS:

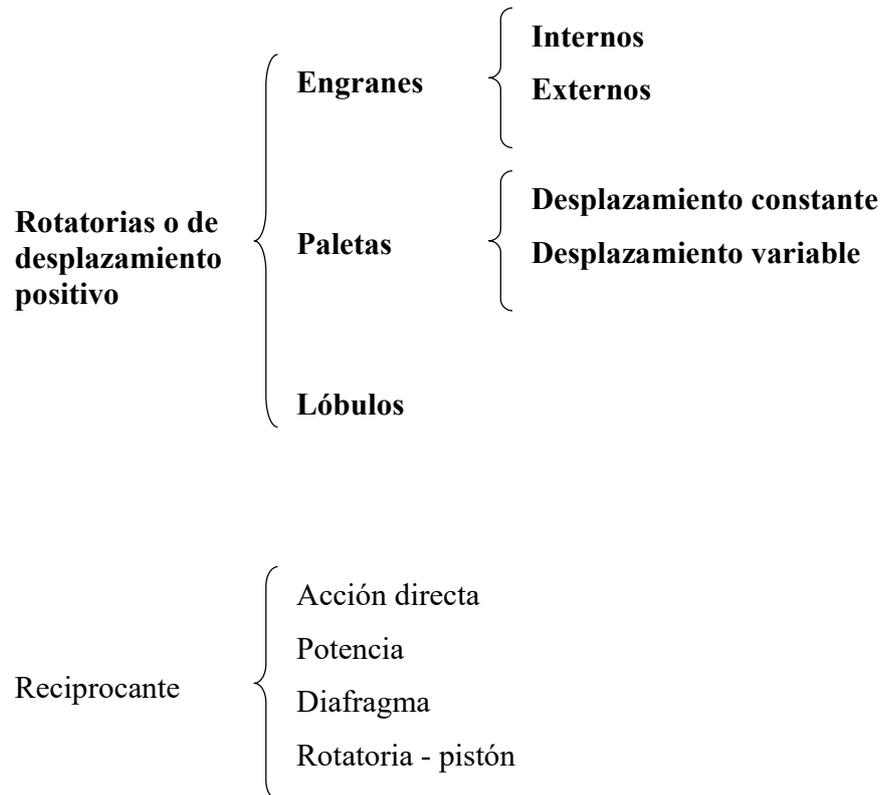
Es un dispositivo mediante el cual se logra incrementar la energía de un fluido al transformar la energía mecánica mediante un eje en energía hidráulica en forma de presión.

Las bombas existen en una gran variedad de tipos y tamaños, y su accionamiento puede ser eléctrico, mecánico y manual.

2.2.1 CLASIFICACIÓN [1]

Las bombas se pueden clasificar en:

Centrífugas	{	Voluta
		Difusor
		Turbina regenerativa
		Turbina vertical



- **En el proyecto se estarán desarrollando las bombas de desplazamiento positivo.**

2.2.2 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO (ROTATIVAS)

Las bombas de desplazamiento positivo son aquellas que toman un volumen fijo fluido, el cual es guiado a lo largo de toda su trayectoria por el elemento impulsor y la carcasa, donde se le suministra la energía, para luego manejar una nueva porción y repetir el proceso.



La principal característica de este tipo de bombas es el desplazamiento positivo, es decir que suministra casi el mismo volumen por cada revolución sin tomar en cuenta la presión de descarga.

Generalmente este tipo de bombas se clasifican por su capacidad máxima de presión y su caudal entregado a una velocidad específica.

2.2.3 CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

1.- La capacidad de presión de una bomba de desplazamiento positivo la determina el fabricante basado en un ensayo realizado de acuerdo a un análisis de durabilidad y uso de ésta, bajo condiciones específicas de trabajo.

Experimentalmente es difícil de obtener un factor de seguridad preciso para operar una bomba por encima de lo especificado, por lo tanto poner a funcionar una bomba fuera de las condiciones especificadas sería correr el riesgo o peligro de causarle desgastes en las partes y posibles daños mayores.

2.- El caudal de una bomba de este tipo es función del desplazamiento por revolución, entendiéndose por desplazamiento el volumen contenido entre la entrada y la salida de la bomba, el cual es desalojado en cada revolución [1]

2.2.4 PARTES DE UNA BOMBA ROTATIVA

Las partes de una bomba rotativa son:



-
- *La cámara de bombeo*
 - *El cuerpo*

 - *Las placas limites*

 - *El ensamblaje rotante*

 - *El rotor*

 - *Sellos: hay dos tipos generales de sellos: estático y móvil.*

Estático: este provee un sello hermético a prueba de líquido y aire entre las partes estacionarias desmontable de la cámara de bombeo.

Móvil: los sellos móviles están localizados en los límites de la cámara de bombeo, a través de los cuales pasan los elementos en movimiento, usualmente los ejes.

Los tipos de bombas rotativas mas utilizados son:

1. Bomba de engranajes: externos e internos.
2. Bombas de lóbulos.
3. Bombas de paletas: de desplazamiento constante y de desplazamiento variable.

1. Bombas de engranajes: son bombas rotativas en las cuales dos engranajes engranan para dar la acción de bombeo. Se caracterizan porque uno de los engranajes es capaz de impulsar al otro.

a.- Internos: en la fig. 2.1 se muestra el esquema de una bomba de engranajes internos la cual esta compuesta por la carcasa, la zona de aspiración, el engranaje interior (corona), el engranaje exterior (piñón), el estator y la zona de impulsión [1]

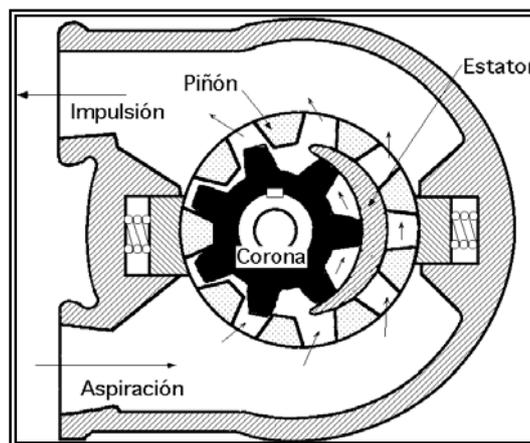


Figura 2.1 Bomba de engranajes internos

b.- Externos: La fig. 2.2 muestra el esquema de las bombas de engranajes externos, este tipo de bombas consiste de un conjunto de dos engranajes con dentado exterior. El engranaje (2) gira en el sentido de la flecha y arrastra al engranaje (1), en sentido opuesto. El proceso de aspiración es igual al de las bombas con engranaje interior. El fluido se transporta por la cámara (3) y en la zona de presión (4) se expulsa a través de los dientes que engranan. En el corte se observa que los dientes cierran las cámaras antes que estas estén vacías.

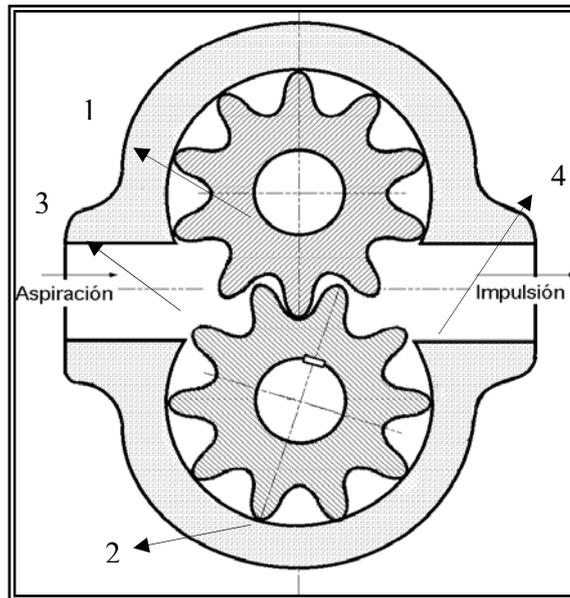


Figura 2.2 Bomba de engranajes externos

2. **Bombas de lóbulos:** Estas se asemejan a las bombas tipo engranaje en su forma de acción. Las bombas de lóbulos reciben este nombre debido a la forma redonda de la superficie radial del rotor la cual permite que los rotores estén continuamente en contacto unos con otros a medida que estos giran (ver figura 2.3 la cual muestra un esquema de una bomba de lóbulos) [1]

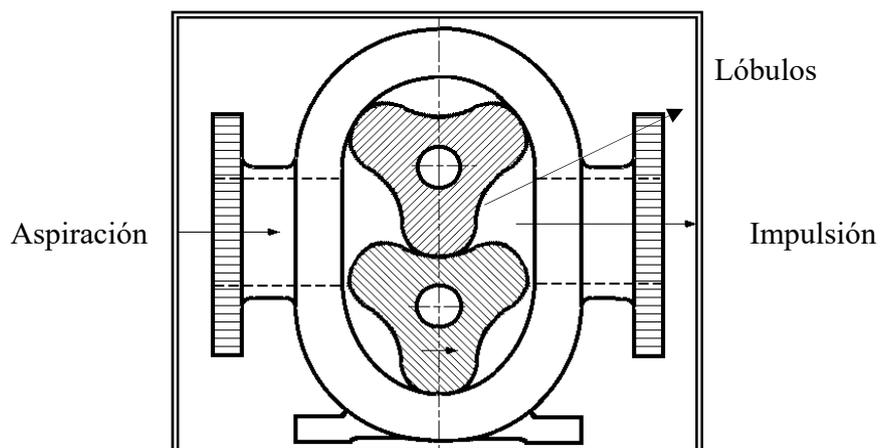


Figura 2.3 Bomba de lóbulos

Bomba de paletas: Como se muestra en la figura 2.4, la bomba de paletas se compone principalmente de: la carcasa, estator, rotor y las paletas.

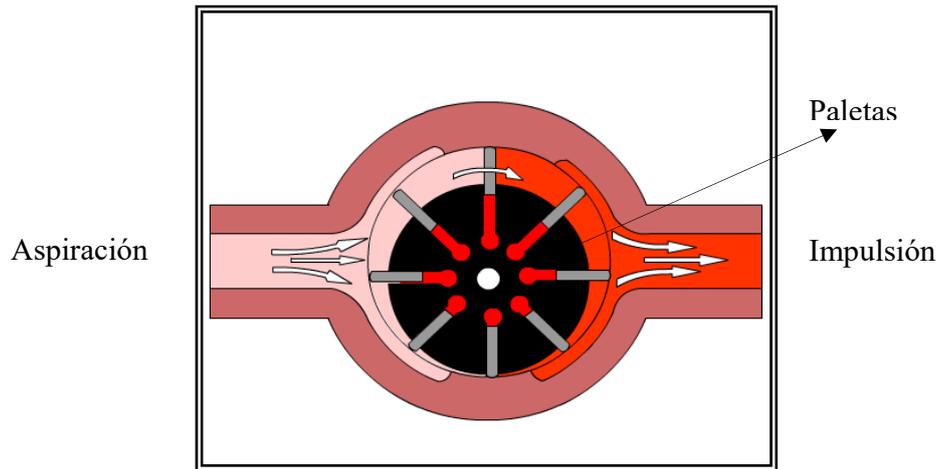


Figura 2.5 Esquema de una bomba de paletas

Existen dos tipos de bombas de paletas:

a.- De desplazamiento constante.

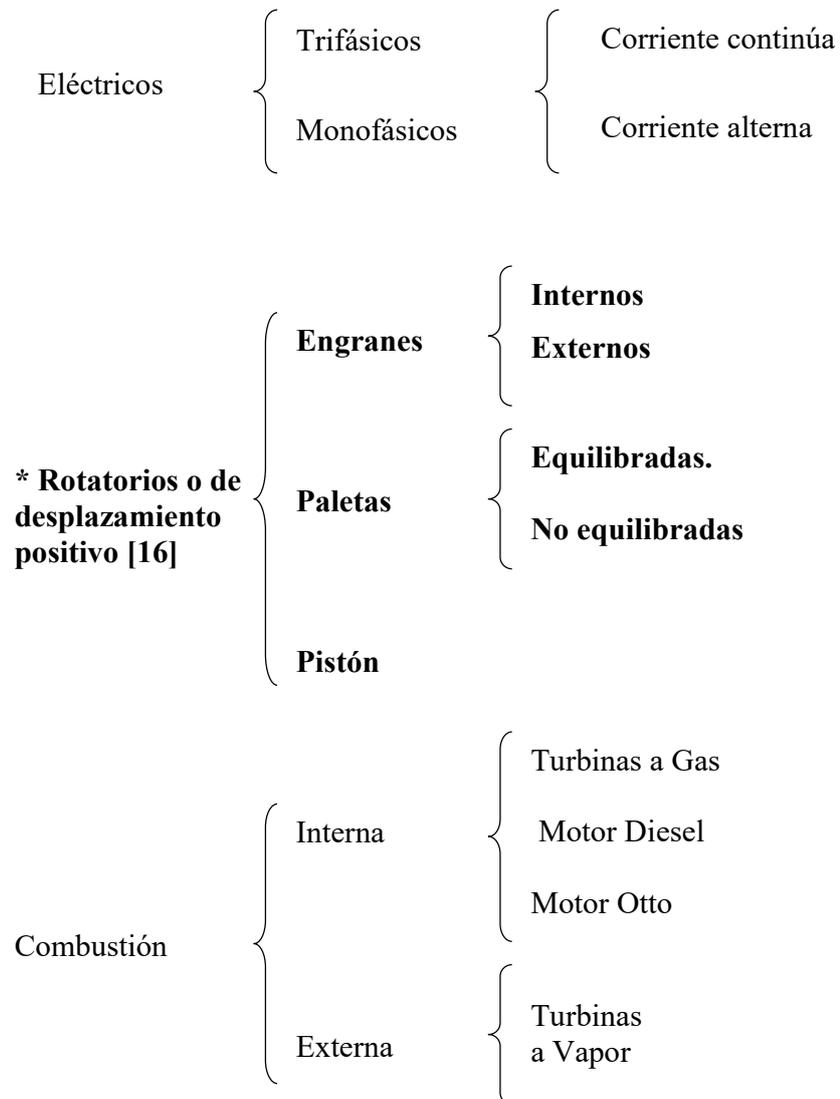
b.- De desplazamiento variable. [1]

2.3 MOTORES

Un motor es una máquina que produce un efecto, normalmente llamado trabajo.



2.3.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES:



*** Se estarán desarrollando los motores de desplazamiento positivo en este proyecto**



2.3.2 MOTORES OLEOHIDRÁULICOS O DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO (ROTATORIOS)

El nombre que se le da generalmente al actuador hidráulico giratorio es motor hidráulico. La construcción de los motores se parece mucho a la de las bombas, son impulsados por estas y desarrollan un par y un movimiento continuo de rotación, es decir, convierten la energía hidráulica en torque. Como los orificios, de entrada y de salida del motor pueden ser ambos presurizados (motores bidireccionales), muchos de los motores hidráulicos llevan drenaje externo.

Todos los motores oleohidráulicos poseen varias características en común que pueden ser:

- Cada tipo debe tener una superficie sometida a presión diferencial. En los motores de paletas, engranaje y orbitales esta superficie es rectangular. En los motores de pistones axiales y radiales la superficie es circular.
- En cada diseño la presión aplicada a las áreas (A) superficie, debe estar conectada mecánicamente a un eje de salida que aplica la energía mecánica al equipo accionado por el motor.
- La aplicación del fluido bajo presión a esta superficie debe proporcionarse en cada tipo de motor hidráulico para poder mantener una rotación continua.

Hay dos tipos de motores de engranajes: externos e internos

Externos: los motores de engranajes externos están formados por un par de engranajes acoplados encerrados dentro de un cuerpo. Ambos engranajes tienen la



misma forma de dientes y son accionados por fluido de baja presión, un engranaje esta conectado al eje de salida, y el otro es un engranaje libre.

El fluido a presión penetra dentro del cuerpo por un lado en el punto donde los engranajes engranan lo que hace que giren, cuando el fluido de alta presión sigue el camino de menor resistencia alrededor de la periferia del cuerpo del engranaje. El fluido sale, a baja presión, por el lado opuesto del motor. (Ver fig. 2.6 la cual muestra un motor de engranajes externos).

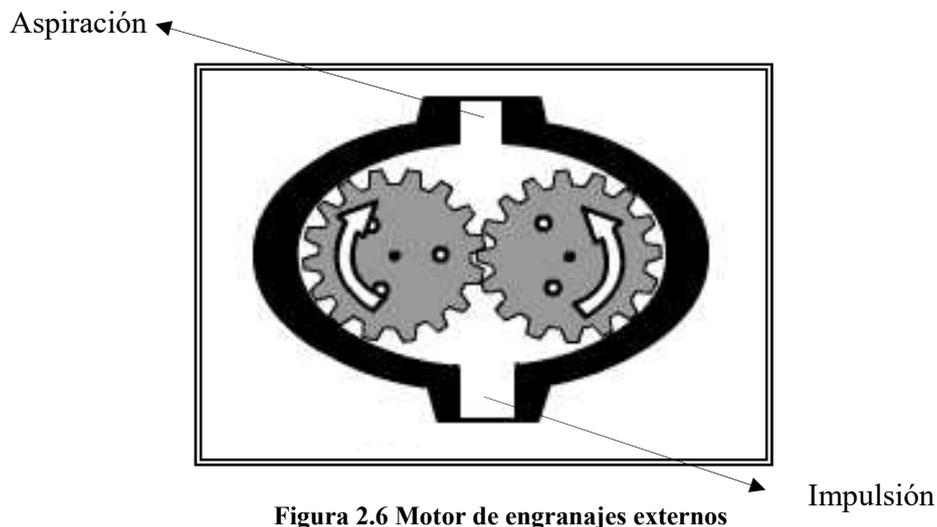


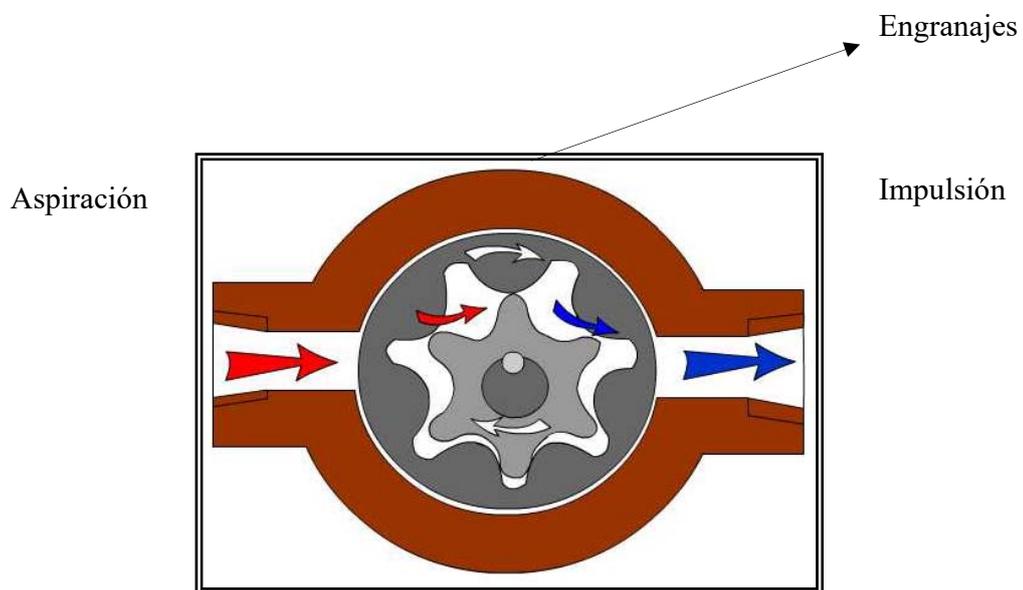
Figura 2.6 Motor de engranajes externos

Internos: estos motores son de alto torque y baja velocidad. Hay dos tipos de engranajes internos: los de accionamiento directo y los de gerator orbitales. Los primeros están formados por un conjunto de engranajes, interno y externo, y un eje de salida. El engranaje interno lleva un diente menos que el externo. La forma de los dientes es tal que ambos engranajes están en contacto continuamente. Cuando se introduce fluido a presión dentro del motor, ambos engranajes giran. La carcasa del motor lleva uno orificios estáticos de entrada y salida.

Los segundos están formados por un conjunto de engranajes emparejados, un acoplamiento, un eje de salida, y un conmutador o placa de distribución. El



engranaje exterior estacionario lleva un diente más que el engranaje interior rotatorio o rotor. El acoplamiento lleva estrías que engranan con otras en el rotor y eje, y transmiten el movimiento entre ellos. El conmutador que gira a la misma velocidad que el engranaje interno, proporciona siempre fluido a presión. (Ver Fig. 2.7 la cual muestra un motor de engranajes internos).



2.3.3 MOTORES DE PALETAS

Estos están compuestos de un anillo estacionario (o estator) y un engranaje especial giratorio (o rotor). En vez de un contacto directo entre el estator y el rotor, se incorporan paletas rectangulares para formar las cámaras del desplazamiento. Estas paletas reducen el desgaste (por ser menor zona de contacto).

En un motor de paletas, el torque se desarrolla por la presión que actúa en la superficie expuesta de las paletas rectangulares las cuales entran y salen de unas ranuras fabricadas en el rotor. El rotor está acoplado al eje de accionamiento. A



medida que el rotor gira, las paletas siguen la superficie de un anillo formando cámaras cerradas que arrastran el fluido, desde la entrada y la salida del motor.

Se tienen los motores de paletas, no equilibradas y equilibradas.

De paletas no equilibradas: la cámara expuesta a presión aplica una fuerza opuesta a la entrada de la bomba, sobre el rotor provocando cargas sobre el eje. Estos motores no se recomiendan en aplicaciones donde estos deben trabajar a mucha presión, ya que esta carga provoca desgaste desequilibrado y prematuro. (Ver Fig.2.8 la cual muestra un motor de paletas).

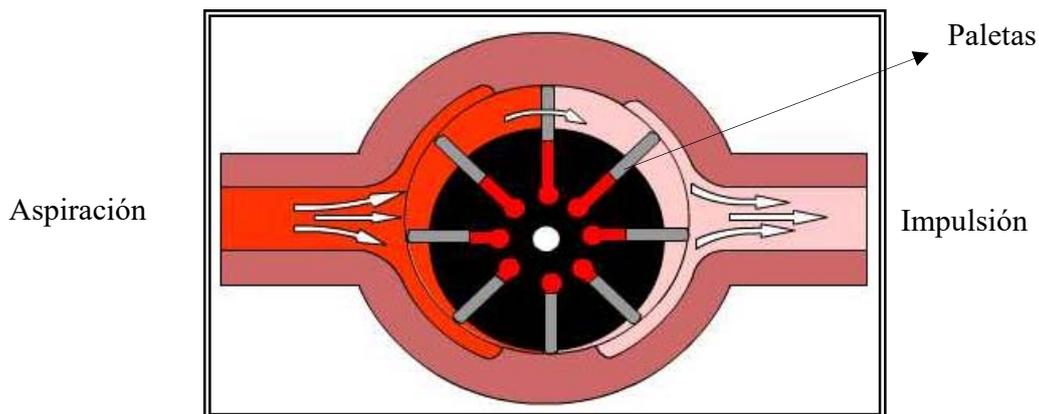


Figura 2.8 Motor de paletas no equilibradas

De paletas equilibradas: en el diseño equilibrado la presión, aplicada en cualquiera de los dos orificios de entrada, se dirige desde las dos cámaras interconectadas a 180° una de otra. Las cargas laterales que se producen son opuestas y se neutralizan (compensan) mutuamente. La mayoría de los motores de paletas utilizados en los sistemas industriales son de diseño equilibrado.



En [16]. Los motores oleohidráulicos se clasifican también según su desplazamiento (tamaño), capacidad del par, velocidad y limitaciones de la presión máxima.

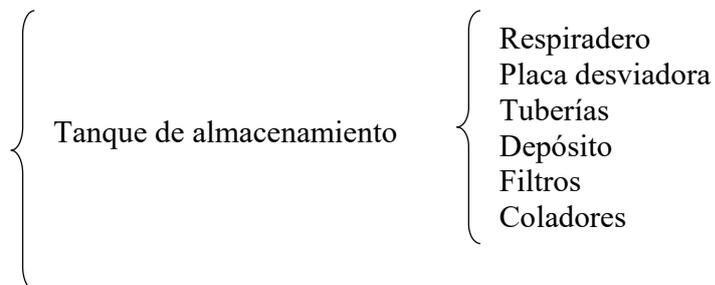
- Desplazamiento
- Torque
- Torque de giro
- Torque de arranque sin carga
- Velocidad
- Presión

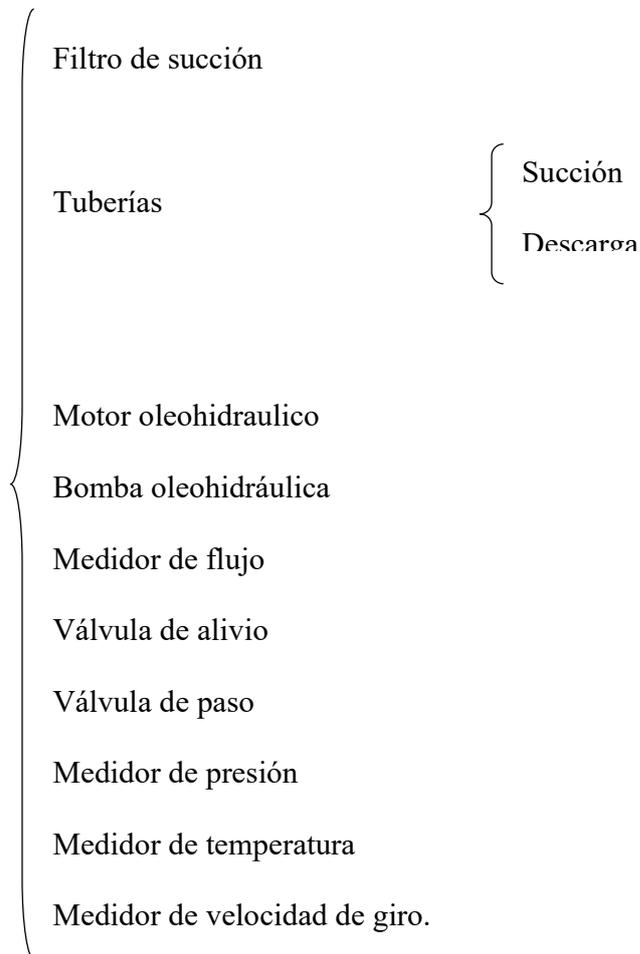
También hay otra clase de motores oleohidráulicos tales como:

- Motores de velocidad elevada y torque bajo (HSLT)
- Motores de baja velocidad y torque elevado (LSHT)
- Motores de rotación limitada (generadores de Torque)

2.4 CIRCUITO OLEOHIDRÁULICO

Este circuito comprende lo siguiente: [3]





2.5 ECUACIONES FUNDAMENTALES

2.5.1 CAUDAL (Q)

Es el volumen del líquido que pasa a través de una sección determinada por unidad de tiempo

$$Q = V * A \tag{2.1}$$



Q = caudal del fluido (m^3/s)

V = velocidad interna del fluido en la tubería (m/s)

A = área transversal interna de la tubería (m^2)

2.5.2 PESO ESPECÍFICO DEL LÍQUIDO (γ)

Es el peso por unidad de volumen del líquido impulsado por la bomba a la temperatura de ensayo.

2.5.3 POTENCIA ELÉCTRICA (W_e)

Es el producto de la diferencia de potencial entre terminales y la intensidad de corriente en la entrada del dispositivo para corriente alterna trifásica.

$$W_e = \sqrt{3} * V * I * \text{Cos}\varphi \quad (2.2)$$

W_e = potencia eléctrica (W)

V = voltaje (V)

I = amperaje (A)

$\text{Cos}\varphi$ = factor de potencia (adimensional)

2.5.4 POTENCIA ÚTIL (W_u)

Es la potencia neta o efectiva que recibe el fluido. Al pasar por la bomba el impulsor le entrega una energía neta H al caudal útil o efectivo Q que sale de la bomba.

$$W_u = \gamma * Q * H \quad (2.3)$$



γ = peso específico del fluido (N/ m³)

Q = caudal del fluido (m³/s)

H = disponibilidad (m.c.f.)

Wu = potencia útil (W)

La ecuación de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido bajo condiciones variables y tiene la forma siguiente:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + hf_{1-2} \quad (2.4)$$

P = Es la presión estática a la que está sometido el fluido (Pa)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

V = Velocidad interna del fluido en la tubería (m/s)

g = 9.81 (m/s²)

Z = Altura sobre un nivel de referencia (m).

hf (1-2)= pérdidas a lo largo del tramo (m).

2.5.5 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO (Wa)

Es la potencia que la bomba o motor recibe en su eje, entregada por el motor de accionamiento al cual se encuentra acoplada. Esta potencia recibe también otros nombres: potencia al eje, potencia al freno, potencia mecánica.

$$W_a = \frac{Q * P}{\eta_i} \quad (2.5)$$



η = eficiencia total de la máquina

Q = caudal del fluido (m/s)

P = variación de presión a través de la máquina (Pa)

2.5.6 EFICIENCIA TOTAL (η_t)

Esta eficiencia tiene en cuenta todas las pérdidas de disponibilidad de energía en la máquina.

Para la bomba:

$$\eta_t = \frac{W_u}{W_a} \quad (2.6)$$

Para el motor:

$$\eta_t = \frac{W_a}{W_u} \quad (2.7)$$

η_t = eficiencia total de la máquina

W_u = potencia útil (W)

W_a = potencia de accionamiento (W)

2.5.7 PÉRDIDAS EN LOS TRAMOS RECTOS

Para el cálculo pérdidas que se generan a causa de la fricción en los tramos rectos se aplican las ecuaciones de Darcy – Weisbach, que es la siguiente:

$$hf = f * \frac{L * V^2}{D * 2g} \quad (2.8)$$



- h_f = pérdidas en tramos rectos de tubería (m)
 L = longitud de la tubería (m)
 V = velocidad interna del fluido en la tubería (m/s)
 D = diámetro interno de la tubería (m)
 $g = 9.81$ (m/s²)
 f = factor de fricción (adimensional)

El factor f es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería.

2.5.8 ÁREA INTERNA DE LA TUBERÍA

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi * D_{\text{int}}^2}{4} \quad (2.9)$$

A_{int} = área interna de la tubería (m²)

D_{int} = diámetro interno de la tubería (m)

2.5.9 NÚMERO DE REYNOLDS

Para el cálculo del número de Reynolds se utiliza la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (2.10)$$

V = velocidad interna del fluido (m/s)

D = diámetro interno de la tubería (m)

ν = viscosidad cinemática del fluido (m²/s)



2.5.10 PÉRDIDAS POR CADA 100 pies DE TUBERÍA [8]

Para los cálculos de estas pérdidas se utiliza la siguiente ecuación:

$$hf = M * GE * 0.3048 \quad (2.11)$$

hf = pérdidas en la tubería (m)

M = módulo por cada 100 pies de tubería (pies)

GE = gravedad específica del fluido (adimensional)

2.5.11 PÉRDIDAS POR ACCESORIOS

Para el cálculo de estas pérdidas se utiliza la siguiente ecuación:

$$hf = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.12)$$

K = coeficiente de resistencia del accesorio (adimensional)

V = velocidad interna del fluido en la tubería (m/s)

g = 9.81 (m/s²)

2.5.12 AUMENTO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO EN LA MÁQUINA. [12]

Para determinar el aumento de la temperatura del aceite en la máquina, entre la succión y la descarga, se emplea la siguiente ecuación:



$$\Delta T = \frac{H}{102.23 * C_p} * \left[\frac{1}{\eta_t} - 1 \right] \quad (2.13)$$

ΔT = aumento de la temperatura del fluido ($^{\circ}C$)

H = disponibilidad del fluido (m)

C_p = Calor específico del fluido $\left[\frac{kJ}{m^3 * ^{\circ}C} \right]$

η_t = Eficiencia total

Disponibilidad:

$$H = \frac{P}{\gamma} \quad (2.14)$$

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (2.15)$$

H = disponibilidad del fluido (m)

P = presión del fluido (Pa)

V = velocidad interna del fluido (m/s)

Z = altura de cota (m)

γ = peso específico del fluido (N/m^3)

Para determinar el calor generado por la acción del funcionamiento de la máquina se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_M = \rho * Q * C_p * \Delta T \quad (2.16)$$

\dot{Q}_M = calor generado por la máquina (W)



Q = caudal del fluido (m^3/s)

ΔT = variación de la temperatura del fluido ($^{\circ}C$)

C_p = Calor específico del fluido ($\frac{kJ}{m^3 * ^{\circ}C}$)

Para el cálculo del flujo másico se utiliza la siguiente expresión:

$$\dot{m} = \rho * Q \quad (2.17)$$

\dot{m} = flujo másico del fluido (kg/s)

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

Q = caudal del fluido (m^3/s)

2.5.13 PÉRDIDAS TOTALES EN LAS TUBERÍAS Y ACCESORIOS

Esta conformada por dos tramos principales que son el de succión y el de la descarga, por lo tanto este valor se determina mediante la siguiente ecuación:

$$h_{ft} = h_{fs} + h_{fd} \quad (2.18)$$

h_{fs} = pérdidas en la succión (m)

h_{fd} = pérdidas en la descarga (m)

h_{ft} = pérdidas totales (m)



2.5.14 CALOR GENERADO POR LA FRICCIÓN EN LA TUBERÍA

Este calor se produce en la tubería y accesorios, ocasionado por las pérdidas debido al efecto de la fricción cuando el fluido pasa a través de estos. Este se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{TUB} = Q * h_{ft} * \gamma \quad (2.19)$$

\dot{Q}_{TUB} = calor generado por la fricción en la tubería (W)

Q = caudal del fluido (m³/s)

h_{ft} = pérdidas totales en la tubería (m)

γ = peso específico del fluido (N/m³)

2.5.15 CALOR GENERADO POR EL SISTEMA (MÁQUINAS, TUBERÍAS Y ACCESORIOS)

Se define como la sumatoria de todos los calores generados en el banco de ensayo y se determina con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{SIST} = \dot{Q}_M + \dot{Q}_{TUB} \quad (2.20)$$

\dot{Q}_{SIST} = calor generado por el sistema (W)

\dot{Q}_M = calor generado por la acción de funcionamiento de la máquina (W)

\dot{Q}_{TUB} = calor generado en la tubería (W)



2.5.16 VOLUMEN TOTAL DEL SISTEMA

Es el volumen de fluido contenido en las tuberías de succión, descarga y del tanque. Se determina mediante las siguientes ecuaciones:

$$V_{tsist} = V_{tubs} + V_{tubd} + V_t \quad (2.21)$$

V_{tsist} = volumen total del fluido contenido en el sistema (m^3)

V_{tubs} = volumen del fluido contenido en la tubería de succión (m^3)

V_{tubd} = volumen del fluido contenido en la tubería de descarga (m^3)

V_t = volumen del tanque

$$V_{tub, succ / desc} = \frac{\pi * (D_{succ / desc})^2}{4} * L_{tub, succ / desc} \quad (2.22)$$

D = diámetro interno de la tubería (succión o descarga)

L = longitud de la tubería (succión o descarga)

2.5.17 INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO EN CIRCULACIÓN

Es el resultado del calor que se genera en las tuberías y accesorios de succión y descarga, debido a las pérdidas internas de la máquina.

Para determinar el calor generado en las tuberías se usa la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{Tub} = Q * \rho * C_p * \Delta T_{tub} \quad (2.23)$$



\dot{Q}_{Tub} = calor generado en la tubería (W)

Q = caudal del fluido (m³/s)

ρ = densidad del fluido (kg/m³)

Cp = calor específico del fluido ($\frac{kJ}{m^3 * ^\circ C}$)

ΔT_{tub} = aumento de temperatura del fluido que circula en la tubería (°C)

Despejando se obtiene la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{tub} = \frac{\dot{Q}_{Tub}}{Q * \rho * Cp} \quad (2.24)$$

Para el incremento de la temperatura del fluido en circulación se estima que todo el volumen de éste pasará por las tuberías y accesorios del sistema, por lo tanto se utiliza la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{sistT} = \frac{\Delta T_{tub} * Q}{Vt} \quad (2.25)$$

Para el calor generado por el sistema en funcionamiento se usarán las siguientes ecuaciones:

$$\Delta T_{sist} = \Delta T_M * \frac{Q_M}{V_{sist}} \quad (2.26)$$

$$\Delta T_{sist} = \Delta T_{sistM} + \Delta T_{tub} \quad (2.27)$$



2.5.25 DETERMINACIÓN DEL NPSHr [13]

$$NIPA = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \pm h_s - h_{fs} \quad (2.28)$$

P_{atm} = presión atmosférica local (Pa)

P_v = presión de vapor del fluido (Pa)

h_s = altura de succión (m)

h_{fs} = pérdidas en la succión (m)

γ = peso específico del fluido (N/m³)

+ = succión positiva

- = succión negativa

$NIPA \geq NIPR$ no hay cavitación.

2.5.18 ESFUERZO A COMPRESIÓN [10]

Este esfuerzo es generado cuando se somete un material a una fuerza de flexión, cizalladora o torsión y esta definido por distintas ecuaciones las cuales son:

$$\sigma = \frac{W_t}{A_c} \quad (2.29)$$

σ = esfuerzo de compresión (kg/m²)

W_t = fuerza aplicada (kg)

A_c = área crítica (m²)

$$M_c = -\frac{\sigma}{c * I} \quad (2.30)$$



2.5.19 FACTOR DE SEGURIDAD

El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es un factor que se utiliza en ingeniería para sobredimensionar los cálculos teóricos y su ecuación es la siguiente con respecto al área y el momento.

$$fs = \frac{A}{Ac} \quad (2.31)$$

fs = factor de seguridad (adimensional)

A = área del perfil (m²)

Ac = área crítica (m²)

$$fs = \frac{M_c}{M} \quad (2.32)$$

2.5.20 MOMENTO FLECTOR

Es la resultante de una distribución de tensiones sobre una sección de un elemento flexionado constructivo o un sólido deformable, se define con la siguiente ecuación:

$$M = \frac{W * L}{8} \quad (2.33)$$

M = momento flector (kg*m)

W = carga aplicada (kg)

L = longitud de la barra (m)



2.5.21 ÁREA DE UNA SUPERFICIE RECTANGULAR

Viene definida con la ecuación siguiente:

$$Ad = L * b \quad (2.34)$$

Ad = área de la superficie (m²)

L = longitud de la barra (m)

b = ancho de la barra (m)

2.5.22 CARGA MAYORADA

Es la carga utilizada para dimensionar un elemento, a fin de que este tenga resistencia, viene definida con la siguiente ecuación:

$$U = 1.4Pm + 1.7Pv \quad (2.35)$$

U = carga mayorada (kg)

Pm = carga muerta (kg)

Pv = carga viva (kg)

2.5.23 FACTOR DE MAYORACIÓN

$$Fm = \frac{U}{M} \quad (2.36)$$

Fm = factor de mayoración

U = carga mayorada (kg)

W = carga de servicio (kg)



2.5.24 CARGA DE SERVICIO

$$W = P_m + P_v \quad (2.37)$$

W = carga de servicio (kg)

P_m = carga muerta (kg)

P_v = carga viva (kg)

2.6 SISTEMAS COMPUTARIZADOS DE ADQUISICIÓN DE DATOS [4].

Permiten medir las variables que rigen un proceso, convirtiéndolas en un formato que pueda ser interpretado por el computador, para su almacenamiento, seguimiento, análisis y control. El sistema está conformado por otros subsistemas tales como:

Subsistema de medición: este es el encargado de medir las variables del proceso por medio del uso de sensores capaces de detectar sus cambios y transformarlos en señales eléctricas (señales analógicas).

Subsistema de conversión: es el encargado de convertir las señales generadas por los sensores en señales que puedan ser interpretadas por el computador (señal digital).

Subsistema de almacenamiento y análisis: es el encargado de procesar los datos adquiridos y la almacena en el computador, pudiendo también generar instantáneamente gráficos y análisis para la supervisión del proceso



2.6.1 FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS COMPUTARIZADOS DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Funcionan utilizando sensores capaces de transformar las condiciones físicas de los eventos en señales eléctricas. De estos existe una gran variedad, con diferentes funciones.

Las señales provenientes de los sensores deben ser sometidas a procesos de acondicionamiento que las lleven a los niveles de pureza que garanticen su correspondencia con las variables a medir y/o a niveles de tensión que sean perceptibles por los dispositivos de adquisición.

El acondicionamiento de señal es realizada por amplificadores y/o filtros.

Una vez acondicionada la señal, ésta debe ser convertida a un lenguaje interpretable por el computador. El dispositivo encargado de esa tarea es llamado convertidor analógico-digital (A/D o ADC).

Así que se concluye que un sistema de adquisición de datos computarizado esta configurado de acuerdo con el diagrama que se muestra en la figura 2.9

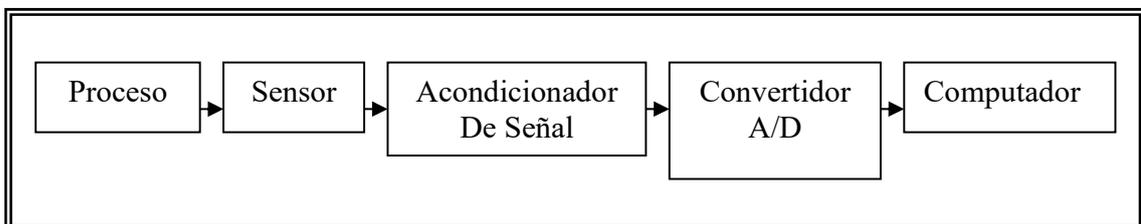


Figura 2. 9 Diagrama de un sistema de adquisición de datos.



2.7 CLASIFICACIÓN DE LOS LENGUAJES DE PROGRAMACIÓN [4].

Los lenguajes de programación se determinan según el nivel de abstracción, Según la forma de ejecución y Según el paradigma de programación que poseen cada uno de ellos y esos pueden ser:

-Lenguajes de bajo nivel

Los lenguajes de bajo nivel son lenguajes de programación que se acercan al funcionamiento de una computadora. El lenguaje de más bajo nivel es, por excelencia, el código máquina. A éste le sigue el lenguaje ensamblador, ya que al programar en ensamblador se trabajan con los registros de memoria de la computadora de forma directa.

-Lenguajes de medio nivel

Hay lenguajes de programación que son considerados por algunos expertos como lenguajes de medio nivel (como es el caso del lenguaje C) al tener ciertas características que los acercan a los lenguajes de bajo nivel pero teniendo, al mismo tiempo, ciertas cualidades que lo hacen un lenguaje más cercano al humano y, por tanto, de alto nivel.

-Lenguajes de alto nivel

Los lenguajes de alto nivel son normalmente fáciles de aprender porque están formados por elementos de lenguajes naturales, como el inglés. En BASIC, el lenguaje de alto nivel más conocido, los comandos como "IF CONTADOR = 10



THEN STOP" pueden utilizarse para pedir a la computadora que pare si CONTADOR es igual a 10. Por desgracia para muchas personas esta forma de trabajar es un poco frustrante, dado que a pesar de que las computadoras parecen comprender un lenguaje natural, lo hacen en realidad de una forma rígida y sistemática.

Según la forma de ejecución

-Lenguajes compilados

Naturalmente, un programa que se escribe en un lenguaje de alto nivel también tiene que traducirse a un código que pueda utilizar la máquina. Los programas traductores que pueden realizar esta operación se llaman compiladores. Éstos, como los programas ensambladores avanzados, pueden generar muchas líneas de código de máquina por cada proposición del programa fuente. Se requiere una corrida de compilación antes de procesar los datos de un problema.

Los compiladores son aquellos cuya función es traducir un programa escrito en un determinado lenguaje a un idioma que la computadora entienda (lenguaje máquina con código binario).

Al usar un lenguaje compilado (como lo son los lenguajes del popular Visual Studio de Microsoft), el programa desarrollado nunca se ejecuta mientras haya errores, sino hasta que luego de haber compilado el programa, ya no aparecen errores en el código.

-Lenguajes interpretados

Se puede también utilizar una alternativa diferente de los compiladores para traducir lenguajes de alto nivel. En vez de traducir el programa fuente y grabar en



forma permanente el código objeto que se produce durante la corrida de compilación para utilizarlo en una corrida de producción futura, el programador sólo carga el programa fuente en la computadora junto con los datos que se van a procesar. A continuación, un programa intérprete, almacenado en el sistema operativo del disco, o incluido de manera permanente dentro de la máquina, convierte cada proposición del programa fuente en lenguaje de máquina conforme vaya siendo necesario durante el proceso de los datos. No se graba el código objeto para utilizarlo posteriormente.

La siguiente vez que se utilice una instrucción, se le debe interpretar otra vez y traducir a lenguaje máquina. Por ejemplo, durante el procesamiento repetitivo de los pasos de un ciclo, cada instrucción del ciclo tendrá que volver a ser interpretado cada vez que se ejecute el ciclo, lo cual hace que el programa sea más lento en tiempo de ejecución (porque se va revisando el código en tiempo de ejecución) pero más rápido en tiempo de diseño (porque no se tiene que estar compilando a cada momento el código completo). El intérprete elimina la necesidad de realizar una corrida de compilación después de cada modificación del programa cuando se quiere agregar funciones o corregir errores; pero es obvio que un programa objeto compilado con antelación deberá ejecutarse con mucha mayor rapidez que uno que se debe interpretar a cada paso durante una corrida de producción.

Según el paradigma de programación

- Lenguajes imperativos
- Lenguajes declarativos
- Funcionales
- Lógicos



-Lenguajes orientados a objetos

En la Programación Orientada a Objetos (POO u OOP según siglas en inglés) se definen los programas en términos de "clases de objetos", objetos que son entidades que combinan estado (es decir, datos) comportamiento (esto es, procedimientos o métodos) e identidad (propiedad del objeto que lo diferencia del resto). La programación orientada a objetos expresa un programa como un conjunto de estos objetos, que colaboran entre ellos para realizar tareas. Esto permite hacer los programas módulos más fáciles de escribir, mantener y reutilizar.

Algunos lenguajes de programación

ABAP, ABC, Ada, ActionScript, Afnix, ALGOL, APL, ASP, ASP.NET, AWK, B, BASIC, BCPL, Befunge, Boo, C, C++, C#, Caml, Clipper, CLIPS, CLU, COBOL, CORAL, D, Delphi, DIV, Dylan, Eiffel, Erlang, Ensamblado, Extended ML, Euphoria, Fénix, Flow-Matic, Forth, FORTRAN, Gambas, GML, GRAFCET, FP, Haskell, Icon, Inform, INTERCAL, ISWIM, J, Java, JavaScript, Joy, KWC, LADDER, Lexico, Lingo, Lisp, Logo, Lua, MAGIC, Mainsail, Mesa, Miranda, ML, Modula, Modula-2, Modula-3, Natural, NetREXX, Oberon, Object REXX, Objective-C, Ocaml, Occam, Oz, Pascal, Parlog, Perl, PHP, PL/1, Plankalkül, PostScript, PowerBuilder, Prolog, Python, Rapid, REXX, RPN, RPG, Ruby, Sail, Sather, Scheme, Scriptol, Seed7, Self, Sh, Simula, Smalltalk, Snobol, SPARK, Squeak, SR, Standard, ML, TI-Basic, TCL, VBA, **VISUAL BASIC**, Visual C++, Visual, DialogScript, Visual Foxpro, Yurix, ZPL.



2.8 PROTOCOLO DE COMUNICACIÓN

Los protocolos son reglas de comunicación que permiten el flujo de información entre computadoras distintas que manejan lenguajes distintos, por ejemplo, dos computadores conectados en la misma red pero con protocolos diferentes no podrían comunicarse jamás.

Los protocolos hacen posible enlazar cualquier tipo de computadoras, sin importar el sistema operativo que usen.

Algunos tipos de protocolos son:

- ASI (Actuator Sensor Interface)
- BITBUS
- PROFIBUS (PROcess FIEld BUS)
- FieldBus en OSI
- Modbus
-

Nota: se estará trabajando con el protocolo MODBUS.

Modbus: es un protocolo de comunicaciones situado en el nivel 7 del Modelo OSI, basado en la arquitectura maestro/esclavo o cliente/servidor, diseñado en 1979 por Modicom para su gama de controladores lógicos programables (PLCs). Convertido en un protocolo de comunicaciones estándar de facto en la industria es el que goza de mayor disponibilidad para la conexión de dispositivos electrónicos industriales. Las razones por las cuales el uso de Modbus es superior a otros protocolos de comunicaciones son:

1. Es público



2. Su implementación es fácil y requiere poco desarrollo
3. Maneja bloques de datos sin suponer restricciones

Modbus permite el control de una red de dispositivos, por ejemplo un sistema de medida de temperatura y humedad, y comunicar los resultados a un [ordenador](#). Modbus también se usa para la conexión de un ordenador de supervisión con una unidad remota (RTU) en sistemas de supervisión adquisición de datos (SCADA). Existen versiones del protocolo Modbus para puerto serie y Ethernet (Modbus/TCP).

Modbus RTU es una representación binaria compacta de los datos. Modbus ASCII es una representación legible del protocolo pero menos eficiente. Ambas implementaciones del protocolo son serie. El formato RTU finaliza la trama con un suma de control de redundancia cíclica (CRC), mientras que el formato ASCII utiliza una suma de control de redundancia longitudinal (LRC). La versión Modbus/TCP es muy semejante al formato RTU, pero estableciendo la transmisión mediante paquetes TCP/IP. Ver anexo A

2.9 ANTECEDENTES

En [5] se presenta el diseño, construcción y puesta en funcionamiento de un banco de pruebas para bombas de desplazamiento positivo. Este fue creado con el fin de realizar pruebas a las bombas mencionadas con anterioridad y se observa que para obtener las graficas de estas, las lecturas se toman manualmente debido a que los instrumentos utilizados son analógicos. El banco cubre las expectativas del diseño ya que opera en el rango de funcionamiento y da resultado acorde con las pruebas a realizar.



En [6] se muestra las modificaciones hechas a un banco de pruebas con el fin de obtener una gama mayor de caudales para la realización de operaciones (comparado con el manejo anterior de este), ya que el caudal máximo manejado era muy bajo para lograr hacer un estudio que abarcara una gama mayor de caudal, donde se pudieran ensayar un gran número de bombas de esta clase. Esto se logra haciendo las respectivas modificaciones en el sistema, las cuales consisten en la variaciones de tuberías, conexiones y demás accesorios, de tal forma que reúna los requisitos exigidos para las condiciones nuevas de operación del sistema.

En [7] se muestra el diseño de un banco de pruebas el cual se adapta a los requerimientos del circuito hidráulico.

Para ello se realiza un análisis de las posibles soluciones, estableciendo las ventajas y desventajas de cada solución, basándose en la teoría de criterios y restricciones que están involucradas en el diseño.

También como el sistema de control y automatización realiza las mediciones de las variables directas. En la última parte de este proyecto se muestra el programa de captura de datos el cual almacena y procesa la información obtenida y realiza las curvas de funcionamiento de la bomba ensayada.

CAPÍTULO III
MARCO
METODOLÓGICO



CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO

3.1 INTRODUCCIÓN

Se presenta la metodología que se aplicará en este proyecto que incluye el diseño de un programa computarizado de captura de datos, esto con el fin de obtener el comportamiento funcional de las bombas y motores a evaluar o probar.

3.2 NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

El trabajo se puede calificar como una investigación de carácter descriptivo, debido a que el mismo se realizará sobre un hecho o fenómeno que ha sido estudiado con anterioridad.

3.3 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Se inicia a partir de los objetivos de la investigación, en donde un análisis de cada una de ellos se puede definir los pasos a seguir en cada una de las etapas previstas en esta investigación. Para materializar lo anteriormente expuesto se hace necesario clasificar la investigación en tres etapas:

1. El Diseño y dimensionamiento del banco de pruebas comprende lo siguiente:

- Establecimiento de las características operacionales del banco, que no es más que, los rangos de operación de todas las variables involucradas en este estudio.



- Dimensionamiento de los componentes físicos del banco tales como: tamaño de la mesa de soporte del banco, diámetro de tubería y conexiones, volumen del tanque de almacenamiento.
- Selección de los instrumentos y equipos necesarios para el circuito hidráulico como son: filtros, tuberías flexibles de presión, válvulas, medidor de flujo, temperatura, presión y velocidad de giro; bombas y motores olíohidráulico rotativos.

2. El diseño del programa de computación para la captura de datos comprende lo siguiente:

- Después de obtener todos los parámetros relacionados con el circuito oleohidráulico del banco, se procederá a la selección de los sensores para las variables involucradas, tales como: caudal, presión, temperatura, velocidad de giro y torque. Seguidamente se selecciona la interfase (consola – programa) y por último se diseña el programa de computación.

3. La factibilidad económica del banco comprende:

- Obtención de los costos de cada una de los elementos que contiene el banco de prueba (presupuesto).
- Estimación los costos operacionales para el funcionamiento del mismo.
- Estudio de la factibilidad por medio del método del valor actual (VA)

CAPÍTULO IV

DISEÑO Y CÁLCULOS



CAPÍTULO IV. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo se desarrollara de la siguiente manera: una descripción general del banco de ensayo lo cual comprende todas sus partes; dimensionamiento tanto del circuito oleohidráulico como del mecánico, el registro de señal y la adquisición de datos.

4.2 DESCRIPCIÓN DEL BANCO

El sistema del banco de ensayo funcionará como un circuito cerrado en el cual, el mismo fluido bombeado circulará dentro del circuito oleohidráulico. En la figura 4.1 se puede observar la succión y la descarga del sistema.

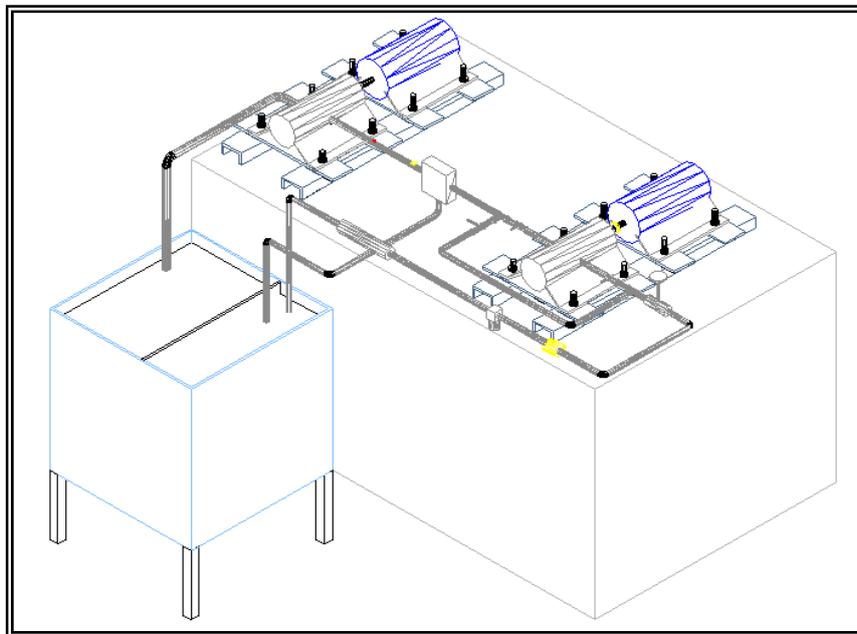


Figura 4.1 Esquema general del circuito cerrado (vista isométrica)



A continuación se describen los componentes y métodos utilizados para el diseño del circuito oleohidráulico del banco de ensayo para bombas y motores de desplazamiento positivo rotativo.

4.3 RANGO DE UTILIZACIÓN DEL BANCO DE ENSAYO

Los factores limitantes para el ensayo de una bomba y motores oleohidráulicos son el caudal manejado por la bomba o el motor y la presión de operación de los mismos. La condiciones limites de operación del banco de ensayo son: para el caudal de trabajo tenemos $1,83E-4 - 1,83E-3 \text{ m}^3/\text{s}$ (3 – 30) gpm y para la presión del fluido 0 – 24131,65 kpa (0 – 3500) psi.

4.4 CIRCUITO OLEOHIDRÁULICO

Esta compuesto por: tanque de almacenamiento, filtro de succión, tubería, bomba, medidor de flujo, válvula de alivio, válvula de paso, medidor de presión, medidor de temperatura y medidor de velocidad de giro. La Fig. 4.2 muestra las partes del circuito oleohidráulico del banco de ensayo.

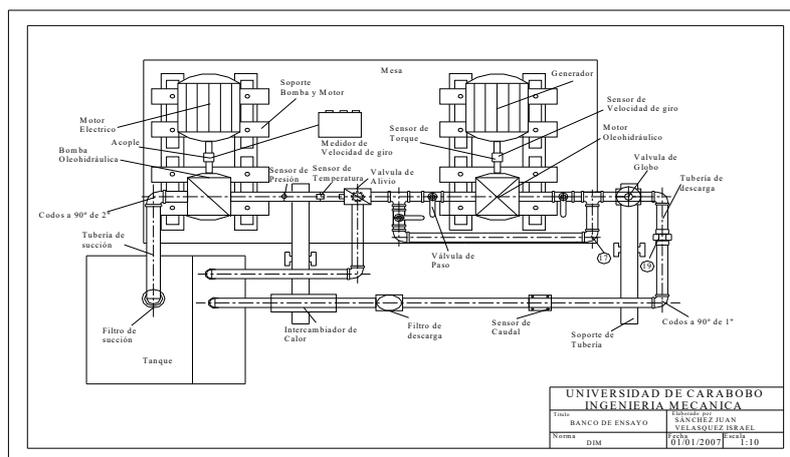


Figura 4.2 Partes del circuito oleohidráulico (vista de planta)



4.4.1 TANQUE DE ALMACENAMIENTO

La función principal de este tanque es la de mantener suficiente suministro de fluido de trabajo al sistema, así como el de disipar calor. En la figura 4.3 se observa el tanque de almacenamiento de fluido.

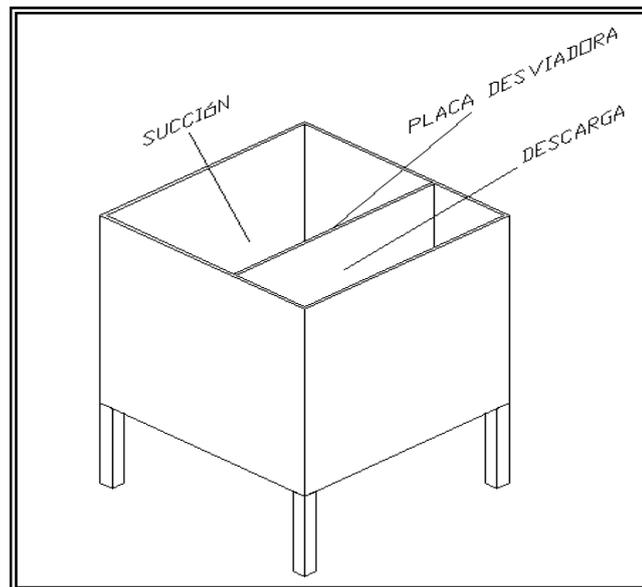


Figura 4.3 Dimensiones del tanque (vista isométrica)

Dimensiones del tanque:

Para este caso se recomienda que el volumen del tanque sea tres veces mayor al caudal máximo que maneja la bomba. Esto lo recomienda el manual de oleohidráulica Industrial SPERRY VICKERS. [3]



Los siguientes cálculos se realizarán en base al estudio de bombas, ya que estas presentan condiciones más críticas de trabajo con respecto a los motores, un ejemplo de esto es que la bomba tiene que vencer una mínima presión requerida para poder movilizar el fluido, en cambio los motores son accionados por el fluido dado por la bomba.

4.4.2 DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DE SUCCIÓN Y DESCARGA DE LA BOMBA

Con el caudal máximo de diseño y el valor máximo de velocidad recomendada en la succión y la descarga, 30 gpm, 1.2 m/s y 5 m/s respectivamente, se calculan los diámetros internos de las tuberías y los valores obtenidos son los siguientes 0.0508 m (2") y 0.0254 m (1"). Esto se observa el monograma de la figura 4.8 del manual de oleohidráulica de SPERRY- VICKERS [3] (ver anexo A).

Se puede observar que los valores obtenidos están dentro de los rangos de las velocidades recomendadas por el manual las cuales son las siguientes:

Línea de aspiración de la bomba: valores comprendidos entre (0.6 a 1.2) m/s – (2 a 4) pie/s

Línea de impulsión de la bomba: de (2 a 5) m/s – (7 a 16) Pie/s

Después de obtener los diámetros de succión y descarga, se procede al cálculo del número de Reynolds para así comprobar en que tipo de régimen se estará trabajando (laminar o turbulento). El fluido utilizado es ISO 68 el cual es recomendado por la empresa para este tipo de ensayos.



CASO 1: Succión

$$\phi = 0.0508m(2")$$

Haciendo uso de la ecuación (2.9) se obtiene el área interna de la tubería:

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi(0.0508)^2}{4} = 0.002m^2$$

Luego utilizando y despejando la ecuación (2.1) se obtiene la velocidad del fluido:

$$Q = V * A$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0018 \frac{m^3}{s}}{0.002m^2} = 0.934 \frac{m}{s}$$

Utilizando la ecuación (2.10) se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{0.934 * 0.0508 \frac{m^2}{s}}{7.48 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 63432.08 > 2100 = \textit{Turbulento}$$



CASO 2: Descarga

$$\phi = 0.0254m(1")$$

Haciendo uso de la ecuación (2.9) se obtiene el área interna de la tubería:

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi(0.0254)^2}{4} = 0.0005m^2$$

Luego utilizando y despejando la ecuación (2.1) se obtiene la velocidad del fluido:

$$Q = V * A$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0018 \frac{m^3}{s}}{0.0005m^2} = 3.6 \frac{m}{s}$$

Utilizando la ecuación (2.10) se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{3.6 * 0.0254 \frac{m^2}{s}}{7.48 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 122245.98 > 2100 = \textit{Turbulento}$$



4.5 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS EN LOS TRAMOS RECTOS Y ACCESORIOS PARA LA SUCCIÓN Y LA DESCARGA.

El banco de ensayo esta formado por una serie de equipos, tuberías y accesorios, todos estos generan pérdidas debido a la fricción, por lo tanto se deben s determinar para analizar sus efectos sobre el banco de prueba y aplicar los correctivos necesarios.

Este cálculo se llevará acabo con las condiciones máximas de trabajo de las máquinas, $Q = 30$ GPM, con diámetros de succión y descarga igual a 0.0508m (2") y 0.0254m (1") respectivamente.

Para las pérdidas en la succión y en la descarga se utilizó el método del manual del Instituto Hidráulico, usando los siguientes datos:

Viscosidad cinemática del aceite ISO 68: 277.85 SSU

Gravedad específica del aceite ISO 68: 0.89

Caudal máximo: 30gpm

El aceite para los ensayos es: ISO 68 el cual es recomendado por la empresa.

Para calcular la pérdida en la succión se utilizó los siguientes datos:

Longitud del tramo: 3.28 Pie (1m)

Diámetro interno: 2" (0.0508m)



Usando la gráfica del manual del Instituto Hidráulico.[8] (ver anexo B) se obtiene un factor $M= 2.5$ y haciendo uso de la ecuación (2.11); las pérdidas por cada 100 pies de tubería será:

$$h_{fs} = M * GE$$

$$h_{fs} = 2.5 * 0.89$$

$$h_{fs} = 2.225 / 100 = 0.022 * 3.28 \text{ Pie} = 0.073 \text{ Pie} = 0.022 \text{ m}$$

Para calcular las pérdidas en la descarga se utilizó los siguientes datos:

Longitud del tramo: 21.33 Pies (6.5m)

Diámetro interno: 1" (0.0254m)

Haciendo uso del procedimiento anterior (la succión), se obtiene el factor $M= 45$ para la descarga.

$$h_{fd} = M * GE$$

$$h_{fd} = 45 * 0.89 \text{ (Pies)}$$

$$h_{fd} = 45 * 0.89 = 40.05 / 100 = 0.400 * 21.33 \text{ Pies} = 8.542 \text{ Pies}$$

Cálculo de las pérdidas por accesorios

❖ *Codos a 90° y $\phi = 0.0508\text{m}$ (2") en la succión.* Haciendo uso de la ecuación 2.12 se calcula las pérdidas de todos los accesorios.

$$h_f = K \frac{V^2}{2g}$$



K: coeficiente de resistencia

Usando las tablas del manual de flujo de fluidos CRANE para tuberías comerciales [9] (ver anexo C), se obtiene $K= 30 ft$ de donde K es el coeficiente de resistencia y ft es el factor de fricción.

Para un $\phi = 0.0508m$ (2") el $ft = 0.019$

$$K = 30 * 0.019 = 0.57$$

$$hf = 0.57 \frac{(0.946)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.026m$$

Para los siguientes cálculos utilizaremos el mismo procedimiento del manual del CRANE en la obtención de las siguientes pérdidas

❖ Codos a 90^a y $\phi = 0.0254m$ (1") en la descarga

Para este caso se obtiene que $K= 30 ft$

Para un $\phi = (1")$ el $ft = 0.023$

$$K = 30 * 0.023 = 0.69$$

$$hf = 0.69 \frac{(3.6)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.455m$$



❖ *Válvula de Globo con $\phi = 0.0254m(1'')$*

Para el siguiente caso se obtiene $K=340 ft$

Para un $\phi = 1''$ el $ft = 0.023$

$$K = 340 * 0.023 = 7.82$$

$$hf = 7.82 \frac{(3.6)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 5.165m$$

❖ *Válvula de seguridad (alivio) con $\phi = 0.0254m(1'')$*

Para el caso siguiente se obtiene $K= 90 ft$

Para un $\phi = 1''$ el $ft = 0.023$

$$K = 90 * 0.023 = 2.07$$

$$hf = 2.07 \frac{(3.6)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 1.367m$$



4.4.5 ACCIONAMIENTO DE LA BOMBA

Utilizando la ecuación (2.5) y las condiciones máximas de trabajo se realiza el cálculo de la potencia que requiere la bomba:

$$W_a = \frac{Q * P}{f_c * \eta_t}$$

$$W_a = \frac{30 \text{ gpm} * 3500 \text{ psi}}{1714 * 0.75} = 81.68 \text{ hp} = (60908,9 \text{ w})$$

Por lo tanto la bomba será accionada por un motor de inducción trifásico marca SIEMENS, con una potencia de 63.38 kw (85 hp) con conexión 220-440y una velocidad de giro de 3600 RPM (**ver anexo D**).

4.4.3 MEDIDA DE PROTECCIÓN DEL SISTEMA

A partir de las condiciones críticas de trabajo de presión y caudal, y tomando en cuenta el cálculo de diámetro interno de la tubería a la descarga, como una medida de seguridad del manejo del banco de ensayo y evitar posibles daños de los componentes del sistema, el circuito dispondrá de una válvula de alivio, la cual es graduable, de manera que no sobrepase la presión de trabajo, esta válvula tendrá un diámetro de 0.0254m (1”) por lo ya antes mencionado. De ocurrir un aumento del valor de la presión por encima de la de trabajo, la válvula abre, descargando el fluido al tanque y por consiguiente disminuyendo la presión en el sistema. Características de la válvula (**ver anexo E**).



- Caudal máximo 40gpm
- Presión máxima: 151 l/m (6000psi)
- Código: 1A33-R 8-30S

También se utilizará como medida de protección un filtro en la succión, colocado en el tanque y sumergido en el fluido de trabajo para evitar la entrada de impurezas al sistema el cual tendrá un diámetro de 0.0508m (2”) por las condiciones máximas de trabajo (**ver anexo F**).

Se utilizará un filtro de retorno colocado en la tubería de descarga con el objeto de que una posible impureza no llegue a causar algún daño en la bomba, y sea retenida en dicho filtro y evitar con esto la recirculación, y un posterior daño al sistema, este filtro tendrá un diámetro de 0.0254m (1”) por las condiciones máximas de trabajo y ser capas de retener partículas mayores de 150 micrones. (Características de los filtros **ver Anexo F**).

4.4.4 REGULACIÓN EN LA DESCARGA

Se seleccionó la válvula de globo (reguladora) marca Asal Ara Co ya que sus características principales (material, diámetro, rango, etc.) cumplen con las condiciones críticas de trabajo (**ver anexo G**).

- Material de acero forjado.
- Proveedor Asal Ara Co.

Este procedimiento se lleva a cabo con el objetivo de variar el caudal y regular la presión de descarga de las máquinas, por medio de una válvula de globo, que al



accionar ésta se podrá obtener los puntos para la construcción de la curva característica de caudal y presión.

4.7 CÁLCULO DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA DEL FLUIDO EN EL SISTEMA

DATOS:

Diámetro de tubería de succión $\phi = 0.0508\text{m}$ (2")

Diámetro de tubería de descarga $\phi = 0.0254\text{m}$ (1")

Pérdidas totales en el sistema $h_{ft} = 21.38\text{ m}$

Densidad específica del fluido $\rho = 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico del fluido $C_p = 1.8 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$

Peso específico del fluido $\gamma = 8730.9 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$

Se estudiarán varios casos, lo cual por ser repetitivos se dará una demostración de cálculos para un solo.

CONDICIONES CRÍTICAS DE TRABAJO: esto se hizo para bombas solamente, debido a que estas presentan condiciones más críticas en comparación con los motores.



Datos:

$$Q = 0.00189 \frac{m^3}{s} = 30 \text{ gpm}$$
$$P = 24131650.52 \frac{N}{m^2} = 3500 \text{ psi}$$

$$\eta_t = 85 \%$$

Para determinar la variación de temperatura (ΔT) en las máquinas, se usan las ecuaciones (2.14) y (2.13) respectivamente:

$$H = \frac{P}{\gamma}$$

$$H = \frac{24131650.52 \frac{N}{m^2}}{8730.9 \frac{kg}{m^3}} = 2763.93m$$

$$\Delta T = \frac{H}{102.23 * C_p} * \left(\frac{1}{.85} - 1 \right)$$

$$\Delta T = \frac{2763.93m}{102.23 * 1.8 \frac{kJ}{kg * ^\circ C}} * \left(\frac{1}{0.85} - 1 \right) = 2.65^\circ C$$

$$\Delta T = 2.65^\circ C$$

Para determinar el calor generado por el bombeo se usan las ecuaciones (2.16) y (2.17) respectivamente:

$$\dot{Q}_M = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

□



$$\dot{m} = \rho * Q$$

$$\dot{m} = 890 \frac{kg}{m^3} * 0.00189 \frac{m^3}{s} = 1.6821 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_M = 1.6821 \frac{kg}{s} * 1.8 \frac{kJ}{kg * ^\circ C} * 2.65^\circ C = 8.01 kW$$

Para determinar el calor generado por fricción en la tubería se usa la ecuación (2.19):

$$\dot{Q}_{TUB} = Q * hft * \gamma$$

$$\dot{Q}_{TUB} = 0.00189 \frac{m^3}{s} * 21.38 m * 890 \frac{kg}{m^3} * \frac{9.8}{1000} = 0.35 kW$$

Para el calor generado por el sistema se usa la ecuación (2.20):

$$\dot{Q}_{SIST} = \dot{Q}_M + \dot{Q}_{TUB}$$

$$\dot{Q}_{SIST} = \dot{Q}_M + \dot{Q}_{TUB} = 8.01 kW + 0.35 kW = 8.36 kW$$

$$\dot{Q}_{SIST} = 8.36 kW$$



INCREMENTO DE LA TEMPERATURA EN BASE A LA CONDICIÓN CRÍTICA DE TRABAJO (relacionado con a las bombas debido alo anteriormente mencionado).

Datos:

$D_s = 0.0508\text{m}$ (2") diámetro de la succión

$D_d = 0.0254\text{m}$ (1") diámetro de la descarga

$h_{ft} = 21.38\text{ m}$

$$\rho = 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_p = 1.8 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\gamma = 8730.9 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{Q}_{SIST} = 8.36\text{kW}$$

$$\Delta T = 2.65^\circ\text{C}$$

Para el cálculo del volumen total se va a usar la ecuación (2.21):

$$V_{tsist} = V_{tubs} + V_{tubd} + V_t$$

Para volumen de la tubería de succión y descarga (V_{tub}) se usa la ecuación (2.22) ya que esta cumple para ambos casos:

$$V_{tub, succ.} = \frac{\pi * D^2}{4} * L_{tub}$$



$$V_{\text{tub. succ.}} = \frac{\pi * (0.058m)^2}{4} * 1m = 0.0202m^3$$

$$V_{\text{tub. desc.}} = \frac{\pi * D^2}{4} * L_{\text{tub}}$$

$$V_{\text{tub. desc.}} = \frac{\pi * (0.0254m)^2}{4} * 6.5m = 0.00329m^3$$

El volumen del tanque V_t , es tres veces el caudal máximo según lo definido en [3]

$$V_t = 0.3406 \text{ m}^3$$

Entonces el volumen del sistema es el siguiente:

$$V_{\text{tsist}} = (0.0202 + 0.00329 + 0.3406) m^3 = 0.3641 m^3$$

Para obtener el aumento de temperatura del fluido que circula por las tuberías se usa las ecuaciones (2.23) y (2.24) respectivamente:

$$\dot{Q}_{\text{Tub}} = Q * \rho * C_p * \Delta T_{\text{tub}}$$

$$\Delta T_{\text{tub}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Tub}}}{Q * \rho * C_p}$$



$$\Delta T_{tub} = \frac{0.35 \frac{kJ}{s}}{890 \frac{kg}{m^3} * 0.00189 \frac{m^3}{s} * 1.8 \frac{kJ}{kg * ^\circ C}} = 0.115^\circ C$$

$$\Delta T_{tub} = 0.115^\circ C$$

Para el cálculo del aumento de temperatura en función del tiempo se usa la ecuación (2.25):

$$\Delta T_{sistT} = \frac{\Delta T_{tub} * Q}{Vt}$$
$$\Delta T_{sistT} = \frac{0.115^\circ C * 0.00189 \frac{m^3}{s}}{0.3406 m^3} = 0.0006414 \frac{^\circ C}{s}$$

Para determinar el aumento de temperatura generado por el bombeo se usa la ecuación (2.26):

$$\Delta T_{sistB} = \Delta T_B * \frac{Q_B}{V_{sist}}$$
$$\Delta T_{sistB} = 2.65^\circ C * \frac{0.00189 \frac{m^3}{s}}{0.3406 m^3} = 0.0147 \frac{^\circ C}{s}$$



Para calcular el aumento de temperatura en el sistema se usa la ecuación (2.27):

$$\Delta T_{sist} = \Delta T_{sistB} + \Delta T_{tub}$$

$$\Delta T_{sist} = 0.0006414 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{s}} + 0.0147 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{s}} = 0.01534 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{s}} = 0.92 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min}}$$

De acuerdo al resultado obtenido el aumento de temperatura en el sistema es de $0.92 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min}}$ y suponiendo que el tiempo del ensayo de una máquina es de 15 minutos (esta información es proporcionado por la empresa), entonces el aumento durante el ensayo es de 13.8°C , esto quiere decir que el fluido puede presentar cambios en sus propiedades, por ejemplo: su viscosidad. Por tanto es necesario colocar un intercambiador de calor. Se selecciona el intercambiador de calor tipo tubos fijos serie “A” ya que este se ajusta a las condiciones de trabajo, las características se muestran en (ver anexo H).

4.8 VERIFICACIÓN DE LA CAVITACIÓN DE LA MÁQUINA [13]

Haciendo uso de la ecuación (2.28) se procede al cálculo de verificación de la cavitación conjuntamente con los datos.

$NIPR = 4365.3 \text{ Pa}$ (0.63 psi) esto se obtiene del catalogo HERCULES para una bomba de características similares a la de trabajo máximo en estudio [14].

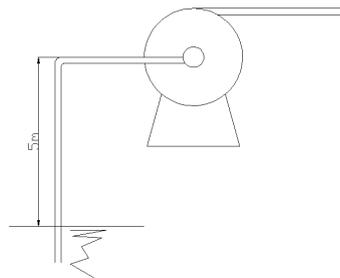
$$h_s = 2619.27 \text{ Pa}$$

$$h_{fs} = 192.08 \text{ Pa}$$

$$P_v = 0.00361 \text{ Pa}$$

$$P_{atm} = 94460 \text{ Pa}$$

$$\gamma = 8730.9 \text{ N/m}^3$$





$$NIPA = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - h_s - h_{fs}$$

$$NIPA = (94460 - 0.0361)Pa - 2619.27Pa - 192.08Pa$$

$$NIPA = (91648.64Pa) = (13.29 \text{ psi})$$

Se puede decir que para valores menores de $NIPA = 91674.45Pa$ la máquina no cavita ya que el $NIPA > NIPR$.

4.9 DIMENSIONAMIENTO MECÁNICO

Este cálculo se realizará de acuerdo a un análisis hecho en torno a los elementos que componen este proceso como son: base ajustable del motor y la bomba, el perfil de ésta, las resistencias de compresión y flexión de la base, así como también la base de concreto que soportará todo el sistema.

4.9.1 DISEÑO DE LA BASE AJUSTABLE PARA LAS BOMBAS Y MOTORES A ENSAYAR

La base requerida por el banco debe ser lo más versátil posible para que se pueda colocar en ella la mayor variedad de motores y bombas requeridas por la empresa. Para tal fin se diseñará una base ajustable la cual estará conformada por 6 partes las cuales comprenden 4 platinas rectangulares y 2 perfiles en {U}.



El conjunto está conformado por un rectángulo de las dimensiones que se muestran en la fig 4.4, la cual tiene 4 canales, dos en cada lado de su longitud en el ala del perfil, con la finalidad que se pueda ajustar sobre ella, las otras 4 partes de manera transversal, logrando así el ajuste necesario en sentido longitudinal para los distintos tipos de motores y bombas. Para el ajuste universal se cuentan con las partes antes mencionadas las cuales tienen 2 canales en el alma del perfil y así de esta forma poder realizar el ajuste transversal del conjunto bomba motor y brindar una mayor estabilidad a este. Todas las partes estarán unidas mediante pernos con sus respectivas arandelas y tuercas. Se van a usar dos bases, colocadas en paralelo, ya que se van a probar tanto bombas como motores óleo hidráulico, en una de las bases van a estar la bomba y su respectivo motor eléctrico, en la otra va a estar el motor óleo hidráulico con su carga conectada.

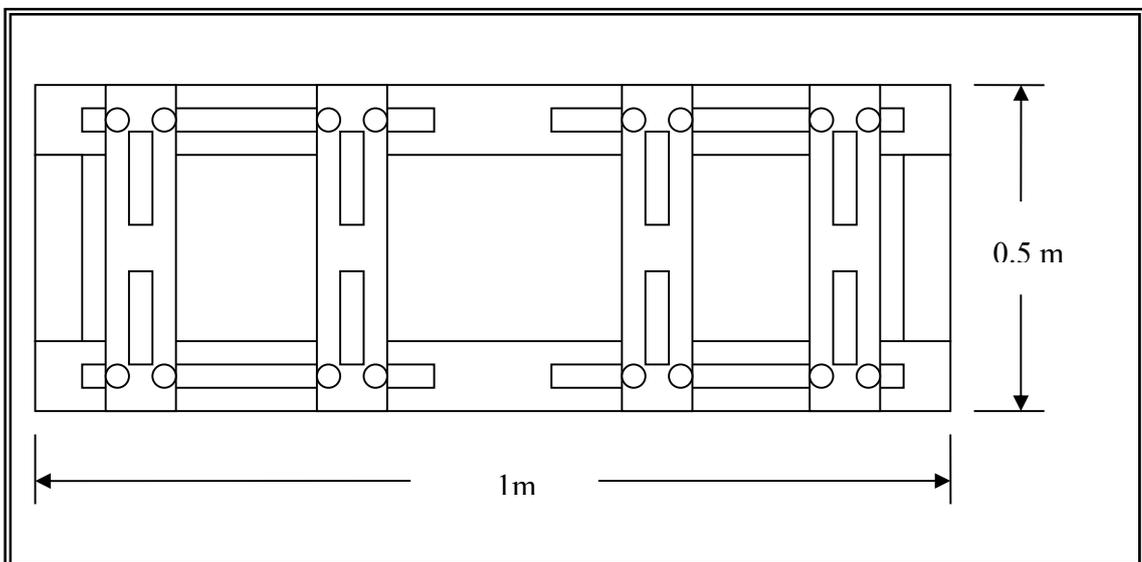


Figura 4.4 Esquema de la base ajustable



4.9.2 SELECCIÓN DEL PERFIL DE LA BASE AJUSTABLE PARA LAS BOMBAS Y MOTORES

Para el diseño de la base se cuenta con un perfil de acero estructural cuyas características se muestran a continuación en la siguiente tabla. [10]

Tabla 4.1 Datos del perfil seleccionado

a x b, tamaño (mm)	127 x 64
W, peso por metro (kg/m)	14.9
t, grosor del alma (mm)	6.4
A, área transversal (cm ²)	18.98
I ₁₋₁ , inercia eje 1-1 (cm ⁴)	482.5
k ₁₋₁ , radio de giro eje 1-1 (cm)	5.04
Z ₁₋₁ , modulo de sección (cm ³)	75.99
I ₂₋₂ , inercia eje 2-2 (cm ⁴)	67.23
k ₂₋₂ , radio de giro eje 2-2 (cm)	1.88
Z ₂₋₂ , modulo de sección (cm ³)	15.25
x, distancia centroidal (cm)	1.94

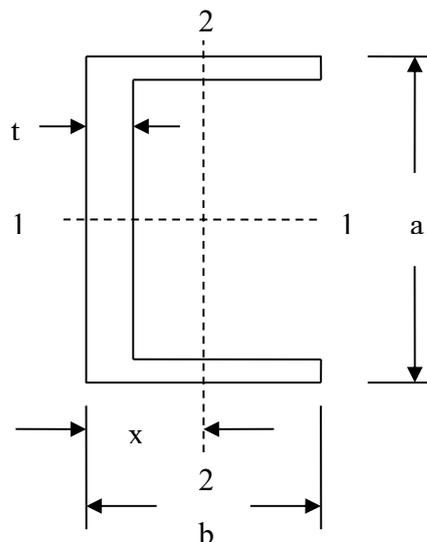


Figura 4.5 Características del perfil



4.9.3 CÁLCULO RESISTENTE A COMPRESIÓN Y FLEXIÓN DE LA BASE AJUSTABLE

Para el cálculo resistente de la base ajustable, se realizará el estudio sobre la parte de la base que se considera que soportará el mayor esfuerzo de trabajo. Por consiguiente se diseñará a compresión y a flexión sobre la sección transversal que es la parte mas esforzada de la base, para tal estudio se tomará una viga doblemente empotrada cuya sección transversal viene dada por el área efectiva en la sección mas crítica justo en la mitad de su longitud.

Para los cálculos, la carga total es el más crítico que debe soportar la base esta conformada por el peso de la bomba y motor oleohidráulico, motor eléctrico, accesorios, tuberías llenas de fluido, ya que hay que diseñar con el peso más crítico. Esta carga será distribuida en 4 vigas pero por factor de seguridad de diseño se asumirá que lo soporta una sola viga.

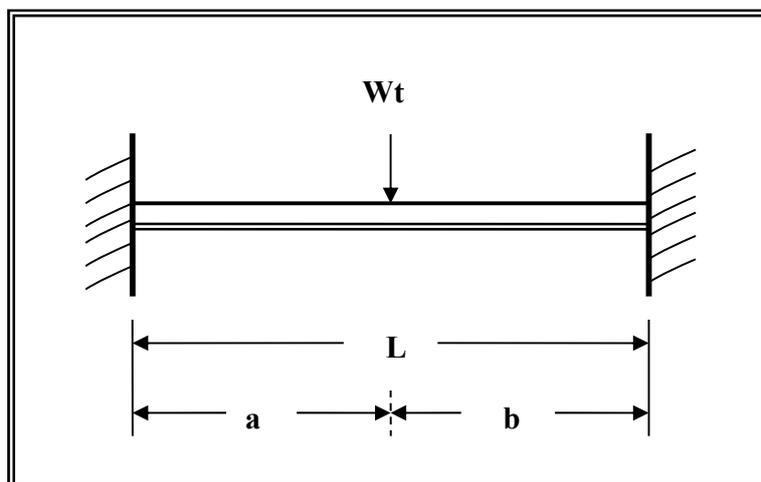


Figura 4.6 Esquema de la viga con la carga



DATOS:

$$L = 0.5 \text{ m}$$

$$a = b = 0.25 \text{ m}$$

$W_t = 100 \text{ Kg}$ Nota: supuesto, tomando en cuenta los elementos que actúan

4.9.4 CÁLCULO RESISTENTE A COMPRESIÓN [10]

Para cálculo del área crítica a compresión se usa la ecuación (2.29):

$$\sigma = \frac{W_t}{A_c}$$

Sustituyendo:

$$A_c = \frac{W_t}{\sigma} = \frac{100 \text{ kg}}{1680 \text{ kg/cm}^2} = 0.059 \text{ cm}^2$$

Para saber si la barra resiste la carga a compresión debe de comparar el área crítica con el área de perfil.

$$A = 18.98 \text{ cm}^2 \geq 0.059 \text{ cm}^2$$

En la comparación se puede ver claramente que el área de perfil es superior al valor del área crítica por lo tanto se puede decir que la barra resiste la carga a compresión. Para calcular el factor de seguridad se usa la ecuación (2.31):

Factor de seguridad (F_s):

$$F_s = \frac{A}{A_c}$$



$$F_s = \frac{A}{A_c} = \frac{18.98 \text{ cm}^2}{0.059 \text{ cm}^2} = 321.69$$

4.9.5 CÁLCULO DE RESISTENTE A LA FLEXIÓN

Para este cálculo se toma en cuenta el análisis de falla a flexión. Se calculan los momentos flectores en a y b, con la siguiente ecuación (2.33) para ambos:

$$M_a = -\frac{W * L}{8}$$

$$M_b = \frac{W * L}{8}$$

$$M_a = M_b = M_r = \frac{100 \text{ kg} * 0.5 \text{ m}}{8} = 6.25 \text{ kg} * \text{ m} = 625 \text{ kg} * \text{ cm}$$

Para saber si existe alguna falla a flexión se determina el momento crítico usando la siguiente ecuación (2.30):

$$\sigma = -\frac{M_c * c}{I}$$

Despejando:

$$M_c = \frac{\sigma * I}{c} = \frac{1680 \text{ kg/cm}^2 * 482.5 \text{ cm}^4}{1.94 \text{ cm}} = 417835.05 \text{ kg} * \text{ cm}$$

$$M_c = 417835.05 \text{ kg} * \text{ cm} \geq M = 625 \text{ kg} * \text{ cm}$$



Comparando el momento crítico y el momento de trabajo se puede decir que el perfil resiste el esfuerzo a flexión.

Con los valores del momento del perfil y el momento crítico se calcula el valor del factor de seguridad (f_s) mediante la siguiente ecuación (2.32):

$$f_s = \frac{Mc}{M}$$

$$f_s = \frac{Mc}{M} = \frac{417835.05 \text{ kg} * \text{cm}}{625 \text{ kg} * \text{cm}} = 668.53$$

$$f_s = 668.53$$

Después de haber calculado los esfuerzos de flexión y de compresión se puede decir que el perfil seleccionado cumple con las condiciones de cálculo resistente.

4.10 DISEÑO DE LA BASE DE CONCRETO

En el diseño estructural de la base, se considera que el factor mas importante para este es el peso total que soportará dicha estructura, por lo tanto se tomará como carga máxima permisible 10000kg, este valor fue proporcionado por la empresa. Para así garantizar que la base soporte todos los elementos contenidos en ella.



4.10.1 CÁLCULO DE LA BASE DE CONCRETO

Para este diseño se toma en cuenta de carga viva y carga muerta, estos valores son supuestos.

Datos:

Carga viva $P_v=10000$ kg

Carga muerta $P_m=3000$ kg

Esfuerzo admisible del suelo suponiendo condiciones desfavorables:

$$\sigma = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$L = 2$ m (200 cm) largo

$b = 1$ m (100 cm) alto

$a = 1$ m (100 cm) ancho

Las medidas antes mencionadas, son debido al espacio disponible que proporciona la empresa.

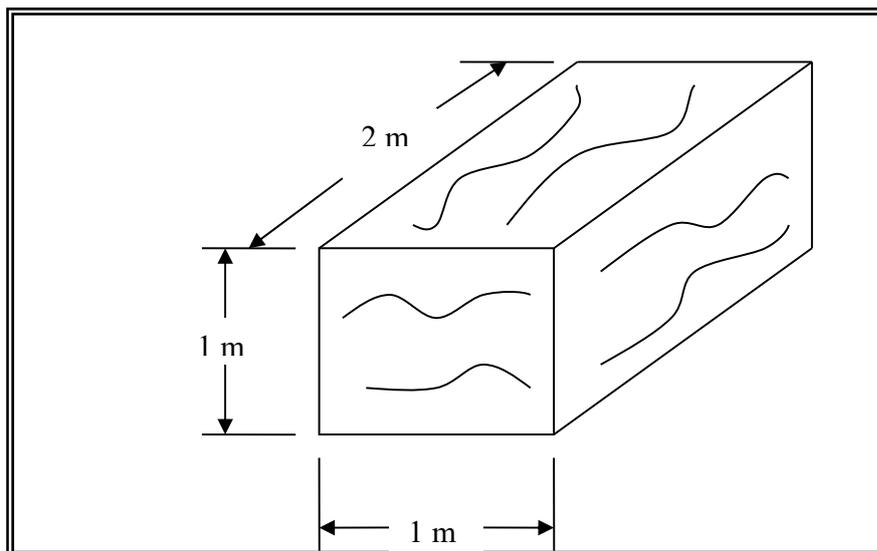


Figura 4.7 Dimensiones de la base de concreto



4.10.2 ÁREA REQUERIDA POR LA BASE.

Para el área requerida se utiliza la ecuación (2.29):

$$\sigma = \frac{P_v}{A_r}$$

Despejando:

$$A_r = \frac{P_v}{\sigma} = \frac{10000kg}{1 \frac{kg}{cm^2}} = 10000cm^2 = 1m^2$$

4.10.3 ÁREA DISPONIBLE DE LA BASE

Es el área disponible (A_d) de la sección horizontal de la base, la cual para resistir las condiciones de trabajo deberá ser mayor al área requerida (A_r). Usando la ecuación (2.34) se obtiene:

$$A_d = L * b$$

$$A_d = L * b = 200cm * 100cm = 20000cm^2 = 2m^2$$

De donde:

$$A_d = 20000cm^2 \geq A_r = 10000cm^2$$

Por lo tanto la base resiste.



4.10.4 DIMENSIONES DEL ARMAZÓN DE LA BASE

Para diseñar la parte de la estructura del armazón de la base, se procederá a determinar la carga de servicio, la carga mayorada y el factor de mayoración, con estos valores se entra en la norma Criterios y Acciones Mínimas para Proyectos de Edificaciones [15]. Mediante la ecuación (2.35) se obtiene lo siguiente.

$$U = 1.4P_m + 1.7P_v$$

U: carga mayorada

$$U = 1.4 * 3000kg + 1.7 * 10000kg = 21200kg$$

Por medio de la ecuación (2.37) se obtiene:

$$W = P_m + P_v$$

W: carga de servicio

$$W = 10000kg + 3000kg = 13000kg$$

El factor de mayoración se obtiene usando la ecuación (2.36):

$$F_m = \frac{U}{M}$$

$$F_m = \frac{U}{M} = \frac{21200kg}{13000kg} = 1.6$$



Con estos valores en la norma Criterios y Acciones Mínimas para Proyectos de Edificaciones de concreto se calcula el armazón:

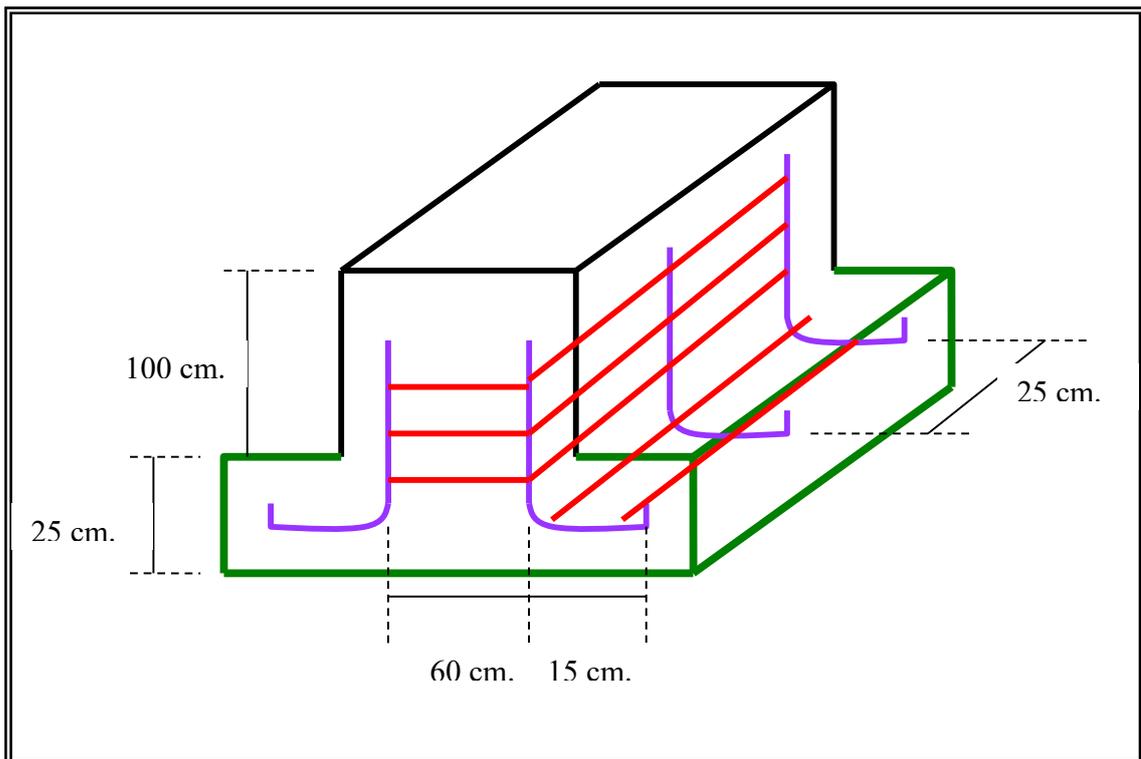


Figura 4.8 Esquema del armazón de la base de concreto

-  Cabillas de 1 ½" cada 25 cm a lo largo de la base.
-  Cabillas de 3/8" cada 25 cm alrededor de toda la base.
-  Superficie de la base de concreto.
-  Zapata de la base.

La separación entre el armazón de cabillas estriadas y la superficie de concreto que tendrá la base es de 5 cm.



4.11 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE MEDICIÓN DE LAS VARIABLES A UTILIZAR

Para la selección de los elementos de medición, es necesario contar con la experiencia adquiridas en instrumentación. Por medio de esto se observan y analizan los rangos de medidas de las variables con que se va a trabajar, además de las características de ellas, y se puede seleccionar los instrumentos que mas se relacionen con las variables del sistema.

4.11.1 MEDIDOR DE TEMPERATURA

Para medir el aumento de la temperatura del fluido durante el ensayo se utilizará un sensor de temperatura, con las siguientes especificaciones.(**ver anexo I.1**)

- Es una termocupla adhesiva (un polímero de silicón), código (SA1-J)
- Tipo J (hierro-constantan)
- Salida eléctrica de 4 a 20ma
- Rango (-59°C a 177°C).

4.11.2 MEDIDOR DE PRESIÓN

La elevación de presión proporcionada al fluido por la bomba y motor oleohidráulico, se medirá por medio de un sensor de presión, situado a la descarga de la bomba las características del sensor: (**ver anexo I.2**)



Su instalación en la tubería es por medio una rosca, el código es (PX3011-4KG 10F).

- Apreciación +/- 0.5%
- Salida eléctrica de 4 a 20ma
- Rango: (0 a 27579029,17)Pa (0 a 4000psi)

4.11.3 MEDIDOR DE CAUDAL

Este instrumento mide el caudal en línea, de fácil instalación y es de la serie FP-9010 (ver anexo I.3).

- Conexión a la tubería por medio de abrazadera
- Salida eléctrica de 4 a 20ma
- Rango: 2.5 a 55 gpm

4.11.4 VARIADOR DE VELOCIDAD DE GIRO (RPM)

Con este dispositivo se puede variar la velocidad para con ello obtener los datos y elaborar las gráficas respectivas, las características del sensor son (ver anexo I.4).

- Código: GEN01
- Variador de 10hp
- Marca: Eric drive
- Modelo: EL-L1



4.11.5 MEDIDOR DE TORQUE

Este dispositivo se seleccionó de acuerdo a la gama de motores que se encuentran en los rangos de operación del banco de ensayo, este medirá la fuerza en Newton y el radio en metros para que coincida con el sistema internacional que es con el cual se está trabajando, algunas de las características del sensor se muestran continuación (**ver anexo I.5**).

- Modelo TB1A
- Apreciación: 0.05%
- Rango: 100 a 10000 N*m

4.12 INTERFASE (COMUNICACIÓN SENSORES Vs PROGRAMA PROGRAMAS DE COMPUTACIÓN)

Para la interfase se seleccionó el equipo HC900 por su gran versatilidad y la capacidad de contar con numerosos puertos para los diferentes tipos de sensores a utilizar (**ver anexo J**).

4.13 DEFINICIÓN DEL PROGRAMA DE COMPUTACIÓN PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS.

Los requerimientos del programa a desarrollar parten de la evaluación de las características de los dispositivos de adquisición. El programa es una serie de rutinas que en conjunto con los dispositivos de adquisición y medición realizarán las labores de captura y almacenamiento de datos.



Tomando en cuenta las necesidades que deben cubrirse, el programa que se desarrollará debe tener las siguientes características:

- Facilitar la interacción del usuario con el sistema.
- Adquirir la data a través de los dispositivos seleccionados.
- Procesar los datos adquiridos y tabularlos de manera gráfica para facilitar su interpretación.

4.14 DESARROLLO DEL PROGRAMA DE COMPUTACIÓN DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para el desarrollo, es necesario realizar un análisis de las necesidades que se quieren satisfacer.

En este proyecto el programa de computación se desarrollará en un lenguaje que permite la creación de programas de automatización, en este caso específico se seleccionó el lenguaje VISUAL BASIC. Ya que al realizar comparaciones con distintos lenguajes existentes, este proporciona un fácil manejo en relación a las necesidades (gráficos, tablas y captura de datos).

Los ocho principios de diseño de VISUAL BASIC son:

1. Es fácil de usar para los principiantes.
2. Es lenguaje de propósito general.
3. Permite que los expertos añadan características avanzadas, mientras que el lenguaje permanece simple para los principiantes.



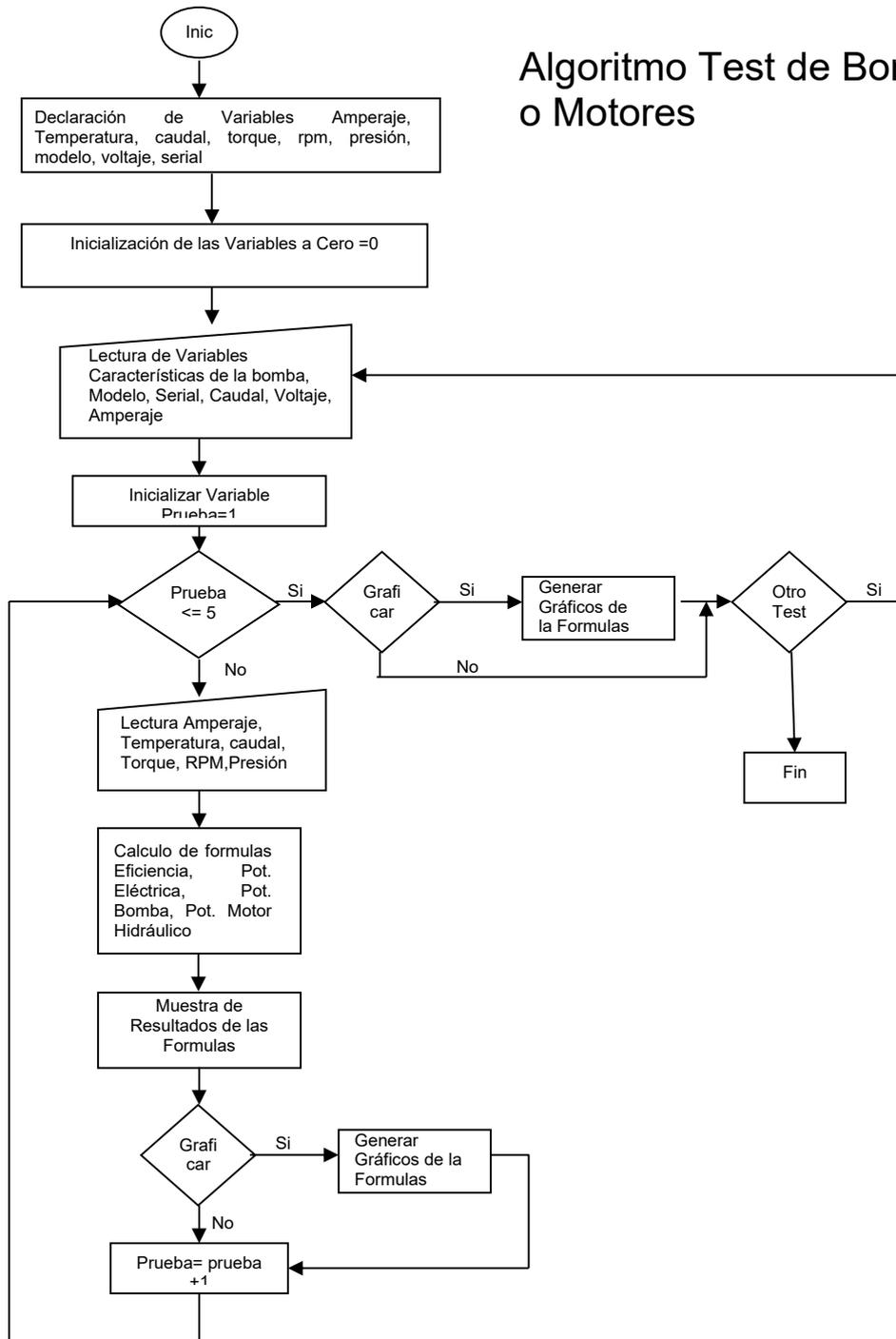
-
4. Es interactivo.
 5. Provee mensajes de error claro y amigable.
 6. Responde rápido a los programas pequeños.
 7. No requiere un conocimiento del hardware de la computadora.
 8. Protege al usuario del sistema operativo.

Para esto comenzará a representar en un diagrama de flujo el algoritmo del programa a desarrollar.



4.15 ALGORITMO

Algoritmo Test de Bombas o Motores





Especificaciones que debe tener el sistema de computación:

- Correr en los sistemas operativos de uso común (Windows)
- Correr plataforma de hardware modestas (equipos superiores a un Pentium 3)
- Contar con un programa auxiliar que facilite su instalación.
- Ser ejecutado con facilidad.
- Permitir la configuración de los equipos utilizados
- Tener un tutorial en línea sobre la adquisición de datos.



4.16 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LAS PRUEBAS DE BOMBAS Y MOTORES OLEOHIDRÁULICOS

1. Montaje de la bomba (10) o el motor (19) a probar
2. Encendido del banco de ensayo presionando el interruptor (31) para la prueba de la bomba, con las válvulas de paso (4) y (5) cerradas y abierta la válvula (3)
3. Se fija una presión por medio de la válvula de globo (6) que va ser constante en el ensayo para una sola curva.
4. Con el variador de velocidad (12), se selecciona una velocidad de giro 52 herz, se esperan 10 segundos para la estabilización del sistema y se toma el primer punto.
5. Repetir el paso 4 haciendo variar la velocidad de giro hasta completar los cinco puntos de la prueba. Donde están involucrados la potencia eléctrica, la potencia útil y la eficiencia.
6. En el siguiente paso se procede a graficar (dependiendo de que grafica se necesite, para el caso de bombas: Caudal vs. Velocidad de giro, Eficiencia vs. Velocidad de giro, Potencia eléctrica vs. Velocidad de giro y Potencia de la bomba.
7. Por ultimo se procede a la fase de impresión.



Nota: la denominación (numeración) colocada para cada componente en los pasos descritos anteriormente se reflejan en el anexo K .figura k.1 planos

Para la prueba del motor tenemos:

1. Se monta el motor oleohidráulico (19) y se abren las válvulas de paso (4) y (5) y se cierra la (3).
2. Se enciende el banco por medio del interruptor (28) y se fija una presión por medio de la válvula de globo (4) que va hacer constante en el ensayo.
3. Con el variador de velocidad (12), se selecciona una velocidad de giro 52 herz, se esperan 10 segundos para la estabilización del sistema y se toma el primer punto.
4. Repetir el paso 4 haciendo variar la velocidad de giro, hasta completar los cinco puntos de la prueba. Donde está involucrada la potencia de salida del motor.
5. En el siguiente paso se procede a graficar (dependiendo de que grafica se necesite, para el caso de motores: Caudal vs. Velocidad de giro 2, Torque vs. Velocidad de giro 2, y Potencia de salida del motor vs. Velocidad de giro 2
6. Por ultimo se procede a la fase de impresión.

Nota: la denominación (numeración) colocada para cada componente en los pasos descritos anteriormente se reflejan en el anexo K .figura k.1 planos



4.17 MANUAL DE USUARIO

El programa se instala en ambiente WINDOWS, se inserta el disco en la unidad de cd rom y se busca el archivo set up en el directorio del disco INSTALADOR, como se muestra en la figura 4.9, seguidamente se busca el archivo set up como se muestra en la figuras 4.10

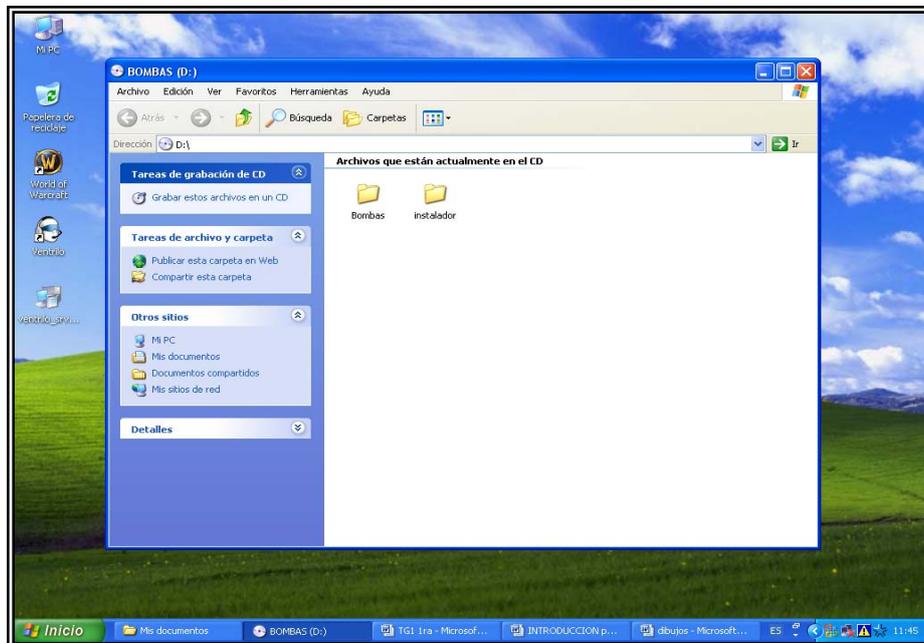


Figura 4.9. Pantalla de Instalador

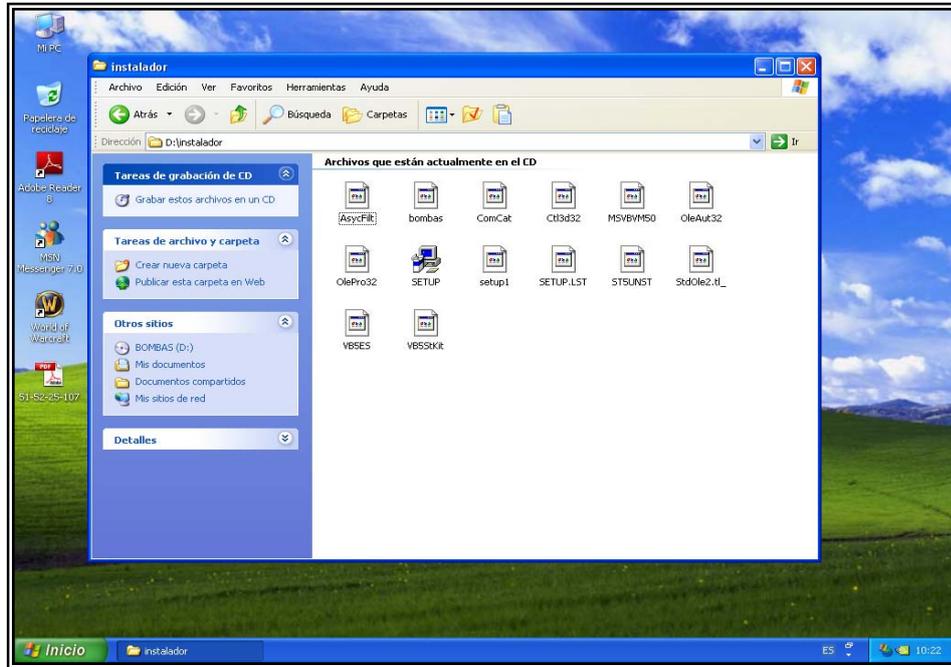


Figura 4.10. Pantalla de Instalador/Set up

Seguidamente se le presiona doble click al icono que dice Set Up, directamente comienza la instalación automática del programa en el cual aparece una ventana con el nombre de ACEPTAR, la cual hay que seleccionar. En la figura 4.11 se muestra la ventana.

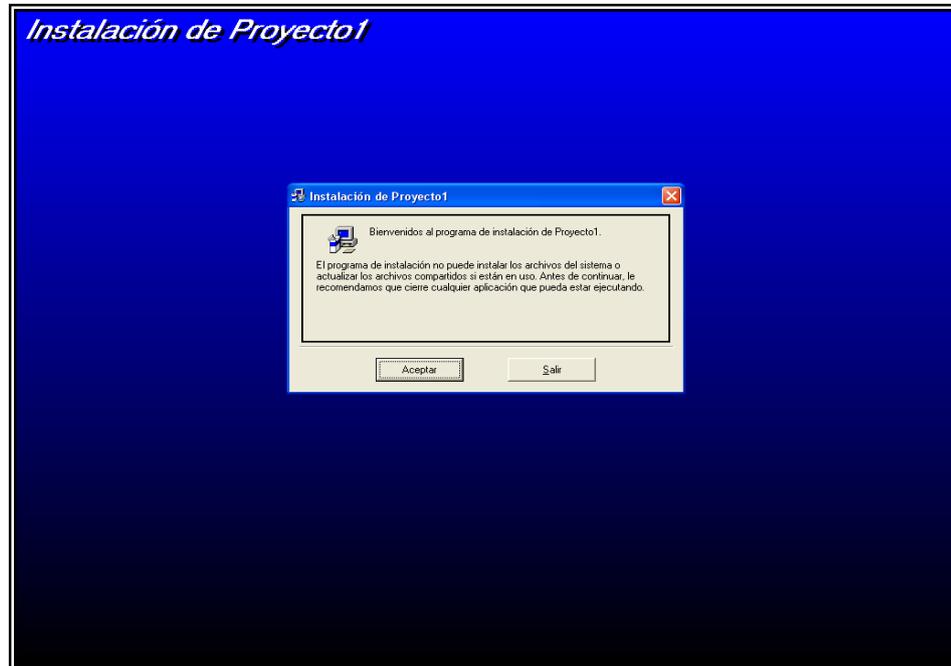


Figura 4.11 Pantalla de Instalación del proyecto

Seguidamente aparece otra ventana donde se selecciona un icono en el cual hay un dibujo de una computadora en donde ya se especifica en que directorio desea que se instale el programa y al seleccionarlo comienza la instalación en el disco duro de la PC. En la figura 4.12 se muestra la pantalla de instalación del proyecto.

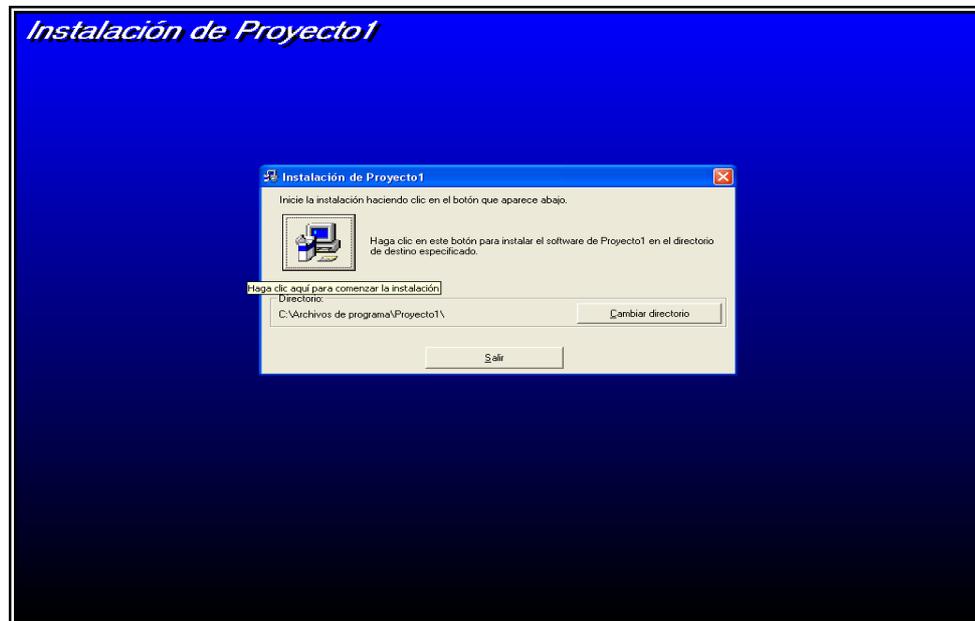


Figura 4.12 Pantalla de Instalación

Ya instalado el programa se abre una ventana en donde se muestra todos los parámetros y variables involucradas en el proceso, este programa es sencillo de manejar ya que los sensores instalados dan las lecturas de las variables y por medio de la consola todas estas lecturas son enviadas al computador donde el programa las procesa y las muestra en pantalla. Este programa tiene dos funciones, una es la de trabajar con bombas y otra de trabajar con motores, se puede seleccionar una de ellas la cual abre una sub-ventana donde muestra las variables de cada proceso. Como se muestra en la figura 4.13, la cual muestra la presentación de las opciones que tiene el programa.



4.17 FACTIBILIDAD ECONÓMICA DEL BANCO [11].

El estudio de factibilidad se va a realizar mediante el método del valor actual. Este método expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero (Bs) en el presente ($t=0$), que es equivalente a los flujos monetarios netos del proyecto a una determinada tasa mínima de rendimiento.

Todos los costos que se muestran a continuación son proporcionados por empresas que se encargan de la venta de los mismos:

Sensores y consola: 30.000.000 Bs.

Computador: 1.000.000 Bs.

Tuberías y accesorios: 5.000.000 Bs.

Tanque de almacenamiento: 3.000.000 Bs.

Variador de velocidad de giro: 3.500.000 Bs.

Programa de computación: 2.000.000 Bs.

Intercambiadores y filtros: 2.000.000 Bs.

Base de concreto y metal: 3.500.000 Bs.

Inversión inicial = Σ = costos = 50.000.000 Bs.

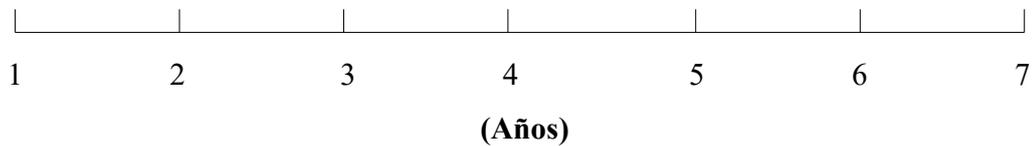
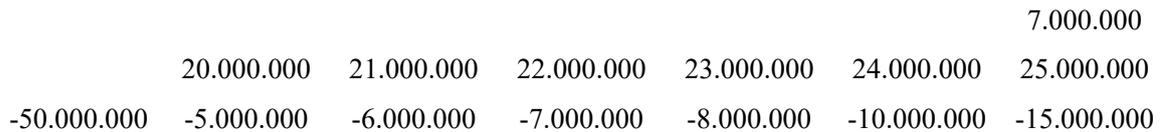
VR = 7.000.000 Bs, al final de seis años de vida útil.

Año	1	2	3	4	5	6
IB (bs)	20.000.000	21.000.000	22.000.000	23.000.000	24.000.000	25.000.000
Cop (bs)	5.000.000	6.000.000	7.000.000	8.000.000	10.000.000	15.000.000

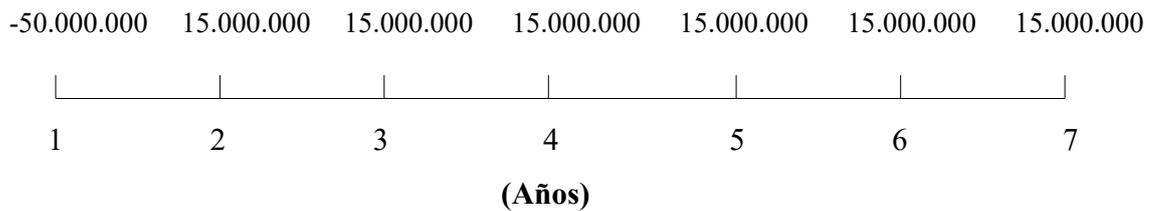


La tasa mínima de rendimiento es del 15%.

Sobre la escala de tiempo, los costos e ingresos asociados son:



Y los flujos monetarios netos son los siguientes:



Luego se calcula el valor actual:

$$\begin{aligned} VA(15\%) &= -50000000 + 15000000(P/R_{15\%,4}) + 14000000(P/S_{15\%,5}) + 17000000(P/S_{15\%,6}) \\ &= -50000000 + 15000000(2.854978) + 14000000(0.497176) \\ &\quad + 17000000(0.432327) \end{aligned}$$

$$VA(15\%) = 7134690 \text{ Bs}$$

Esto significa que los ingresos del proyecto son superiores a los costos, incluida la tasa del 15% en una cantidad de 7134690Bs en el punto cero de la escala de tiempo. Por tal motivo este proyecto es factible.



4.18 MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

Entre las recomendaciones mas importantes que deben tomarse en cuenta se pueden mencionar:

- Lubricar de antemano la bomba ó motor a probar, llenarlos con aceite recomendado, hay que girar a mano el eje para cubrir todas las superficies internas con aceite.
- Comprobar e nivel de aceite con frecuencia.
- Inspeccionar el sistema si es posible a diario.
- Cambiar los elementos de filtros y el aceite los intervalos recomendados.
- En el caso de cambiar algún tramo de tubería por fuga o avería se recomienda que antes de instalar dicha tubería se haga lo siguiente: lijar, desengrasar y sumergir el tubo en un tanque de acido diluido.

El lado interior de la tubería debe ser escariada después de cortada para evitar las rebabas.

- Verificar que las conexiones estén bien apretadas a fin de evitar la entrada de aire al sistema.
- Chequear la buena colocación de los sensores y estos deben estar a las condiciones recomendadas por el fabricante.

MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

Para el mantenimiento del sistema se debe contar con un equipo adecuado de herramientas, entre estas se podría mencionar las más importantes:

- Compresor de aire para la limpieza de los filtros y tuberías.



-
- Tambor de aceite.
 - Juego de llaves incluyendo llave de tubo.

PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO

De acuerdo al uso que tenga el sistema existen procedimientos de mantenimiento que tienen grandes efectos en la operación de sistemas hidráulicos en su eficiencia y duración. Estos procedimientos son los siguientes:

- Cambio de filtros.
- Mantener el nivel de líquido adecuado en un estado limpio, viscosidad y temperatura adecuada.
- Mantener las conexiones apretadas de manera que no escape fluido pero si que pueda quedar excluido el aire del sistema.

CAMBIO DE FILTROS

El filtro de succión se recomienda limpiarlo cada 15 horas de trabajo.

Con respecto al filtro de descarga el fabricante recomienda cambiar el cartucho cada 500 horas trabajando en una atmósfera no contaminada y en general los dos filtros deben ser cambiados cada vez que se efectúe un cambio de aceite al sistema.



CAMBIO DE ACEITE

Para efectuar el cambio de aceite se debe vaciar completamente el sistema para que no quede algo de exceso que puede contaminar el fluido nuevo. Es aconsejable que el aceite se encuentre caliente para que así las impurezas de este no tengan oportunidad de asentarse y puedan ser removidas al vaciar al tanque. Con respecto a la frecuencia de cambio de aceite se debe hacer un chequeo periódicamente de las propiedades de este y en especial la viscosidad y si es necesario en caso extremo cambiarlo.

CAPÍTULO V
CONCLUSIONES Y
RECOMENDACIONES



CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

El circuito oleohidráulico diseñado es el más apropiado para obtener los valores de las variables (caudal, presión, velocidad de giro, torque), datos con los cuales se levantarán las curvas de funcionamiento de las bombas y los motores oleohidráulicos de acuerdo con las necesidades de la empresa.

Con el sistema de captura de datos se puede lograr una mayor precisión y exactitud en las mediciones de las variables involucradas y en el trazado de las curvas de funcionamiento de las bombas y motores a ensayar, logrando también la disminución del tiempo real de ensayo con respecto a un procedimiento similar realizado de forma manual.

En cuanto a la factibilidad económica se comprobó que los ingresos del proyecto son superiores a los costos, ya que reporta un beneficio equivalente en el punto cero de la escala de tiempo de 7.134.690 Bs después de cubrir el 15% de rendimiento. También se puede interpretar que los ingresos netos del proyecto recuperan totalmente la inversión en seis años.



RECOMENDACIONES

Se recomienda la culminación de la construcción de este diseño por parte de la empresa ya que este ha sido adelantado.

En el ensayo de bombas que tengan diámetros de succión o descarga bajos comparados con las condiciones máximas, se recomienda cambiar la tubería, ya que si la relación de los diámetros es muy elevado no vale la pena introducir una reducción debido a que las pérdidas son mayor en comparación a colocar una tubería del diámetro que se requiera.

Se recomienda que para el mismo diseño, la colocación del tanque este por encima del banco de ensayo, ya que de esta manera la succión es positiva en la bomba y así se verifica que la esta no cavita.

Se recomienda por cuestiones de seguridad en el sistema que la temperatura no exceda los 60 ° C. Esto es por datos proporcionados en las empresas que trabajan con este tipo de sistemas.



BIBLIOGRAFÍA

1.- Tyler G. Hicks (1984). Bombas, Su selección y aplicación. 18ª edición. Editorial continental México D.F.

2.- Claudio Mataix. 1982. Mecánica de los fluidos y maquinas hidráulicas. Segunda edición. Editorial del Castillo.

3.- Sperry Vickers. Manual de Oleohidraulica Industrial. Editorial Blume, Milanesado, 21-23. Barcelona -17.

4.- Budd Timothy. (1994). Introducción a la programación orientada a objetos. Editorial Addinson- Wesley Iberoamericana.

5.- Chirinos José, Navarro Elio, Mújica Pablo. 1979. Diseño y construcción de un banco de pruebas para bombas de desplazamiento positivo.

6.- Guillermo Leal, Luna José. 1985. Estudio experimental de bombas de desplazamiento positivo clase rotativas de engranajes externos y paletas variables.

7.- Bonavita Rafael. 2002. Diseño de un banco de ensayo para bombas centrifugas con sistema automatizado de captura de datos.

8.- Manual del Instituto Hidráulico.

9.- Crane.1990. Flujo de fluidos. Primera edición en español. McGraw-Hill- Interamericana de México.



10.- Shigley, J (1990). Diseño en Ingeniería Mecánica. Mc Graw Hill. Cuarta edición, México.

11.- Guerra Venturina, González Inés, Etedgui Corina, Alvarado Luz. 1997. Evaluación de proyectos de inversión. Segunda edición. Clamen editorial C.A. Valencia Estado Carabobo.

12.- Karassik, I. (1983). Manual de bombas, aplicación, operación y mantenimiento. McGraw Hill 2ª edición España.

13.- Robert Mott. (1996). Mecánica de los fluidos aplicada. 4ª Edición. Hall Hispanoamericana S.A.

14.-Hercules. (1998). Master Component Catalog. 2ª Edición.

15.- Criterios y Acciones Mínimas para proyectos de edificación, COVENIN 2002.

16.- http://tecnicaoleohidraulica.com/e_01_hidraulica.htm

17.- http://es.wikipedia.org/wiki/Lenguaje_de_programaci%C3%B3n

ANEXOS

ANEXO A

FIGURA A.1
MONOGRAMA PARA LA
DETERMINACIÓN DEL
DIAMETRO

ANEXO A, MONOGRAMA PARA LA DETERMINACIÓN DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA

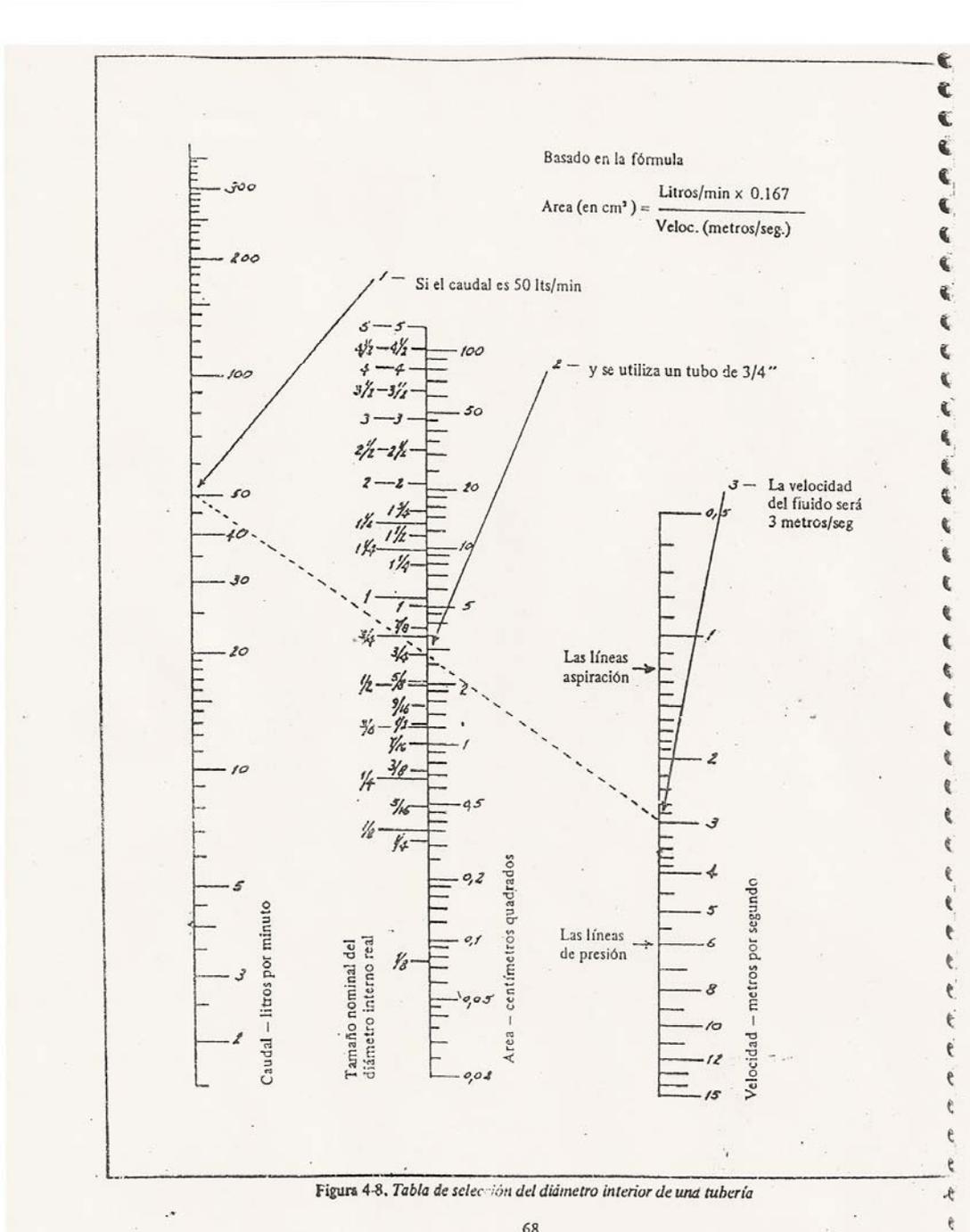


Figura 4-8. Tabla de selección del diámetro interior de una tubería

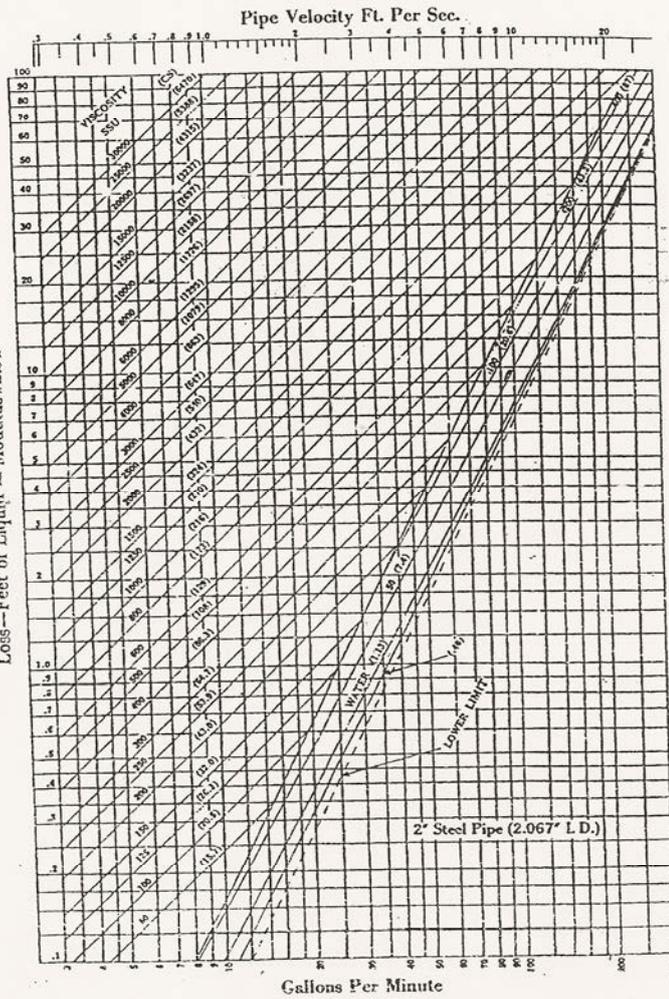
ANEXO B

ANEXO B, TABLA PARA EL CALCULO DEL MODULO DE FRICCIÓN DEL INSTITUTO HIDRÁULICO

FRICCIÓN LOSS MODULUS FOR 100 FEET OF PIPE

Loss—Lbs. Per Sq. In.—Modulus x Specific Gravity

Loss—Feet of Liquid = Modulus x 2.31



2" Steel Pipe (2.067" L.D.)

Gallons Per Minute

Fig. No. 16

1441

-88-

88

ANEXO C

FIGURA C.1
VALORES DEL FACTOR “K”
PARA CODOS A 90° DE $\Phi=1''$ Y
 $\Phi=2''$

ANEXO C, TABLAS DE LOS VALORES DE LOS FACTORES "K" Y "f" DEL CRANE

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 1 de 4) Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

("K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Díámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
	pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f _r)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

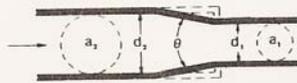
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úse el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

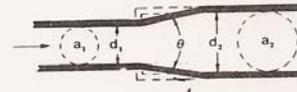
ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL

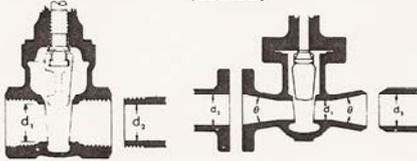


Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

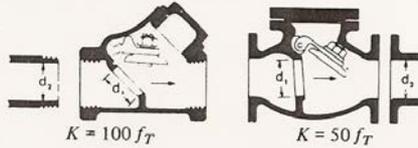
A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE COMPUERTA
 De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots\dots\dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE

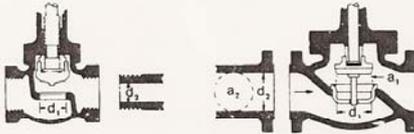


$K = 100 f_T$ $K = 50 f_T$

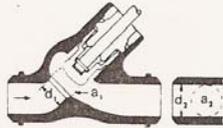
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) = $45 \sqrt{V}$ = $75 \sqrt{V}$
 (pie/seg) = $35 \sqrt{V}$ = $60 \sqrt{V}$
 U/L Registradas = $120 \sqrt{V}$ = $100 \sqrt{V}$

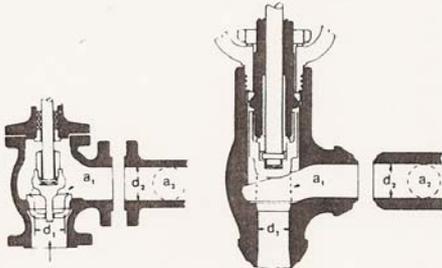
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

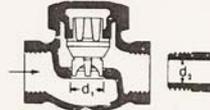


Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

Si: $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

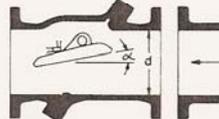
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $170 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE

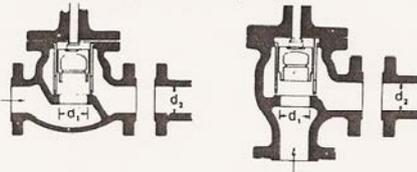


Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8") K =	40 f_T	120 f_T
250 mm (10") a 350 mm (14") K =	30 f_T	90 f_T
400 mm (16") a 1200 mm (48") K =	20 f_T	60 f_T
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$

FIGURA C.2
VALORES DEL FACTOR “K”
PARA VALVULAS DE GLOBO Y
VALVULAS DE ALIVIO DE $\Phi=1$ ’
Y $\Phi=2$ ’

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE
 (Tipos recto y angular)

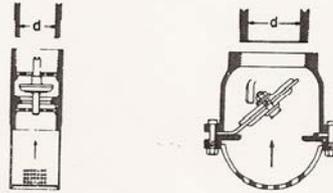


Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 $m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$
 $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$

Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 $= 95 \beta^2 \sqrt{V}$
 $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$

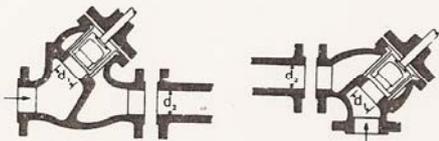
VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente Obturador oscilante



$K = 420 f_T$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 $m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$
 $\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$

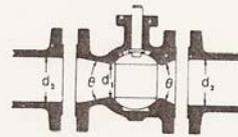
$K = 75 f_T$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 $= 45 \sqrt{V}$
 $= 35 \sqrt{V}$



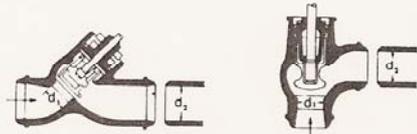
Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador
 $m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$

Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 $\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE GLOBO



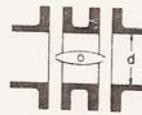
Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1 \text{ y } \theta < 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1 \text{ y } 45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador
 $m/\text{seg} = 170 \beta^2 \sqrt{V}$

$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$
 $(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE MARIPOSA



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8")... $K = 45 f_T$
 Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14")... $K = 35 f_T$
 Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24")... $K = 25 f_T$

ANEXO D

FIGURA D.1
MOTOR ELÉCTRICO

ANEXO D, MOTOR ELECTRICO



Tamaños constructivos 100 L a 315 L

Potencias (4 polos) 2,2 a 200 kW

Clase F Utilización en clase B

Alto rendimiento Clases de eficiencia eff1 y eff2

Apropiado para funciona - Tiempos de rampamiento con convertidor
 $t_S > 0,1$ s con $U \leq 500$ V.

Ejecuciones más habituales de motores 1LG4 disponibles de almacén.

La carcasa y escudos en hierro fundido garantizan la máxima robustez mecánica. La caja de bornes es asimismo de hierro fundido salvo en los tamaños 180 a 225, que poseen caja de aluminio (opcionalmente de fundición)

ANEXO E

FIGURA E.1
VALVULA DE ALIVIO

ANEXO E, VALVULA DE ALIVIO

RELIEF VALVES

PILOT OPERATED
SLIDING SPOOL AND POPPET STYLE
FOR OIL - TO 40 G.P.M. (151 L/MIN), 6000 P.S.I. (420 bar)

Fluid controls, inc.

PART NUMBER EXAMPLE:

1A33-R 8-30 S

① ② ③ ④ ⑤

Where measurements are critical - request certified drawings.

<p>① 1A20 Cartridge Only, Poppet Type 1A30 Cartridge Only, Sliding Spool Type</p> <p>WEIGHT - 5 OZ. (.14 Kg)</p> <p>Note: Please obtain certified cavity and tool drawings before machining.</p>	<p>① 1A21 Complete Valve, Poppet Type 1A31 Complete Valve, Sliding Spool Type</p> <p>WEIGHT - 12 OZ. (.34 Kg)</p> <p>③ PORT SIZE</p> <p>1W 1/4" NPTF 2W 1/4" BSPP 3W 3/8" BSPP</p>	
<p>① 1A32 Complete Valve, Sliding Spool Type</p> <p>WEIGHT - 1 LB. 7 OZ. (.65 Kg)</p> <p>③ PORT SIZE</p> <p>3 3/4" NPTF 4 1/2" NPTF 6 3/4" NPTF 8T 1/2" SAE 12T 3/4" SAE 3W 3/8" BSPP 4W 1/2" BSPP 6W 3/4" BSPP</p> <p>2 MOUNTING HOLES .344 DIA. THRU</p>	<p>① 1A22 Complete Valve, Sliding Spool Type</p> <p>WEIGHT - 2 LBS. (.91 Kg)</p> <p>③ PORT SIZE</p> <p>8 1" NPTF 16T 1" SAE 8W 1" BSPP</p> <p>2 MOUNTING HOLES .406 DIA. THRU</p>	
<p>② ADJUST MEANS</p> <p>Screw Adjustment</p> <p>Handknob</p>	<p>④ ADJUSTABLE PRESSURE RANGE Setting made at 3 GPM</p> <p>Note: Poppet Type Only</p> <p>15 100 to 1500 P.S.I. (7-105 bar) Std. Setting 500 P.S.I.</p> <p>40 500 to 4000 P.S.I. (35-280 bar) Std. Setting 1500 P.S.I.</p> <p>Note: Sliding Spool Type Only</p> <p>10 25 to 1000 P.S.I. (1.7-70 bar) Std. Setting 100 P.S.I.</p> <p>15 100 to 1500 P.S.I. (7-105 bar) Std. Setting 500 P.S.I.</p> <p>30 450 to 3000 P.S.I. (10-210 bar) Std. Setting 1500 P.S.I.</p> <p>50 500 to 5000 P.S.I. (35-420 bar)</p>	<p>⑤ SEALS</p> <p>Consult factory for absolute seal compatibility.</p> <p>B Buna N</p> <p>SB Ethylene Propylene</p> <p>SV Viton A</p>

RELIEF VALVES

PILOT OPERATED
SLIDING SPOOL AND POPPET STYLE
FOR OIL - TO 40 G.P.M. (151 L/MIN), 6000 P.S.I. (420 bar)

USE

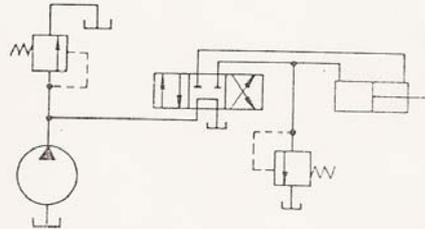
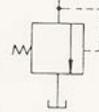
The pilot operated sliding spool and poppet models combine high accuracy and excellent pressure vs. flow characteristics. Used to limit system pressure even under conditions of widely varying flow.

OPERATION

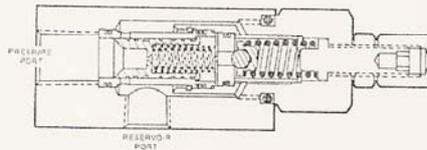
When inlet pressure exceeds the relief setting the pilot section opens. This pilot flow causes a pressure imbalance across the main section which opens and allows relief flow to tank.

FEATURES

- High accuracy - of pilot operated design.
- Cartridge construction - for installation in your own manifold.
- Long trouble free life - with hardened matched working parts.



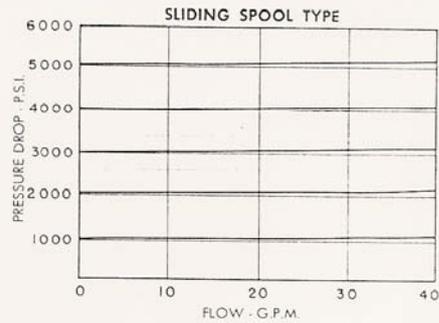
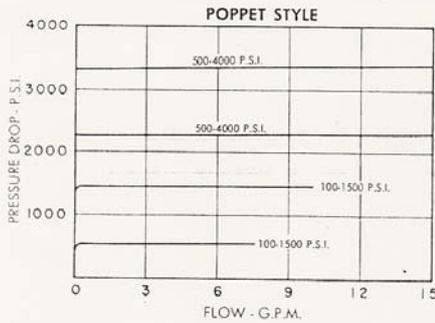
SLIDING SPOOL TYPE
CARTRIDGE CONSTRUCTION



SPECIFICATIONS

MATERIALS: Body, hi-strength wrought aluminum alloy
Internal parts, hardened steel Cartridge housing, steel

RATED FLOW & WORKING PRESSURE: Poppet style to 15 G.P.M., (57 L/MIN) 4000 P.S.I. (280 bar)
Sliding spool to 40 G.P.M., (151 L/MIN) 6000 P.S.I. (420 bar)



ANEXO F

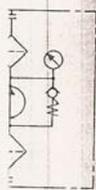
FIGURA F.1
FILTRO DE SUCCIÓN

ANEXO F, FLITROS DE SUCCIÓN Y DESCARGA

ANEXO F.1 FILTRO DE SUCCION

Mains Switch and Indicator
AC models only

AC motor illustrated



BOL

micron
ce of
ithdrawal.
10.

eration,
is valve
inlet -
a simple

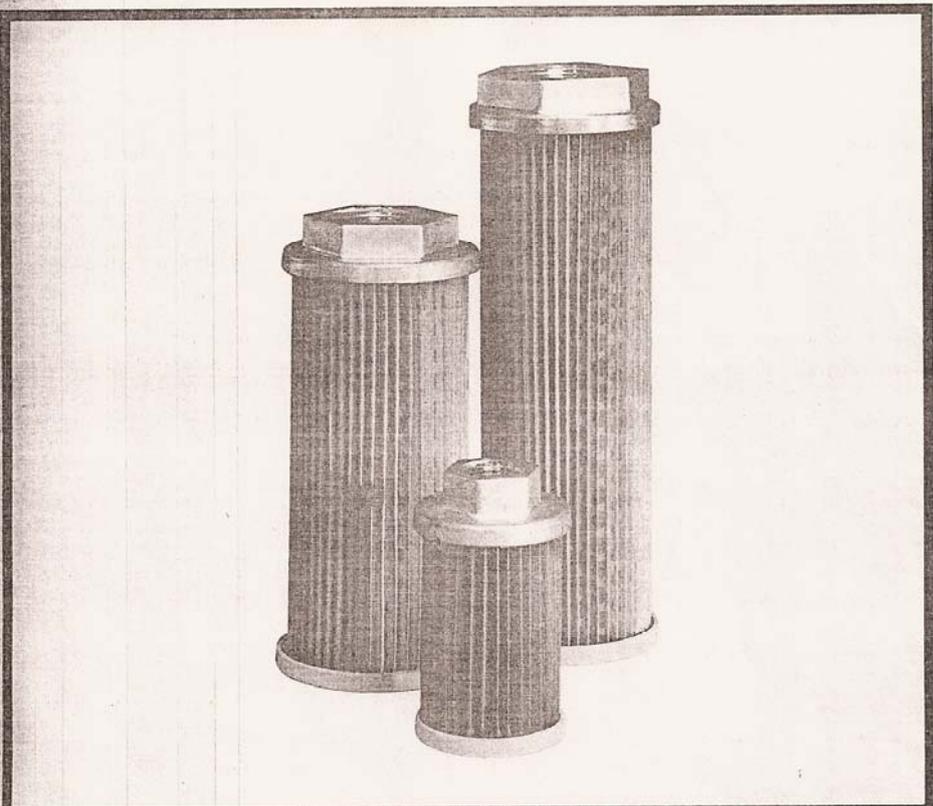
xtreme

0

ive shroud

1/68/7/80

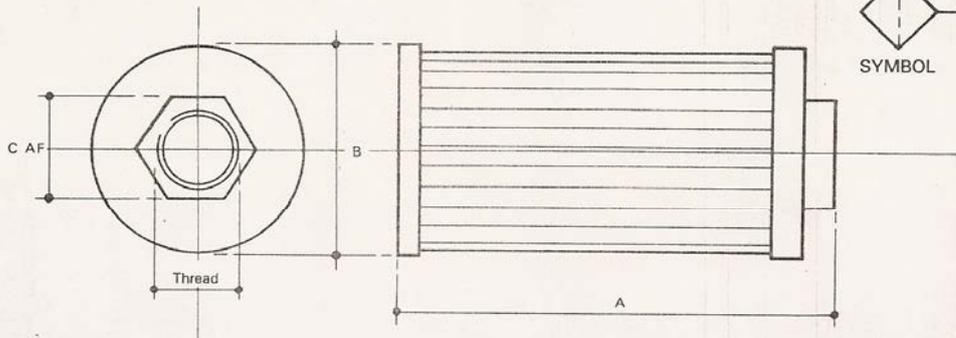
Suction Elements

A complete range of Suction Elements with standard 125 micron ratings available from 15 l/min (3 gal/min) to 500 l/min (110 gal/min), designed to give maximum efficiency at full flow ratings. When selecting Suction Elements for system, Elements can be related directly to pump capacity. Suitable for use with hydraulic fluids, lubricants, coolants, cutting fluids, and mineral oils.

The Element incorporates four types of materials bronze filtering media, steel, zinc alloy and engineering resin. The direction of flow on all Elements is from outside to inside, dirt particles deposited on outside surface can be removed by washing in petrol or similar fluids. The above range is standard but other micron ratings are available. Maximum working temperature 90°C.

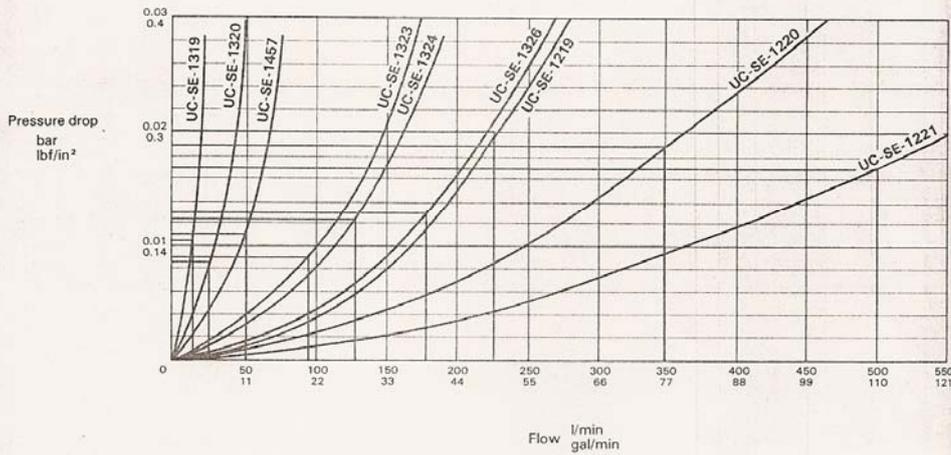
SECT 8 © 1979 UCC®



NOTE: TO SELECT FILTER ELEMENT RELATE L/MIN/(GAL/MIN) DIRECTLY TO PUMP FLOW RATING

Part Number	Flow		Thread		Micron Rating	A mm	B mm	C mm	Weight
	l/min	gal/min	R	BSP					
UC-SE-1319	15	3.3	1/4	1/4	125	105.5	46	30	0.12 kg
UC-SE-1320	25	5.5	3/8	3/8		109.5	64	36	0.22 kg
UC-SE-1457	50	11	1	1		139.5	64	46	0.27 kg
UC-SE-1323	95	21	1 1/2	1 1/2		140	86	60	0.45 kg
UC-SE-1324	130	28.5	1 1/2	1 1/2		200	86	60	0.53 kg
UC-SE-1326	180	39.5	2	2		260	86	70	0.56 kg
UC-SE-1219	225	49.5	2	2		150	150	70	1.18 kg
UC-SE-1220	350	77	2 1/2	2 1/2		212	150	90	1.44 kg
UC-SE-1221	500	110	3	3		272	150	100	1.58 kg

Average Pressure Drop
Oil Viscosity 30 Centistokes



Fil

UC
combin
displace
reservo
when fi
40 micr
availabl
The
of indus
agricult

FIGURA F.2
FILTRO DE DESCARGA

ANEXO F.2, FILTRO DE DESCARGA

Tank Top Filters

UCC



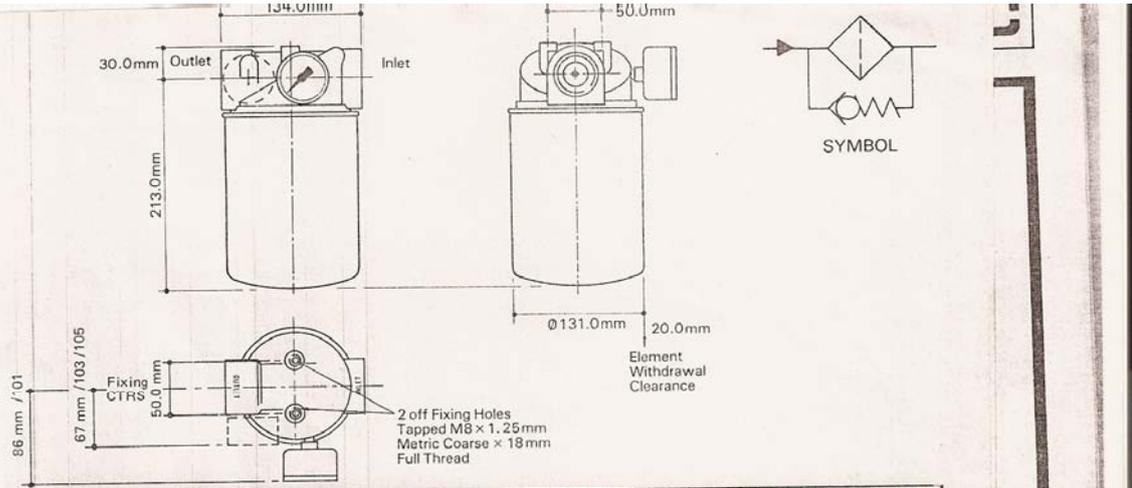
These units are an extension of the well established UCC filter range incorporating disposable filter elements. They provide the same rapid service benefits as the inline type plus, where installation requirements permit, simplified piping arrangements. Elements have a nominal filtration rating of 10 microns.

Three models are available having full flow rates of 45, 100

and 200 l/min (10, 22 and 44 gal/min). Maximum working pressure is 7 bar (100 lbf/in²). There is a choice of either mechanical or electrical indicators for warning when the element is in need of replacement.

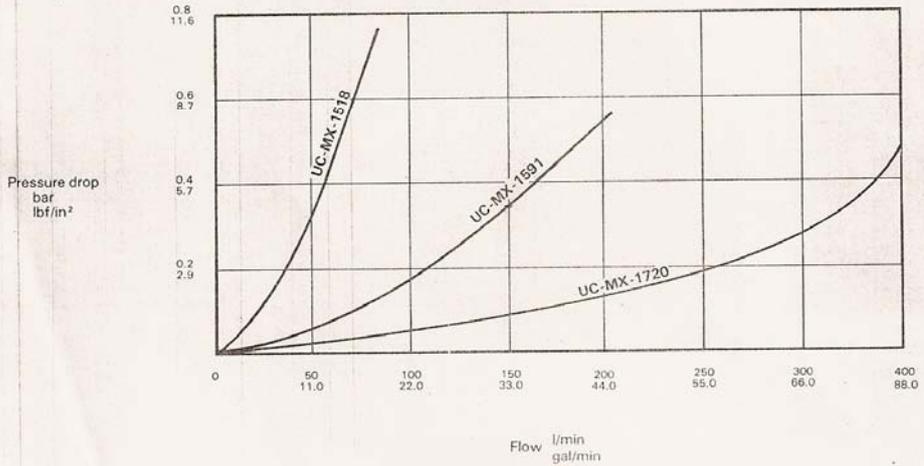
The disposable element feature provides a quick and clean replacement service with minimum down time. Elements are fitted with Anti-Drain Back

Diaphragm to retain contaminated oil in element when replacement is fitted. Tank Top Replacement Elements are identified by red colouring with white characters.



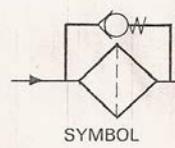
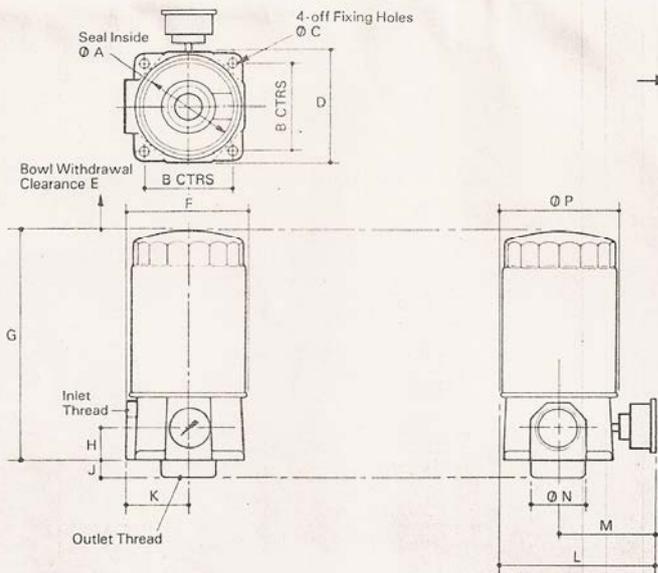
Part Number	Flow		Thread		Micron Rating	Indicator	By Pass	Weight	Replacement Element
	l/min	gal/min	R	BSP					
UC-MX-1591-101	180	40	1 1/4	1 1/4	10	With	With	2.47 kg	UC-MX-1591-4-10
UC-MX-1591-102						Without	With	2.36 kg	

Average Pressure Drop
Oil Viscosity 30 Centistokes



Suction Line Filters
Use above graph to establish pressure drop (sub atmospheric). It is important to ensure that the total pressure loss due to filter and pipes, etc., does not create a depression at the pump inlet exceeding the pump manufacturers recommendations. High viscosity conditions such as might occur during cold start conditions must be taken into account. For further data consult UCC. Suction Filters can be supplied fitted with a by-pass valve set to crack at 0.17 bar 2.5 lbf/in² or with no by-pass.

Part Number	Suction Application
UC-MX- * -103	With By Pass - With Indicator
UC-MX- * -104	With By Pass - No Indicator
UC-MX- * -105	No By Pass - With Indicator
UC-MX- * -106	No By Pass - No Indicator



TECHNICAL S

Construction:
Element Construction

Maximum working p
Temperature range:
3y-pass valve settin
Fluid:
Indicator setting:
Visual indicator:

Electrical indicator:
Cable connection:

TANK TOP M

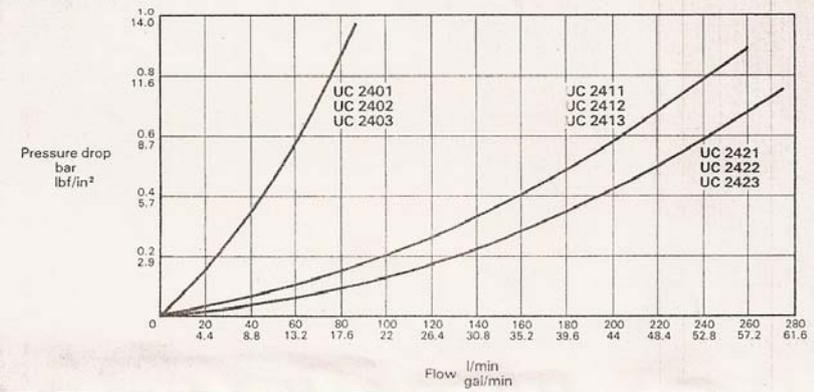
Mounting
Thread A,
4-off

Part Number	Flow l/min	Flow gal/min	Thread R	Thread BSP	Indicator	Weight	Replacement Element	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	J mm	K mm	L mm	M mm	N mm	P mm
UC-2401					Without	1.04 kg												90			
UC-2402	45	10	3/4	3/4	Visual	1.40 kg	UC-2408	74	70	7	90	25	98	201	25	20	50	129	80		
UC-2403					Electrical	1.40 kg												169	120	36	97
UC-2404					Din Elec	1.74 kg												188	139		
UC-2411	100	22	1 1/2	1 1/2	Without	2.44 kg	UC-2418	105	100	9	123	25	136	254	36	20	70	123			
UC-2412					Visual	2.60 kg												188	100		
UC-2413					Electrical	2.51 kg												208	140	60	131
UC-2414					Din Elec	2.62 kg												225	169		
UC-2421	200	44	1 1/2	1 1/2	Without	2.60 kg	UC-2428	105	100	9	123	25	136	254	36	20	70	123			
UC-2422					Visual	2.64 kg												166	100		
UC-2423					Electrical	2.66 kg												208	140	60	131
UC-2424					Din Elec	3.20 kg												225	169		

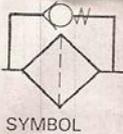
INSTALLAT

It is recommended
illustrated. Check
UC 2401, UC 24

Average Pressure Drop
Oil Viscosity 30 Centistokes



Inlet

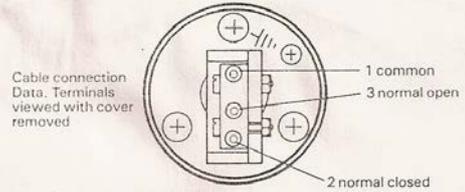


SYMBOL

TECHNICAL SPECIFICATION

Construction: Aluminium base, steel filter case.
Element Construction: Filtration rating 10 microns nominal disposable spin-on type, UC2408 and UC2418 resin impregnated paper filter media. Maxi-Flow UC2428 wire backed resin impregnated paper filter media.

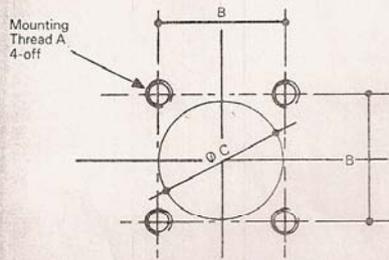
Maximum working pressure: 7 bar (100 lbf/in²).
Temperature range: -30°C to +90°C.
By-pass valve setting: 1 bar (15 lbf/in²) approx.
Fluid: Mineral based oils.
Indicator setting: 0.9 bar (12.87 lbf/in²) approx.
Visual indicator: Dial type. Green by pass closed. Red by pass open.
Electrical indicator: To operate warning light or relay automatic reset.
Cable connection: Solder terminals with cover and cable gland, or DIN standard plug and socket.



Cable connection Data. Terminals viewed with cover removed

Voltage	Resistive load Amps	Inductive load Amps
AC 125	5	5
AC 250	5	5
DC 30	5	3
DC 125	0.5	0.06
DC 250	0.25	0.03

TANK TOP MACHINING DETAILS



Part Number	Mounting Thread A	B mm	Ø C with Diffuser mm	Ø C without Diffuser mm
UC 2401	M6	70	40	40
UC 2402				
UC 2403				
UC 2411	M8	100	100	65
UC 2412				
UC 2413				
UC 2421				
UC 2422				
UC 2423				

M mm	N mm	P mm
80	36	97
120	60	131
139	60	131
100	60	131
140	60	131
159	60	131

INSTALLATION INSTRUCTIONS

It is recommended that a Diffuser is fitted on outlet pipe as shown in Fig. A, to reduce foaming and aeration of oil. To install filter, Machine tank top to details illustrated. Check that seal is located in filter base, position filter assembly on tank top and secure with four mounting bolts. If a diffuser is fitted to filters UC 2401, UC 2402, or UC 2403 diffuser will have to be assembled to outlet pipe from inside of tank.

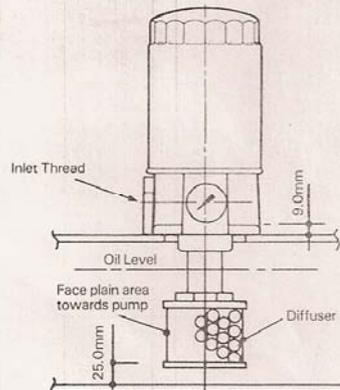


Fig. A. Showing Tank Top Filter installed with diffuser. Diffuser must be below oil level.

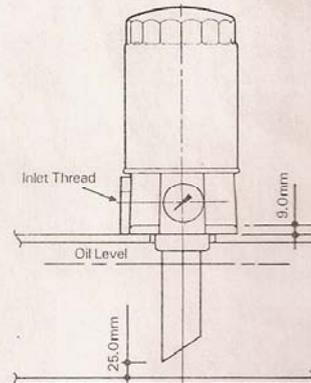


Fig. B. Showing Tank Top Filter installed without Diffuser.

ANEXO G

FIGURA G.1
VALVULA DE GLOBO

ANEXO G, VALVULA DE GLOBO

Válvula de acero forjada del globo

Para las industrias del petróleo, petroquímicas y aliadas

Diseño: Prueba Bs-5352: Api 598



Reduced Bore	-	1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	-
Full Bore	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2

End to End	A	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	
		80	3.14	80	3.14	90	3.54	110	4.33	127	5.00	155	6.10	170	6.69	210	
Handwheel	B	70	2.75	70	2.75	80	3.14	110	4.33	110	4.33	130	5.11	130	5.11	160	
Center to top	C	148	5.82	148	5.82	165	6.40	180	7.08	213	8.38	248	9.76	257	10.1	317	
Diameter of Bore	D	7	0.28	9	0.35	13	0.51	17.5	0.69	22.5	0.89	29.5	1.16	35	1.38	45.5	
Approx. weight	Kg/Lb	1.7	3.7	1.7	3.7	2.3	5	3.6	7.9	5.9	12.9	8.5	18.7	11.6	25.5	20.8	

1	Type of valve	Globe Valve							
2	Size	1	2	3	4	5	6	7	8
		1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2
3	Ends	Threaded SC				Socket weld SW			
4	Bonnet connection	Bolted Bonnet BB				Welded Bonnet WB			
5	Gland Connection	Bolted Gland							
6	Stem screw	Rising Stem							
		Outside screw & yoke							
7	Disk type	Globe & needle type							
8	Bore	Full Bore				Reduced Bore			
9	Material	A 105	A 105	A 105	A 105	A 350	A 182	A 182	A 105

		F6	316	Monel	304	316	F6	316	Stellite
--	--	----	-----	-------	-----	-----	----	-----	----------

1	Body	ASTM A105
2	Bonnet	ASTM A105
3	Stem	ASTM A276 Type
4	Disc	ASTM A182 F6
5	Seats	ASTM A276 Type 410
6	Gland Flange	ASTM A105
7	Gland	ASTM A276 type 410
8	Bonnet Bolting	ASTM A 193 B7
9	Studs	ASTM A276 Type 410
10	Stud Nuts	ASTM A 194 2H
11	Gasket	Spiral wound+Asbestos
12	Packing	Graphited Asbestos Inconel wire
13	Stem nut	ASTM A 276 type 410
14	Handwheel	Ductile cast
15	Handwheel nut	Carbon steel
16	Name plate	Aluminium
17	Washer	Carbon steel

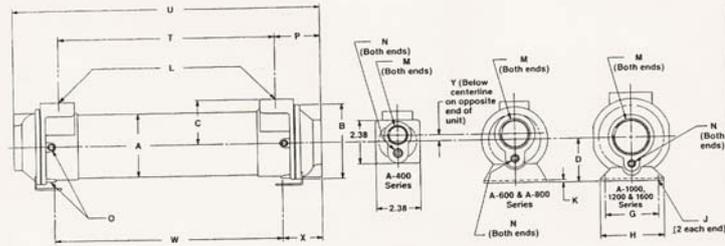
ANEXO H

FIGURA H.1
INTERCAMBIADOR DE CALOR

ANEXO H, INTERCAMBIADOR DE CALOR Y ACOPLÉS

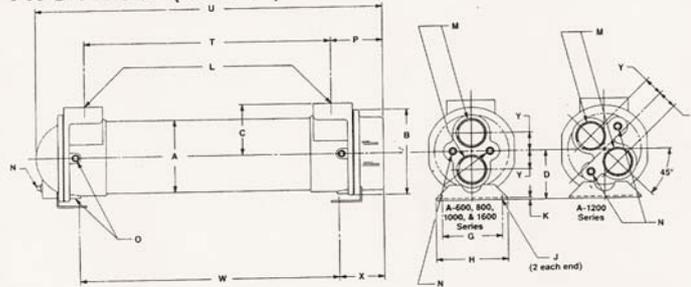
ANEXO H.1, INTERCAMBIADOR DE CALOR

SINGLE PASS (Code "O")



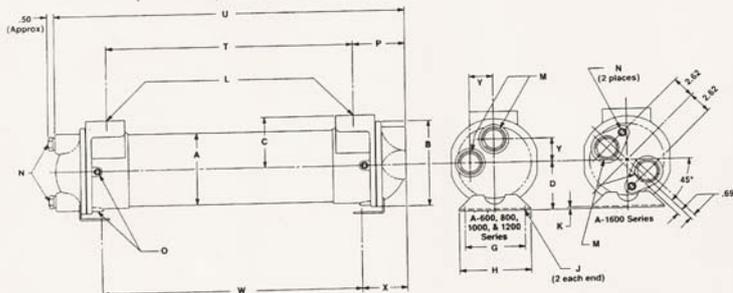
MODEL	N N.P.T.	M N.P.T.	P	U	X	Y
A-608	38	75	2.38	11.00	—	.38
A-608				11.25		
A-614	38	1.50	2.56	17.25	3.06	.38
A-624				27.25		
A-814				18.00		
A-824	38	2.00	3.44	28.00	2.56	.50
A-836				40.00		
A-1014				18.50		
A-1024	38	2.50	3.69	28.50	3.38	—
A-1036				40.50		
A-1224				29.00		
A-1236				41.00		
A-1248	50	3.00	4.25	53.00	3.75	—
A-1260				65.00		
A-1624				31.00		
A-1636				43.00		
A-1648	50	3.00	6.00	55.00	5.25	—
A-1660				67.00		
A-1672				79.00		

TWO PASS (Code "T")



MODEL	N N.P.T.	M N.P.T.	P	U	X	Y
A-608				10.75		
A-814	38	1.00	2.44	16.75	2.94	1.00
A-824				26.75		
A-814				17.62		
A-824	38	1.25	3.44	27.62	2.56	1.19
A-836				39.62		
A-1014				18.31		
A-1024	38	1.50	3.69	28.31	3.38	1.50
A-1036				40.31		
A-1224				28.75		
A-1236				40.75		
A-1248	50	2.00	4.25	52.75	3.75	1.56
A-1260				64.75		
A-1624				30.50		
A-1636				42.50		
A-1648	50	2.50	6.00	54.50	5.25	2.25
A-1660				66.50		
A-1672				78.50		

FOUR PASS (Code "F")



MODEL	N N.P.T.	M N.P.T.	P	U	X	Y
A-608				10.88		
A-814	38	75	2.31	16.88	2.81	1.00
A-824				26.88		
A-814				17.62		
A-824	38	75	3.44	27.62	2.56	1.06
A-836				39.62		
A-1014				18.38		
A-1024	38	1.00	3.56	28.38	3.25	1.69
A-1036				40.38		
A-1224				29.00		
A-1236				41.00		
A-1248	50	1.50	4.25	53.00	3.75	2.00
A-1260				65.00		
A-1624				30.75		
A-1636				42.75		
A-1648	50	2.00	6.00	54.75	5.25	—
A-1660				66.75		
A-1672				78.75		

COMMON DIMENSIONS

MODEL	A DIA.	B DIA.	C	D	G	H	J	K	L N.P.T.	O N.P.T.	T	W	NET WT. (LBS.)	MODEL
A-608	2.12	—	1.69	—	—	—	.38	—	1.00	(2)	6.12	5.12	12	A-608
A-608							.38				6.25			A-608
A-614	3.12	4.19	2.44	2.44	2.50	3.50	.50	.12	1.00	(2)	12.12	11.12	14	A-614
A-614							.50				22.12	21.12	17	A-614
A-814							.50				11.12	12.58	37	A-814
A-824	4.12	5.88	3.12	3.50	3.50	4.75	.50	.12	1.50	(6)	21.12	22.88	45	A-824
A-824							.50				33.12	34.88	54	A-824
A-836							.50				11.12	11.75	45	A-836
A-1014							.50				21.12	21.75	55	A-1014
A-1024	5.12	6.50	3.62	3.50	4.00	5.00	.50	.12	1.50	(6)	33.12	33.75	65	A-1024
A-1036							.50				20.50	21.50	75	A-1036
A-1224							.50			(6)	32.50	33.50	95	A-1224
A-1236							.50			(6)	44.50	45.50	115	A-1236
A-1248	6.12	7.50	4.25	4.12	5.00	6.00	.50	.12	2.00	(6)	56.50	57.50	135	A-1248
A-1260							.50			(6)	19.00	20.50	170	A-1260
A-1624							.50			(6)	31.00	32.50	185	A-1624
A-1636							.50			(6)	43.00	44.50	220	A-1636
A-1648	8.00	9.75	5.62	5.38	7.00	8.25	.50	.12	3.00	(6)	55.00	56.50	255	A-1648
A-1660							.50			(6)	67.00	68.50	290	A-1660
A-1672							.50			(6)	79.00	80.50	325	A-1672

All dimensions in inches. Zinc anodes optional.
NOTE: We reserve the right to make reasonable design changes without notice.

Drive Couplings



AF

The UCC range of Drive Couplings have two sintered iron drive hubs engaging in a nylon sleeve. The gears have a crowned tooth form which permits axial and angular misalignment. They are low cost, easy to assemble and require no maintenance or lubrication.

UCC have standardised on three models only to cover a comprehensive range of bore sizes used in the transmission market.

Weight
5 kg
50 kg
64 kg

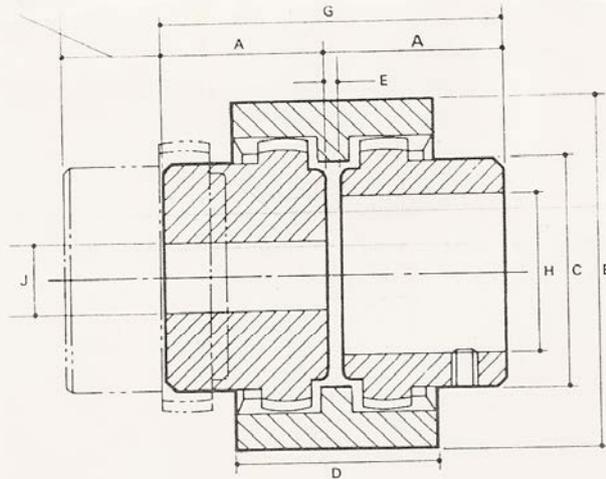
UC-DC-28 model with standard hubs bored and keywayed to metric sizes between 10mm and 28mm \emptyset , and Imperial sizes between $\frac{7}{16}$ " and $1\frac{1}{8}$ " \emptyset . Power transmission 0.75 kW (1 hp) per 100 rev/min.

UC-DC-42 model with standard hubs bored and keywayed to metric sizes between 18mm and 42mm \emptyset , and Imperial sizes between $\frac{9}{16}$ " and $1\frac{3}{8}$ " \emptyset . Power transmission 1.32 kW

(1.75 hp) per 100 rev/min.

UC-DC-55 model with standard hubs bored and keywayed to metric sizes between 25mm and 55mm \emptyset , and Imperial sizes between $1\frac{1}{8}$ " and $2\frac{1}{8}$ " \emptyset . Power transmission 6.0 kW (8 hp) per 100 rev/min.

All couplings are available with pilot bores for customers own machining requirements. Special Parallel and Taper bores with keyways are available to order.



Part Number	Max. Speed rev/min	* Rating/ 100 rev/min		Weight	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H		J
		kW	hp									Max. Bore	Min. Bore	Pilot Bore
UC-DC-28	5000	0.75	1.00	0.85 kg	40.0	66.0	44.0	38.0	4.0	104.0	84.0	28.0	10.0	8.0
UC-DC-42	5000	1.32	1.75	1.65 kg	42.0	90.0	60.0	52.0	4.0	115.0	88.0	42.0	14.0	12.0
UC-DC-42-PBL	5000	1.32	1.75	1.91 kg	50.0	90.0	60.0	52.0	4.0	131.0	104.0	42.0	14.0	12.0
UC-DC-55	4000	6.00	8.00	3.87 kg	60.0	125.0	85.0	65.0	4.0	158.0	124.0	55.0	15.9	15.9 min., 38.1 max.

select coupling model check application to establish running load condition.
 check chart for factor (F) and apply factor (F) to * Rating of coupling formulae. This answer you apply to * Rating/100 rev/min above.
 is advisable always to check shaft sizes being used on application and check with dimension 'H'.

Application	Factor (F)	
	Electric motor	Petrol/Diesel engine
Uniform load	1.00	1.20
Medium shock	1.25	1.50
Heavy shock	1.75	2.00

$$* \text{ Rating of coupling} = \frac{\text{HP of application} \times 100 \times F}{\text{rev/min of application}}$$

Model UC-DC-28

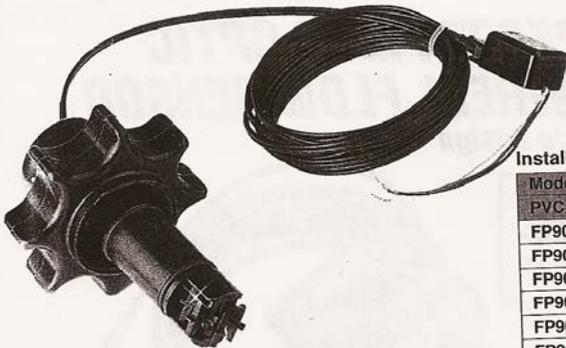
Part Number	Coupling halves with Metric Bore and Keyway		
	Ø Bore	Keyway	
		Width	Height
UC-DC-28-M10	10.0 mm	3.0 mm	11.5 mm
UC-DC-28-M11	11.0 mm	4.0 mm	12.9 mm
UC-DC-28-M14	14.0 mm	5.0 mm	16.4 mm
UC-DC-28-M16	16.0 mm	5.0 mm	18.4 mm
UC-DC-28-M18	18.0 mm	6.0 mm	20.9 mm
UC-DC-28-M19	19.0 mm	6.0 mm	21.9 mm
UC-DC-28-M20	20.0 mm	6.0 mm	22.9 mm
UC-DC-28-M22	22.0 mm	6.0 mm	24.9 mm
UC-DC-28-M24	24.0 mm	8.0 mm	27.5 mm
UC-DC-28-M25	25.0 mm	8.0 mm	28.5 mm
UC-DC-28-M28	28.0 mm	8.0 mm	31.5 mm

ANEXO I

FIGURA I.1
MEDIDOR DE TEMPERATURA

ANEXO I, MEDIDORES DE CAUDAL, PRESION, VARIADOR DE VELOCIDAD DE GIRO Y TEMPERATURA

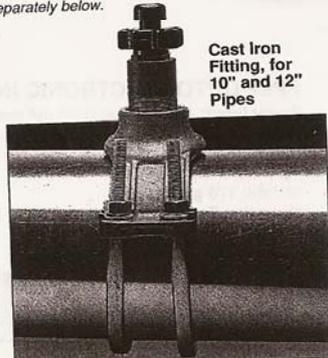
ANEXO I.1, MEDIDOR DE CAUDAL



HIGHLIGHTED MODELS IN STOCK FOR FAST DELIVERY!
FLOW SENSORS

To Order (Specify Model No.)		
Model No.	Price	Description
FP9001*	\$225	Paddlewheel sensor for pipes ½" to 4"
FP9002*	260	Paddlewheel sensor for pipes 5" to 8"
FP9003*	305	Paddlewheel sensor for pipes 10" and up

*Must be used with an FP9P, FP9250, or FLSC90 optical interface. Purchase separately below.



Cast Iron Fitting, for 10" and 12" Pipes

Installation Fittings*

Model No.	Price	Pipe Size	Flowrange (gpm)
PVC Schedule 80			
FP9005	\$80	½"	1.0-20
FP9007	90	¾"	1.5-30
FP9010	90	1"	2.7-55
FP9012	100	1½"	4.5-90
FP9015	100	1½"	6.2-125
FP9020	100	2"	10.5-200
FP9025	100	2½"	15-300
FP9030	120	3"	23-500
FP9040	140	4"	39-800
FP9060	180	6"	88-1800
FP9080	220	8"	154-3080
Cast Iron Saddle, Schedule 40			
FP9081	360	10"	240-5000
FP9082	360	12"	350-7000

*Note: PVC fittings from ½" through 1½" are tees; from 2" through 8" are saddle type.



PVC Tee Fitting, for Pipes ½" Through 1½"

Accessories

Model No.	Price	Description
FP9P-T	\$155.00	Optical to TTL pulse interface
FP9P-CL	195.00	Optical to open collector pulse interface
FLSC90**	390.00	4-20 mA output signal conditioner with built-in optical interface
FP9250	390.00	Pulser with optical interface
PSU-24B	40.00	Wall socket plug-in transformer, 115 Vac in, 24 Vdc out on screw terminals
TX4-100	28.50	4-Wire shielded cable, 100 ft.

** Please specify fitting and desired 4-20 mA output flowrange. See example below

Ordering Example:

Qty	Description	Price
1	FP9001 sensor for ½" to 4" pipe	\$225.00
1	FP9010 fitting for 1" pipe	90.00
1	FLSC90 4-20 mA output signal conditioner	390.00
1	Calibrate FLSC90 signal conditioner for use with fitting for 0-50 gpm range	No charge
1	PSU-24B wall-socket plug-in transformer	40.00
1	TX4-100 4-wire shielded cable, 100 ft	28.50
Total		\$773.50

FIGURA I.2
MEDIDOR DE PRESIÓN

ANEXO I.2, MEDIDOR DE PRESION

FO SPECIAL PURPOSE FREQUENCY OUTPUT TYPE PRESSURE TRANSDUCER

H20 FOR PRESSURES UP TO 10,000 PSIG

ow
5%

s for

with a
IEGA
e

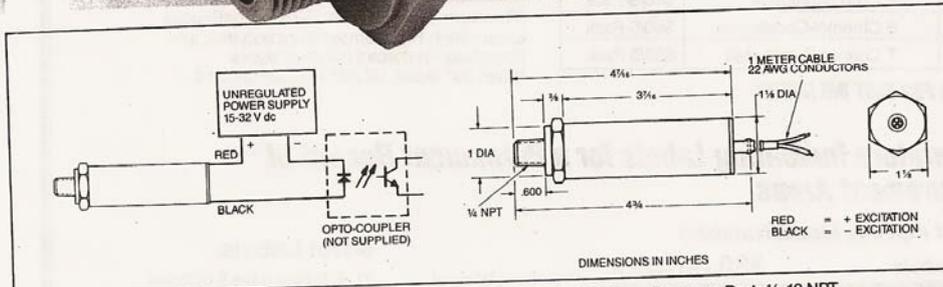
11 Series
50 to 0-10,000 PSIG

\$375



Not shown actual size

- ✓ 16-32 Vdc Excitation
- ✓ 0.5% Accuracy
- ✓ +30° to +130°F Compensated Range
- ✓ 17-4 PH Stainless Steel Diaphragm
- ✓ High Noise Immunity



ily
ds.
g
to the
ions
A
i), for
SIG
ges.

FOR
ION

SPECIFICATIONS

Excitation: 16 to 32 Vdc
 Output: 1 to 11 k Hz
 Minimum Current: 15 mA
 Maximum Current: 40 mA
 Duty Cycle: 50% Nominal
 Accuracy: ±0.5% full scale (B.F.S.L. Linearity, Hysteresis & Repeatability)
 Zero Balance: ±2.0% full scale
 Operable Temperature Range: 0 to 160°F (-18 to 72°C)
 Thermal Zero Effect: ±0.02% full scale/°F (±0.04%/°C)
 Thermal Sensitivity Effect: ±0.02% full scale/°F (±0.04%/°C)
 Proof Pressure: 2 x full scale
 Burst Pressure: 4 x full scale minimum
 Gages: Semiconductor on Diaphragm
 Body Material: Aluminum Housing, 20% Glass Loaded Polysulfone

Diaphragm/Port Material: 17-4 PH SS
 Welded Construction
 Pressure Port: 1/4-18 NPT
 Weight: 5.7 ozs.

To Order (Specify Model Number)

SEE SECTION D FOR INSTRUMENT SELECTION

PRESSURE RANGE	MODEL NUMBER	PRICE	COMPATIBLE METER
0- 50 PSIG	PX311-050G 10F	\$375	CONSULT SALES
0- 100 PSIG	PX311-100G 10F	375	DP2000-H9
0- 300 PSIG	PX311-300G 10F	375	CONSULT SALES
0- 500 PSIG	PX311-500G 10F	375	CONSULT SALES
0- 750 PSIG	PX311-750G 10F	375	CONSULT SALES
0- 1000 PSIG	PX311-1KG 10F	375	DP2000-H9
0- 2000 PSIG	PX311-2KG 10F	375	DP2000-H8 or H9
0- 4000 PSIG	PX311-4KG 10F	375	CONSULT SALES
0- 5000 PSIG	PX311-5KG 10F	375	CONSULT SALES
0- 7500 PSIG	PX311-7.5KG 10F	375	CONSULT SALES
0-10000 PSIG	PX311-10KG 10F	375	CONSULT SALES

FREQUENCY OUTPUT TYPE PRESSURE TRANSDUCER B

FIGURA I.3
MEDIDOR DE CAUDAL

ANEXO I.3, VARIADOR DE VELOCIDAD DE GIRO

VARIADOR DE VELOCIDAD MARCA SCHNEIDER ELECTRIC MODELO ALTIVAR ATV28 HU18N4 (POTENCIA 0.75 KW / 1 HP.)



CARACTERÍSTICAS :

Con la familia ALTIVAR 28, usted no necesita ser un especialista para aplicar un variador de velocidad a su motor. Existe un calibre por cada potencia normalizada de motor, que sumado a la facilidad de instalación y programación, y a la elevada performance, le aseguran un funcionamiento satisfactorio en el cien por ciento de las aplicaciones.

El ALTIVAR 28 saca el mayor provecho de las características del motor, gracias al algoritmo de Control Vectorial de flujo de Cuarta Generación, adaptable a cada motor mediante un autoajuste que realiza el propio ALTIVAR 28.

De características compactas, el ALTIVAR 28 permite una sencilla integración en tableros asegurando además niveles de emisión de ruido eléctrico contenidos, debido a la incorporación de filtros CEM para ambientes industriales.

El ALTIVAR 28 cuenta además con entradas y salidas digitales y analógicas incorporadas, y un panel de visualización y configuración incluido que permite adaptarlo a cualquier aplicación desde bombeo, ventilación, transporte horizontal o cualquier movimiento de su máquina.

Justamente en ciertas máquinas podrá usted aprovechar la comunicación. Modbus RS485 incorporada, que permite conformar una red de hasta 16 ALTIVAR 28 con el simple tendido de un par trenzado.

Al igual que su hermano mayor el ALTIVAR 58, el Altivar 28 puede montarse en tablero en una disposición lado a lado, lo que permite un significativo ahorro de espacio sin afectar la performance.

Algunas de las opciones que encontramos para el ALTIVAR 28 son:

Software de configuración para PC ambiente Windows

Inductancias de línea

Filtros RFI para ambientes domésticos

Kit para deportación de terminal de visualización a puerta de tablero

Kit para comando local.

Parte integrante de la familia ALTIVAR 28, es la gama equipada en gabinete IP55, que comprende un interruptor de alimentación con mando rotativo frontal, un potenciómetro para consigna de velocidad, y dos selectoras para discriminación de sentido de giro.

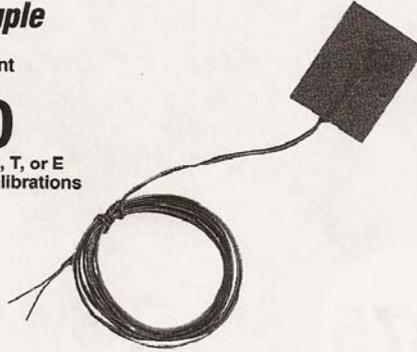
FIGURA I.4
VARIADOR DE VELOCIDAD

TEMPERATURE ACCESSORIES FOR STRAIN MEASUREMENT AREA

Self Adhesive Fast Response Thermocouple

- Easy to Install
- Available in J, K, T, and E Calibrations
- Better Than 0.3 Second Response Time
- 36" Color-Coded Teflon® Insulated Leads
- Rated to 500°F Long Term
- Convenient 5 Pack

Convenient
5-Pack
\$60
Available in J, K, T, or E
Thermocouple Calibrations



To Order (Specify Model Number)

MODEL	THERMOCOUPLE TYPE	PRICE
SA1-J	J Iron-Constantan	\$60/5-Pack
SA1-K	K Chromel-Alumel	\$60/5-Pack
SA1-E	E Chromel-Constantan	\$60/5-Pack
SA1-T	T Copper-Constantan	\$60/5-Pack

SPECIFICATIONS

Thermocouple Calibrations: J (Iron-Constantan), K (Chromel-Alumel), T (Copper-Constantan), E (Chromel-Constantan)

Adhesive: Pressure sensitive silicone polymer

Maximum Temperature: 350°F, continuous

Minimum Temperature: -75°F, continuous

Laminates: High temperature polymer, and fiberglass reinforced polymer layers

Wire: 36" leads, 30 AWG Teflon® coated

IN STOCK FOR FAST DELIVERY!

Temperature Indicating Labels for a Permanent Record of Measurement Areas

To Order (Specify Model Number)

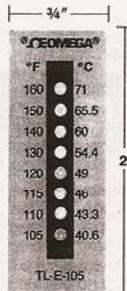
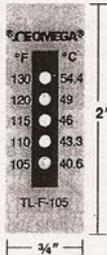
8 Dot Labels \$30.00 pack of 10

	Temperature Range °F							
TL-E-105	105	110	115	120	130	140	150	160
TL-E-170	170	180	190	200	210	220	230	240
TL-E-250	250	260	270	280	290	300	310	320
TL-E-330	330	340	350	360	370	380	390	400
TL-E-410	410	420	435	450	465	480	490	500

5 Dot Labels \$19.00 pack of 10

	Temperature Range °F				
TL-F-105	105	110	115	120	130
TL-F-140	140	150	160	170	180
TL-F-190	190	200	210	220	230
TL-F-240	240	250	260	270	280
TL-F-290	290	300	310	320	330
TL-F-340	340	350	360	370	380
TL-F-390	390	400	410	420	435
TL-F-450	450	465	480	490	500

All labels show the °C equivalent to the °F rating.



8-Dot Labels

TL-E labels have 8 different temperature ratings on a single label, which give the user the most information about the highest temperature reached. These indicators are supplied 10 to a package.

5-Dot Labels

TL-F labels have five temperature dots aligned in a straight line. This design gives the user the maximum temperature, with just a quick glance. The TL-F series labels are supplied 10 to a package.

Shown actual size
STOCKED FOR FAST DELIVERY

For more information: Contact the OMEGA Complete Temperature Measurement Handbook and Encyclopedia®

STRAIN GAGES



ANEXO L

ANEXO L, CORRIDA DEL PROGRAMA DE COMPUTACION

```
Private Sub btes2_Click()
```

```
marca = 0
```

```
While marca < 20
```

```
Dim amp2
```

```
amp2 = 36
```

```
amp2 = amp2 + Int((5 * Rnd) + 1)
```

```
txtamp2 = amp2
```

```
Dim temp2
```

```
temp2 = 32
```

```
temp2 = temp2 + Int((6 * Rnd) + 0.5)
```

```
txttem2 = temp2
```

```
Dim cau2
```

```
cau2 = 6
```

```
cau2 = cau2 + Int((10 * Rnd) + 1)
```

```
txtcau2 = cau2
```

```
Dim var42
```

```
var42 = 3500
```

```
var42 = var42 + Int((30 * Rnd) + 10)
```

```
txtvar42 = var42
```

```
Dim var52
```

```
var52 = 4000
```

```
var52 = var52 + Int((5 * Rnd) + 10)
```

```
txtvar52 = var52
```

```
Dim rpm2
```

```
rpm2 = 1950
```

```
rpm2 = rpm2 + Int((10 * Rnd) + 1)
```

```
txtrpm2 = rpm2
```

```
wpresion2 = 1500
```

```
wpresion2 = wpresion2 + Int((5 * Rnd) + 1)
```

```
txtpresion2 = wpresion2
```

```
txttem2.Refresh
```

```
txtamp2.Refresh
```

```
txtcau2.Refresh
```

```
txtvar42.Refresh
```

```
txtvar52.Refresh
```

```
txtrpm2.Refresh
```

```
txtpresion2.Refresh
```

```
tempo = 0
While tempo < 1000000
    tempo = tempo + 1
Wend
```

```
marca = marca + 1
Wend
```

```
potbom2 = (wpresion2 * 6.89) * ((cau2 * 0.037) / 60)
potbom2.Refresh
```

```
potelec2 = (CInt(txtvoltaje) * amp2 * 0.86) / 1000
potelec2.Refresh
```

```
efic2 = potbom2 / potelec2
efic2.Refresh
```

```
potmot2 = (((var52 * 4.45) / 39.37) * (rpm2 / 60)) / 1000
potmot2.Refresh
End Sub
```

```
Private Sub btes3_Click()
marca = 0
```

```
While marca < 20
    Dim amp3
    amp3 = 36
    amp3 = amp3 + Int((5 * Rnd) + 1)
    txtamp3 = amp3

    Dim temp3
    temp3 = 33
    temp3 = temp3 + Int((6 * Rnd) + 0.5)
    txttem3 = temp3

    Dim cau3
    cau3 = 5
    cau3 = cau3 + Int((5 * Rnd) + 1)
    txtcau3 = cau3
```

```
Dim var43
var43 = 3500
var43 = var43 + Int((30 * Rnd) + 10)
txtvar43 = var43
```

```
Dim var53
var53 = 4000
var53 = var53 + Int((5 * Rnd) + 10)
```

```
txtvar53 = var53
```

```
Dim rpm3  
rpm3 = 2500  
rpm3 = rpm3 + Int((10 * Rnd) + 1)  
txtrpm3 = rpm3
```

```
wpresion3 = 2000  
wpresion3 = wpresion3 + Int((5 * Rnd) + 1)  
txtpresion3 = wpresion3
```

```
txttem3.Refresh  
txtamp3.Refresh  
txtcau3.Refresh  
txtvar43.Refresh  
txtvar53.Refresh  
txtrpm3.Refresh  
txtpresion3.Refresh
```

```
tempo = 0  
While tempo < 1000000  
    tempo = tempo + 1  
Wend
```

```
marca = marca + 1  
Wend
```

```
potbom3 = (wpresion3 * 6.89) * ((cau3 * 0.037) / 60)  
potbom3.Refresh
```

```
potelec3 = (CInt(txtvoltaje) * amp3 * 0.86) / 1000  
potelec3.Refresh
```

```
efic3 = potbom3 / potelec3  
efic3.Refresh
```

```
potmot3 = (((var53 * 4.45) / 39.37) * (rpm3 / 60)) / 1000  
potmot3.Refresh  
End Sub
```

```
Private Sub btes4_Click()  
marca = 0
```

```
While marca < 20  
    Dim amp4  
    amp4 = 36  
    amp4 = amp4 + Int((5 * Rnd) + 1)
```

txtamp4 = amp4

Dim temp4

temp4 = 31

temp4 = temp4 + Int((5 * Rnd) + 0.5)

txttem4 = temp4

Dim cau4

cau4 = 5

cau4 = cau4 + Int((5 * Rnd) + 1)

txtcau4 = cau4

Dim var44

var44 = 3500

var44 = var44 + Int((30 * Rnd) + 10)

txtvar44 = var44

Dim var54

var54 = 4000

var54 = var54 + Int((5 * Rnd) + 10)

txtvar54 = var54

Dim rpm4

rpm4 = 3000

rpm4 = rpm4 + Int((10 * Rnd) + 1)

txtrpm4 = rpm4

wpresion4 = 2500

wpresion4 = wpresion4 + Int((5 * Rnd) + 1)

txtpresion4 = wpresion4

txttem4.Refresh

txtamp4.Refresh

txtcau4.Refresh

txtvar44.Refresh

txtvar54.Refresh

txtrpm4.Refresh

txtpresion4.Refresh

tempo = 0

While tempo < 1000000

tempo = tempo + 1

Wend

marca = marca + 1

Wend

potbom4 = (wpresion4 * 6.89) * ((cau4 * 0.037) / 60)

potbom4.Refresh

potelec4 = (CInt(txtvoltaje) * amp4 * 0.86) / 1000
potelec4.Refresh

efic4 = potbom4 / potelec4
efic4.Refresh

potmot4 = (((var54 * 4.45) / 39.37) * (rpm4 / 60)) / 1000
potmot4.Refresh
End Sub

Private Sub btes5_Click()
marca = 0

While marca < 20

Dim amp5
amp5 = 37
amp5 = amp5 + Int((5 * Rnd) + 1)
txtamp5 = amp5

Dim temp5
temp5 = 33
temp5 = temp5 + Int((5 * Rnd) + 0.5)
txttem5 = temp5

Dim cau5
cau5 = 5
cau5 = cau5 + Int((6 * Rnd) + 1)
txtcau5 = cau5

Dim var45
var45 = 3500
var45 = var45 + Int((30 * Rnd) + 10)
txtvar45 = var45

Dim var55
var55 = 4000
var55 = var55 + Int((5 * Rnd) + 10)
txtvar55 = var55

Dim rpm5
rpm5 = 3500
rpm5 = rpm5 + Int((10 * Rnd) + 1)
txtrpm5 = rpm5

wpresion5 = 3000
wpresion5 = wpresion5 + Int((5 * Rnd) + 1)
txtpresion5 = wpresion5

```
txttem5.Refresh
txtamp5.Refresh
txtcau5.Refresh
txtvar45.Refresh
txtvar55.Refresh
txtrpm5.Refresh
txtpresion5.Refresh
```

```
tempo = 0
While tempo < 1000000
    tempo = tempo + 1
Wend
```

```
marca = marca + 1
Wend
```

```
potbom5 = (wpresion5 * 6.89) * ((cau5 * 0.037) / 60)
potbom5.Refresh
```

```
potelec5 = (CInt(txtvoltaje) * amp5 * 0.86) / 1000
potelec5.Refresh
```

```
efic5 = potbom5 / potelec5
efic5.Refresh
```

```
potmot5 = (((var55 * 4.45) / 39.37) * (rpm5 / 60)) / 1000
potmot5.Refresh
End Sub
```

```
Private Sub Btest_Click()
```

```
marca = 0
```

```
While marca < 30
    Dim amp1
    amp1 = 35
    amp1 = amp1 + Int((5 * Rnd) + 1)
    txtamp1 = amp1
```

```
    Dim temp1
    temp1 = 31
    temp1 = temp1 + Int((6 * Rnd) + 0.5)
    txttem1 = temp1
```

```
    Dim cau1
    cau1 = 5
    cau1 = cau1 + Int((10 * Rnd) + 1)
```

txtcau1 = cau1

Dim var41

var41 = 3500

var41 = var41 + Int((30 * Rnd) + 10)

txtvar41 = var41

Dim var51

var51 = 4000

var51 = var51 + Int((5 * Rnd) + 10)

txtvar51 = var51

Dim rpm1

rpm1 = 1500

rpm1 = rpm1 + Int((10 * Rnd) + 1)

txtrpm1 = rpm1

wpresion1 = 1000

wpresion1 = wpresion1 + Int((5 * Rnd) + 1)

txtpresion1 = wpresion1

txttem1.Refresh

txtamp1.Refresh

txtcau1.Refresh

txtvar41.Refresh

txtvar51.Refresh

txtrpm1.Refresh

txtpresion1.Refresh

tempo = 0

While tempo < 1000000

tempo = tempo + 1

Wend

marca = marca + 1

Wend

potbom1 = (wpresion1 * 6.89) * ((cau1 * 0.037) / 60)

potbom1.Refresh

potelec1 = (CInt(txtvoltaje) * amp1 * 0.86) / 1000

potelec1.Refresh

efic1 = potbom1 / potelec1

efic1.Refresh

potmot1 = (((var51 * 4.45) / 39.37) * (rpm1 / 60)) / 1000

potmot1.Refresh

End Sub

Private Sub salir_Click()

End

End Sub.

FIGURA L.1
PRESUPUESTOS

APENDICES

APÉNDICE A
CODIFICACIÓN DEL
PROGRAMA DE COMPUTACIÓN

Private Sub btes2_Click()

marca = 0

While marca < 20

Dim amp2

amp2 = 36

amp2 = amp2 + Int((5 * Rnd) + 1)

txtamp2 = amp2

Dim temp2

temp2 = 32

temp2 = temp2 + Int((6 * Rnd) + 0.5)

txttem2 = temp2

Dim cau2

cau2 = 6

cau2 = cau2 + Int((10 * Rnd) + 1)

txtcau2 = cau2

Dim var42

var42 = 3500

var42 = var42 + Int((30 * Rnd) + 10)

txtvar42 = var42

Dim var52

var52 = 4000

var52 = var52 + Int((5 * Rnd) + 10)

txtvar52 = var52

Dim rpm2

rpm2 = 1950

rpm2 = rpm2 + Int((10 * Rnd) + 1)

txtrpm2 = rpm2

wpresion2 = 1500

wpresion2 = wpresion2 + Int((5 * Rnd) + 1)

txtpresion2 = wpresion2

txttem2.Refresh

txtamp2.Refresh

txtcau2.Refresh

txtvar42.Refresh

txtvar52.Refresh

txtrpm2.Refresh

txtpresion2.Refresh

APÉNDICE 2
DEMOSTRACION DEL
FUNCIONAMIENTO DEL
PROGRAMA MEDIANTE EL
ENSAYO DE UNA BOMBA Y UN
MOTOR OLEOHIDRÁULICO DEL
CATALOGO HERCULES

Pasos para realizar las pruebas, mostrando datos reales de una bomba y un motor oleohidráulico

1.- Abrir el programa presionando doble clic en el icono del mismo (acceso directo a bombas) , como se muestra en la figura del apéndice 2.1

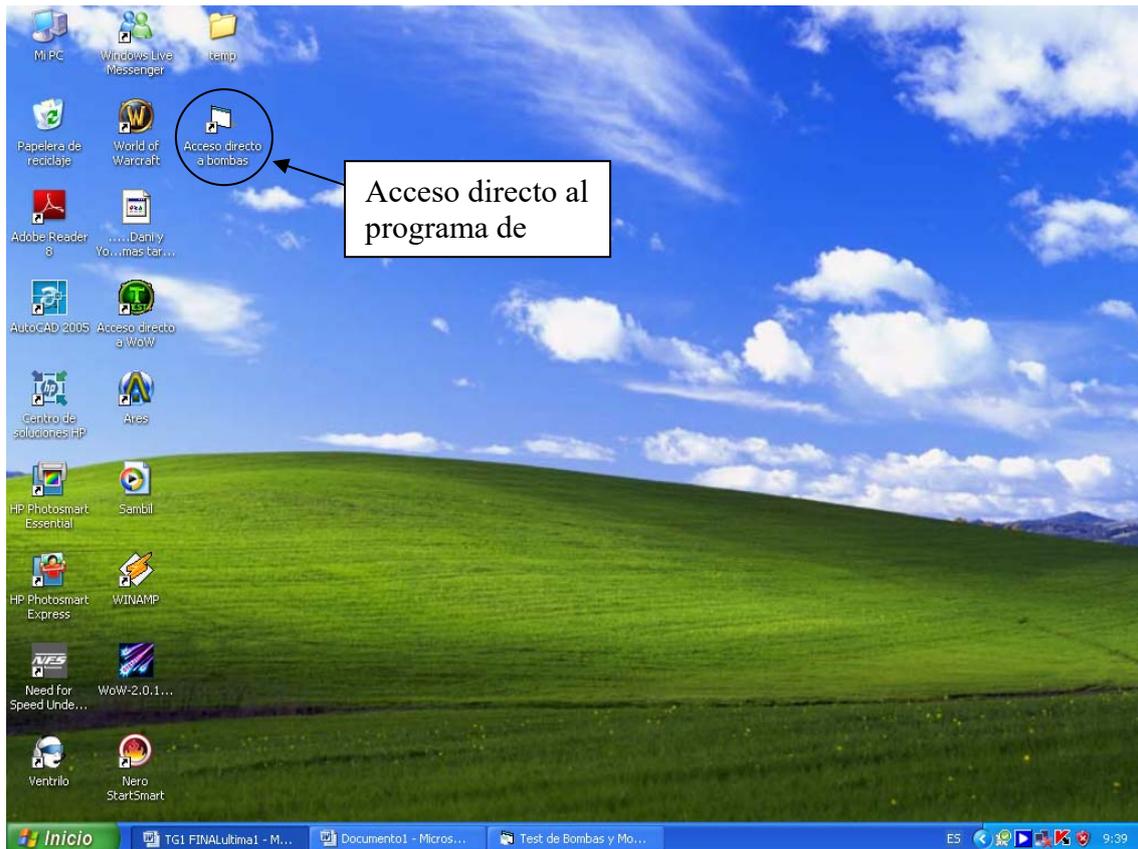


Figura apéndice 2.1, Iniciación del programa

2.- Para el primer ensayo, comenzaremos con la prueba de una bomba oleohidráulica, y seguidamente con la prueba de un motor oleohidráulico. Para empezar con la prueba de la bomba, se selecciona en la pantalla del programa el Test de bombas, como se muestra en la figura apéndice 2.2

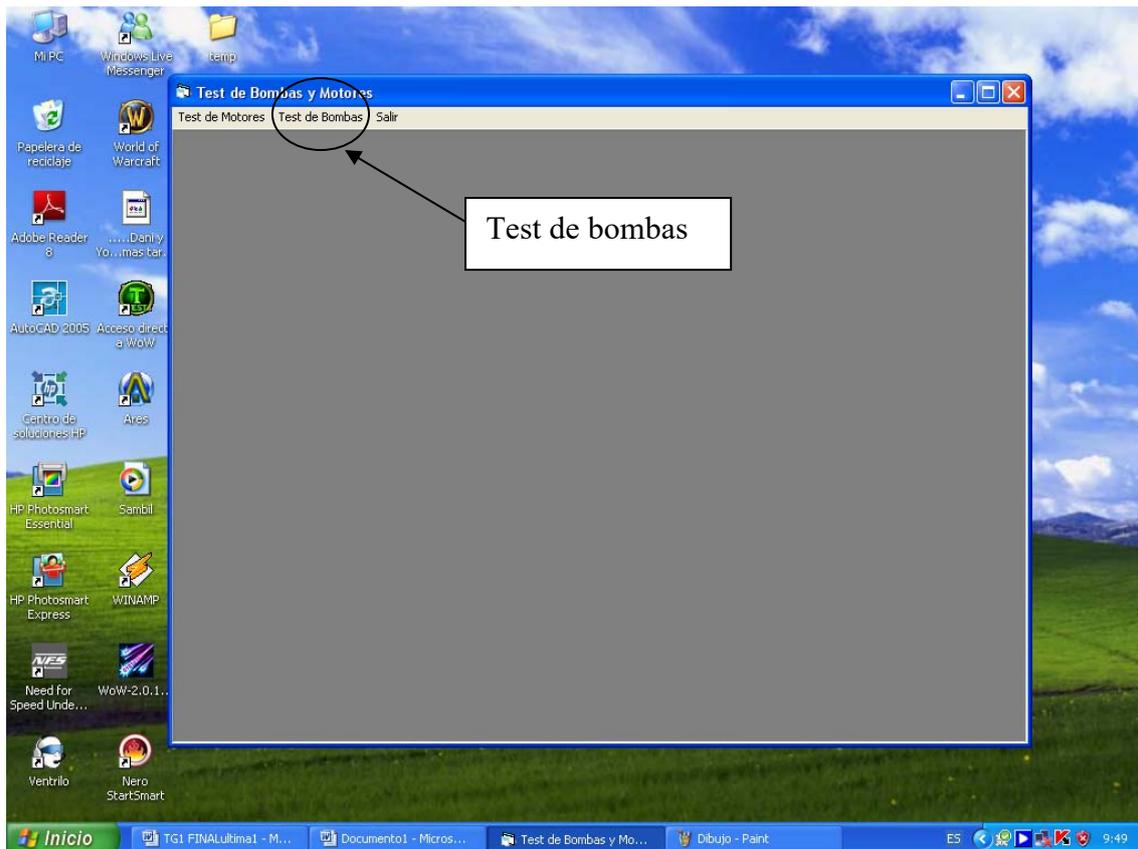


Figura apéndice 2.2, Test de bombas

3.- Después de seleccionar el test de bombas, se procede a introducir todos los datos pertinentes a la prueba, todos los datos son introducidos manualmente ya que es para la demostración del buen funcionamiento del programa, pero en la realidad, el programa va a recibir información (lectura) de los sensores colocados en el banco tales como (presión, temperatura, velocidad de giro, caudal y torque). La bomba a ensayar es una bomba GRESEN serie P-16-45, Sus especificaciones están añadidas en este apéndice, los datos introducidos se muestran en la figura apéndice 2.3.

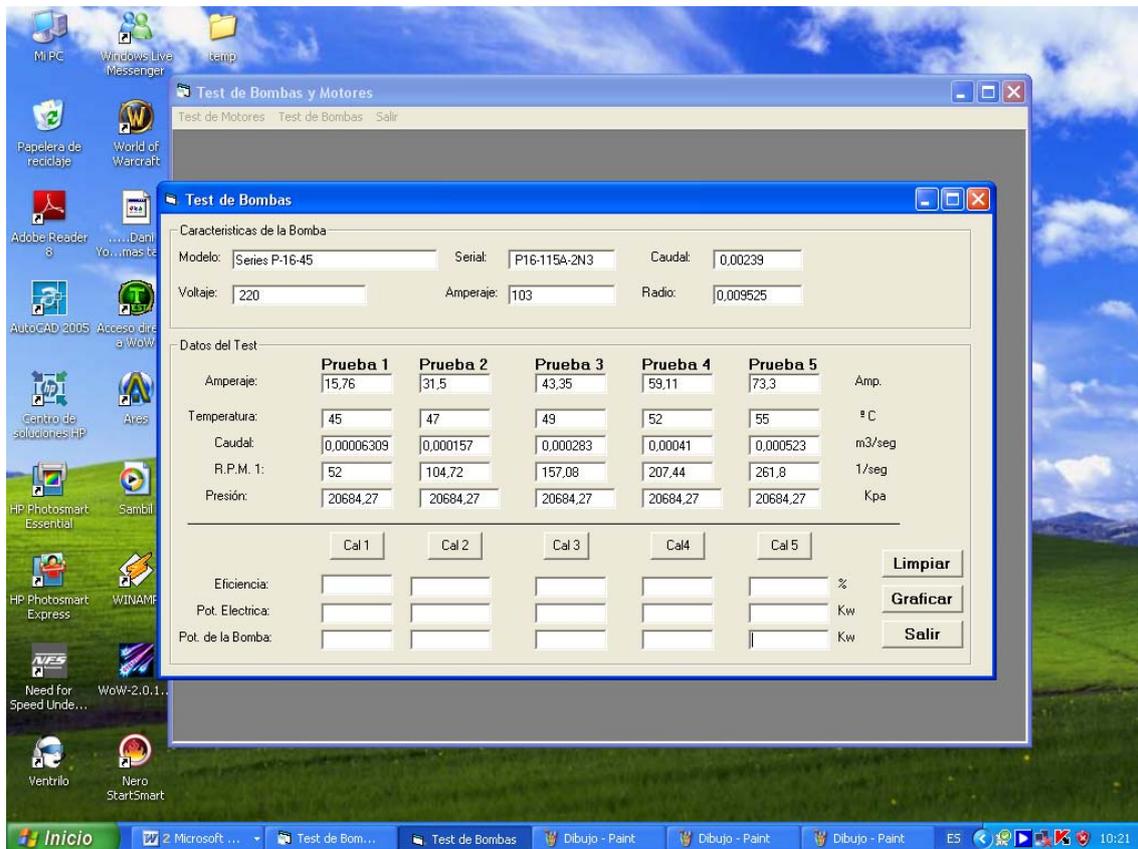


Figura apéndice 2.3, Captura e introducción de los datos

4.- Para el cálculo de las variables reflejadas en el programa tales como: Potencia eléctrica, Potencia útil y eficiencia volumétrica, se procede a darle clic a las teclas (cal1, calc2, cal3, cal4 y cal5) para cada punto de estudio. Como se muestra en la figura apéndice 2.4.

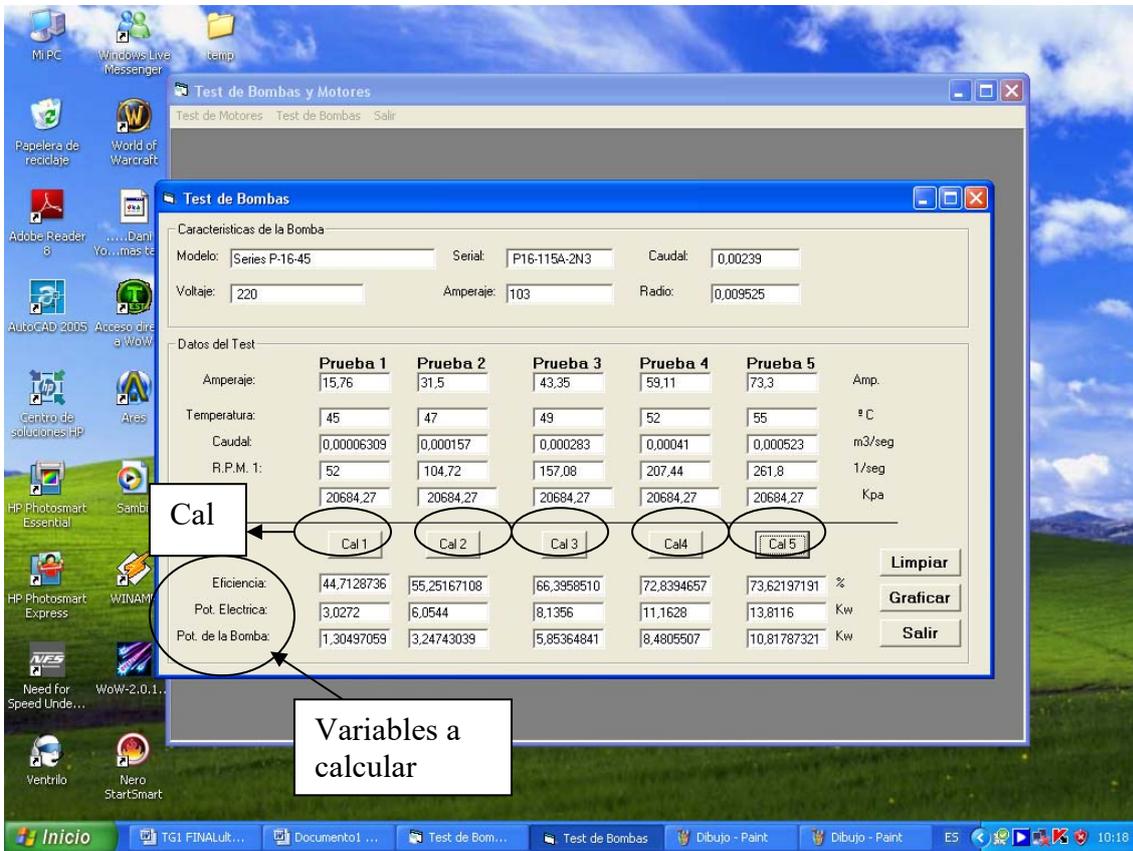


Figura apéndice 2.4, cálculo de las variables de cada punto.

5.- Se procede a graficar, pulsando clic en el icono graficar se muestra una sub-ventana en la cual se observa 4 opciones de las curvas características requeridas, las cuales son: Caudal vs RPM, eficiencia vs RPM, Potencia eléctrica vs RPM y Potencia de la bomba vs RPM), como se muestra en la figura apéndice 2.5.

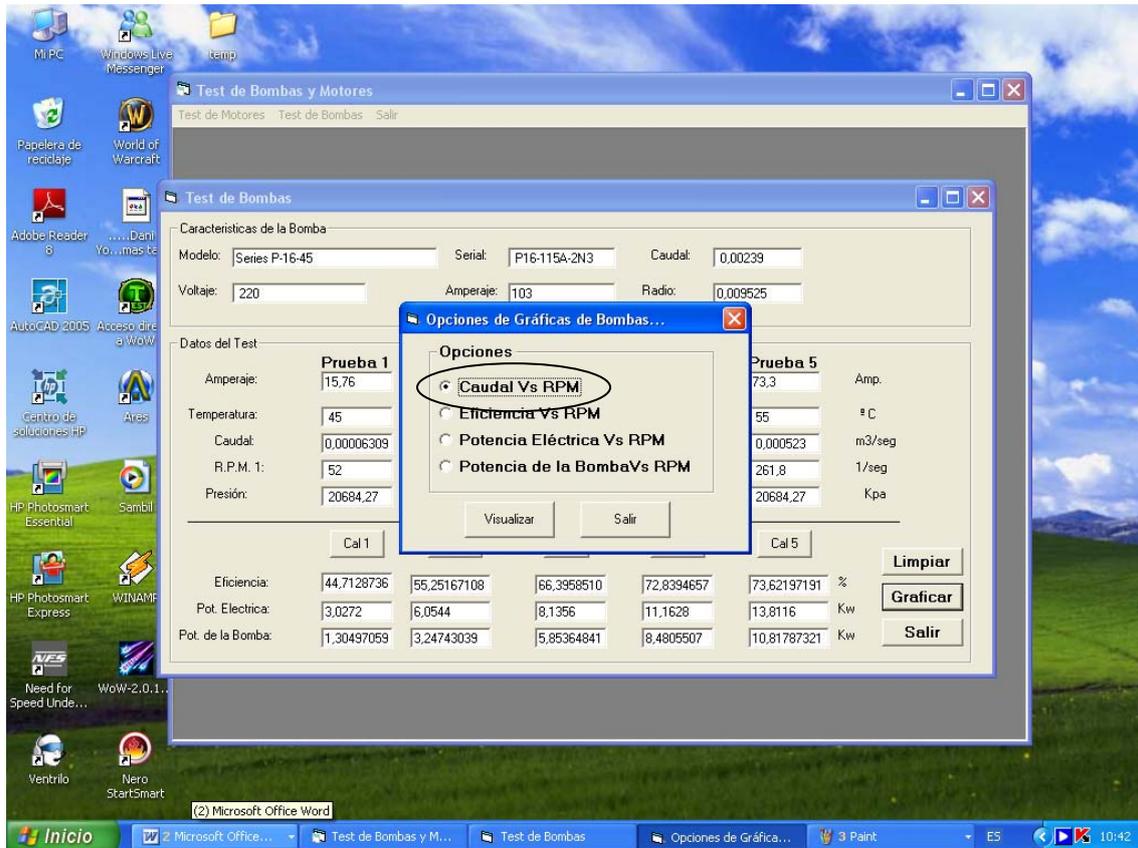


Figura apéndice 2.5, Opciones de la graficas

6.- Se selecciona la opción de Caudal Vs RPM para la demostración, dándole clic al botón de visualizar para obtener la grafica. Para graficar las demás opciones solo se procede a seleccionar la que se desee y hacer clic en el botón de visualizar. Si se desea imprimir la grafica, solo se selecciona el botón de impresión. Como se muestra en la figura apéndice 2.6.

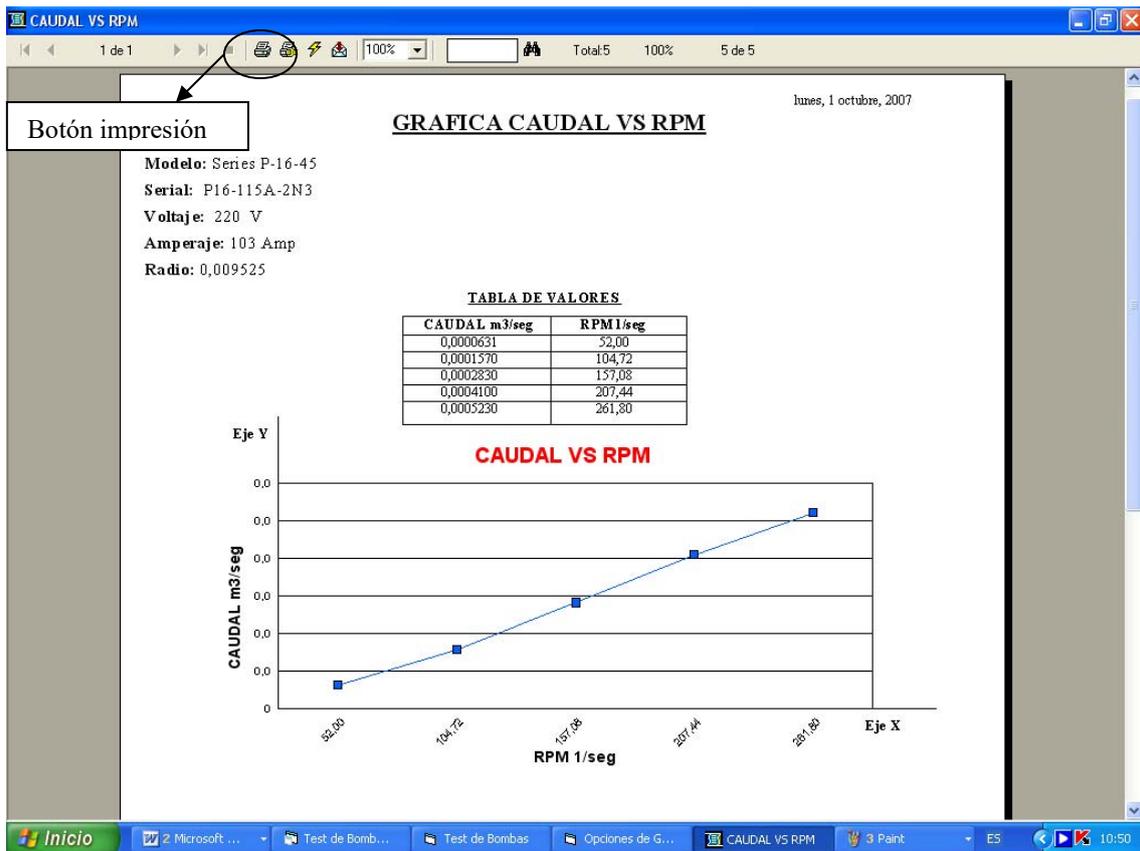


Figura apéndice 2.6, Visualización de la grafica e impresión

Pasos para el ensayo para el motor oleohidraulico

1.- Para empezar con la prueba del motor, se selecciona en la pantalla del programa el Test de motores, como se muestra en la figura apéndice 2.7

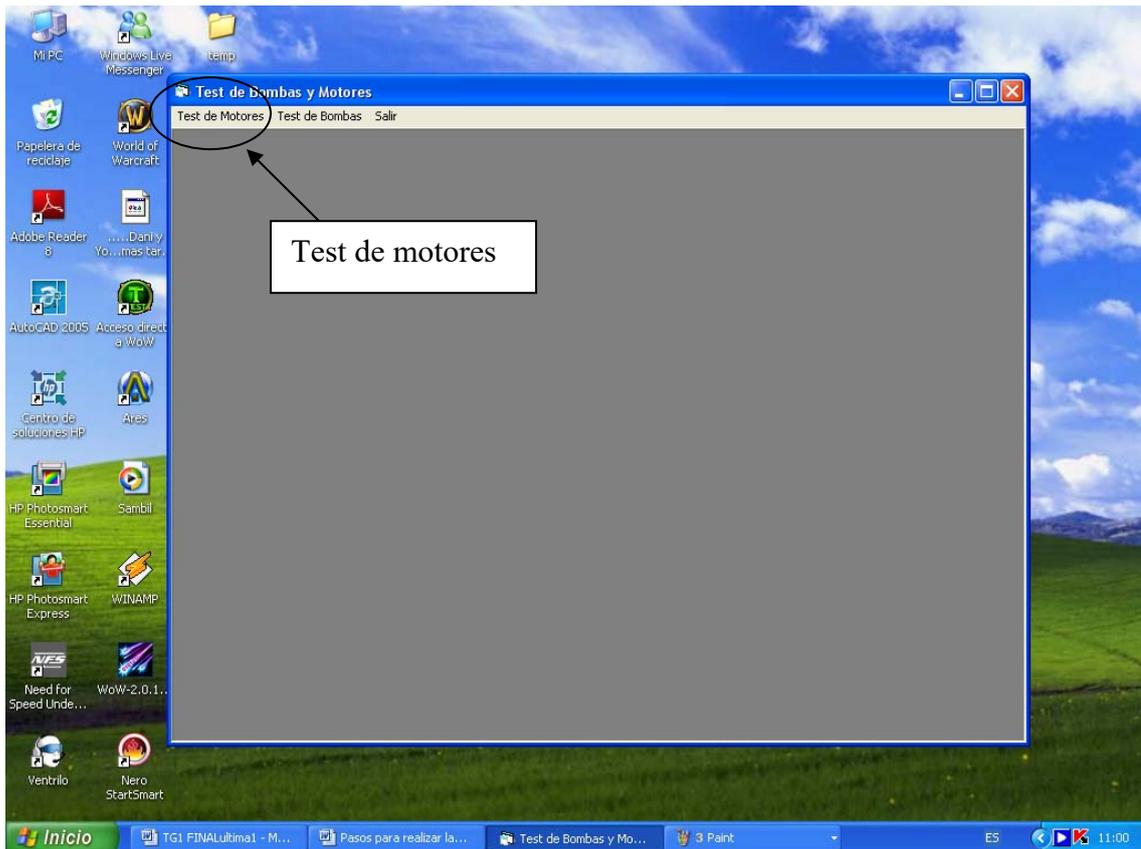


Figura apéndice 2.7, Test de motores

2.- Después de seleccionar el test de motores, se procede a introducir todos los datos pertinentes a la prueba, todos los datos son introducidos manualmente ya que es para la demostración del buen funcionamiento del programa, pero en la realidad, el programa va a recibir información (lectura) de los sensores colocados en el banco tales como (presión, temperatura, velocidad de giro1 y velocidad de giro2, caudal y torque). El

motor a ensayar es una motor GRESEN serie M20-450, Sus especificaciones están añadidas en este apéndice, los datos introducidos se muestran en la figura apéndice 2.8.

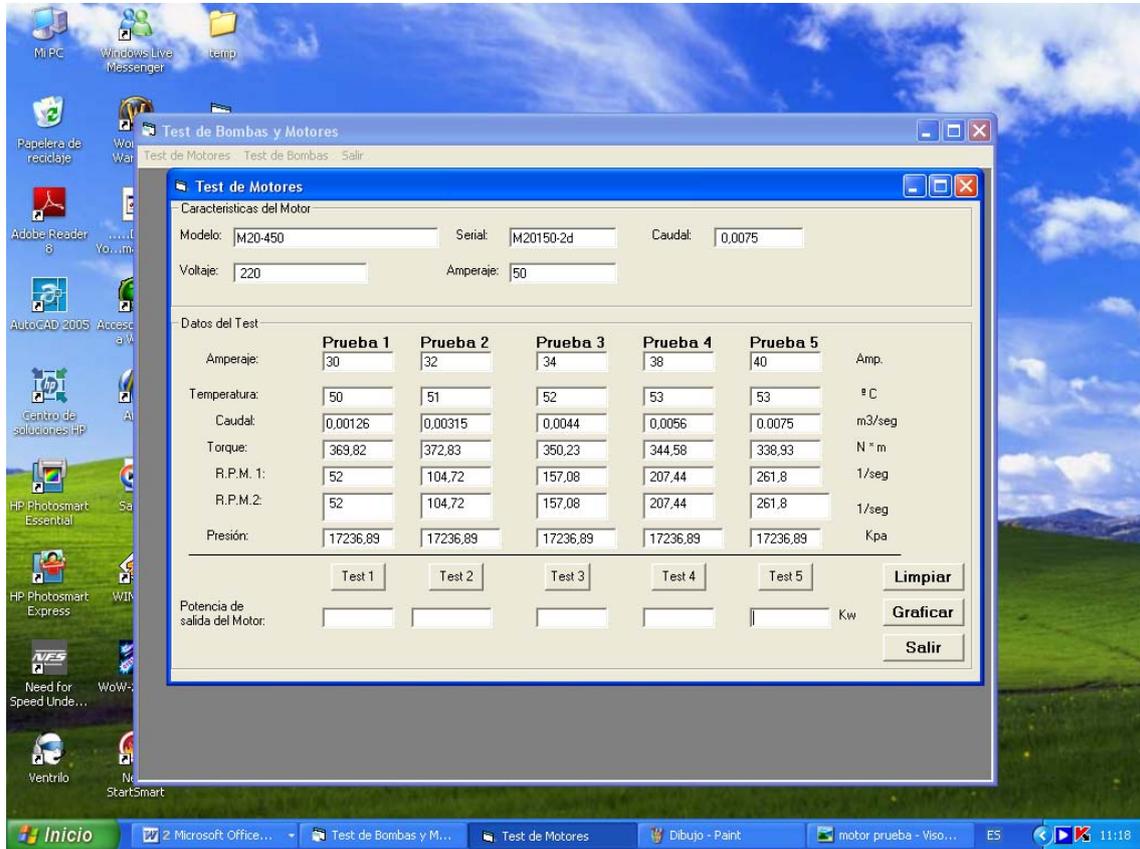


Figura apéndice 2.8, Captura e introducción de datos.

3.- Para el cálculo de la variable reflejada en el programa tales como: Potencia de salida del motor, se procede a darle clic a las teclas (cal1, calc2, cal3, cal4 y cal5) para cada punto de estudio. Como se muestra en la figura apéndice 2.9.

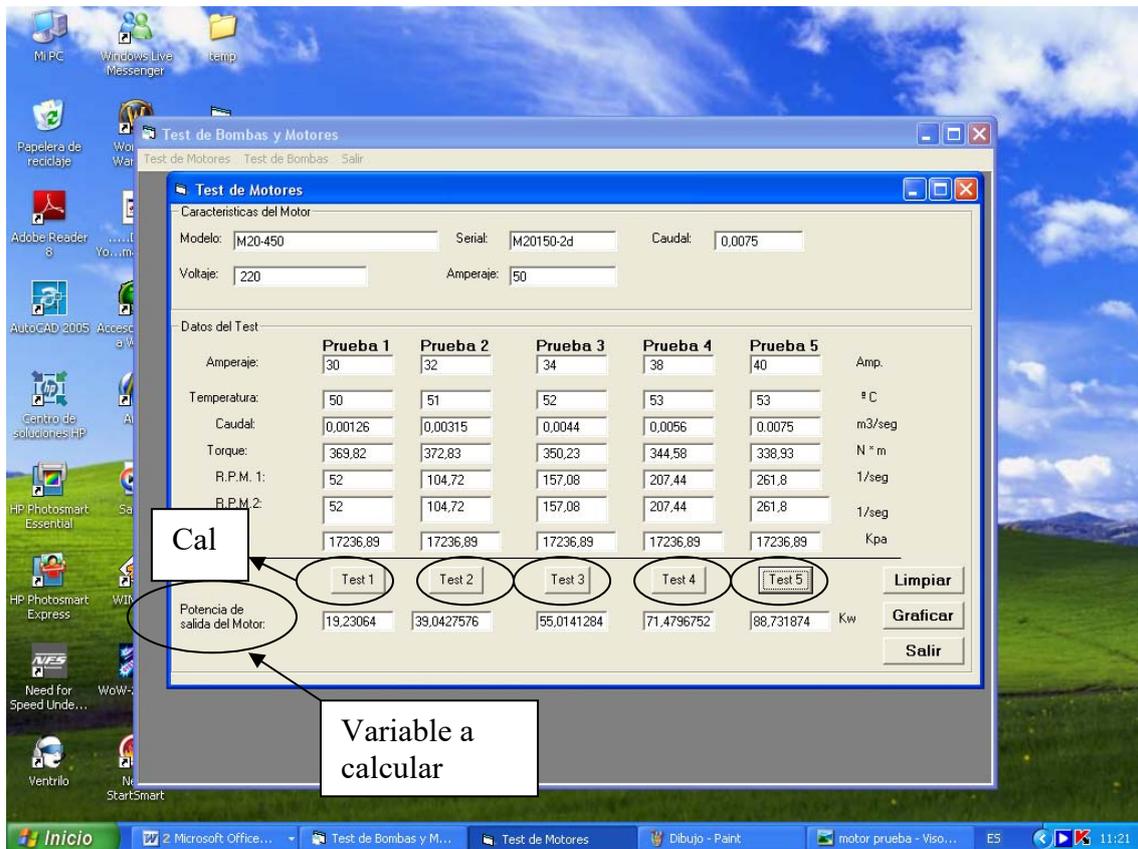


Figura apéndice 2.9, cálculo de las variables de cada punto.

4.- Se procede a graficar, pulsando clic en el icono graficar se muestra una sub-ventana en la cual se observa 3 opciones de las curvas características requeridas, las cuales son: Caudal vs RPM, Potencia de salida del motor vs RPM y Torque del motor vs RPM), como se muestra en la figura apéndice 2.10.

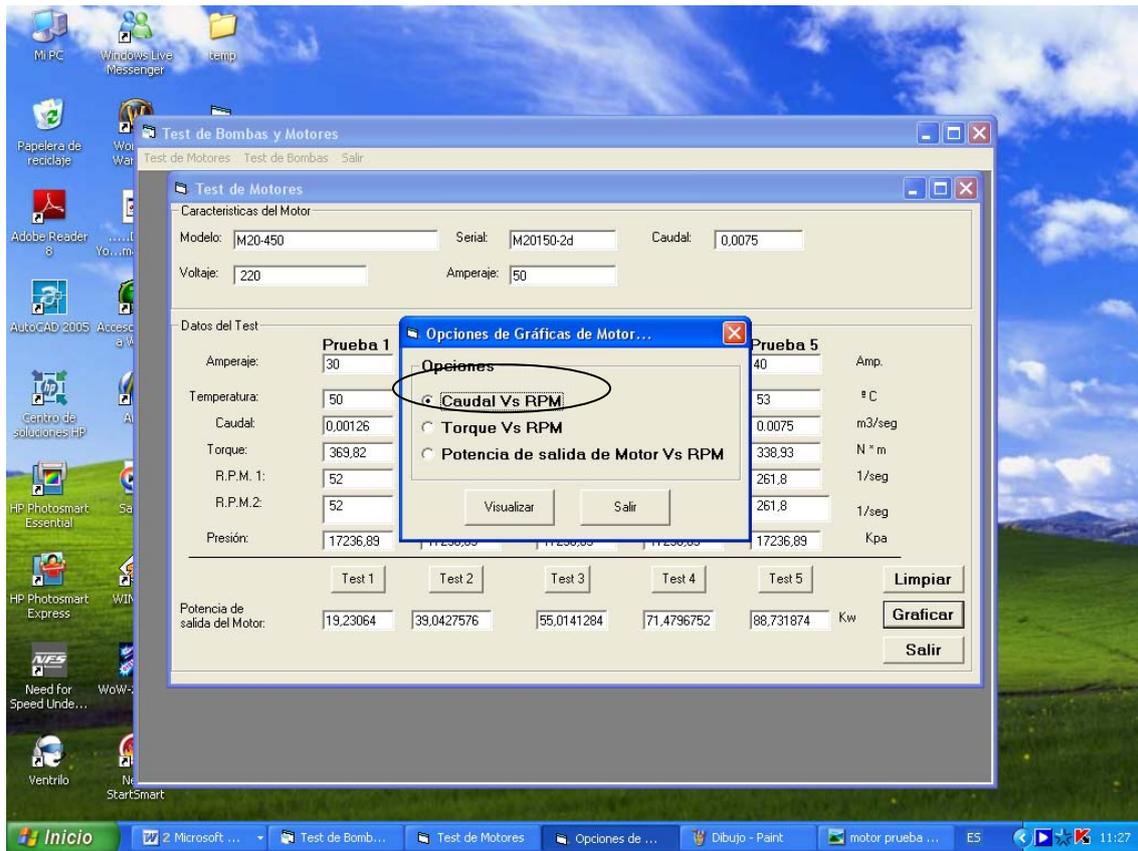


Figura apéndice 2.10, Opciones de la graficas.

5.- Se selecciona la opción de Caudal Vs RPM para la demostración, dándole clic al botón de visualizar para obtener la grafica. Para graficar las demás opciones solo se procede a seleccionar la que se desee y hacer clic en el botón de visualizar. Si se desea imprimir la grafica, solo se selecciona el botón de impresión. Como se muestra en la figura apéndice 2.6.

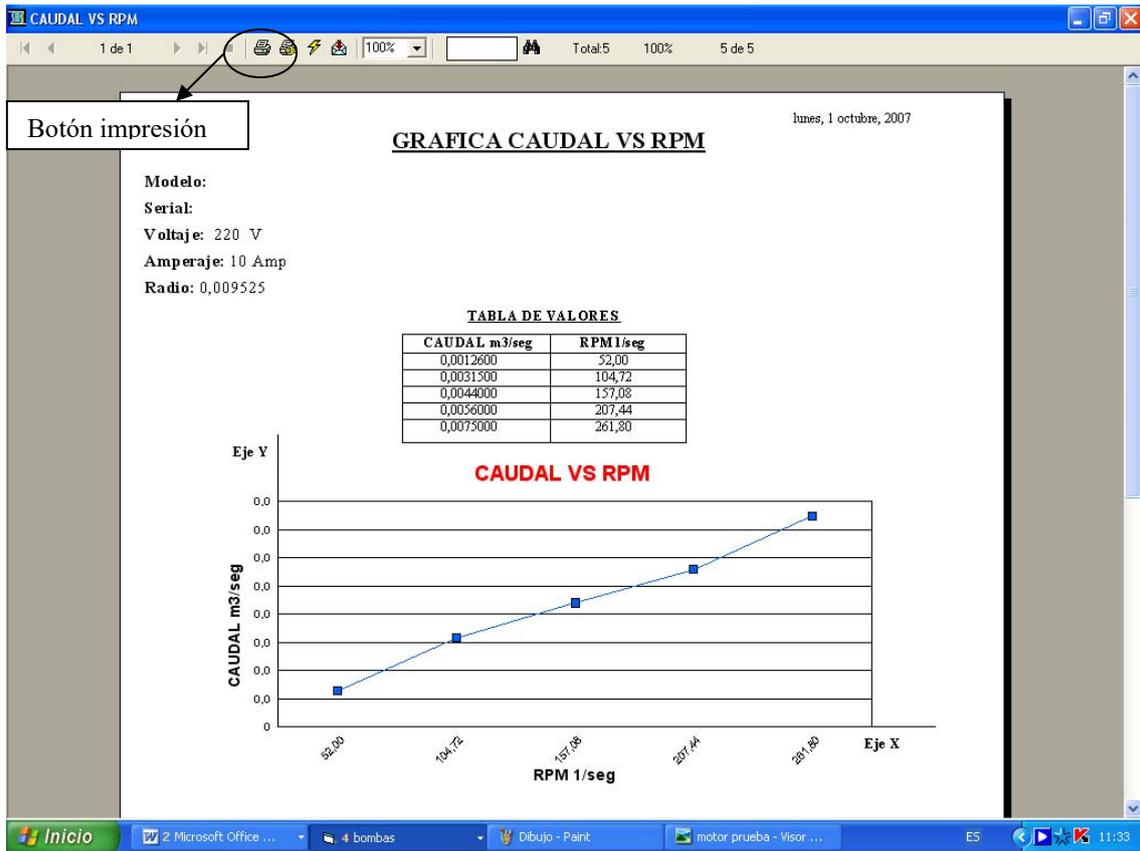


Figura apéndice 2.6, Visualización de la grafica e impresión