

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Diseño, Construcción y Ensayo del Prototipo de una Bomba Centrifuga de Potencia Fraccionaria ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

DARIO VASQUEZ ALVA

PROMOCION: 1983 - I

LIMA • PERU • 1989

INDICE

	PÁGINA
PROLOGO	1
1. INTRODUCCION	3
1.1. Aplicaciones de las bombas centrífugas de potencia fraccionaria	3
1.1.1. Uso en lavadoras	3
1.1.2. Uso en aplicaciones de laboratorio	4
1.1.2.1. Aplicaciones por recirculación de agua	
1.1.2.2. Uso en el desarrollo de bombeo de agua usando energía solar	
1.1.2.3. Uso en circulación forzada de agua en calentadores solares	
1.1.3. Uso en sistema de refrigeración forzada por agua en automóviles	7
1.1.4. Uso en fuentes ornamentales	9
1.1.5. Uso en bombeo de agua	10
1.2. Alcances y limitaciones del presente trabajo	11
2. FUNDAMENTOS TEORICOS	
2.1. Bomba centrífuga - Características ...	13
2.1.1. Componentes de una bomba centrífuga	
2.2. Teoría del rodete centrífugo	17
2.2.1. Cinemática del flujo	
2.3. Transferencia de energía en una bomba centrífuga	21

2.3.1.	Altura total teórica de una bomba cen- trífuga debido al número infinito de álabes	
2.3.1.1.	Curvas teóricas altura-caudal para numero infinito de álabes	
2.3.2.	Insuficiencia de la altura teórica pérdidas internas y externas	24
2.3.2.1.	Pérdidas por rozamiento	
2.3.2.2.	Pérdidas por choque	
2.3.2.3.	Pérdidas por rozamiento en el disco	
2.3.2.4.	Pérdidas volumétricas	
2.3.2.5.	Pérdidas mecánicas	
2.3.2.6.	Eficiencias	
2.3.2.6.1.	Eficiencia hidráulica	
2.3.2.6.2.	Eficiencia volumétrica	
2.3.2.6.3.	Eficiencia mecánica	
2.3.2.6.4.	Eficiencia interna	
2.3.2.6.5.	Eficiencia total	
2.4.	Cifras características de funcionamiento	30
2.4.1.	Grado o coeficiente de reacción	
2.4.2.	Cifra o coeficiente de presión	
2.4.3.	Cifra de caudal o gasto	
2.4.4.	Número específico de revoluciones de caudal	
2.5.	Resumen de relaciones teóricas, de pér- didas y de eficiencias	33
2.6.	Rodete de flujo radial con álabes de curvatura simple	36
2.6.1.	Geometría del rodete	36

2.6.2.	Bases teóricas y experimentales de cálculo	37
2.6.2.1.	Entrada al rodete	
2.6.2.1.1.	Diámetro del eje	
2.6.2.1.2.	Diámetro de succión	
2.6.2.1.3.	Velocidad del flujo a la entrada del rodete	
2.6.2.1.4.	Angulo β_1 y ancho de álabe b_1	
2.6.2.2.	Salida del rodete	
2.6.2.2.1.	Velocidad meridiana a la salida del rodete	
2.6.2.2.2.	Angulo β_2	
2.6.2.2.3.	Velocidad periférica a la salida del rodete	
2.6.2.2.4.	Diámetro D_2	
2.6.2.2.5.	Ancho del álabe a la salida	
2.6.2.2.6.	Número de álabes	
2.6.2.2.7.	Dibujo de los álabes por el <u>me</u> todo de los arcos de círculo	
2.7.	Cavitación	45
2.7.1.	Coeficiente de cavitación de Thoma	
2.7.2.	Altura neta positiva de succión	
2.8.	Curvas características de funcionamiento	47
2.8.1.	Predicción analítica de la curva altura-caudal	
2.8.2.	Curvas reales de funcionamiento	
2.8.3.	Diagrama topográfico	

2.8.4.	Ecuación que representa la curva H-Q para fines de cálculo por computadora	
3.	PROCEDIMIENTO DE CALCULO, DISEÑO Y CONSTRUCCION	
3.1.	Bases de cálculo de la voluta y del tubo difusor	52
3.1.1.	Cálculo de la voluta sin considerar rozamiento	
3.1.2.	Cálculo de la sección de la garganta	
3.1.3.	Diámetro del tubo de descarga	
3.1.4.	Longitud del tubo difusor y el ángulo	
3.1.5.	Diámetro del tubo de succión	
3.2.	Cálculo del impulsor de la bomba centrífuga	56
3.2.1.	Generalidades	
3.2.2.	Cálculo del rodete	
3.3.	Cálculo de la voluta o carcaza	70
3.3.1.	Perfil de la voluta	
3.3.2.	Cálculo del tubo de descarga	
3.3.2.1.	Generalidades	
3.3.2.2.	Cálculo del diámetro del tubo de descarga	
3.3.3.	Cálculo del tubo de succión	
3.3.3.1.	Diámetro del tubo de succión	
3.4.	Cálculo de las fuerzas axial y radial	73
3.4.1.	Fuerza axial	
3.4.1.1.	Cálculo de la fuerza axial	
3.4.2.	Fuerza radial	

3.4.2.1.	Cálculo de la fuerza radial	
3.5.	Cálculo del espesor de la voluta	78
3.6.	Diseño	80
3.6.1.	Aspectos de diseño	
3.7.	Velocidad crítica de vibración del eje	80
3.7.1.	Generalidades	
3.7.2.	Cálculo de la velocidad angular	
3.8.	Construcción	84
3.8.1.	Materiales usados en la construcción de bombas centrífugas	84
3.8.2.	Generalidades sobre el plástico reforzado con fibra de vidrio	85
3.8.2.1.	Fibra de vidrio - Características	
3.8.2.1.1.	Tejidos de vidrio	
3.8.2.2	Las resinas	
3.8.2.2.1.	Componentes de la resina preparada	
3.8.2.2.1.1.	Preparación	
3.8.3.	Fabricación de productos de P.R.F.V.	90
3.8.4.	Propiedades de los P.R.F.V.	94
3.8.4.1.	Consideraciones sobre los P.R.F.V.	
3.8.5.	Construcción de la carcaza y su tapa	97
3.8.5.1.	Fabricación de los moldes de la carcaza y su tapa	
3.8.5.2.	Características de los moldes de la carcaza	

3.8.5.2.1.	Características de la silicona	
3.8.5.2.2.	Construcción de los moldes de silicona	
3.8.5.3.	Manufactura de la carcasa y de su tapa	
3.8.6.	Construcción de los rodetes	100
3.8.6.1.	Materiales usados en la construcción de los rodetes	
3.8.6.2.	Procedimiento de fabricación	
3.8.7.	Características del motor eléctrico de accionamiento	101
3.8.7.1.	Motor monofásico de inducción con espira de sombra	
3.8.7.2.	Definición y principio del motor de espira de sombra	
3.8.7.3.	Acción de una espira de sombra simplificada	
3.8.7.4.	Ponencias y características de funcionamiento	
3.8.8.	Soporte común motor-bomba	108
4.	PLAN DE ENSAYOS	
4.2.	Procedimientos de ensayos	111
4.2.1.	Mediciones para los ensayos	112
4.2.1.1.	Mediciones hidráulicas	
4.2.1.1.1.	Mediciones de altura	
4.2.1.1.2.	Medición de la altura en nuestro caso	
4.2.1.1.3.	Mediciones de caudal	
4.2.1.1.4.	Medición del coeficiente de Thoma	

4.2.1.2.	Mediciones eléctricas	
4.2.1.2.1.	Medición de la tensión	
4.2.1.2.2.	Medición del consumo de corriente	
4.2.1.2.3.	Medición del consumo de potencia	
4.2.1.2.4.	Medición del factor de potencia	
4.2.1.2.5.	Especificaciones de la instrumentación eléctrica usada	
4.2.1.2.6.	Montaje de los instrumentos eléctricos durante los ensayos efectuados	
4.2.1.3.	Mediciones mecánicas	
4.2.1.3.1.	Medición de la potencia eléctrica entregada por el motor eléctrico	
4.2.1.4.	Mediciones ambientales	
4.2.1.4.1.	Especificaciones de la instrumentación usada	
4.3.	Características del líquido bombeado	135
4.4.	Implementación del banco de pruebas ..	135
5.	DATOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES	
5.1.	Definiciones	137
5.1.1.	Velocidad de flujo	
5.1.2.	Altura	
5.1.3.	Plano de referencia	
5.1.4.	Altura Z	
5.1.5.	Altura de presión	
5.1.6.	Altura de velocidad	
5.1.7.	Altura total	

5.1.8.	Altura total a la entrada de la bomba (H_1)	
5.1.9.	Altura total a la salida de la bomba (H_2)	
5.1.10.	Altura total de la bomba (H)	
5.1.11.	Altura neta positiva de succión (NPSH)	
5.1.12.	Potencia transferida al agua (P_a)	
5.1.13.	Potencia interna de la bomba (P_i)	
5.1.14.	Potencia en el eje (P)	
5.1.15.	Potencia eléctrica de consumo del motor (P_E)	
5.1.16.	Eficiencia de la bomba (η)	
5.1.17.	Eficiencia total (η_t)	
5.2.	Datos experimentales	141
5.3.	Resultados experimentales	141
5.3.1.	Procesamiento de los datos experimentales	144
5.3.1.1.	Ejemplo de cálculo para un punto	
5.3.2.	Análisis de los datos experimentales	147
5.3.2.1.	Ejemplo de análisis de datos experimentales	
5.3.3.	Estimado de errores	150
5.3.3.1.	Evaluación de errores casuales	
5.3.3.2.	Ejemplo de cálculo de errores	
5.3.4.	Fórmulas empíricas de H , η y P	159
5.3.5.	Curvas características experimentales	165

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	172
BIBLIOGRAFIA	175
ANEXOS Y PLANOS	

PRÓLOGO

Dentro de la literatura técnica publicada, no se ha tenido la oportunidad de localizar abundante literatura - respecto a las bombas centrífugas de potencia fraccionaria. Es necesario indicar también que estas bombas en nuestro medio, por lo general son importadas. Es así - que este trabajo aborda el diseño, construcción y ensayo de una bomba centrífuga de potencia fraccionaria y pretende constituirse como guía para futuros estudios sobre este tipo de bomba en nuestro medio.

En el capítulo I, mencionaremos algunas de las numerosas aplicaciones de las bombas centrífugas de potencia fraccionaria, asimismo adelantaremos algo sobre los alcances y limitaciones.

En el capítulo II, se indicarán los fundamentos teóricos que serán necesarios para los cálculos.

En el capítulo III se tratará sobre el cálculo, diseño y construcción, hay que señalar que la construcción de la bomba fué efectuada en plástico reforzado con fibra de vidrio.

En el capítulo IV se detallará el plan de ensayos, que en nuestro caso se ciñó a las normas de ensayo para bombas centrífugas de la ISO; asimismo también se detallará la instrumentación usada.

En el capítulo V se indicarán los datos y resultados experimentales.

Luego en la parte final se incluyen las conclusiones, bibliografía, planos y apéndice que complementarán el presente trabajo.

Reconozco y agradezco al ingeniero Federico Coz que durante el desarrollo de este trabajo cumplió con su misión de asesorar a cabalidad. Hago extensivo mi agradecimiento a la Facultad de Ciencias por la prestación de ambiente adecuado para los ensayos, a la Facultad de Ingeniería Eléctrica y Electrónica que proporcionó instrumental adecuado y al CONCYTEC por su apoyo en la subvención del presente trabajo.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. APLICACIONES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS DE POTENCIA FRACCIONARIA.

Las bombas centrífugas de potencia fraccionaria se aplican en variados usos, pasaremos a describir so lo algunas de ellas.

1.1.1. USO EN LAVADORAS.

En las lavadoras es sabido que hay 2 etapas ca-
racterísticas : la etapa del lavado y luego la del
enjuague. En ambas etapas el agua con detergente
en la primera y el agua en la segunda una vez usa
das son expulsadas por una bomba centrífuga de po
tencia fraccionaria.

En lavadoras antiguas esta bomba es movida por
transmisión por polea desde el motor de la lavado-
ra, en lavadoras modernas la bomba tiene motor _
léctrico propio.

En la figura 1 se muestra su uso en una lavadora -
/1/.

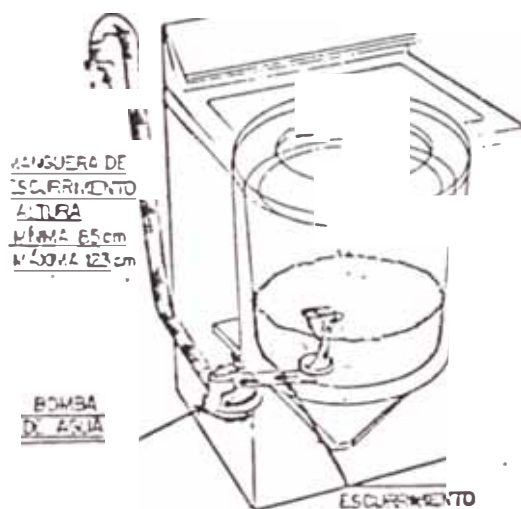


Figura 1 - Uso en lavadora

1.1.2. USOS EN APLICACIONES DE LABORATORIO.

Algunas aplicaciones de laboratorio, requieren el uso de bombas centrífugas de potencia fraccionaria, seguidamente describiremos algunos de sus usos en los laboratorios.

1.1.2.1. Aplicaciones por recirculación de agua.

A veces es necesario hacer recircular el agua para refrigerar cierta componente dentro de una experimentación dada. En la figura 2 se nos muestra la bomba centrífuga usada para tal fin /2/.

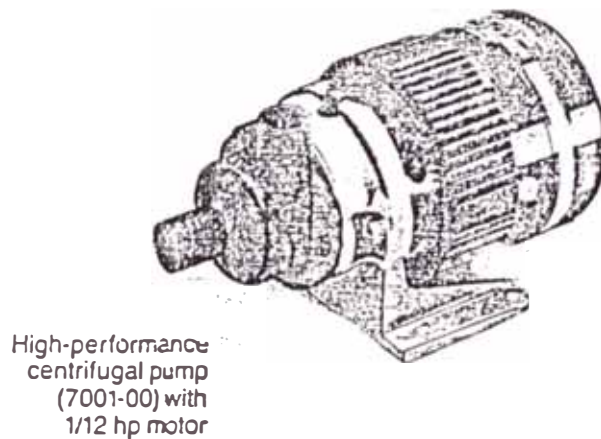


Figura 2 - Bomba de recirculación

1.1.2.2. Uso en el desarrollo de Bombeo de agua usando Energía Solar.

En los últimos años, merced al incremento de las necesidades de agua, especialmente para uso doméstico en lugares rurales, junto con el acelerado encarecimiento del costo de los combustibles, hace que el sistema de bombeo de agua usando energía solar constituya una alternativa seria a tomarse en cuenta.

Por consiguiente para el estudio de este sistema de bombeo es necesario experimentar sobre modelos y para tal efecto una bomba centrífuga de potencia

fraccionaria es imprescindible. En la figura 3 - se muestra el esquema de este sistema de bombeo para uso en laboratorio.

También es necesario indicar que la energía solar es transformada en energía eléctrica por medio de un sistema fotovoltaico constituido por celdas solares, siendo esta energía producida la que acciona el motor eléctrico el que a su vez mueve la bomba /3/.

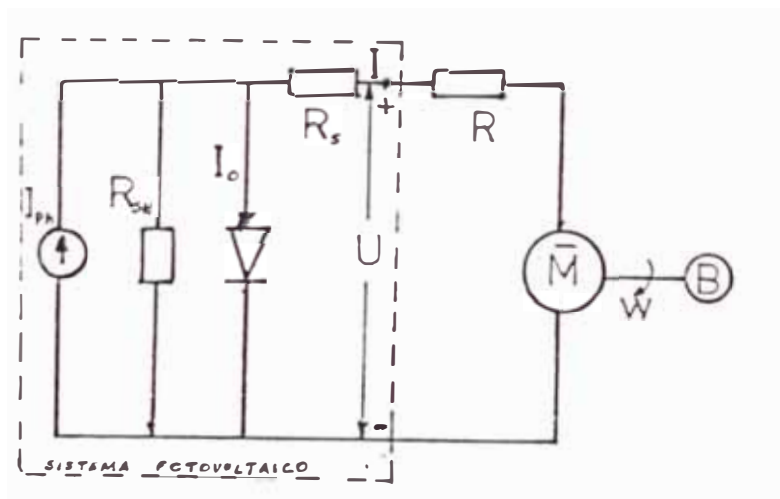


Figura 3 - Esquema del sistema de bombeo usando energía solar.

donde I_{ph} : corriente fotoeléctrica
 I_o : corriente de diodo
 I : corriente producida
 R_s : resistencia serie del sistema foto -
 voltaico.

R : resistencia de excitación del motor serie de corriente continua

U : voltaje generado

B : bomba centrífuga de potencia fraccionaria

! : motor serie de corriente continua.

1.1.2.3. Uso en circulación forzada de agua en calentadores solares.

En calentadores solares, para la circulación forzada de agua se usa bombas centrifugas pequeñas como se muestra en la figura siguiente /4/.

1.1.3. USO EN SISTEMA DE REFRIGERACION FORZADA POR AGUA EN AUTOMOVILES.

En algunos automóviles, para refrigerar las paredes de los cilindros, de la culata y de otras piezas, se usa el agua que a través del radiador transmite el calor al medio circundante.

Por medio de circulación del agua refrigerante los sistemas pueden ser de termosifón y forzados (con bomba).

En los sistemas de termosifón, la circulación del líquido se produce por la diferencia entre la densidad del líquido caliente y la del enfriado. En los sistemas de refrigeración forzada se usa una bomba, que por lo general es una bom

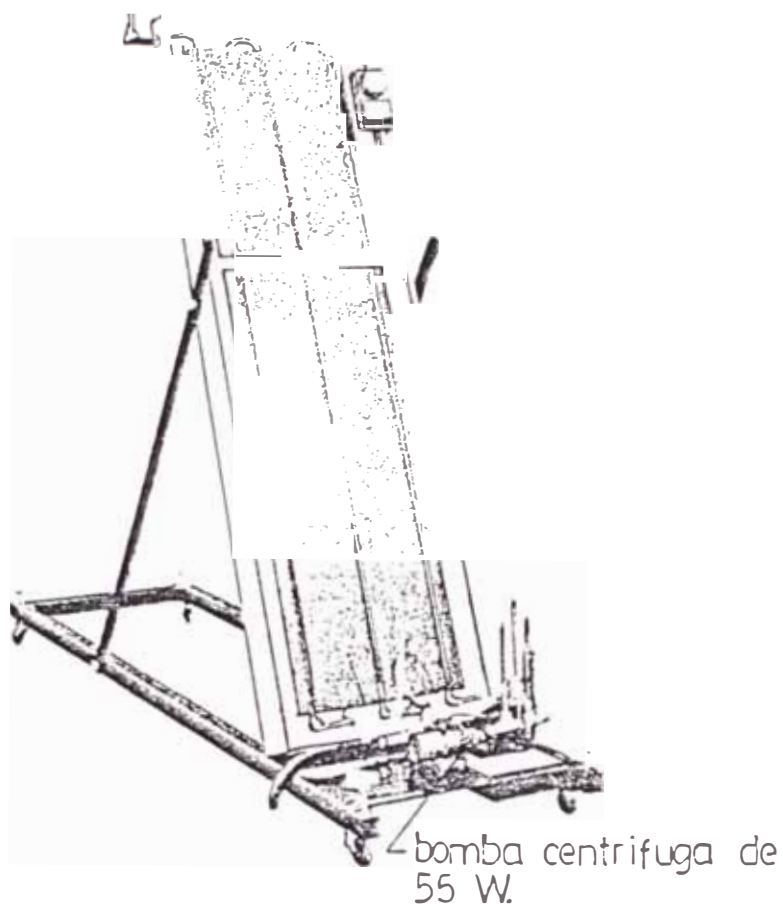


Figura 4 - Calentador solar en donde se muestra una bomba centrífuga de potencia fraccionaria.

ba centrífuga de potencia fraccionaria que es accionada por medio de una polea acoplada al motor del automóvil.

En la figura 5 se muestra el esquema sobre el uso de esta bomba en refrigeración forzada en automóviles.

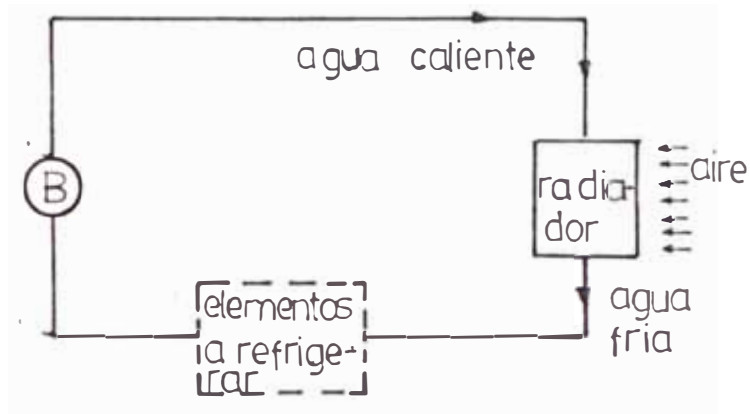


Figura 5 - Uso de bomba centrífuga en refrigeración forzada en automóviles.

1.1.4. USO EN FUENTES ORNAMENTALES.

En ambos casos también se usa bombas centrífugas de potencia fraccionaria que hacen recircular el agua. En las siguientes figuras se nos muestran - fuentes ornamentales /5/.



Figura 6
Fuente ornamental



Figura 7
Fuente ornamental

1.1.5. USO EN BOMBEO DE AGUA.

También se usan estas bombas específicamente para el bombeo de agua. En las siguientes figuras se muestran las bombas usadas /2, 6/.

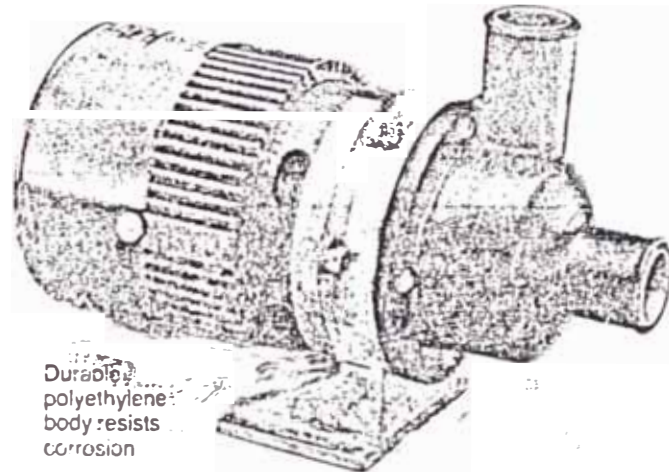


Figura 8 - Bomba centrífuga de $Q : 10$ litros/min y de $H = 4$ m.

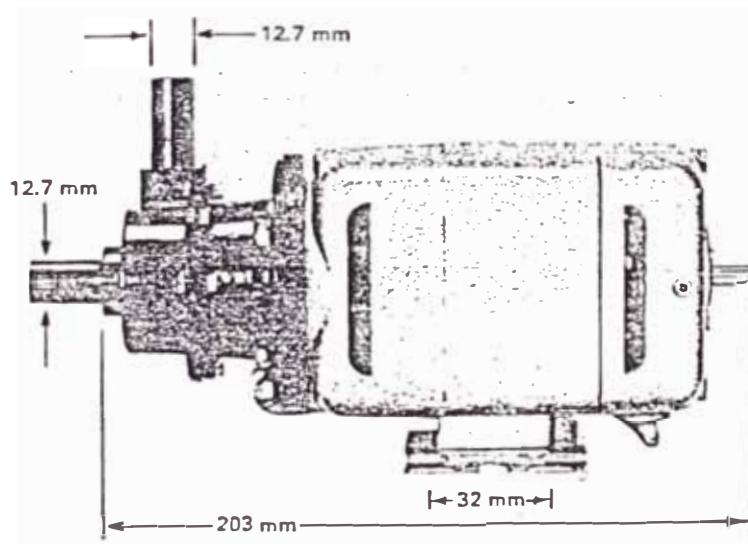


Figura 9 - Bomba centrífuga de $1/12$ h.p. de velocidad variable de 750 a 7500 rpm.

Es necesario indicar que en todas las aplicaciones descritas anteriormente, las potencias involucradas son mucho menos que 1 H.P y los materiales usados en la construcción de las bombas centrífugas son plásticos en su gran mayoría.

1.2. ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PRESENTE TRABAJO.

En nuestro caso, se calculó diseño y construyó una bomba centrífuga de 1/40 C.V. La construcción se hizo en plástico reforzado con fibra de vidrio.

El consumo de la red eléctrica en varios está en el rango de 80-100 W de acuerdo a los ensayos realizados. Es decir, para darnos una idea, el motor eléctrico para accionar esta bomba necesita un consumo de potencia máxima equivalente a lo que consume un foco incandescente de 100 W.

La idea fué construir una bomba centrífuga disponiendo de un motor eléctrico que no consuma más allá de 100 W, para tal fin se probaron diversos motores pequeños que no satisficieron la condición en cuanto al consumo de menos de 100 W.

En el capítulo III se detallará lo expresado líneas arriba.

Debemos mencionar nuevamente que este trabajo constituye una guía para estudios posteriores. Aunque

la construcción de la bomba es factible técnicamente, la limitación la constituyó, en nuestro caso, el motor de accionamiento, ya que éste no se construye en el país.

Como era de esperarse, la eficiencia de la bomba resultó baja, pero desde ya, ésta es una característica de este tipo de bombas fraccionarias, no obstante en nuestro caso, dado que el consumo en W por parte del motor eléctrico es reducido, una eficiencia mayor no amerita un ahorro significativo en costos de energía eléctrica.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

A continuación se expondrán los fundamentos teóricos en los cuales se sustentarán los cálculos posteriores.

2.1. BOMBA CENTRIFUGA - CARACTERISTICAS.

La bomba centrífuga, lo mismo que cualquier otra bomba, sirve para producir una ganancia en altura estática en un fluido. Imprime energía a un fluido por intermedio del rodete o procedente de una energía mecánica generada por un motor de accionamiento.

La bomba centrífuga es una turbomáquina de tipo radial, con flujo de dentro hacia afuera, presentando por lo general un área de paso de fluido relativamente reducido, en relación con el diámetro del rodete, con el objeto de obligar al fluido a hacer un recorrido radial largo y aumentar la acción centrífuga, lo que justifica su nombre, a fin de incrementar la altura estática, que es lo que generalmente se pretende en este tipo de bomba, aunque el gasto en parte se sacrifique.

Todo esto significa que la velocidad específica - tendrá valores relativamente bajos o medios.

Existen, no obstante, bombas de tipo centrífugo que mueven grandes caudales con pequeña ganancia en alturas en ciertos servicios, donde se juzga que pueda tener mejores resultados que una bomba axial, pero éste no es el caso general.

La bomba centrífuga como máquina radial, que es, encuentra lógica aplicación en alturas altas y medianas.

2.1.1. COMPONENTES DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

Las partes esenciales de la bomba centrífuga son: el rodete provisto de álabes y la carcaza en que está alojado el mismo. Se usa la carcaza de voluta, llamada así por su forma de espiral, que en realidad cumple el papel de difusor, su misión es permitir reducir la energía de velocidad del fluido que sale del rodete y transformarla, en parte, en energía de presión (altura estática).

Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual de área a lo largo de los 360° que rodean al rodete hasta llegar a la garganta de la carcaza, donde conecta con la descarga; la figura 1 nos muestra lo expresado - /7/.

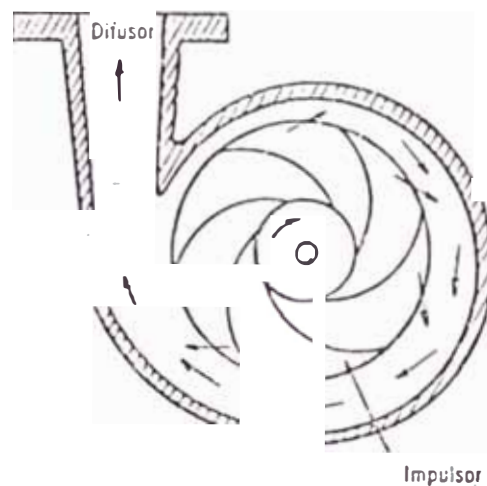


Figura 1 - Componentes de una bomba centrífuga

Debido a que la voluta no es simétrica, existe un desbalanceo de presiones, lo que origina una fuerza radial muy apreciable, sobre todo si la bomba trabaja con caudales alejados y menores al caudal del punto de máxima eficiencia.

La magnitud de este empuje radial es un problema en bombas grandes, entonces lo que se usa es una bomba de doble voluta, en la cual cada voluta toma la mitad del gasto o caudal y cada una de ellas tiene su garganta colocada a 180° distante. Existe otro tipo de carcaza, la llamada tipo difusor (figura 2), consiste en una serie de álabes fijos a la carcaza rodeando al rodete, los cuales no solo reducen la energía de velocidad y aumentan la

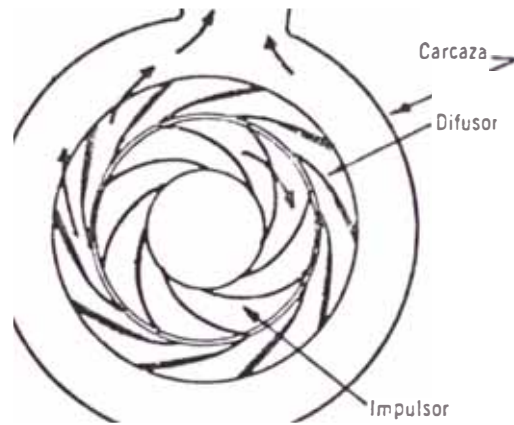


Figura 2 - Carcaza tipo difusor

energía de presión (altura estática), sino que también actúan como guías del fluido a la salida. Los rodetes pueden ser cerrados, semiabiertos y abiertos, en el primer caso, los álabes tienen dos cubiertas laterales, en el segundo caso, los álabes pueden estar unidos a una sola cubierta lateral y en el tercer caso los álabes están unidos a un eje central sin ninguna cubierta lateral. Los siguientes gráficos (3,4,5) nos muestran los tipos de impulsores /7/.

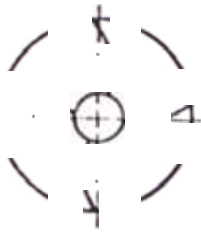


Figura 3 - Rodete semiabierto



Figura 4 - Rodete abierto

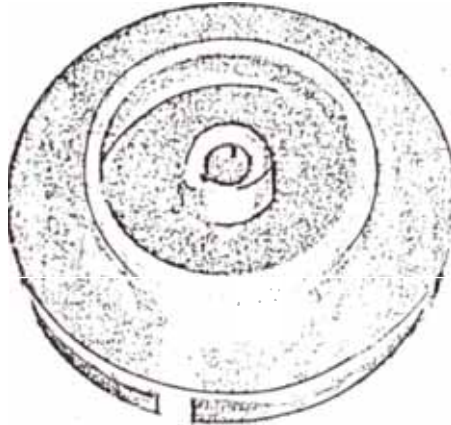


Figura 5 - Rodete cerrado

2.2. TEORIA DEL RODETE CENTRIFUGO.

A continuación se expondrá una teoría, lo más sucinta posible sobre el rodete centrífugo.

2.2.1. CINEMATICA DEL FLUJO.

Se expondrán los tipos de movimiento y de velocidad del flujo.

Consideremos que la corriente de fluido, circula del interior al exterior del rodete radial. En la figura 6 se muestran las velocidades en un rodete. La corriente tiene un aspecto diferente para un observador que participe del movimiento del rodete y

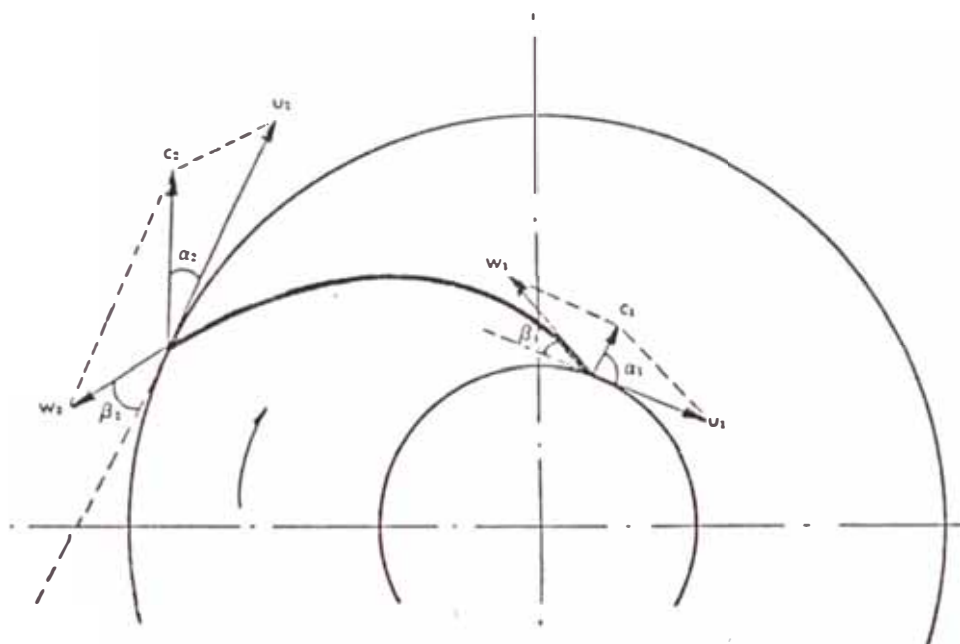


Figura 6 - Velocidades en un rodete

para un observador que esté inmóvil fuera del mismo. Se definen las siguientes velocidades: u es la velocidad tangencial o velocidad periférica, es decir la velocidad con que se mueve un punto del rodete respecto a un observador fijo.

c : la velocidad absoluta de la corriente respecto a un observador fijo.

w : la velocidad relativa de la corriente, o sea la velocidad de cualquier partícula de fluido respecto al rodete que gira.

Definimos los ángulos α y β :

α , el ángulo que forman u y c .

β , el ángulo determinado por w y la dirección u .

Estas 3 velocidades con estos ángulos forman un triángulo de velocidades que se pueden trazar para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del rodete, pero usualmente se les traza para los siguientes puntos caracterizados por los subíndices :

0 : un punto en la corriente de entrada no perturbado, situado inmediatamente antes de la entrada en el canal móvil.

1 : un punto situado inmediatamente después de la entrada del canal móvil.

2 : un punto situado inmediatamente antes de la salida del canal móvil.

3 : un punto en la corriente de salida no perturbada, situado inmediatamente después de la salida del canal móvil.

La figura (7) nos muestra el diagrama de velocidades a la entrada del rodete /8/.

Las velocidades C_1 y C_0 se refieren al mismo punto de la entrada.

Los componentes radiales de la velocidad absoluta también llamada velocidad meridiana están designadas como C_{01} y C_{1m} respectivamente.

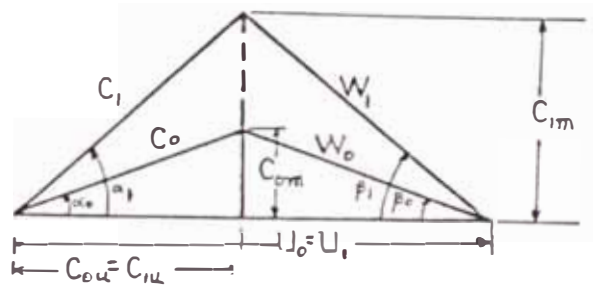


Figura 7 - Diagrama de velocidades a la entrada

Seguidamente tenemos el diagrama de velocidades a la salida (figura 8).

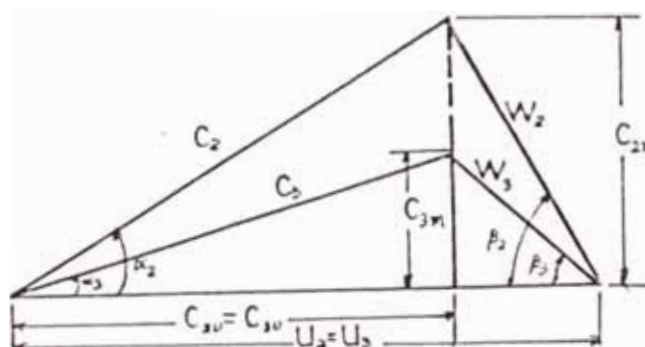


Figura 8 - Diagrama de velocidades a la salida

Notar que la componente tangencial también permanece invariable /8/.

2.3. TRA SFERENCIA DE ENERGIA EN UNA BOMBA CENTRIFUGA.

2.3.1. ALTURA TOTAL TEORICA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA, DE BIDO AL NUMERO INFINITO DE ALABES, (Altura de Euler).

La expresión para la altura teórica o carga teórica de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del momento angular a la masa de líquido que circula a través del rodete. La altura total teórica, debido a un número infinito de álabes de espesor despreciable, se calcula :

$$H_{R\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g} \quad (1)$$

$H_{R\infty}$ es la ecuación o altura de Euler, debido a un número infinito de álabes /8/.

2.3.1.1. Curvas teóricas altura-caudal para número infinito de álabes.

Usaremos la ecuación de Euler (ecuación 1), en la cual para una entrada del flujo radial, si $\alpha_1 = 90^\circ$ y por consiguiente $C_{1u} = 0$, por tanto :

$$H_{R\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \quad (2)$$

y como :

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\text{Tg } \beta_2}$$

se sustituye en (2) y tenemos :

$$H_{R\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{2m}}{g T g \beta_2} \quad (3)$$

También se tiene que el caudal Q es proporcional a C_{2m} , puesto que es igual a C_{2m} multiplicado por el área normal a ella (más tarde se verá que : $Q = \pi D_2 b_2 C_{2m}$, donde b_2 es el ancho del álabe a la salida).

Si aplicamos la ecuación anterior a un sistema de ejes H-Q, obtenemos una recta que interseca al eje de la altura total a una distancia U_2^2/g (como se muestra en la figura 9): /9/.

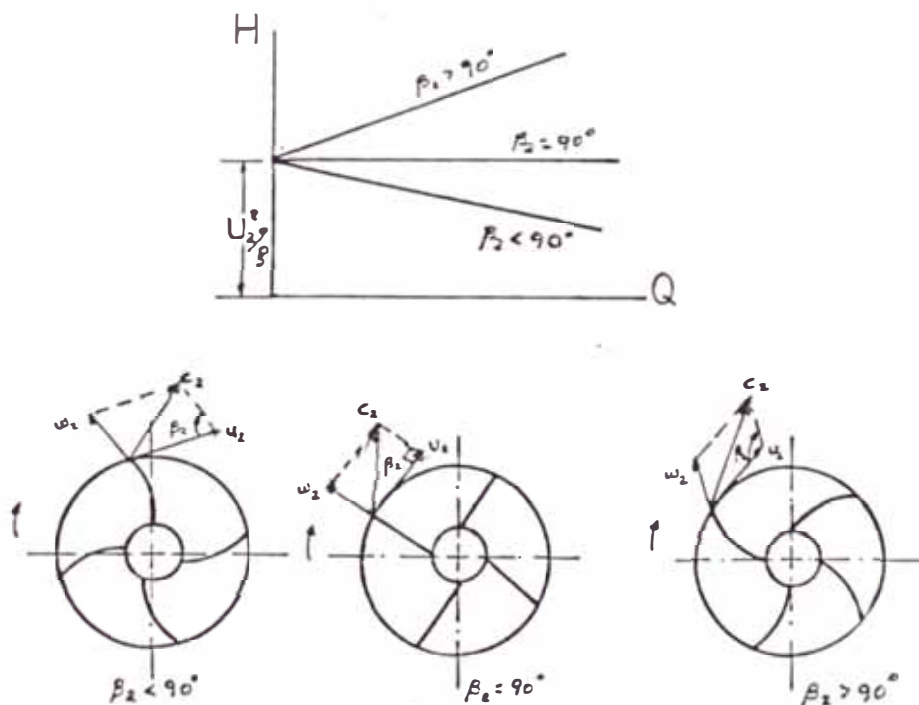


Figura 9 Curvas teóricas H-Q y formas de los rotores según β_2 .

Para $\beta_2 < 90^\circ$ la altura decrece cuando la capacidad incrementa, en la práctica se consigue la mejor eficiencia usando ángulos $\beta_2 < 90^\circ$, mejores que en los otros dos casos, es inclusive mejor que en el tercer caso de $\beta_2 > 90^\circ$, en la que aparentemente obtendríamos mejor eficiencia, pues al aumentar H , también aumenta Q . El significado de esto puede ser apreciado refiriéndonos a la siguiente figura (10).

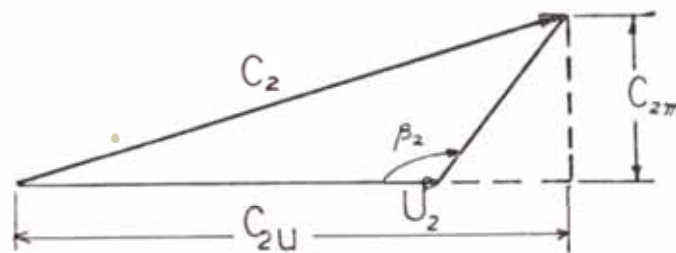


Figura 10 - Triángulo de velocidades para $\beta_2 > 90^\circ$

Cuando $\beta_2 > 90^\circ$, la velocidad absoluta C_2 y su componente tangencial C_{2u} son mayores que U_2 , así que el fluido se mueve más aprisa que el álabe del rodete, esto en realidad se puede realizar por una acción de impulso, con rodete similar a la rueda - PELTON, además, las eficiencias obtenidas con este tipo de rodete son bajas por lo que resultan impracticables /7/.

2.3.2. INSUFICIENCIA DE LA ALTURA TEORICA PERDIDAS INTERNAS Y EXTERNAS.

Lo que acabamos de ver están fundadas en hipótesis ideales, tales como ausencia de rozamientos y circulación, esto es para una conducción perfecta del fluido.

Las pérdidas internas son las que ocurren dentro de la bomba y son las pérdidas por rozamiento, - choque, pérdidas volumétricas. Las pérdidas externas son las pérdidas mecánicas y las pérdidas por rozamiento en el disco.

2.3.2.1. Pérdidas por rozamiento.

Al entrar el fluido al rodete tiene pérdidas por rozamiento, también existe pérdidas por cambio de dirección y también por ensanchamiento brusco - al pasar el fluido del rodete a la voluta. Estas pérdidas son proporcionales al cuadrado de la velo ci dad. Esta pérdida es interna.

2.3.2.2. Pérdidas por choque.

El tipo de flujo que casi siempre existe en una bomba es la turbulenta. En ciertas partes de la - máquina, tales como en las aristas de entrada y sa lida de los álabes, ya sean del rodete o del difu so r, la corriente está alterada, lo que da como re sultado una pérdida de altura. Estas pérdidas son

las denominadas pérdidas por turbulencia o choque. En general, una bomba se calcula para un caudal y una velocidad, bajo los cuales se espera que trabajará la mayor parte del tiempo y en ese punto pérdidas por choque son nulas. Los ángulos de los labes del rodete y del difusor se calculan para estas condiciones. Cuando trabajan con otros caudales o velocidades, estos ángulos no serán los correctos y las pérdidas por turbulencia aumentarán.

2.3.2.3. Pérdidas por rozamiento en el disco.

La potencia necesaria para hacer girar un disco sumergido en el fluido es conocido como la del rozamiento del disco. Un impulsor usual tiene las caras que giran dentro del fluido.

Esta pérdida aumenta con la rugosidad de la superficie del rodete, pues ello, aumenta la pérdida de rozamiento. Por lo tanto, el rodete debe estar tan pulido como sea posible.

La potencia de pérdidas por rozamiento en el disco se puede calcular por la siguiente ecuación :

$$P_D = 1.1 \times 10^{-6} \gamma U_2^3 D (D + 5e) \text{ C.V.} \quad (4)$$

donde e es el espesor del disco en m y D es el diámetro del disco en m. /8/.

2.3.2.4. Pérdidas volumétricas.

Por estas pérdidas se entiende NO a pérdidas de volumen de fluidos por fugas, ya que para ello existen las prensaestopas y retenes, sino una recirculación de flujo que se produce por el inevitable juego entre rodete y carcaza y hace que parte del fluido pase de la zona de alta presión (impulsión) a la zona de baja presión (aspiración). La figura 11 muestra este hecho.

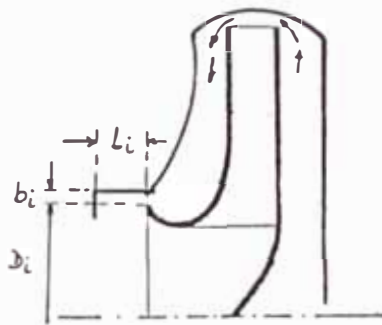


Figura 11 - Flujo de la zona de alta presión a la zona de baja presión.

Estas pérdidas se pueden aproximar por la ecuación:

$$Q'_V = \xi \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}} A_F \quad (5)$$

donde Q'_V igual caudal de pérdidas volumétricas, -
donde :

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{fL/2b + 1.5}}$$

f igual a factor de fricción

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = H \left(1 + \frac{gH_R}{2u_2^2} \right) - \frac{u_2^2 - u_1^2}{8g}$$

A_f es igual a área de fuga $A_f = \pi D_1 b$. /8/.

2.3.2.5. Pérdidas mecánicas.

Comprenden pérdidas por rozamiento en cojinetes y prensaestopas o retenes. Son constantes para una rotación dada, se obtienen mediante ensayos y son pérdidas externas.

2.3.2.6. Eficiencias.

Con relación a las pérdidas mencionadas anteriormente se distinguen las siguientes eficiencias.

2.3.6.1. Eficiencia hidráulica.

Esta incluye principalmente las pérdidas por rozamiento y es la relación entre la altura útil H y la teórica H_R , dada por : /10/

$$H_R = \frac{H_{R\infty}}{1 + \epsilon} \quad (6)$$

La eficiencia hidráulica esta dada por :

$$\eta_h = \frac{H}{H_R} = \frac{H(1 + \epsilon)}{H_{R\infty}} \quad (7)$$

donde $1 + \epsilon$ es la corrección de Pfleiderer para número finito de álabes.

eje N, en las pérdidas por rozamientos mecánicos.
Esta dado por

$$\eta_i = \frac{P_a}{P_i} \quad (11)$$

también se denota que :

$$\eta_i = \eta_v \times \eta_h \quad (12)$$

2.3.2.6.5. Eficiencia total.

Es la relación entre la potencia útil P_a y -
la potencia en el eje P .

$$\eta = \frac{P_a}{P} = \eta_i \times \eta_m = \eta_v \times \eta_h \times \eta_m \quad (13)$$

En la siguiente figura se muestra el diagrama de Sankey para el caso de una bomba centrífuga /10/.

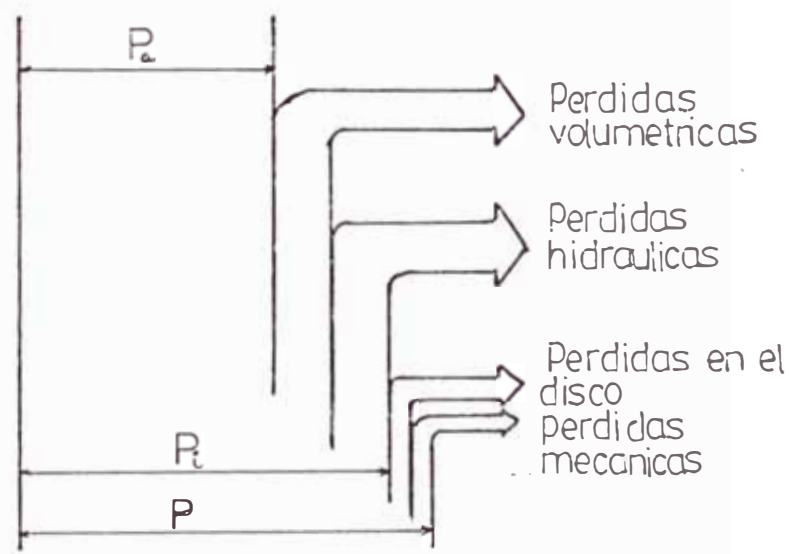


Figura 12 - Diagrama de Sankey para el caso de una bomba centrífuga.

2.4. CIFRAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO.

2.4.1. GRADO O COEFICIENTE DE REACCION.

Para el caso de número infinito de álabes es definido Por /10/ :

$$R_{\infty} = 1 - \frac{1}{2} \frac{C_{2u}}{u_2} \quad (14)$$

para el caso real $R = 1 - \frac{1}{2} \mu \frac{C_{2u}}{u_2}$ (15)

Este coeficiente representa la ponderación que tiene la altura estática sobre la total transferida - que es de mucha importancia en una bomba.

2.4.2. CIFRA O COEFICIENTE DE PRESION.

Para el caso de número infinito de álabes es definido por /10/ como :

$$\psi_{\infty} = 4 (1 - R_{\infty}) \quad (16)$$

para el caso real $\psi = 4 \mu \eta_h (1 - R_{\infty})$ (17)

donde μ es el coeficiente de deslizamiento que se

calcula como $\mu = \frac{1}{1 + \epsilon}$ (18)

2.4.3. CIFRA DE CAUDAL O GASTO.

Es definido como : $\varphi = \frac{Q}{ND_2^3}$ (19)

2.4.4. NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES DE CAUDAL.

Es un coeficiente de diseño, dado que agrupa un gran número de datos de diseño.

Es deducido por el análisis dimensional como :

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (20)$$

donde N_q es un coeficiente adimensional. Si se elimina g , el hecho resultante de que ahora N_q tenga dimensiones, no disminuye su utilidad, usaremos:

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (21)$$

La figura 13 nos muestra la eficiencia en función de N_q /11/.

En realidad dependiendo del valor de N_q tendremos distintas proporciones geométricas en los rodetes (figura 13).

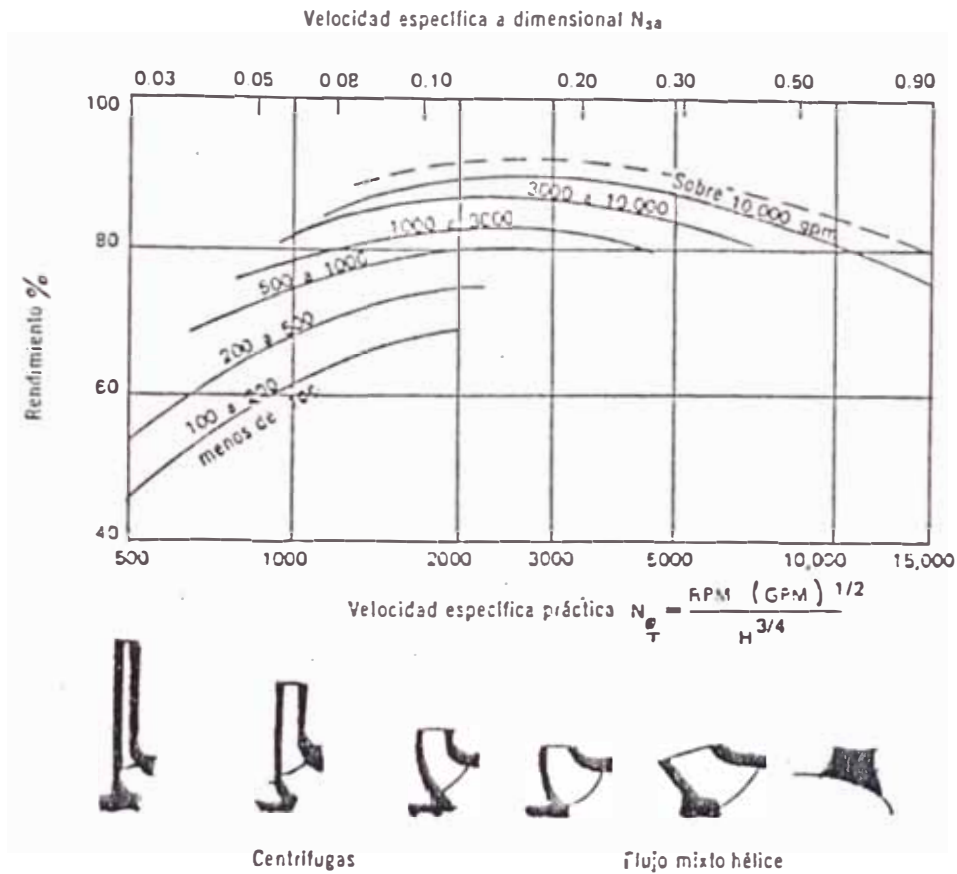


Figura 13 - Eficiencia en función de la velocidad específica y de la capacidad Q en G.P.M., N_q en sistema ingles, H en pies, N en R.P.M.

2.5. RESUMEN DE RELACIONES TEORICAS, DE PERDIDAS Y DE EFICIENCIAS.

SIGNIFICADO Y COMENTARIOS	FORMULAS
Altura para número infinito de álabes ($H_{R\infty}$)	$H_{R\infty} = \frac{u_2 C_{2u}}{g}$
Altura para número finito de A álabes (H_R)	$H_R = \mu H_{R\infty}$
Altura útil o Altura total (H)	$H = \mu \eta_h H_{R\infty}$
Coeficiente de deslizamiento (μ) para rodetes radiales se usa la 2da. expresión para μ , el valor de K incluye el efecto de viscosidad del fluido	$\mu = \frac{C_{3u}}{C_{2u}} \text{ también}$ $\mu = \frac{1}{1 + \epsilon} = \frac{1}{1 + \frac{2K}{Z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}$ $K = (1 - 1.2)(1 + \text{sen}\beta_2) \frac{r_1}{r_2}$
Número de álabes Z	$Z = 6.5 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \text{sen} \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$
Potencia de pérdidas en el disco (P_D).	$P_D = 1.1 \times 10^{-6} \gamma u_2^3 D_2 (D_2 + 5e) \text{ c.v.}$ <p>e es el espesor del disco en m</p> <p>D_2 es el diámetro del disco en m.</p>
Eficiencia volumétrica (η_v)	$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{Q'_v}{Q}}$

<p>ξ es un coeficiente que toma en cuenta la fricción y contracción en la sección de fuga.</p> <p>$\frac{\Delta P}{\gamma}$ es la altura máxima de presión del rodete centrífugo y A_F es el área de fuga.</p>	<p>donde Q es el caudal normal</p> $Q'_V = \xi \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}} A_F$ $\xi = \frac{1}{\sqrt{\frac{fL}{2b} + 1.5}}$ $A_F = \pi D_1 b$ $\frac{\Delta P}{\gamma} = H \left(1 - \frac{g H_R}{2 u_2^2} \right) - \frac{u_2^2 - u_1^2}{8g}$
<p>Eficiencia hidráulica (η_h).</p>	$\eta_h = 1 - \frac{0.8}{Q^{0.25}}$
<p>Eficiencia mecánica (η_m)</p>	$\eta_m = \frac{P_i}{P}$ <p>P es la potencia en el eje P_i es la potencia interna</p>
<p>Eficiencia total (η)</p>	$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m$
<p>Grado de reacción (R)</p>	<p>ideal : $R_\infty = 1 - \frac{C_{2u}}{2u_2}$</p> <p>real : $R = 1 - \frac{\mu C_{2u}}{2u_2}$</p>
<p>Coeficiente o cifra de presión</p>	<p>ideal : $\psi_\infty = 4(1 - R_\infty)$</p> <p>real : $\psi = 4\mu\eta_h(1 - R_\infty)$</p>

Cifra de caudal o
gasto (φ)

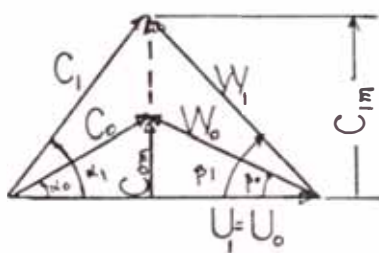
N son las revolucion
es por minuto

$$\varphi = \frac{Q}{N D_2^3}$$

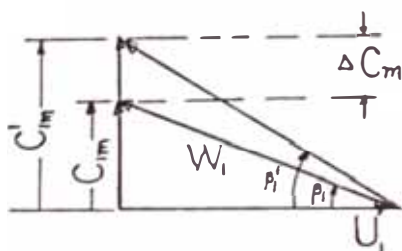
Número específico
de revoluciones de
caudal (N_q)

$$N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \text{ (adimensional)}$$

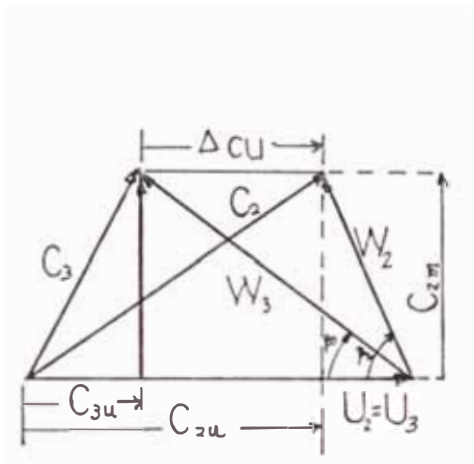
$$\text{también: } N_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ (dimensional)}$$



Triángulo de velocidades a
la entrada para número infin
nito de álabes (caso ideal).



Triángulo de velocidades a
la entrada considerando ent
rada radial ($\alpha_1 = 90^\circ$) y -
el efecto de espesor de álab
es, para número finito de
álabes.



Triángulo de velocidades a la salida para número finito de álabes considerando el efecto de vórtice relativo.

Se cumple que : $\mu = \frac{3u}{C_{2u}}$ y

por lo tanto: $H_R = \mu H_{R\infty}$

2.6. RODETE DE FLUJO RADIAL CON ALABES DE CURVATURA SIMPLE.

A continuación se expondrá este tipo de rodete que será el usado en la construcción, por ser de menos dificultad en la manufactura.

2.6.1. GEOMETRIA DEL RODETE.

Este tipo de rodete está considerado para valores de N_q menores que 50 aproximadamente y para caudales hasta de 2,000 g.p.m.

El perfil de este rodete es el mostrado a continuación /12/.

Donde D_s : diámetro de succión

D_1 : diámetro correspondiente a la entrada del rodete

D_2 : diámetro corresponde a la salida del rodete o diámetro del disco.

b_1 y b_2 son los anchos de los álabes en la entrada y salida de rodete respectivamente.

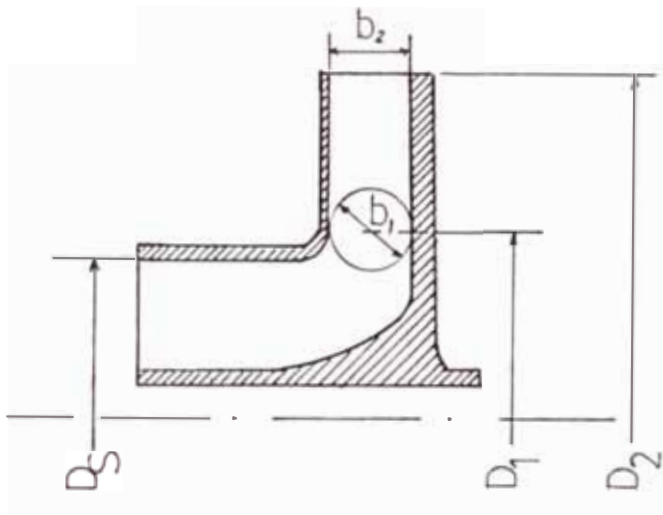


Figura 14 - Rodete con álabes de curvatura simple

2.6.2. BASES TEORICAS Y EXPERIMENTALES DE CALCULO.

A continuación se expondrán los casos de cálculo para el rodete. El tipo de rodete es el visto en el capítulo anterior.

2.6.2.1. Entrada al rodete.

2.6.2.1.1. Diámetro del eje.

El diámetro del eje D_{eje} , es fijado en primer lugar, este diámetro depende de la potencia transmitida, también de la velocidad crítica y de la máxima deflexión permisible en el eje. Se calcula por la relación :

$$D_{\text{eje}} = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau}} \quad (22)$$

donde T : par MOTOR = $\frac{\text{Potencia EJE}}{\omega}$

τ : esfuerzo de torsión permisible.

2.6.2.1.2. Diámetro de succión.

Una vez fijado el diámetro del eje, se calcula la D_h ; aproximadamente para D_h , tenemos :

$$D_h = (1.2 - 1.4) D_{\text{eje}} \quad (23)$$

Una vez determinado este diámetro, el área en el ojo del rodete (A_o) :

$$A_o = \frac{Q'}{C_o} = \frac{Q/\eta_v}{C_o} \quad (24)$$

pero en realidad, el área de succión (A_s) es la suma de $A_o + A_h$, por lo tanto :

$$A_s = A_o + A_h = \frac{Q}{\eta_v C_o} + \frac{\pi D_h^2}{4} \quad (25)$$

C_o lo hallaremos en la sección siguiente, de donde tenemos :

$$D_s = \sqrt{\frac{4 A_s}{\pi}} \quad (26)$$

2.6.2.1.3. Velocidad del flujo a la entrada del rodete.

Para impulsores de este tipo, aproximadamente $C_o = (0.9 - 1.0) C_{1m}$, también se usa :

asumiendo entrada sin rotación $\alpha_1 = 90^\circ$

El ángulo β_1 es calculada como

$$\text{Tg } \beta_1 = \frac{C_{1m}}{u_1} \quad (29)$$

pero en realidad $\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1$, donde δ_1 es un ángulo de incidencia $\delta_1 = (2^\circ - 6^\circ)$ /12/.

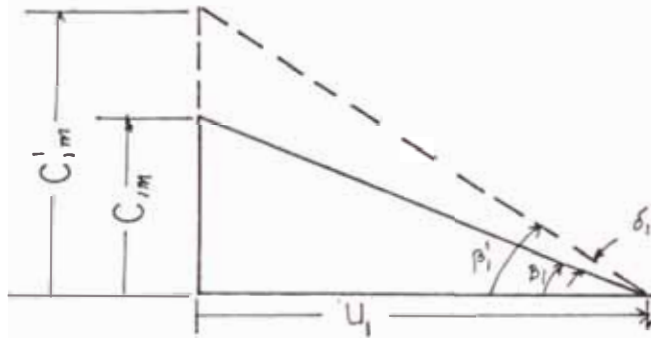


Figura 16 - Ángulo δ_1 de incidencia

usualmente β_1 está entre $(15^\circ - 30^\circ)$.

El área periférica externa del rodete (A_1)

$$A_1 = K_1 \frac{Q'}{C_{1m}} \quad (30)$$

donde K_1 es el coeficiente de contracción o estrechamiento, este coeficiente toma en cuenta el efecto de espesor de álabes a la entrada.

Se calcula :

$$K_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_1} \quad (31)$$

donde t_1 es la distancia entre las aristas de los álabes consecutivos medido sobre la circunferencia de entrada.

Si Z es el número de álabes y el diámetro de entrada es D_1 , t_1 y S_1 , se calculan respectivamente como:

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z} \quad (32) \quad S_1 = \frac{e}{\text{sen } \beta_1} \quad (33)$$

donde S_1 se ve en la figura 17, e es el espesor de álabes /12/.

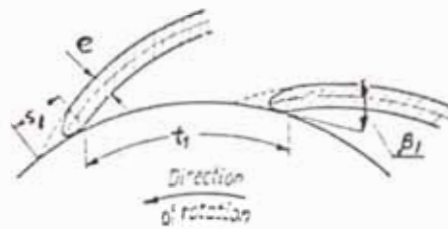


Figura 17 - Extremo de álabes a la entrada

El ancho del álabes a la entrada b_1 será :

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi D_1} \quad (34)$$

2.6.2.2. Salida del rodete.

A continuación se expondrán las bases de cálculo para la salida del rodete.

2.6.2.2.1. Velocidad meridiana a la salida del rodete.

El valor C_{2m} puede ser hallado como

$$C_{2m} = Kc_{m2} \sqrt{2gH} \quad (35)$$

donde el coeficiente de velocidad Kc_{m2} se halla del gráfico de la figura 15.

2.6.2.2.2. Angulo β_2 .

Usualmente de acuerdo a la experiencia para mejores rendimientos, $\beta_2 = (25^\circ - 30^\circ)$.

2.6.2.2.3. Velocidad periférica a la salida del rodete.

Se sabe que :

$$H_{R\infty} = \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad (36)$$

donde : $C_{2u} = u_2 - \frac{C_{2m}}{\text{Tg } \beta_2}$ (37)

(26) en (25) : $H_{R\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{C_{2m}}{\text{Tg } \beta_2} \right)$

donde : $u_2 = \frac{C_{2m}}{2 \text{Tg } \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \text{Tg } \beta_2} \right)^2 + g H_{R\infty}}$ (38)

también: $C_{2u} = C_{3u} (1 + \epsilon)$ (39)

donde : $\epsilon = \frac{2K}{Z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} ; \frac{r_1}{r_2} \leq \frac{1}{2}$ (40)

donde (40) está dado por /8/.

$1 + \epsilon$ es la corrección de Pfleiderer considerando número finito de álabes.

$$\text{Experimentalmente, } K = (1 - 1.2)(1 + \text{sen } \beta_2) \frac{r_1}{r_2} \quad (41)$$

para rodetes de simple curvatura /8/ con $\frac{D_2}{D_1} \geq 2$ estando (41) dado por /8/.

$$H_{R\infty} = H_R (1 + \epsilon)$$

$$H_R = \frac{H}{\eta_h}$$

obtenemos : $H_{R\infty} = \frac{H}{\eta_h} (1 + \epsilon)$ reemplazando en (27)

$$u_2 = \frac{C_{2m}}{2 \text{Tg } \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \text{Tg } \beta_2}\right)^2 + \frac{gH}{\mu \eta_h}} \quad (42)$$

El signo menos de la raíz no se considera porque u_2 deberá ser positivo.

2.6.2.2.4. Diámetro (D_2).

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi N} \quad (43)$$

2.6.2.2.5. Ancho del álabe a la salida.

Se calcula siguiendo un camino similar al cálculo de b_1 , es decir :

$$A_2 = K_2 \frac{Q'}{C_{2m}} \quad (44)$$

K_2 es el coeficiente de contracción a la salida.

El ancho b_2 se calcula :

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi D_2} \quad (45)$$

2.6.2.2.6. Número de álabes.

Está dado por :

$$Z = K' \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \operatorname{sen} \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (46)$$

donde K' es tanto mayor, cuanto menor es el espesor de pared del álabe e a la entrada con relación al diámetro del rodete.

Un valor de K' para rodetes de fundición.

Según Pfleiderer es $K' = 6.5$

2.6.2.2.7. Dibujo de los álabes por el método de los arcos de círculo.

En el gráfico de la figura 18 se muestra el dibujo de los álabes por el método antedicho /12/.

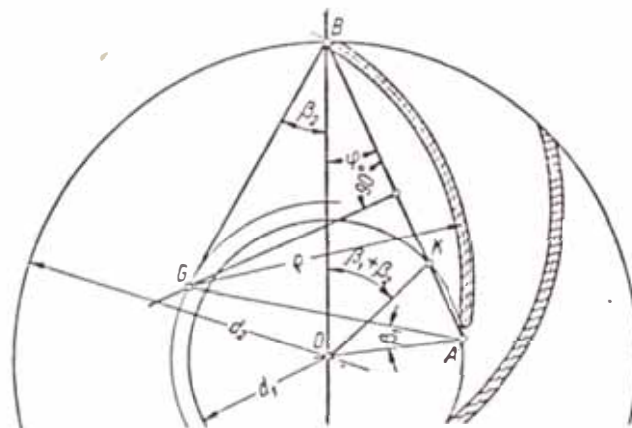


Figura 18 - Dibujo de álabes por arcos de círculo

donde el radio ρ esta dado por :

$$\rho = GA = GB = \frac{1}{2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1} \quad (47)$$

2.7. CAVITACION.

Sucede cuando una caída de presión excesiva en la entrada del rodete da origen a un cambio de fase - del líquido apareciendo bolsas de vapor, esto es indeseable debido a las siguientes consecuencias :

- a) Disminución de la corriente de paso entre los canales del rodete.
- b) Condensación brusca de dichas bolsas al aumentar la presión, produciéndose los llamados choques de condensación que dan lugar a fuertes ruidos.

Debido al choque inelástico con la pared, el material de ésta se corroe.

2.7.1. COEFICIENTE DE CAVITACION DE THOMA.

Una manera de determinar la cavitación es mediante la altura de succión (H_s) y mediante el coeficiente de Thoma (figura 19).

El coeficiente de cavitación Thoma está dado por:

$$\sigma = \frac{\Delta H}{H} \quad (48)$$

$$\text{NPSH}_{\text{sist.}} = \frac{P_{\text{atm.}}}{\gamma} \pm H_s - \frac{P_v}{\gamma_v} - h_p \quad (51)$$

donde el doble signo de la altura de succión depende de si es a succión positiva o negativa.

$\frac{P_v}{\gamma_v}$: altura de presión vapor para una temperatura de agua

h_p : altura de pérdidas

Para que no exista cavitación deberá cumplirse :

$$\text{NPSH}_{\text{sist.}} > \text{NPSH}_B \quad (52)$$

2.8. CURVAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO.

Las curvas características del funcionamiento de una bomba centrífuga de agua se describirán en esta parte.

2.8.1. PREDICCIÓN ANALÍTICA DE LA CURVA ALTURA - CAUDAL.

Se sabe que :

$$H_{R\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{C_{2m}}{\text{Tg } \beta_2} \right)$$

pero : $Q_x = Q = \pi D_2 b_2 C_{2m}$ $C_{2m} = \frac{Q_x}{\pi D_2 b_2}$

combinando :

$$H_{R\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_x}{\pi D_2 b_2 \text{Tg } \beta_2} \right)$$

también: $H_R = \frac{H_{R\infty}}{1 + \epsilon}$; donde $1 + \epsilon$ es la corrección de Pfleiderer para número finito de álabes.

$$\epsilon = \frac{2K}{Z} \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}$$

$$H_R = \left(\frac{1}{1 + \epsilon}\right) \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_x}{\pi D_2 b_2 \text{Tg} \beta_2}\right)$$

De acuerdo a Pfleiderer considerando el efecto de las pérdidas por rozamiento expresados en altura de fluido (H_f) serán calculados :

$$H_f = (1 - \eta_h) H_R \left(\frac{Q_x}{Q}\right)^2 \quad (53)$$

donde Q es el caudal nominal, η_h es la eficiencia hidráulica. De igual forma para las pérdidas por choque expresadas en altura (H_{ch})

$$H_{ch} = \frac{K_{ch}}{2g} u_1^2 \left(1 - \frac{Q_x}{Q}\right)^2 \quad (54)$$

donde K_{ch} es el coeficiente de choque.

En realidad a la altura H_R hay que deducirle las otras dos alturas que son H_f y H_{ch} , gráficamente - se ve la construcción de la curva H-Q teórica para $\beta_2 < 90^\circ$ (figura 20) dada por /8/.

2.8.2. CURVAS REALES DE FUNCIONAMIENTO.

Las bombas centrífugas se diseñan para operar en el punto de máxima eficiencia a los valores de H-Q en ese punto se le denominan valores nominales.

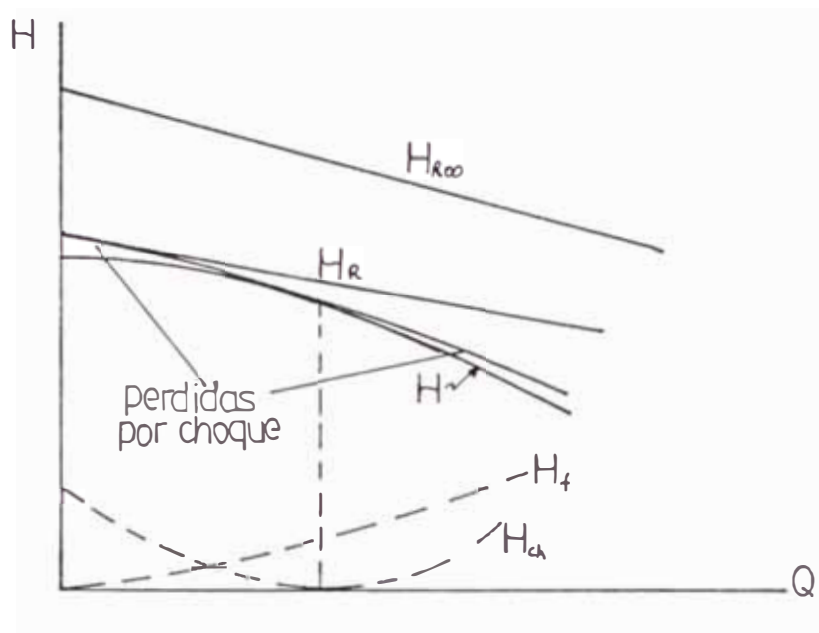


Figura 20 - Construcción de la curva teórica H-Q
($\beta_2 < 90^\circ$)

Usualmente la bomba centrífuga trabaja en puntos cercanos a los valores correspondientes al punto de máxima eficiencia. El siguiente gráfico nos muestra la tendencia en general de estas curvas para la gran mayoría de bombas centrífugas.

2.8.3. DIAGRAMA TOPOGRAFICO.

Experimentalmente es posible determinar las curvas H-Q para diferentes revoluciones de giro de una bomba centrífuga y superponiendo a estas curvas las de rendimiento constante, tal como en la figura 22.

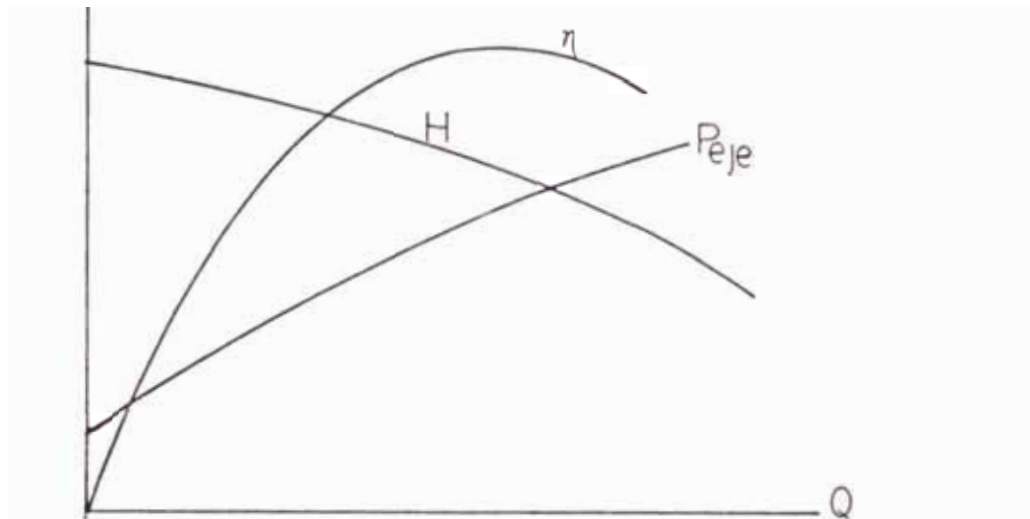


Figura 21 - Características comunes de bombas centrífugas con álabes curvados hacia atrás

Las curvas reales de funcionamiento son obtenidas mediante ensayos, estando éstas sujetas a normas - (normas de ensayo).

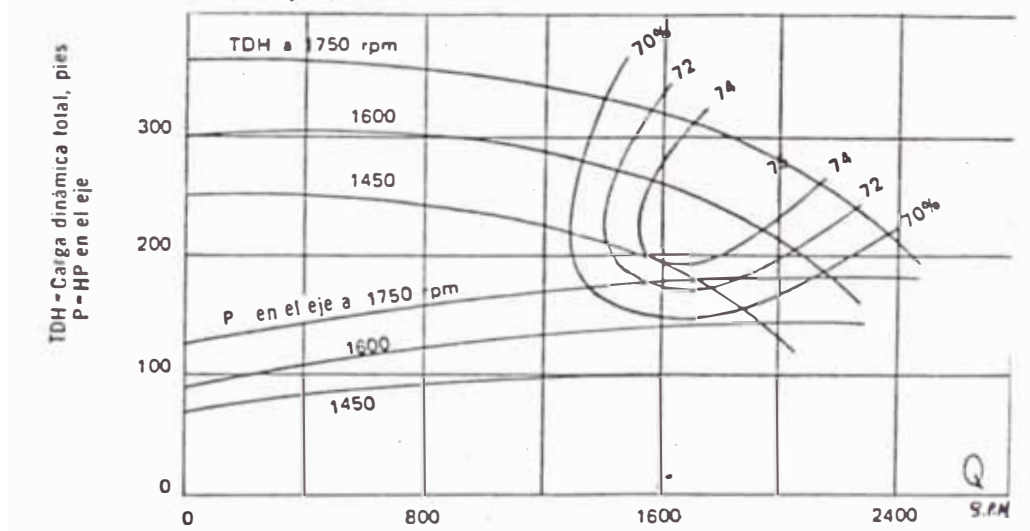


Figura 22 - Diagrama topográfico

2.8.4. ECUACION QUE REPRESENTA LA CURVA H-Q PARA FINES DE CALCULO POR COMPUTADORA.

La ecuación H-Q para fines de cálculo por computadora es dada por /10/ como :

$$H = (H_0 - K_1Q) (1 - K_2Q^2) \quad (55)$$

donde H_0 es calculada en $Q = 0$ y los coeficientes K_1 y K_2 se pueden calcular tomando 2 puntos de la curva H-Q experimental.

CAPÍTULO III

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

3.1. BASES DE CALCULO DE LA VOLUTA Y DEL TUBO DIFUSOR.

El método usual de cálculo presupone que el flujo en la voluta sigue la ley :

$$C_u r = C_{3u} r_2 = \text{constante} \quad (1)$$

donde C_u es la velocidad en la voluta a un radio r y C_{3u} es la velocidad tangencial en la periferia del impulsor de radio r_2 .

En la figura 1 se muestra los parámetros de cálculo /12/.

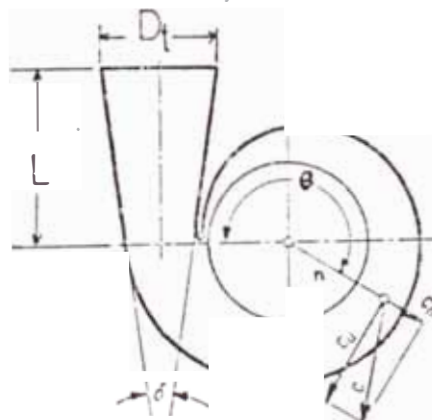


Figura 1 - Parámetros de cálculo

3.1.1. CALCULO DE LA VOLUTA SI CONSIDERAR ROZAMIENTO.

Consideremos un perfil arbitrario de la voluta como se muestra en la figura 2.

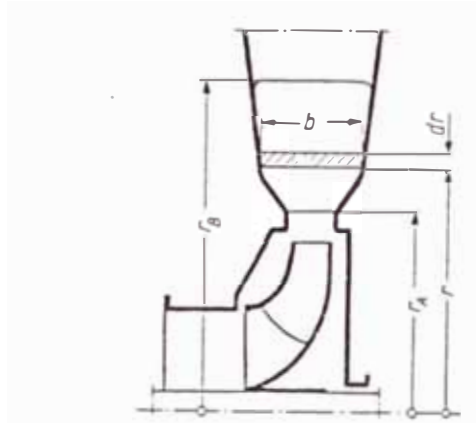


Figura 2 - Perfil de voluta

Se sabe que $M_m = C_u r = C_{3u} r_2 = \text{constante}$, (2)

para entrada de flujo al impulsor sin rotación, tenemos :

$$H_R = \frac{C_{3u} u_2}{g} = \frac{C_{3u} \pi D_2 N}{60 g} \quad (3)$$

Considerando (2) y (3) obtenemos :

$$M_m = \frac{30 g H_R}{\pi N} \quad (4)$$

En la figura 2 el caudal a través del área bdr es:

$$dQ = (bdr) C_u = \frac{bdr M_m}{r}$$

El caudal a través de toda la sección de la voluta será :

$$Q_\theta = \int_{r_A}^{r_B} M_m \frac{bdr}{r} \quad (5)$$

donde θ es el ángulo mostrado en la figura 1 también se cumple

$$Q_{\theta} = \frac{\theta}{360^{\circ}} Q \quad (6)$$

combinando las igualdades (4), (5) y (6) :

$$\theta = \frac{360 \times 30 \times g H_R}{Q \pi N} \int_{r_A}^{r_B} \frac{b dr}{r} \quad (7)$$

donde $b = f(r)$, b varía con r para las diferentes secciones de la voluta.

3.1.2. CALCULO DE LA SECCION DE LA GARGANTA.

Experimentalmente la velocidad de flujo en la garganta se calcula por :

$$C_V = K_{CV} \sqrt{2 g H} \quad (8)$$

donde K_{CV} es determinada de la curva siguiente /13/

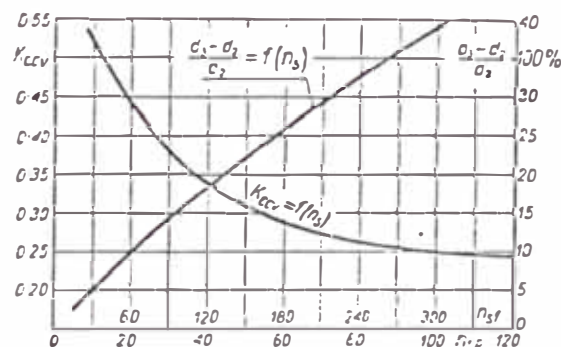


Figura 3 Gráfica que muestra la dependencia entre N_q y K_{cv}

de donde $A_v = \frac{Q}{C_v}$ (9)

será el área de la garganta.

3.1.3. DIAMETRO DEL TUBO DE DESCARGA.

El tubo de descarga en nuestro caso tendrá el mismo diámetro que el tubo difusor.

Dicho diámetro se calcula como :

$$D_t = \sqrt{\frac{4 A_v}{\pi}} \quad (10)$$

3.1.4. LONGITUD DEL TUBO DIFUSOR Y EL ANGULO δ .

La longitud del tubo difusor (L), se halla en función de δ como se mostró en la figura 1. Existe una relación entre el ángulo δ y la velocidad C_v definida en la sección 3.1.2. conforme se muestra a continuación /12/.

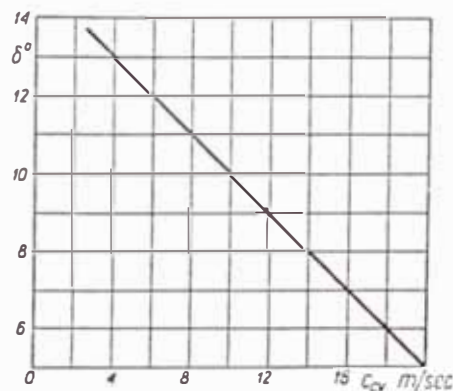


Figura 4 - Relación entre δ y la velocidad C_v

lógicamente los valores de δ , C_v , A_v y longitud del tubo difusor L están ligados.

Adelantaremos sin embargo, que en nuestro caso el ángulo δ será 0° por facilidad de construcción, por consiguiente el tubo difusor no será propiamente tal, sino un tubo recto de longitud L , la necesaria para conectarla a la tubería o manguera de salida, y que exista el espacio necesario para mantenimiento y desmontaje.

3.1.5. DIAMETRO DEL TUBO DE SUCCION.

El diámetro de succión (D_s) que será calculado - en la sección 3.2.2. nos dará indirectamente el diámetro D'_s que es el diámetro del tubo de succión.

CALCULO DEL IMPULSOR DE LA BOMBA CENTRIFUGA.

3.2.1. GENERALIDADES.

El cálculo de la bomba centrífuga se realizó considerando una serie de motores de potencia fraccionaria disponibles en el medio y que fueron adquiridos por el autor de la tesis de su propio peculio. Las características de dichos motores son las que a continuación se indican.

Es necesario indicar que las características de los motores de máquina de coser y el del uso no especificado, presentaban datos de placa. Sin embar

MOTORES FRACCIONARIOS MONOFASICOS C.A. 220 V - 60 Hz

MARCA Y USO	POTENCIA DE CONSUMO (w)		N (R.P.M.)		POTENCIA A PLENA CAR- GA EN EL EJE (w)
	EN VACIO	A PLENA CARGA	EN VACIO	A PLENA CARGA	
ALL JAPAN de máqui- na coser	90	109	7,850	7,300	36 w
CROW-TAI- WAN Venti- lador de 3 veloci- dades	180	220	3,400	3,000	72 w
	195	235	4,200	3,600	70 w
	210	248	5,800	5,350	75 w
Motor es- pira de sombra ITALIA uso sin especificar	80	100	3,500	3,220	18 w

go dichas características fueron corroboradas en el Laboratorio de Electricidad de la FIEE y por la bibliografía correspondiente.

La elección del motor eléctrico se hizo considerando que el consumo de potencia no exceda de 100 w, este requisito lo cumplía, precisamente el último motor de uso sin especificar. Por lo tanto escogemos para el cálculo, el motor monofásico de espira de sombra, de características $\frac{1}{40}$ C.V. 3220 RPM - 220 V - 60 Hz - Aislamiento clase B.

Hay que indicar que este motor es de velocidad variable, al variar la carga, por lo tanto su eficiencia es variable. Calcularemos una tabla de valo -

res Q-H tomando como eficiencia de la bomba el 25% (ver figura 13, capítulo II).

Hay que tener en cuenta que esta eficiencia baja, fué elegida, teniendo en cuenta las dimensiones pequeñas de la bomba y el gráfico de la figura 13 - del capítulo II.

$$P_{\text{eje}} = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} = \frac{0.997 \times 10^3 \times Q \times H \times 10^{-3}}{75 \times 60 \times 0.25} = \frac{1}{40} \text{ C.V.}$$

donde Q está dado en litros/min y H en m.

Tenemos : $QH = 28.2$

Contruimos una tabla de valores Q-H :

Q ($\frac{\text{Litros}}{\text{min}}$)	H (m)
4	7.0
8	3.52
12	2.35
16	1.76
20	1.40
24	1.17
28	1.0
32	0.88

Para escoger los valores de Q, H para el cálculo del rodete, se tomará en cuenta la aplicación o aplicaciones reales de esta bomba.

Así, tenemos las siguientes posibles aplicaciones:

- En aplicaciones de laboratorio para ensayos de sistemas de calefacción solar, se podría usar un sistema forzado para la circulación de agua.
- En sistemas de enfriamiento para equipo de laboratorio, usando la recirculación de agua en circuito cerrado.
- En lavadoras domésticas, en donde el caudal de agua desaguado es un poco más importante que la altura a elevar.
- En acuarios y fuentes ornamentales, en donde en el caso de las fuentes, lo más importante es el caudal a desaguar.

Puede afirmarse que esta pequeña bomba centrífuga tiene múltiples aplicaciones. Conjugando todas estas aplicaciones tomaremos datos de cálculo los valores dados en la tabla anterior para :

$$Q = 20 \text{ litros/minuto}$$

$$H = 1.4 \text{ m}$$

3.2.2. CALCULO DEL RODETE.

$$(1) \quad N_q = \frac{N}{H^{3/4}} = \frac{3,220 \sqrt{20 \times 10^{-3} \times \frac{1}{60}}}{(1.4)^{3/4}} = 45.7$$

$$(2) \quad P = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} = \frac{0.997 \times 10^3 \times 20 \times 1.4 \times 10^{-3}}{75 \times 60 \times 0.25} = 0.025 \text{ C.V}$$

El motor eléctrico es el descrito anteriormente, es decir: motor 1 Ø de espira de sombra de $\frac{1}{40}$ C.V 3,220 RP 1 - 220 V - 60 Hz - Aislamiento clase "B".

(3) Por facilidad, el eje de la bomba será el mismo eje del motor.

$$D_{\text{eje}} = 6.2 \text{ mm}$$

Hay que indicar que el extremo del eje del motor es roscado, de tal manera que el rodete se enrosca en él.

(4) El diámetro de la boca de aspiración o diámetro de succión (D_s)

Tomaremos : $\eta_v = 0.6$ (ver página 67).

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{20 \times 10^{-3}}{0.6 \times 60} = 5.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Del gráfico (K_{cm_1} , K_{cm_2}) vs N_q , dado en la figura 15, capítulo II.

Para $N_q = 45.7$, los valores de K_{cm_1} y K_{cm_2} serán :

$$K_{cm_1} = 0.2, \quad K_{cm_2} = 0.155$$

$$C_{1m} = K_{cm_1} \sqrt{2 g H} = 0.2 \sqrt{2 \times 9.81 \times 1.4} = 1.05 \text{ m/s}$$

velocidad antes de la entrada (C_o) :

$$C_o = 0.9 C_{1m} = 0.9 \times 1.05 = 0.95 \text{ m/s}$$

$$A_s = \frac{Q'}{C_o} = \frac{5.55 \times 10^{-4}}{0.95} = 5.84 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El diámetro de succión : $D_s = \sqrt{\frac{4 A_s}{\pi}} = 0.027 \text{ m}$

$$D_s = 27 \text{ mm}$$

(5) Angulo β_1

tomando $D_1 = 16 \text{ mm}$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} = \frac{\pi \times 0.016 \times 3,220}{60} = 2.70 \text{ m/s}$$

El agua entra al rodete sin rotación, $\alpha_0 \approx \alpha_1 \approx 90^\circ$

$$\text{Tg } \beta_1 = \frac{C_{1m}}{u_1} = \frac{1.05}{2.7} = 0.398 ; \quad \beta_1 = 21.3^\circ$$

Si el ángulo de incidencia es $\delta_1 = 2^\circ$; $\beta_1' = 23.3^\circ$

(6) Ancho del álabe (b_1).

Provisionalmente tenemos $Z = 7$ álaves

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z} = \frac{\pi \times 0.016}{7} = 7.2 \times 10^{-3} \text{ m} \sim 7.2 \text{ mm}$$

para un espesor $e_1 = 1\text{mm}$, el valor de S_1 sera :

$$S_1 = \frac{e}{\text{sen } \beta_1'} = \frac{1}{\text{sen } 23.3^\circ} = 2.53 \text{ mm}$$

El coeficiente de estrechamiento (K_1) :

$$K_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_1} = \frac{7.2}{7.2 - 2.53} = 1.54$$

El área periférica externa del rodete :

$$A_1 = K_1 \frac{Q'}{C_{1m}} = \frac{1.54 \times 5.55 \times 10^{-4}}{1.05} = 8.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{El ancho } b_1 = \frac{A_1}{\pi D_1} = \frac{8.14 \times 10^{-4}}{\pi \times 0.016} = 0.016 \text{ m} \sim 16 \text{ mm}$$

(7) El diámetro D_2 :

Considerando $\alpha_0 \approx \alpha_1 = 90^\circ$; $u_1 C_{1u} = 0$

$$u_2 = \frac{C_{2m}}{2 \operatorname{Tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \operatorname{Tg} \beta_2}\right)^2 + \frac{g H}{\mu \eta_h}}$$

para $N_q = 45.7$; $K_{cm_2} = 0.155$, obtenida de la figura 15 capítulo II.

$$C_{2m} = K_{cm_2} \sqrt{2 g H} = 0.155 \sqrt{2 \times 9.81 \times 1.4} = 0.81 \text{ m/s}$$

para buenos rendimientos, $\beta_2 = (25^\circ - 30^\circ)$.

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_v \times \eta_m} = \frac{0.25}{0.6 \times 0.91} = 0.46 \text{ (ver p\u00e1gi}$$

na 67)).

$$H_R = \frac{H}{\eta_h} = \frac{1.4}{0.46} = 3.04 \text{ m}$$

La correcci\u00f3n de Pfleiderer para un n\u00famero finito de \u00e1labes (ϵ) :

$$\epsilon = \frac{2K}{Z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

donde $K = (1 - 1.2)(1 + \operatorname{sen} \beta_2) \frac{r_1}{r_2}$

donde asumiremos $\frac{r_1}{r_2} = 0.4$, después este valor será recalculado y corregido si se justifica.

$$K = (1 - 1.2)(1 + \text{sen } 30^\circ) 0.4 = (0.6 - 0.72)$$

Como no existen álabes guías (difusor), tomaremos:

$$K = 0.6, \text{ reemplazando en (2) } \epsilon = 0.20$$

Construiremos la siguiente tabla, considerando :

$C_{2m} = 0.81 \text{ m/s}$ y la $\eta_h = 0.46$ para todos los casos.

β_2	25°	28°	30°
$u_2 \text{ (m/s)}$	6.98	6.81	6.72
$D_2 \text{ (m)}$	0.041	0.040	0.040
r_1/r_2	0.39	0.40	0.40
K	0.60	0.60	0.60
ϵ	0.23	0.21	0.20
$t_2 \text{ (mm)}$	18.4	17.95	17.95
$S_2 \text{ (mm)}$	2.36	2.13	2
K_2	1.14	1.13	1.12
$A_2 \text{ (m}^2\text{)}$	7.8×10^{-4}	7.8×10^{-4}	7.7×10^{-4}
$b_2 \text{ (mm)}$	6	6	6
Z	6	7	7
R_∞	0.62	0.61	0.60
R	0.69	0.68	0.67
ψ_∞	1.52	1.56	1.60
ψ	0.56	0.59	0.61

de la tabla observamos que obtenemos valores bajos para ψ y cercanos para los 3 ángulos β_2 , sin embargo tomaremos $\beta_2 = 30^\circ$ a pesar de que $Z = 7$ álabes, siendo aparentemente la mejor solución $\beta_2 = 25^\circ$ pues para este caso $Z = 6$ álabes, pero se ha probado un rodete de $Z = 5$ álabes y de los resultados experimentales concluiremos si hubiese sido mejor tomar un rodete de menor número de álabes.

Tomando $\beta_2 = 30^\circ$ en (1) :

$$u_2 = \frac{0.81}{2 \operatorname{Tg} 30^\circ} + \sqrt{\left(\frac{0.81}{2 \operatorname{Tg} 30^\circ}\right)^2 + 9.81 \times 3.04 (1 + 0.2)}$$

$$u_2 = 6.72 \text{ m/s}$$

El diámetro D_2 :

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi N} = \frac{60 \times 6.72}{\pi \times 3220} = 0.0398 \text{ m}$$

$$D_2 = 40 \text{ mm}$$

(8) Recálculo.

$$\text{La razón } \frac{r_1}{r_2} = \frac{D_{1/2}}{D_{2/2}} = \frac{16}{40} = 0.40$$

Esta razón se mantiene constante.

(9) Ancho del álabe a la salida (b_2)

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z} = \frac{\pi \times 40}{7} = 17.95 \text{ mm}$$

$$S_2 = \frac{e}{\operatorname{sen} \beta_2} = \frac{1}{\operatorname{sen} 30^\circ} = 2 \text{ mm}$$

$$K_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_2} = \frac{17.95}{17.95 - 2} = 1.12$$

El área periférica del rodete (A_2) :

$$A_2 = K_2 \frac{Q'}{C_{2m}} = 1.12 \frac{5.55 \times 10^{-4}}{0.81} = 7.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El ancho b_2 :

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi D_2} = \frac{7.7 \times 10^{-4}}{\pi \times 0.04} = 6.1 \times 10^{-3} \text{ m} \sim 6 \text{ mm}$$

(10) Verificación del número de álabes.

$$Z = 6.5 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \text{ sen} \left(\frac{\beta_1' + \beta_2}{2} \right)$$

aunque el valor de 6.5 es para materiales de fundición, sin embargo lo tomaremos :

$$Z = 6.5 \left(\frac{40 + 16}{40 - 16} \right) \text{ sen} \left(\frac{23.3 + 30}{2} \right) = 6.8$$

Tomaremos $Z = 7$ álabes, número que coincide con el número de álabes previamente asumido.

(11) Grado de reacción R_∞

$$R_\infty = 1 - \frac{C_{2u}}{2u_2} = 1 - \frac{5.31}{2 \times 6.72} = 0.60$$

(12) Grado de reacción R real.

$$R = 1 - \frac{\mu C_{2u}}{2u_2} = 1 - \frac{0.83 \times 5.31}{2 \times 6.72} = 0.67, \text{ valor}$$

aceptable incluido dentro del rango (0.6 - 0.9) para bombas.

(13) Cifra o coeficiente de presión ψ_{∞}

$$\psi_{\infty} = 4(1 - R_{\infty}) = 4(1 - 0.6) = 1.6$$

(14) Cifra o coeficiente de presión real ψ

$$\psi = 4 \mu \eta_h (1 - R_{\infty}) = 4 \times 0.83 \times 0.46 (1 - 0.6) = 0.61$$

valor bajo porque es influenciado por el valor de la η_h .

(15) Triángulos de velocidades a la entrada y salida.

a) Triángulos de velocidades a la entrada (figura 5)

$$W_1 = u_1 \operatorname{sen} \beta_1 = 2.7 \operatorname{sen} 21.3^{\circ} = 2.9 \text{ m/s}$$

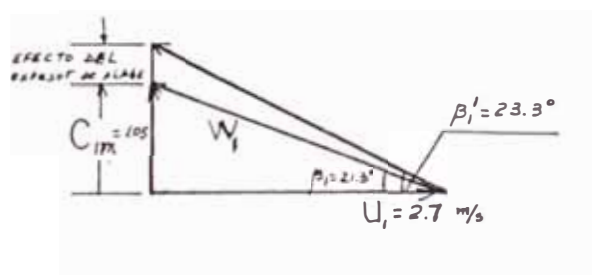


Figura 5 - Triángulo de velocidades a la entrada

donde el ángulo de desviación $\delta = \beta_1' - \beta_1$ es debido al efecto del espesor de los álabes.

b) Triángulo de velocidades a la salida (figura 6)

$$C_{3u} = \frac{C_{2u}}{1 + \epsilon} = \mu C_{2u} = \mu (u_2 - C_{2m} \cotg \beta_2) =$$

$$0.83(6.72 - 0.81 \cotg 30^\circ)$$

$$C_{3u} = 4.43 \text{ m/s}$$

donde ΔC_v es debido al efecto de resbalamiento -
(efecto de vórtice relativo)

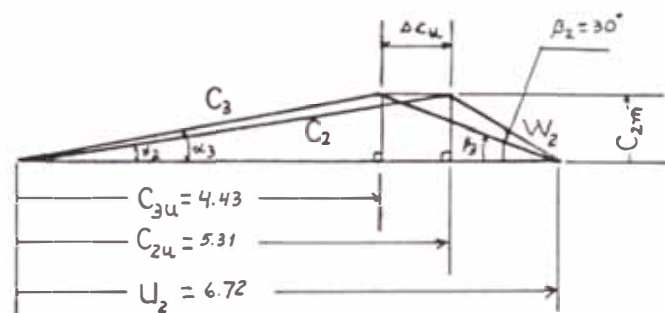


Figura 6 - Triángulo de velocidades a la salida

(16) Cálculo aproximado de la eficiencia volumétrica (η_v), de la eficiencia hidráulica (η_h) y de la eficiencia mecánica η_m .

Cálculo de la eficiencia volumétrica.

Se sabe que :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q'_v} = \frac{1}{1 + \frac{Q'_v}{Q}}$$

donde Q = caudal de diseño = 20 litros/minuto

Q'_v = caudal de pérdidas volumétricas.

considerando la figura 7 se deduce Q'_V :

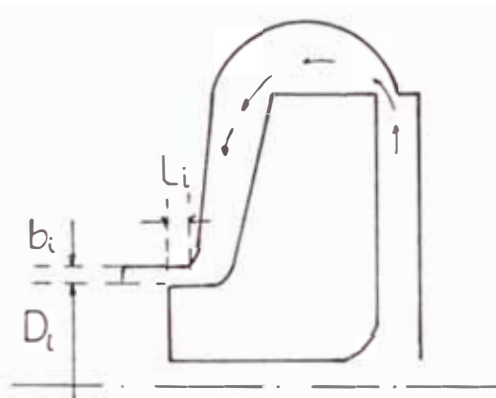


Figura 7 - Parámetros de cálculo de Q'_V

$$Q'_V = \epsilon \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}} A_F$$

En nuestro caso, no tenemos la configuración exacta de la figura, sin embargo la usaremos de acuerdo a la figura (8) siguiente :

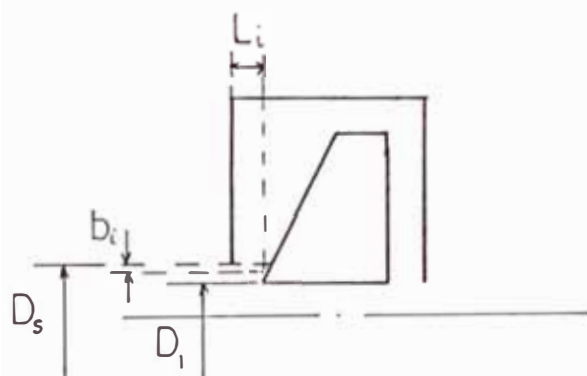


Figura 8 - Parámetros de cálculo de la η_V para nuestro caso

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{\frac{fL_i}{2b} + 1.5}}$$

Como en nuestro caso, tenemos superficies lisas -
 $f = 0.02$; $b = b_i = 2 \text{ mm} \approx \frac{D_s - D_1}{4}$

$L_i = 6 \text{ mm}$, el valor de $\xi = 0.80$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = H \left(1 - \frac{g H_R}{2 u_2^2} \right) - \frac{u_2^2 - u_1^2}{8g}$$

donde $H_R = 3.04 \text{ m}$
 $u_2 = 6.72 \text{ m/s}$
 $u_1 = 2.70 \text{ m/s}$
 $H = 1.4 \text{ m}$

reemplazando valores $\frac{\Delta P}{\gamma} = 0.455 \text{ m}$

$$A_F = \pi D_1 b = \pi \times 0.016 \times 2 \times 10^{-3} = 10^{-4} \text{ m}^2$$

de donde :

$$Q'_V = 2.39 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \sim 14.34 \text{ lts/min}$$

finalmente $\eta_V = 0.58$, en realidad el cálculo exacto de la eficiencia volumétrica sería motivo de una investigación.

Nosotros hemos asumido $\eta_V = 0.6$, la diferencia no es mucha, sin embargo lo que si es importante es que podemos decir que la eficiencia hidráulica (η_H) es más baja que la eficiencia volumétrica en el -

punto de diseño, ya que según la siguiente relación dada por /14/ se calcula como :

$$\eta_h = 1 - \frac{0.8}{Q^{0.25}}$$

donde Q en g.P.M., $Q = 5.28$ g.P.M. (en nuestro caso):

$$\eta_h = 0.47$$

lo que fundamenta nuestros valores tomados para las eficiencias.

(17) Cálculo de la eficiencia η_m .

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_v \times \eta_h} = \frac{0.25}{0.58 \times 0.47} = 0.91$$

valor coincidente al asumido en los cálculos.

3.3. CALCULO DE LA VOLUTA O CARCASA.

Se procederá de acuerdo a lo anotado en las bases de cálculo.

3.3.1. PERFIL DE LA VOLUTA.

El perfil de la voluta será el mostrado en la figura 9, por facilidad de fabricación, es decir de magnitud b constante.

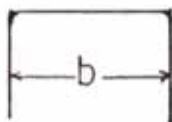


Figura 9 - Perfil de voluta usada en nuestro caso

donde $b = b_1 + \text{ancho del disco} + 1 \text{ mm}$

$$b = 16 + 3 + 1 = 20 \text{ mm}$$

usaremos la relación 7 :

$$\theta = \frac{360 \times 30 \times g \times H_R}{Q \times \pi \times N} \int_{r_A}^{r_B} b \frac{dr}{r}$$

donde $b = 20 \text{ mm} \sim 0.02 \text{ m}$

$$H_R = 3.04 \text{ m}$$

$$Q = 20 \text{ lts/min} \sim \frac{20 \times 10^{-3}}{60} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = 3,220 \text{ RPM}$$

reemplazando datos :

$$\theta = 1,910.3 \text{ Ln} \left(\frac{r_B}{r_A} \right)$$

si tomamos $r_A = r_2 + 1 = 20 + 1 = 21 \text{ mm} \sim 2.1 \text{ cm}$

obtenemos en la igualdad anterior :

$$\theta = 1,910.3 \text{ Ln} \left(\frac{r_B}{2.1} \right)$$

de donde tabulando podemos obtener la espiral de la voluta.

θ°	$r(\text{cm})$
0°	2.1
45°	2.15
90	2.20
135	2.25
180	2.30
225	2.36
270	2.42
315	2.47
360	2.53

3.3.2. CALCULO DEL TUBO DE DESCARGA

3.3.2.1. Generalidades.

Para el tubo de descarga, el ángulo $\delta = 0^\circ$ y el tubo difusor de descarga será en realidad un tubo recto por facilidad de fabricación, de longitud la necesaria para conectarla al sistema exterior, además que las pérdidas por fricción sean mínimas.

Tomaremos como longitud de tubo difusor :

$$L = 50 \text{ mm}$$

3.3.2.2. Cálculo del diámetro del tubo de descarga.

La velocidad del flujo en la garganta (C_v) es :

$$C_v = K_{cv} \sqrt{2 g H} = 0.32 \sqrt{2 \times 9.81 \times 1.4} = 1.67 \text{ m/s}$$

donde el valor de $K_{cv} = 0.32$ es obtenido de la figura 3.

El área en la garganta (A_v) se calcula :

$$A_v = \frac{Q}{C_v} = \frac{20 \times 10^{-3}}{60 \times 1.67} = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El diámetro en el tubo de descarga (D_t) :

$$D_t = \sqrt{\frac{4 A_v}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.016 \text{ m}$$

$$D_t = 16 \text{ mm}$$

tomaremos un tubo de diámetro standard de 3/4".

3.3.3. CALCULO DEL TUBO DE SUCCION.

Lo ofrece mayor problema la elección de su longitud $L = 25 \text{ mm}$.

3.3.3.1. Diámetro del tubo de sección (D'_s).

Se tomará en base al D_s , donde $D_s = 27 \text{ mm}$.

tomamos : $D'_s = 1''$

3.4. CALCULO DE LAS FUERZAS AXIAL Y RADIAL.

3.4.1. FUERZA AXIAL.

En la bomba centrífuga de admisión simple y con voluta, la superficie 2 del rodete está expuesta a la presión de salida, es decir, la presión en esta superficie es menor que en la superficie 1 que está situada en el lado opuesto (figura 10).

A consecuencia de la rotación del agua de ambos lados del rodete, la presión se reparte según un paraboloides.

El valor máximo en la periferia del rodete es H_p .

La presión del fluido en el círculo paralelo de radio r , en la cual la velocidad tangencial es :

$$u = r\omega \quad :$$

$$h = H_p - \frac{\left(\frac{u_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{u}{2}\right)^2}{2g} = H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r^2) \quad (11)$$

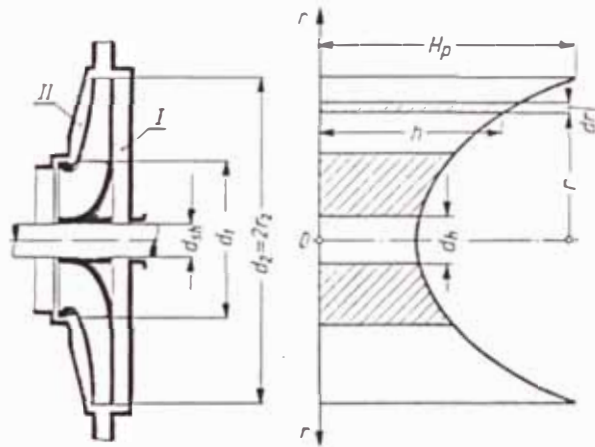


Figura 10 - Fuerza axial en una bomba centrífuga

Como a ambos lados del rodete se suponen las mismas condiciones, se tendrá como fuerza axial la presión sobre la superficie anular situada entre el diámetro del anillo de equilibrado de aspiración $D_i = 2r_i$ y el diámetro del eje, $D_{eje} = 2r_{eje}$, siendo el valor de dicha fuerza (F_1) :

$$F_1 = \int_{r_{eje}}^{r_i} 2\pi r dr h \gamma = \int_{r_{eje}}^{r_i} 2\pi r dr \left(H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r^2) \right) \gamma$$

integrando obtenemos :

$$F_1 = \gamma \pi (r_i^2 - r_{eje}^2) \left[H_p - \left(r_2^2 - \frac{r_i^2 + r_{eje}^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8g} \right] \quad (12)$$

donde

$$H_p = H \left(1 - \frac{g H_R}{2 u_2^2} \right) \quad (13)$$

Existe otra fuerza axial F_2 , debido al desvío de la corriente meridiana en el rodete, al pasar de la dirección axial a la radial, esta fuerza es de sentido opuesto a F_1 y se calcula :

$$F_2 = \frac{\gamma Q C_o}{g} \quad (14)$$

la fuerza axial resultante es calculada por /12/

como :

$$F = F_1 - F_2 \quad (15)$$

3.4.1.1. Cálculo de la fuerza axial.

Se calculará de acuerdo a los datos nominales:

$$\gamma = 997 \text{ Kg/m}^3; r_2 = 0.02 \text{ m}; r_i = r_1 = 0.008 \text{ m};$$

$$r_{eje} = 0.0031 \text{ m}; N = 3,220 \text{ RPM.}; H_R = 3.04 \text{ m.}$$

evaluando F_1 en la relación anterior :

$$F_1 = 0.07 \text{ Kg-f} \leftarrow$$

En cuanto a F_2 :

$$F_2 = \frac{997 \times 20 \times 10^{-3} \times 0.95}{9.81 \times 60} = 0.032 \text{ Kg-f} \rightarrow$$

la fuerza axial resultante es :

$$F = F_1 - F_2 = 0.038 \text{ Kg-f} \leftarrow$$

$$F = 38 \text{ gr} \leftarrow$$

La fuerza axial resultante es muy pequeña, por lo tanto para esta bomba centrífuga no se necesita compensar este empuje axial, a diferencia de bombas que manejan caudales más grandes, en donde si es necesario compensar este empuje mediante el uso de impulsores de doble aspiración o como alternativa, haciendo agujeros en la pared del rodete, tal que se obtenga el equilibrado necesario /7/.

3.4.2. FUERZA RADIAL (empuje radial).

La distribución de la presión en la descarga del rodete, raramente es uniforme alrededor de la periferia, independientemente del diseño de la voluta o del punto de operación (figura 11). Esto induce a una fuerza radial sobre el eje de la bomba, llamado empuje radial o reacción radial. El empuje radial, en libras fuerzas F_r puede determinarse por /13/ como :

$$F_r = 0.433 K_r H D_2 b_2 L_{ib}^{-f} \quad (16)$$

donde K_r - coeficiente determinado experimentalmente, dado por Agostinelli (fig. 12)

H = altura total de la bomba en pies

D_2 = diámetro exterior del rodete en pulgadas.

b_2 = ancho del rodete en la descarga en pulgadas.

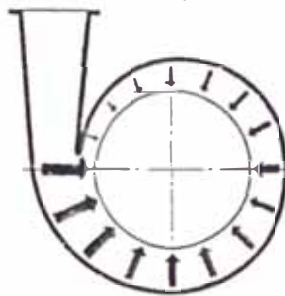


Figura 11 - Fuerzas radiales

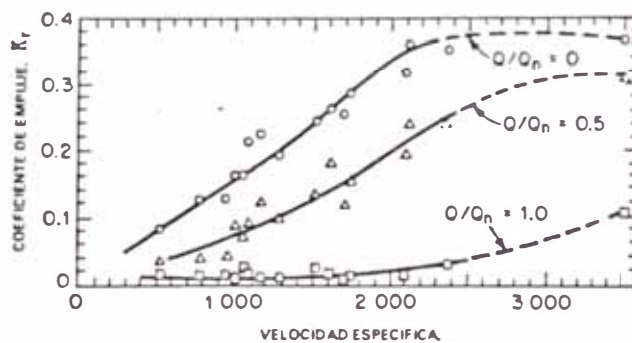


Figura 12 - Coeficiente K_r (Agostinelli)

3.4.2.1. Cálculo de la fuerza radial.

Para $N_q = 45.7$ en el sistema inglés $N_q = 2,358$

En el gráfico K_r vs N_q , dado por Agostinelli (figura 12).

$K_r = 0.03$, además los otros datos :

$H = 1.4 \text{ m} \quad 4.62 \text{ pies}$

$D_2 = 0.04 \text{ m} \sim 1.57 \text{ pulg}$

$b_2 = 6 \text{ mm} \sim 0.236 \text{ pulg}$

reemplazando datos :

$$F_r = 0.022 \text{ lbs-f}$$

en Kg-f será : $F_r = 0.010 \text{ Kg-f}$

$$F_r = 10 \text{ grs}$$

Esta fuerza radial es pequeña y menor todavía que la fuerza axial, no necesitándose por lo tanto un sistema para equilibrar esta fuerza. En bombas grandes, si este empuje radial es apreciable, esta fuerza se equilibra mediante el uso de la doble voluta, ya que cada una de ellas toma la mitad del gasto.

3.5. CALCULO DEL ESPESOR DE LA VOLUTA.

Bajo la influencia de la presión del agua, el espesor de la voluta puede ser calculada según /12/, de acuerdo a la fórmula siguiente :

$$S = x y \frac{DP}{200 \sigma_t} + z \quad (17)$$

donde : $S =$ espesor en mm

$D =$ dimensión en mm, de acuerdo a la figura 13.

P = presión en Kg/cm^2

x = factor de seguridad = 4.5

y = coeficiente que depende del tipo de sección de voluta, en nuestro caso para la voluta de sección mostrada en la figura 13, $y = 1.3$

Z = holgura para efectos de construcción de la voluta (2 - 3 mm).

σ_t = resistencia a la tracción del material en Kg/mm^2 .

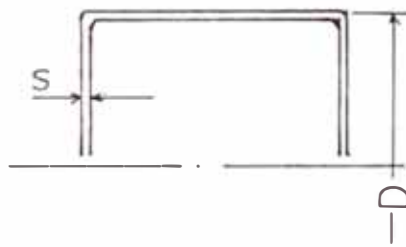


Figura 13 - Parámetros de cálculo para nuestro caso

en nuestro caso :

$$D = 52 \text{ mm} ; P = 1.4 \text{ m} \times 997 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \sim 0.14 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$x = 4.5 ; y = 1.3 ; Z = 2 \text{ mm}.$$

σ_t : para nuestro caso usamos plástico reforzado - con fibra de vidrio como material de la construcción de la voluta; $2,000 \text{ Kg}/\text{cm}^2$.

Evaluando

$S = 2 \text{ mm}$, ya que el primer término de la expresión para S se puede despreciar por ser muy pequeño.

Tomaremos 2 mm para el espesor de la voluta.

3.6. DISEÑO.

Para el diseño se tomará como referencia las di mensiones obtenidas en los cálculos.

3.6.1. ASPECTOS DE DISEÑO.

Los detalles de diseño son expuestos en el plano 1.

3.7. VELOCIDAD CRITICA DE VIBRACION DEL EJE.

3.7.1. GENERALIDADES.

En un disco de peso w y masa m en general por más cuidado que se ponga en los detalles de construcción siempre va a existir una excentricidad e entre su centro geométrico O y su centro de gravedad G . Así tenemos que cuando este disco se acopla a un eje, al rotar éste, todo el sistema va a estar en vibración por la existencia de una fuerza centrífuga desequilibradora que será la causante del estado de vibración.

De acuerdo a la figura 14, el centro de gravedad del disco estará a una distancia $y + e$ del **eje**

de rotación y la fuerza centrífuga será

$$F_c = m (y + e) \omega^2 \quad (18)$$

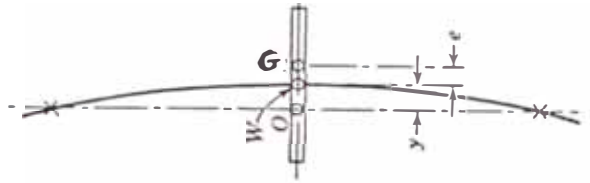


Figura 14 - Eje sujeto a vibración

$$\text{En general : } F_c = ky \quad (19)$$

la fuerza centrífuga será proporcional a la deflexión y , donde k es una constante que depende del tipo de apoyos y de las características del material del eje.

Combinando las 2 ecuaciones anteriores :

$$y = \frac{m e \omega^2}{k - m \omega^2} \quad (20)$$

Se tendrá que la velocidad angular ω , para el cual la vibración tendrá una amplitud máxima, será calculada haciendo igual a cero el denominador de la ecuación anterior, así tendremos :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (21)$$

donde ω_c será la velocidad angular de vibración para condiciones de resonancia.

3.7.2. CALCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR

En nuestro caso de acuerdo a nuestro diseño, tenemos la siguiente disposición física y que coincide con una de las varias disposiciones dadas /13/.

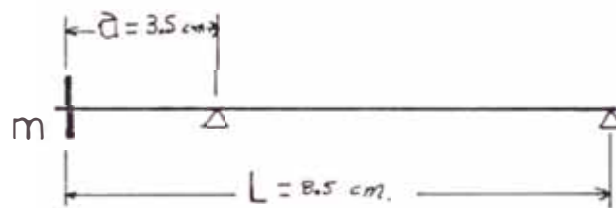


Figura 15 - Disposición del eje y de la masa del rodete m.

Para esta disposición según /13/, ω_c puede calcularse como :

$$\omega_c^2 = \frac{3 E I}{m a^2 L} \quad (22)$$

donde : m = masa del rodete = 16.4 gr.

E = módulo de elasticidad del acero =
 2.1×10^5 MPa.

I = momento de inercia = $\frac{\pi D^4}{32} =$

$$\frac{\pi (6.2 \times 10^{-3})^4}{32}$$

Evaluando obtenemos :

$$\omega_c = 7,315.6 \text{ rad/s}$$

de donde

$$N_c = 30 \frac{\omega_c}{\pi} = 69,860 \text{ RPM}$$

Puede decirse que como el conjunto motor-bomba trabajará a 3,220 RPM, prácticamente no tendremos mayores problemas de vibración, debido fundamentalmente a que la masa del rodete es muy pequeña. El siguiente gráfico ilustra lo expresado, donde ω_T es en nuestro caso la velocidad angular de diseño.

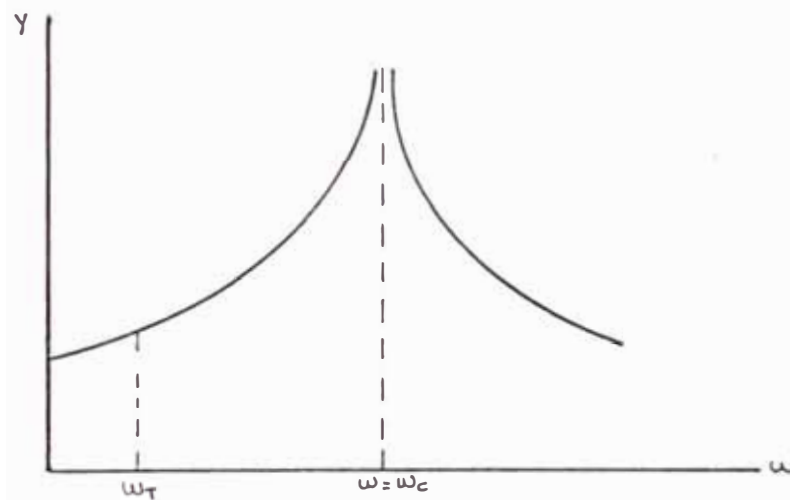


Figura 16 - Gráfico esquemático que muestra la amplitud de vibración en función de la velocidad angular.

Debemos mencionar también, que la determinación gráfica de la amplitud y_0 debido a vibración, no se justifica ya que como lo indica /13/, este método se usa cuando el eje está sujeto a numerosas cargas.

3.8. CO STRUCCION.

Esto ha sido junto con los ensayos, una de las etapas más dificultosas, puesto que entran a tallar, aparte de conocimientos, la propia experiencia.

Antes de describir lo concerniente a la construcción, se expondrá todo lo referente a los materiales usados para tal fin.

3.8.1. MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

Usualmente se usan los siguientes materiales tanto para la carcaza y el impulsor.

Para la carcaza : fierro fundido, bronce, acero

Para el impulsor: bronce, aluminio, acero

Generalmente, la elección de los materiales es en función de las presiones y caudales que se van a manejar.

En nuestro caso, dado lo pequeño de las presiones y caudales involucrados en nuestra bomba, se pensó desde un inicio en construirlo en material plástico, eligiéndose para tal fin, el plástico reforzado con fibra de vidrio.

Es necesario indicar que en el rango de potencia ($\frac{1}{35}$ - $\frac{1}{8}$) HP para bombas centrífugas, éstas se

construyen generalmente en materiales plásticos, como son el polietileno, neoprene, polipropileno epoxy, fiberglass (plástico reforzado con fibra de vidrio) etc. /2, 6/.

3.8.2. GENERALIDADES SOBRE EL PLASTICO REFORZADO CON FIBRA DE VIDRIO.

En el vasto ámbito de los plásticos, un lugar - muy especial le corresponde a los plásticos reforzados con fibras de vidrio, abreviado de ahora en adelante con la sigla PRFV.

En general los plásticos con que tenemos contacto en la vida diaria son frágiles y quizás esta cualidad constituya su característica más importante, sin embargo si a estos plasticos que están constituídos por diferentes clases de resinas se refuerzan con un material adecuado, el plástico resultante será un plástico reforzado, es algo parecido a lo que sucede con el concreto que se refuerza con varillas de fierro para que todo el conjunto tenga mayor consistencia frente a las diferentes clases de sollicitaciones.

En el caso de los plásticos, el refuerzo más utilizado, por las diferentes ventajas que se obtienen, es la fibra de vidrio.

En realidad el PRFV es una combinación resina - fibra de vidrio, de características excelentes y de gran aceptación que derivan básicamente de lo siguiente :

- El vidrio textil es uno de los materiales mas fuertes que se conocen y por su naturaleza no está sujeto prácticamente a ninguna clase de alteraciones con el correr del tiempo.
- Las resinas termoendurentes, como por ejemplo - las resinas poliésteres, epoxídicas, etc. se presentan en forma líquida, lo que permite impregnar perfectamente bien la fibra de vidrio y además se endurecen bajo una ligera presión o sin ella, siendo por lo tanto fáciles de conformar.
- Los elementos terminados poseen óptimas propiedades físicas, mecánicas y eléctricas, muy buena resistencia química y a la intemperie; no están sujetas a la corrosión electrolítica, ni a otro tipo de degradación y tienen un costo moderado que los hace económicamente ventajosas.

3.8.2.1. Fibra de vidrio - Características.

El vidrio, bajo la forma de láminas tipo ventana, envases, etc. no posee ninguna característica

mecánica extraordinaria, sino más bien una fragilidad que constituye tal vez su rasgo más típico; - sin embargo, estirado en hilos delgados, sus propiedades cambian considerablemente. A medida que el diámetro de las fibras disminuye, el vidrio, antes rígido, se vuelve flexible y su resistencia - muy escasa inicialmente, aumenta con rapidez hasta sobrepasar a todas las demás fibras conocidas, siendo en esta forma que se usa como material de refuerzo. La tabla 1 nos muestra lo expresado.

TABLA 1 - Propiedades comparativas de algunas fibras /15/.

FIBRA	RESISTENCIA A LA TRACCION Kg/mm ²	MODULO DE YOUNG Kg/mm ²
Rayón	25 a 40	1000 - 2000
Seda natural	30 - 60	850 - 1300
Algodón	30 - 70	600 - 1100
Nylon	60 - 90	580
VIDRIO		
Hilos simples	140 - 200	7000 - 8000
Filamentos unitarios	250 - 350	7000 - 8000

Dentro de los tipos de vidrio, los más usados para los hilados, son los de la clase de los borisilicatos, responden de una manera aproximada en proporción a la siguiente fórmula :

Si	O_2	$B_2 O_3$	$Al_2 O_3$, CaO	$Na_2 O + K_2 O$
			4gO, etc	
54		9	36.2	0.8

3.8.2.1.1. Tejidos de vidrio.

Comercialmente la fibra de vidrio se presenta bajo la forma de tejidos.

Los tejidos comerciales más conocidos en nuestro medio son los siguientes :

ROVINGS : Se obtienen de la unión en paralelo sin torsión de una cantidad determinada de hilos en forma de mechas.

MATS : Se hallan formados por fibras dispuestas en forma multidireccional afieltrados con un aglomerante apropiado. Dentro de las clases de Mats, en nuestro medio es común el uso del MAT 450, cuyo peso es de 450 gr/m^2 , también se encuentra el MAT 300 y el MAT 600.

WOLAN : Tejido de fibra de vidrio parecido al MAT, pero de hilado más fino, usado preferentemente en la fabricación de YATES, BOTES, LANCHAS.

BOVING ROVING : Es una variación del tejido Roving, tiene forma de esterillas, sirven para la construcción de tanques de agua, piscinás.

En general existen varias clases de tejido en forma de vidrio, cada cual por lo general tiene su aplicación característica.

3.8.2.2. Las resinas.

Las resinas sintéticas que se emplean en los plásticos reforzados son numerosas. Sin embargo - en nuestro medio es corriente el uso de la resina poliéster, tenemos dos tipos de poliéster :

- a) Resina poliéster rígido : Es la resina de uso general, sirve para todo tipo de fabricación, en general para todo producto que no esté en contacto con ácidos y su uso es hasta aproximadamente 60°C.
- b) Resina poliéster antiácido : Es la resina que se usa para productos que están en contacto con ácidos, su uso es apto en temperaturas hasta de 140°C.

En el comercio normalmente la resina poliéster rígida se presenta como líquidos incoloros amarillentos, teniendo una vida útil de 4 a 6 meses, pero conservadas a unos 10°C su conservación pasa del año y medio.

3.8.2.2.1. Componentes de la resina preparada.

La resina poliéster rígida, tal como se ven-

de comercialmente no se usa, sino hay que agregarle componentes para luego reforzarlos con fibra de vidrio. Los componentes son :

- a) IONOMERO DE ESTIRENO, que es el disolvente de la resina, su proporción es aproximadamente el 17% en peso.
- b) NAFTENATO DE COBALTO, que es el activador o acelerante de la reacción, su proporción es aproximadamente el 1% en peso.
- c) PEROXIDO DE METIL-ETIL-CETONA (MEK), que es el iniciador o catalizador de la reacción, su proporción es del 2% en peso.
- d) RESINA POLIESTER RIGIDA, descrita anteriormente, su proporción es del 80% en peso.

3.8.2.2.1.1. Preparación.

Para la preparación de la resina preparada se mezclan en proporción adecuada, en un primer recipiente la resina, el monómero y el naftenato de cobalto, en un segundo envase se vierte la mezcla y finalmente se agrega el MEK. Entre ambas acciones deben medir 3' aproximadamente.

3.8.3. FABRICACION DE PRODUCTOS DE P.R.F.V.

En general para fabricar la cantidad de produc -

tos de una misma pieza, por ejemplo 5,000, 10,000 unidades, es posible que el menor costo global - coincida con el empleo de un equipo de producción importante, integrado por moldes o matrices, relativamente sofisticadas, prensas hidráulicas y otros dispositivos tendientes a una alta mecanización en el manejo de los materiales.

En cambio, si tuviera que fabricarse únicamente - unas pocas piezas o una serie muy limitada de las mismas, no hay duda que resultará más conveniente apoyarse a un sistema de producción de tipo artesanal, como es en nuestro caso. El método de fabricación a mano es el primer y más antiguo, todavía usado por su sencillez y versatilidad. Las etapas de fabricación por este método de los produc - tos P.R.F.V. son los siguientes, una vez que se - tienen los moldes :

- a) Aplicación de sustancias desmoldantes, que son una especie de intermediarios que se aplican - sobre la superficie de los moldes o de las matrices para facilitar la separación de la pieza, una vez terminado el secado del sistema VIDRIO-RESINA.

Generalmente se usa ceras de carnauba o sulu - ciones acuosas de alcohol polivinílico. En - primer lugar se frota con un paño 4-5 manos 1

las superficies de los moldes con cera y finalmente se aplica una sola mano de el alcohol polivinílico.

- b) Aplicación del "GEL-COAT", esta capa es destinada a proporcionar una mayor protección contra agentes externos y para dar más resistencia mecánica al producto. Está formado por los siguientes componentes :

Resina en proporción del 93% del peso total de mezcla.

Naftenato de cobalto en 1% del peso total de mezcla.

Aerosil, en 3% del peso total de mezcla.

Pigmento, en 2% del peso total de mezcla.

Mek, en 1% del peso total de mezcla.

Las etapas de preparación del "Gel-Coat" se muestran en las figuras.



Figura 17 - Etapas de preparación del "Gel-Coat"

Los envases son de plástico resistente (grosor adecuado).

El "Gel-Coat" se aplica dos manos sobre el molde, entre ambos manos media un tiempo de 10-15 minutos. La aplicación se hará con brocha de nylon o con el uso de compresora. Se procurará no tocar la superficie con la yema de los dedos, porque puede dar lugar a que una vez secado se puedan formar bolsas de aire.

c) Aplicación de la fibra de vidrio.

Una vez secado el "Gel-Coat" se aplica la fibra de vidrio sobre toda la superficie y en forma proporcionada, en nuestro caso usamos el MAT-450. Acto seguido con una brocha de cerda aplicamos sobre la fibra la resina preparada ya descrita anteriormente y esperamos que seque de 15' a 20'. Repetimos este proceso nuevamente.

d) Corte de rebabas, generalmente quedan fuera del perímetro del producto rebabas de fibra de vidrio y lo que se hace es cortarlas, cuando aún la mezcla fibra-resina está fresca.

e) Dejar secar hasta que no haya vestigios de mezcla fibra-resina fresca.

f) Desmoldar, usamos para esto un martillo de jebe o aire comprimido, aplicándolo para que el producto se desprege del molde o matriz /16/.

3.8.4. PROPIEDADES DE LOS P.R.F.V.

En líneas generales, las principales ventajas que presentan los P.R.F.V. basados en una serie poco común de propiedades de orden física, mecánica y eléctrica, pueden sintetizarse de la siguiente manera :

- a) Características mecánicas excepcionales, fácil y ampliamente adaptables a las necesidades.
- b) Valor excepcional de la resistencia de tracción y la posibilidad de orientar el refuerzo según la dirección en que se ejerce el mayor esfuerzo, permiten alcanzar relaciones resistencia / peso bastante más favorables que las correspondientes al hierro, al aluminio y a muchos otros metales y aleaciones especiales. Esta impor - tante característica brinda la posibilidad de reemplazar al acero en muchas aplicaciones con una ganancia en peso del 30, del 50 y a veces de hasta el 80%, con todas las ventajas que ello supone, principalmente en la industria de los transportes.
- c) Grandes posibilidades de diseño y formación que permiten lograr fácilmente cualquier tipo de formas por complejos que sean.
- d) Muy elevada resistencia química y a la intempe_{ri}rie, intocables por los mohos y microorganismos -

mos en general.

- e) Excelentes propiedades eléctricas valorizadas por una baja absorción de agua.
- f) Gran resistencia al choque.

3.8.4.1. Consideraciones sobre los P.R.F.V.

No deben olvidarse que en general las propiedades finales de un P.R.F.V. son siempre la resultante de una cantidad de factores y elementos capaces de combinar entre sí de manera diferente y en proporción variable, que no solo influyen, modifican y determinan sus características, sino que constituyen la razón misma de su dilatada versatilidad de fabricarlos "de medida", por decirlo así, para cada necesidad o aplicación particular.

Dentro de estas variables, las que pueden considerarse como fundamentales, son :

- a) El contenido de fibra de vidrio, siendo la resistencia a la flexión, a la tracción y al choque, prácticamente proporcionales dentro de ciertos límites, a dicho contenido (figura 17), por ejemplo, una pieza con un contenido del 80% de fibras de vidrio y el 20% de resina será teóricamente 4 veces más resistente que otra análoga que contenga los mismos componentes, pero en relación inversa. Los máximos conteni -

dos de vidrio obtenibles empleando en cada caso los sistemas de fabricación más idóneos, son :

para MATS : normal 30%, máximo 45% en peso

para ROVINGS: normal 40%, máximo 60% en peso

/17/

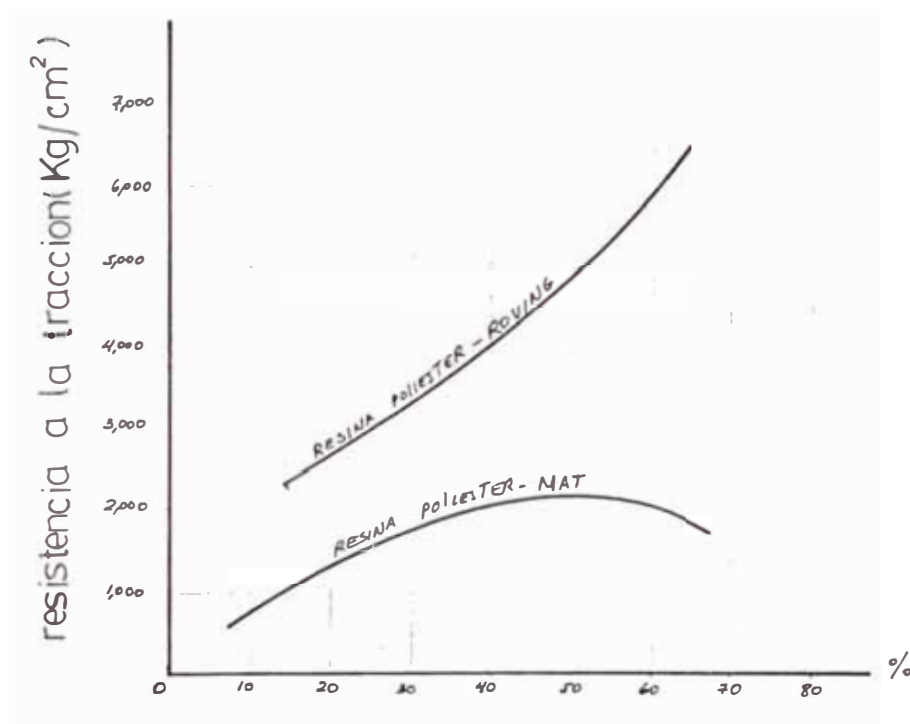


Figura 18 - Contenido de vidrio en % (en peso)

- b) La cantidad de cargas (Aerosil) y aditivos usados que influyen de varias maneras sobre la calidad de los P.R.F.V., como por ejemplo sobre su contracción, su resistencia a compresión, el calor, etc.
- c) La tecnología usada en la fabricación que den

tro de un conjunto de elementos, influye también sobre los resultados finales.

3.8.5. CONSTRUCCION DE LA CARCAZA Y SU TAPA.

Para la construcción de la carcaza de la bomba centrífuga y de su tapa, tenemos que construir los moldes o matrices de ésta.

3.8.5.1. Fabricación de los moldes de la carcaza y de la tapa.

Para la fabricación de los moldes de la carcaza y la tapa de la bomba centrífuga, lo primero que habrá que construir es un modelo de metal para la carcaza y para el caso de la tapa, un modelo hecho en P.V.C. Ambos modelos fueron construidos de acuerdo al diseño mostrado en el plano 1. Otros materiales para la elaboración de modelos como son el yeso, arcilla, cuando se secan perden las medidas originales, por lo que no son adecuados.

3.8.5.2. Características de los moldes de la carcaza.

Una vez obtenido el modelo, respetando las medidas del diseño del plano 1, se procede a la fabricación de los moldes.

En nuestro caso éstos fueron hechos en silicona, material bastante flexible, ideal para aplicaciones de este tipo, pues al momento del desmolde,

merced a su flexibilidad, no se daña en lo mínimo y es económico en comparación con una matriz metálica.

3.8.5.2.1. Características de la silicona.

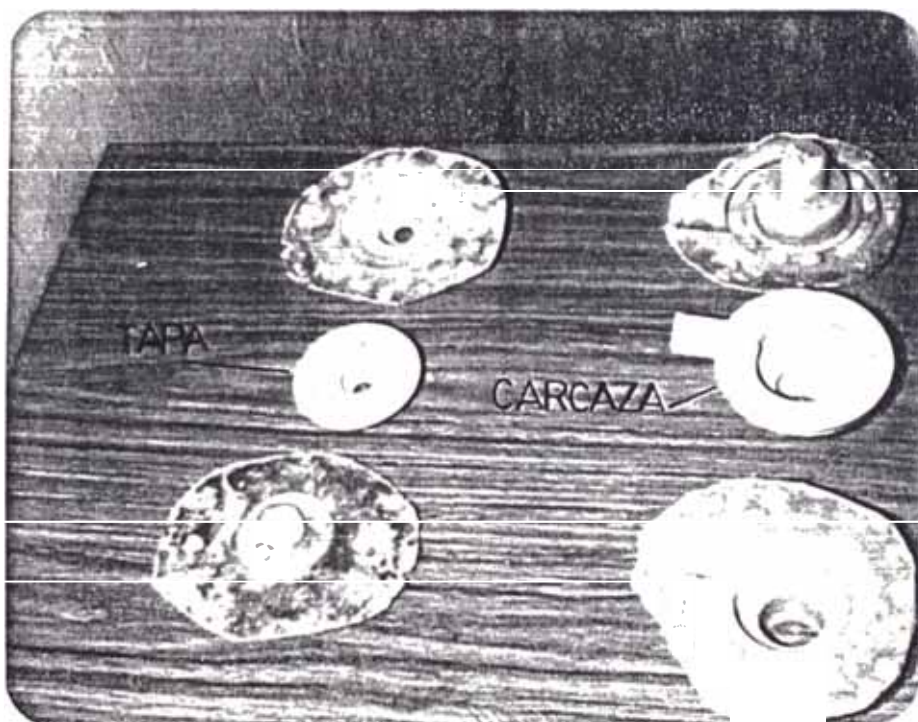
En cuanto a la silicona usada, ésta está ubicada dentro de los elastómeros, cuya composición química está constituida por un encadenamiento de átomos de silicio y oxígeno, siendo las ramas laterales, radicales orgánicos fijados en el silicio. En realidad la composición química exacta de las siliconas existentes en el mercado no suele ser indicado por los fabricantes. En cuanto a propiedades son excelentes hidrofugas (el agua no los moja), son incombustibles y conservan sus propiedades elásticas en una amplia gama de temperaturas (-90°C - 250°C). Se emplean para confeccionar juntas de todo tipo de material plástico por lo general /18/.

3.8.5.2.2. Construcción de los moldes de la silicona.

Una vez construido ambos modelos, en nuestro caso, simplemente la silicona se vierte sobre éste esperándose que se cure (secado) durante dos horas.

Logicamente antes de verter la silicona, se aplica una sustancia desmoldante, constituido por la cera que se unta sobre las superficies de los modelos una vez secada la silicona, a los moldes ob

tenidos se les confecciona una base adecuada, en nuestro caso, las bases de los moldes de la carcaza fueron hechos con P.R.F.V. La fotografía nos muestra los moldes en silicona con sus bases de P.R.F.V. También se muestra los moldes de la tapa de la carcaza.



3.8.5.3. Manufactura de la carcaza y de su tapa.

Una vez que tenemos los moldes, la carcaza y su tapa se construirán con plástico reforzado con fibra de vidrio, siguiendo el procedimiento expuesto anteriormente.

La fibra de vidrio usada será el MAT-450, ya que por ser de fibras multidireccionales, éstas toman

las solicitaciones de esfuerzos en las direcciones que se presenten. En la carcaza misma se encuentran los tramos de tuberías de succión y descarga para hacer las respectivas conexiones. En la fotografía anterior se muestra la carcaza construida.

3.8.6. CONSTRUCCION DE LOS RODETES.

Se construirán 5 rodets, conservando los ángulos β_1 , β_2 , el diámetro D_2 y el espesor e del disco, lo que se varió fué el número de álabes y los anchos de los mismos.

Los dibujos correspondientes indicando las características de éstos se encuentran en el plano 1.

Los rodets son del tipo semiabierto.

3.8.6.1. Materiales usados en la construcción de los rodets.

Para la construcción de los discos, éstos se confeccionarán en aluminio que es un material bastante liviano.

En cuanto al material de los álabes, éstos se hicieron en acrílico, material plástico que una vez sometido a una temperatura de 40°C , aproximadamente, puede moldearse con facilidad siguiendo la curvatura de los álabes.

3.8.6.2. Procedimiento de fabricación.

En el caso de los discos de aluminio, primero se consiguió aluminio en barras circulares y se trabajó en el torno que también sirvió para pulir los mismos.

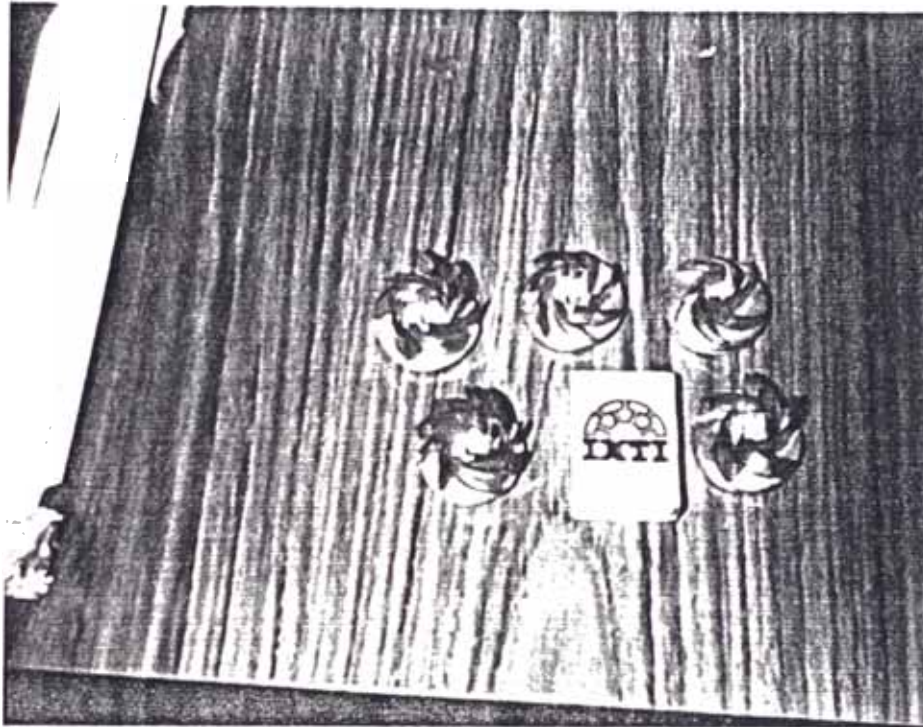
El diámetro de los discos es de 40 mm y el espesor de 3 mm.

Para el caso de los álabes, se consiguió acrílico en plancha de 1/16" de espesor, se cortaron pedazos pequeños para cada álabe, luego fueron sometidos a una temperatura de 40°C para ser moldeados fácilmente en plantillas. Seguidamente se afilaron entradas y salidas de los álabes usando un pequeño esmeril, cuyo motor eléctrico era de 120 W en el eje.

Los detalles de diseño se aprecian en el plano 1 y en la fotografía adjunta los rodetes.

3.8.7. CARACTERISTICAS DEL MOTOR ELECTRICO DE ACCIONAMIENTO.

El tipo de motor eléctrico usado fué considerando, tanto el consumo de potencia eléctrica en vatios, como la velocidad del eje de giro. Por decir, no se podía adoptar un motor de máquina de coser, por la excesiva velocidad de éste que alcanzaba las 8,000 RPM, tampoco fué posible con el ca-



RODETES USADOS

so de motores de licuadora que trabaja con eje vertical y consume 180 W, en el más bajo de los casos, así como en el caso de los motores de ventilador, cuyo consumo es de 180 W a la más baja velocidad. La elección del motor fué considerando el consumo de potencia y la velocidad de giro en RPM y el motor que se adaptaba a nuestras necesidades es el motor de inducción con espira de sombra. A continuación describimos este tipo de motor.

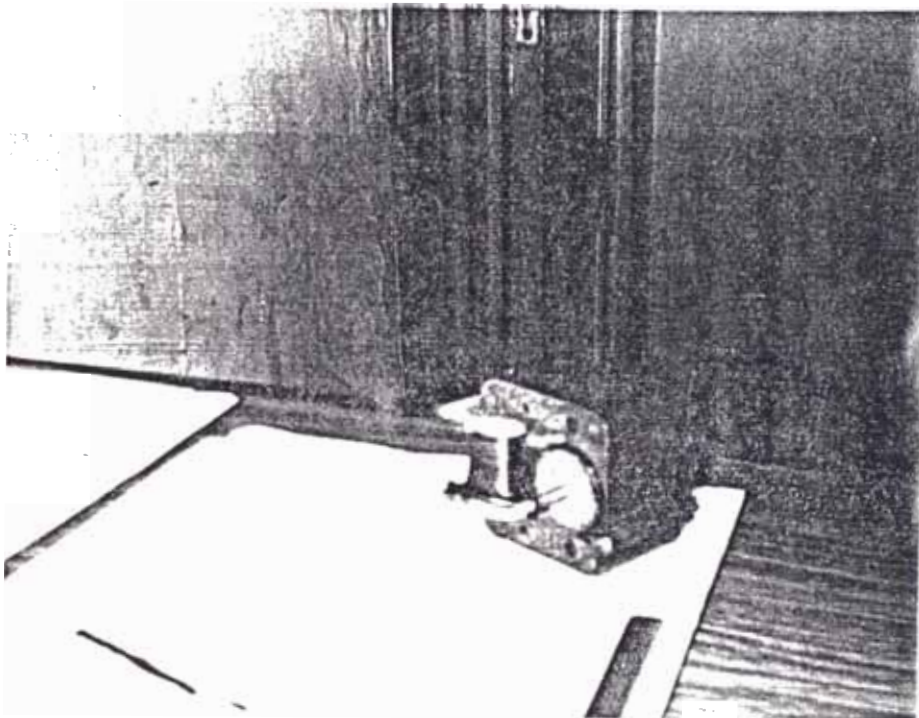
3.8.7.1. Motor monofásico de inducción con espira de sombra.

Este motor es el normal de corriente alterna, para usos generales de potencia inferiores a $\frac{1}{20}$ C.V. Es de construcción sencilla, de precio reducido y extremadamente robusto y seguro, puesto que no requiere colector, ni interruptor, ni anillos colectores, escobillas, regulador, así como tampoco contactos de cualquier clase. Sus características de par y aplicaciones son similares a las de los motores con condensador permanente, excepto que tienen peor rendimiento y un factor de potencia más bajo, aunque para estas potencias, ello raras veces tiene importancia.

Es utilizado en un amplio campo de aplicaciones, tales como: tostadoras domésticas, ventiladores pequeños de toda clase, humedecedores, proyectores, pequeñas máquinas comerciales, tales como: máquinas para fotocopias, máquinas vendedoras, etc./19/. La fotografía siguiente nos muestra el tipo de motor usado.

3.8.7.2. Definición y principio del motor de espira de sombra.

Este tipo de motor puede definirse como un motor de inducción monofásico, provisto de un arro



MOTOR ELECTRICO USADO

llamamiento auxiliar en cortocircuito, éste consiste en una sola espira dispuesta alrededor de una parte del polo principal y es llamado "espira de sombra", porque conduce el flujo que atraviesa la parte del polo que envuelve hacia atrás del flujo, - en la parte restante del polo. Algunas veces son usadas dos o tres espiras de sombra sobre cada polo, circundando cada bobina un porcentaje diferente del polo principal.

3.8.7.3. Acción de una espira de sombra simplificada.

La figura 16 es el diagrama vectorial de la -
espira de sombra simplificada, representada en la
figura 18 y dada por /19/.

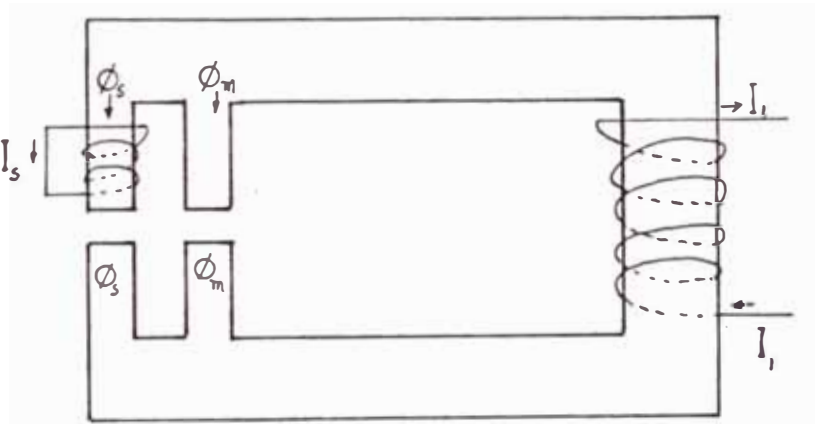


Figura 19 - Circuito magnético simple con una es-
pira de sombra.

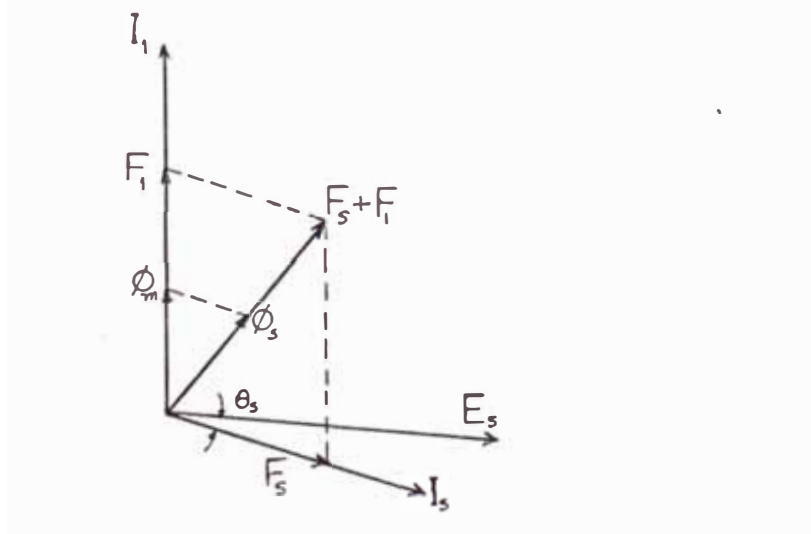


Figura 20 - Diagrama vectorial del circuito magné-
tico de la figura 18.

- F_1 : f.m.m. producido por I_1
 F_s : f.m.m. producido por I_s
 E_s : tensión inducida en la espira
 I_s : corriente circulante en la espira
 θ_s : ángulo del factor de potencia de la espira de sombra
 \emptyset_m : flujo de la porción de polo no sombreada
 \emptyset_s : flujo en la porción de polo sombreada.

Una explicación elemental de la acción de la espira sombra, puede darse estudiando el circuito magnético simplificado de la figura, que muestra un polo único dividido en dos partes iguales, una de las cuales está envuelta por la espira de sombra. Consideremos el instante en que la corriente que circula por la bobina primaria es exactamente cero pero va a empezar a crecer positivamente. En la porción principal, en el mismo instante, va a crearse el flujo \emptyset_m en fase con la corriente. Igualmente, el flujo \emptyset_s en la sección envuelta por la espira de sombra va a establecerse, esta variación de flujo induce una tensión en la espira de sombra - que hace circular una corriente por la misma. Dado que una corriente inducida siempre circula en un sentido tal, que se opone a la variación de flujo que la crea (ley de Lenz), la corriente en la

espira de sombra retarda el establecimiento del flujo ϕ_s , además cuando la corriente en la bobina primaria empieza a decrecer, el flujo ϕ_m empieza inmediatamente a decrecer también. No obstante, la corriente inducida en la espira de sombra por un flujo decreciente, tiende a oponerse a esta variación del flujo, es decir, que en este caso la corriente inducida tiende a mantener el flujo por consiguiente el flujo ϕ_s continúa en retraso e ϕ_m durante la segunda parte del ciclo. Por análogas consideraciones, es evidente que el flujo ϕ_s estará siempre en retraso en el tiempo con respecto al flujo ϕ_m . En consecuencia, el efecto de este desplazado en el espacio y en el tiempo es producir un flujo que se desplaza en el entrehierro siempre hacia la espira de sombra.

3.8.7.4. Potencias y características de funcionamiento.

Los motores con espiras de sombra, están contruidos dentro de una gran variedad de potencias pequeñas y de características de funcionamiento.

Los motores comprendidos en la gama $\frac{1}{20}$ a $\frac{1}{4}$ C.V. son del tipo de construcción redonda, pudiendo tener cuatro, seis u ocho polos. Los motores de 0.04 C.V. o menos, como son de construcción esquemática, tal como se mostró en la fotografía ante-

rior, solo pueden tener dos polos. Las velocidades a plena carga, de tales motores, para 60 Hz pueden variar de 2,000 a 3,000 RPM. Los valores de vatios y amperios observados, así como los rendimientos están dados por /19/ en la figura 20.

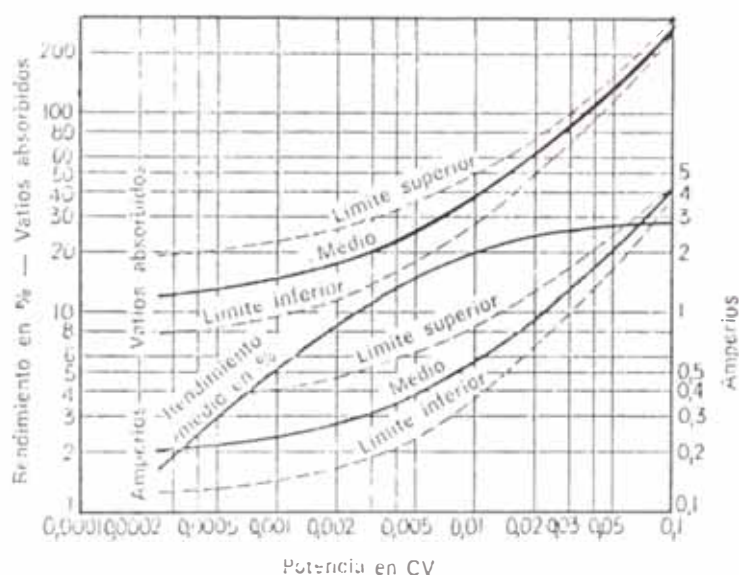


Figura 21 - Rendimiento medio de motores con espira de sombra.

En nuestro caso, el motor eléctrico del mismo tipo descrito anteriormente fué ensayado y sus curvas características determinadas.

3.8.8. SOPORTE COMUN MOTOR-BOMBA.

Dado que no existen esfuerzos importantes se usará un soporte común para el motor y la bomba que será construido en base a bakelita, cuyo modelo fué construido según diseño del plano 1 y que se muestra en la fotografía siguiente.

CAPÍTULO IV

PLAN DE ENSAYOS

Los ensayos en nuestro caso corresponden a ensayos propios del desarrollo de una máquina y son fundamentalmente referidas a determinar características de funcionamiento. Las pruebas tienen dos objetivos :

1. Mejoras en el proyecto o en el funcionamiento real, lo cual permite evaluar cualquier efecto sobre el comportamiento, con un cambio en el proyecto.
2. Determinar si se han satisfecho en forma exacta o aproximada las características de diseño.

4.1. NORMAS A EMPLEARSE.

Los ensayos han seguido los lineamientos dictados por la norma ISO 2548-1973, por ser la más clara y concisa en todas sus definiciones. Estas normas son para ensayos clase C de bombas centrífugas /20/

La ISO para pruebas de aceptación, ha dividido ésta en tres clases de ensayos :

- CLASE A las de mayor exactitud
- CLASE B de exactitud menor que la A
- CLASE C las de menor exactitud

Esta claro que los ensayos clases A y B requieren instrumentación y métodos de medición más exactos

incidiendo finalmente en el costo.

En nuestro caso hemos seguido los ensayos para -
aceptación clase C, debemos mencionar que en mayor
proporción hemos usados instrumentos patrones dis-
ponibles en la Universidad.

4.2. PROCEDIMIENTOS DE ENSAYOS.

Teniendo en cuenta todas las mediciones a efectuar-
se se seguirá el siguiente procedimiento de ensayo:

1. FECHAS : Se decidirán las fechas de los ensayos
2. PERSONAL : Se efectuarán los ensayos con person
al experimentado en estas labores y siguiendo
las pautas dictadas en las normas.
3. PROGRAMA : Se convendrá en un programa de prueba
s, antes de iniciados. El programa incluirá
detalles del rango de mediciones de presión, cauda
l y en general de todas las mediciones invo-
lucradas.
4. INSPECCION : La bomba y el equipo para pruebas
se deben inspeccionar antes y después de las -
pruebas.

En el caso de la bomba se deberá inspeccionar :

- sentido de rotación
- rodete y conductor en la carcaza
- conexiones eléctricas
- aberturas piezométricas.

5. CALIBRACION DE INSTRUMENTOS : Se deberán calibrar todos los instrumentos antes de iniciar los ensayos.
6. PRUEBAS PRELIMINARES : Después de determinar que el instrumental y el banco de pruebas cumple con los requisitos de instalacion y especificaciones, que los instrumentos están correctamente instalados, se arranca la bomba. Se deben hacer un número suficiente de corridas preliminares para probar el funcionamiento del banco y de todos los instrumentos.
Las pruebas preliminares permiten al personal corregir el funcionamiento del banco, si fuera necesario.
7. ENSAYOS OFICIALES : Una vez verificado el correcto funcionamiento del banco de pruebas y de todo el instrumental, se procederá a efectuar los ensayos, en nuestro caso siguiendo las pautas dictadas por la norma ISO 2548-1973
- 8 REGISTO DE LOS RESULTADOS : Se procede a registrar los resultados completos de los ensayos realizados.

4.2.1. MEDICIONES PARA LOS ENSAYOS.

Las mediciones a efectuarse son las siguientes, de acuerdo a ISO 2548-1973 :

- a) MEDICIONES HIDRAULICAS : Como son las mediciones de altura, de caudal, de velocidad de flujo.
- b) MEDICIONES ELECTRICAS : Como son las mediciones del factor de potencia, del consumo de potencia, de la tensión de alimentación. Todas estas mediciones referidas al motor eléctrico
- c) MEDICIONES MECANICAS : Como mediciones de la velocidad de giro del eje de la motobomba, mediciones de la potencia entregada por el motor eléctrico.
- d) MEDICIONES AMBIENTALES : Como la medición de la temperatura, presión, humedad relativa del medio ambiente, por razones prácticas se incluirá en este acápite la temperatura del agua para consideraciones de cavitación.

4.2.1.1. Mediciones hidráulicas.

Seguidamente se detallarán todas las mediciones hidráulicas involucradas en el presente trabajo.

4.2.1.1.1. Mediciones de altura.

Para las mediciones de altura, de acuerdo las normas ISO, tenemos dos disposiciones mostradas en las figuras 1 y 2, en la primera de las cuales es recomendable usarla cuando tenemos al

turas menores o iguales a 9 metros, el segundo caso, cuando tenemos alturas superiores. En ambos casos, H_1 es la altura total a la entrada y H_2 es la altura total a la salida, siendo la altura total o efectiva, la diferencia entre H_2 y H_1 /19/.

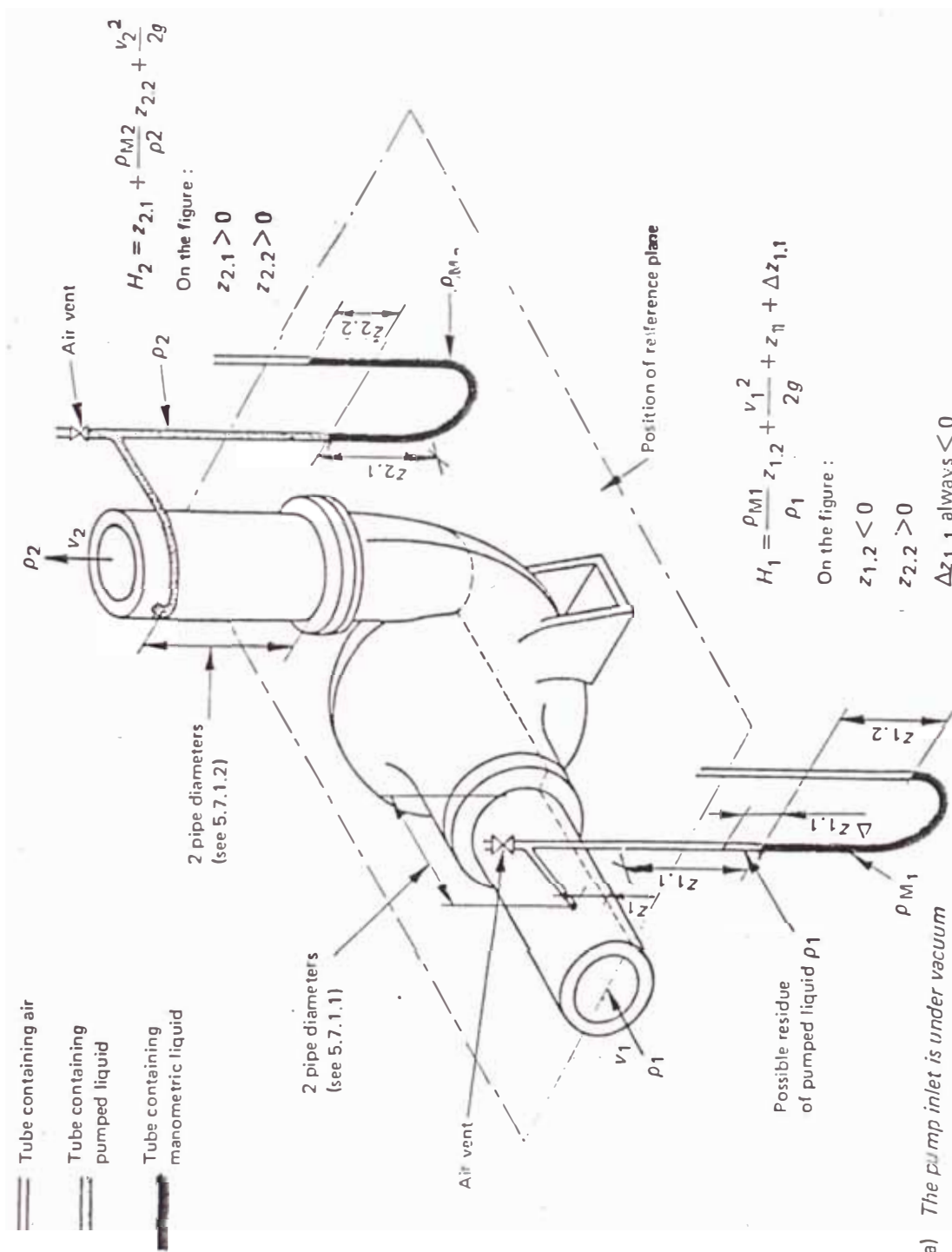


Figura 1 - Disposición para mediciones de altura menores a 9 metros

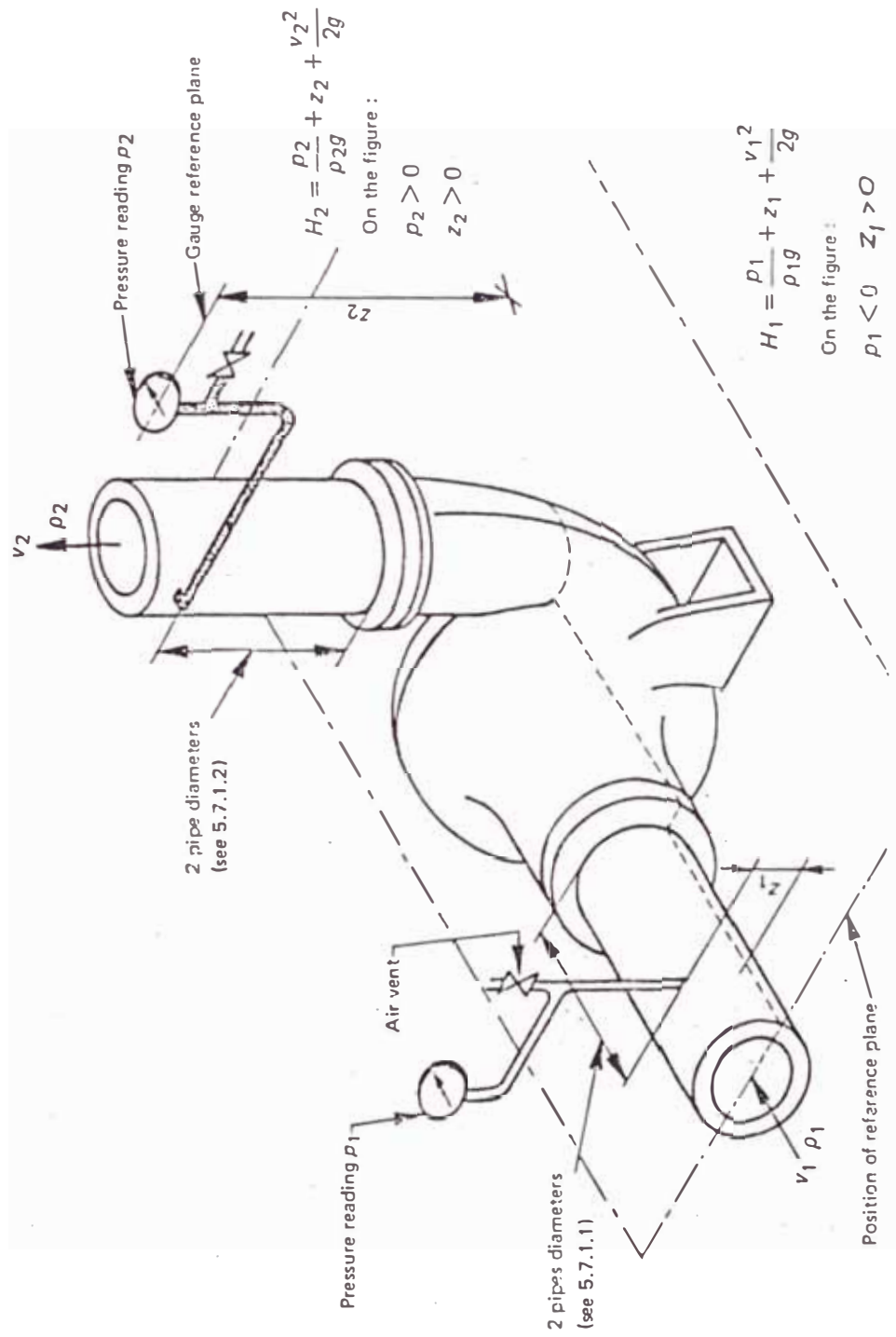


Figura 2 - Disposición para mediciones de altura manómetros a 9 metros.

4.2.1.1.2. Medición de la Altura en nuestro caso.

En nuestro caso usamos el arreglo de la figura 1 para nuestros ensayos, puesto que la altura total es menor que 9 m. Hay que indicar que según las normas ISO, en los manómetros de columna líquido no es necesario calibración. La misma norma indica que el diámetro del tubo a usar en estos manómetros será entre 4 y 8 mm /20/.

4.2.1.1.3. Mediciones de caudal.

Los métodos más comunes para la medición de descarga en las pruebas de bombas se pueden clasificar como medidores de cantidad de líquido y como medidores de gasto o caudal (FLOWMETER) /14/

MEDIDORES DE CANTIDAD DE LIQUIDO

- a) Medidores pesadores : tanque pesador
- b) Medidores volumétricos : tanque

MEDIDORES DE GASTO O CAUDAL

- a) Uso de orificios, venturis, toberas, tubo de pitot.
- b) Medidores de área variable
- c) Métodos especiales usando métodos electrónicos.
- d) Uso del vertedero, del canal medidor, etc.

Aquí debemos mencionar que en las normas ISO 2548

solo se mencionan los 2 casos de medidores de cantidad, el uso de orificios, venturis, toberas y finalmente el uso del vertedero y del canal medidor.

Esto tiene su explicación, como se mencionó al comienzo, estas normas son para ensayos clase C o sea la de menor exactitud y por consiguiente se usan métodos económicos de medición, es así que no se mencionan elementos medidores como los de área variable y los métodos electrónicos de medición que son los más caros. De inmediato pasaremos a describir los métodos de medición de caudal mencionados en las normas ISO, por representar las posibilidades de medición tomadas en cuenta.

4.2.1.1.2.1. Medidores de cantidad de líquido.

El término cantidad de líquido se utiliza para designar los medidores por cuyo elemento primario pasa el líquido en cantidades sucesivas y más o menos completamente aisladas, sean pesos o volúmenes, al llevar y vaciar en forma alternada recipientes de cantidad conocida o fija. El elemento secundario de un medidor de cantidad de líquido consiste en un contador para registrar la cantidad total que ha pasado por el medidor. Los medidores de cantidad se clasifican en medi-

dores pesadores y medidores volumétricos :

1. MEDIDORES PESADORES.

Son los tipos de tanque pesador y de trampa basculante. Estos medidores miden peso de líquido durante un período de tiempo considerado.

2. MEDIDORES VOLUMETRICOS.

Estos miden volúmenes en vez de pesos y son de los tipos de tanque en general, midiendo el volumen de líquido durante un período de tiempo considerado /14/.

4.2.1.1.2.2. Medidores de gasto o caudal.

1. USO DEL MEDIDOR DE VENTURI.

El medidor de Venturi funciona con el principio de que la corriente de líquido es un sistema dado de conducta cerrado, se mueve con más rapidez a lo largo de las áreas (D_2) de sección transversal pequeña, que a lo largo de las áreas (D_1) de sección transversal grande. Al variar la velocidad del líquido entre las secciones 1 y 2 (figura 3), la presión en 1 es mayor que en 2, esto se manifiesta por el desnivel h en la figura.

El caudal se puede deducir usando la ecuación de energía entre 1 y 2 y llegamos a la expresión siguiente para el caudal Q :

$$Q = \frac{C A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - (D_2/D_1)^4}} \quad (1)$$

C : es el coeficiente de descarga, hallado experimentalmente.

A_1 : área en la sección con diámetro D_1 .

A_2 : área en la sección de la garganta de diámetro D_2 .

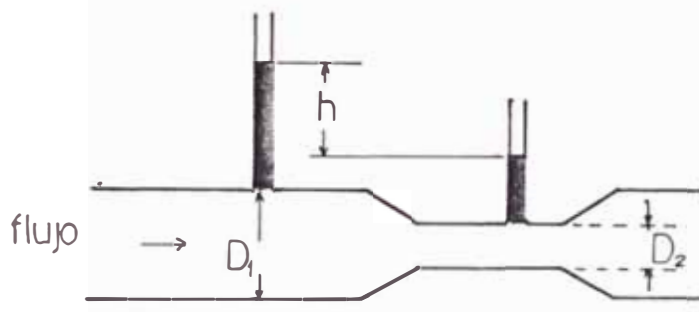


Figura 3 - Diagrama del medidor de Venturi

2. MEDIDORES DE ORIFICIO.

Se puede utilizar un orificio de placa delgada, intercalado a través de una tubería para medir el gasto.

La conexión de presión corriente arriba, suele estar a una distancia de alrededor de un diámetro de tubería.

La presión del chorro va desde un mínimo en el chorro contraído (la sección más pequeña del chorro) hasta un máximo de alrededor de 4 a 5 diámetros

tros de tubería abajo de la placa de orificio. La conexión de presión corriente abajo, suele es tar en el chorro contraído a fin de obtener una gran presión diferencial a través del orificio. En la figura 4 se muestra este tipo de medidor y el cálculo del gasto o caudal /14/.

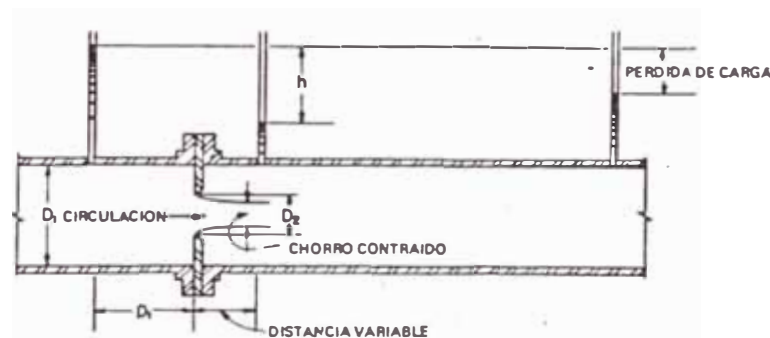


Figura 4 - Diagrama del medidor de orificio

$$Q = CA_2 \sqrt{2gh} \quad (2) \quad ; \quad C = \text{coeficiente de descarga}$$

$$A_2 = \pi D_2^2 / 4$$

3. USO DE TOBERAS.

Las boquillas medidoras de caudal (toberas), fun cionan con el mismo principio básico que los me didores de Venturi. En este tipo de medidor, la corriente abajo de la boquilla ocasiona una ma-

yor pérdida de altura de la que ocurre en el medidor de Venturi.

En la siguiente figura tenemos su disposición :

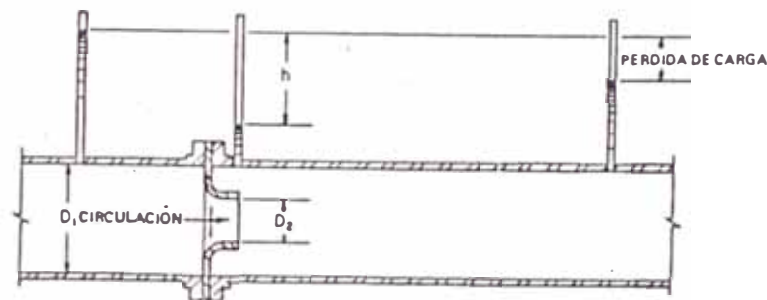


Figura 5 - Diagrama de la boquilla medidora de caudal.

El caudal se calcula como :

$$Q = \frac{CA_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - (D_2/D_1)^4}} \quad (3)$$

donde: C es el coeficiente de descarga de la boquilla hallado experimentalmente.

A_2 es el área en la sección de diámetro D_2 /14/.

4. USO DEL TUBO DE PITOT.

El tubo de Pitot en su forma más sencilla es un tubo con un codo en ángulo recto que cuando está parcialmente sumergido el codo y apuntando hacia la corriente, indica la velocidad del flujo, según la distancia que se eleva el agua en la par

te vertical.

El tubo de Pitot utiliza la diferencia entre las presiones total y estática en un solo punto.

La altura h de elevación de la columna de agua es igual a la altura de velocidad $V^2/2g$.

La velocidad V del flujo se puede expresar con la relación $V = \sqrt{2gh}$. En la práctica con el uso del tubo de Pitot se obtiene para una sección determinada de tubería, un perfil de velocidades de donde se puede calcular una velocidad promedio V y por consiguiente calcular el caudal como $Q = V.A.$, siendo A el área de la sección.

En la siguiente figura se muestra la disposición de Pitot /14/.

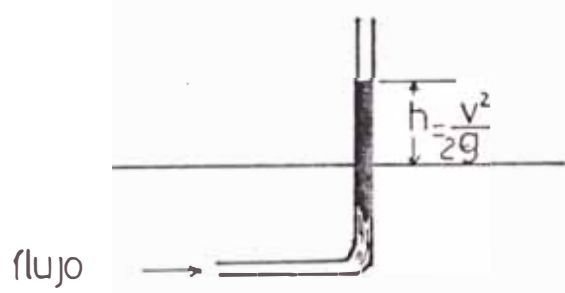


Figura 6 - Tubo de Pitot sencillo

CUADRO 1 - COMPARACION DE LOS 4 TIPOS DE MEDIDORES TRADICIONALES / 21/

MEDIDOR	A P L I C A C I O N						
	FLUJO DE LIQUIDO SIN IMPUREZAS	FLUJO DE GAS SIN IMPUREZAS	FLUJO DE VAPOR	PERDIDAS DE PRESION	COSTO DE INSTALACION	APLICACION PARA # DE REYNOLDS	
Orificio de placa	APTO	APTO	APTO	ALTA	MEDIO ALTO	> 30,000	
Tobera	APTO	APTO	NO APTO	ALTA	MEDIO	> 75,000	
Tubo de Venturi	APTO	APTO	NO APTO	BAJO	MEDIO	> 100,000	
Tubo de Pitot	APTO	APTO	NO APTO	BAJO	MEDIO	> 100,000	

4.2.1.1.2.3. Medición del caudal en nuestro caso.

En nuestro caso hemos usado el medidor de cantidad de líquido por el método volumétrico. Para cada abertura de válvula a la salida de la bomba, medimos simplemente el volumen desaguado durante el período de 1 minuto. Cada medición - fué repetida 3 veces. En el siguiente esquema se muestra la disposición usada para la medición del caudal.

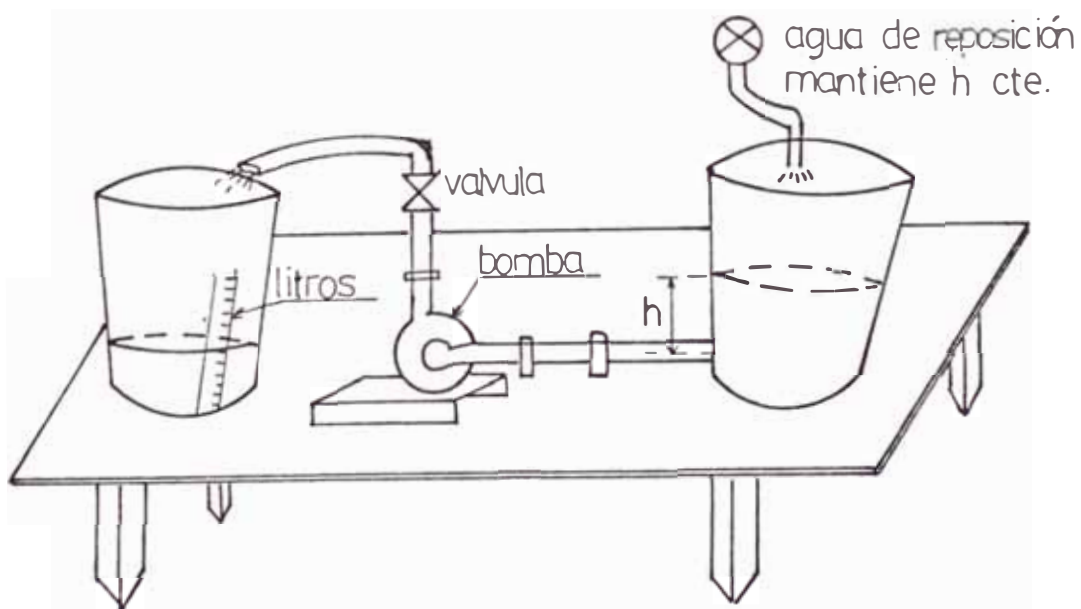


Figura 7 - Medición del caudal en nuestro caso

La altura h se mantuvo siempre constante durante las mediciones, pues se agregaba agua de reposición al depósito donde el cual se alimentaba a la bomba. El depósito D' estaba calibrado en litros y fracciones de litros, efectuándose la lectura del caudal desaguado por la bomba.

4.2.1.1.4. Medición del coeficiente de Thoma.

Para la medición del coeficiente de Thoma, coeficiente importante en la determinación del $NPSH_R$ se requirieron instalaciones más costosas y con mayor exactitud en las mediciones a efectuarse, lo que da pie a considerar que el presente trabajo puede ser ampliado, ameritando de este modo otro tema de tesis o estudio especial.

4.2.1.2. Mediciones Eléctricas.

Las mediciones eléctricas, son las referentes al motor eléctrico, teniendo en cuenta que el tipo de motor eléctrico usado es monofásico, 220 V 60 Hz y que en realidad representa una carga inductiva y como se juzgó con antelación que su eficiencia es baja, ésta tenía un bajo factor de potencia.

4.2.1.2.1. Medición de la tensión de alimentación.

Para la medición de la tensión se usa un multímetro Sanwa de $100 \frac{\text{K Ohm}}{\text{V}}$ de sensibilidad, funcionando como voltímetro.

Hay que tener en cuenta que para tener fija la tensión a 220 V en alterna, se usó un autotransformador de 0-3 A.A.C.

El circuito usado para la medición de la tensión se muestra a continuación. Se sobreentiende que los instrumentos mencionados fueron calibrados antes de cada medición, pero por lo general no fué necesario, ya que no perdían calibración.

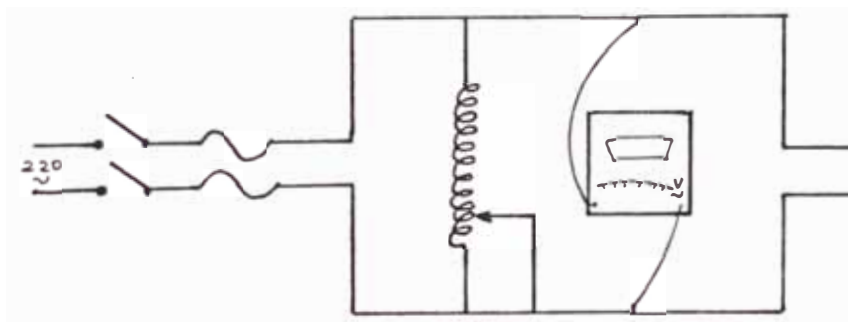


Figura 8 - Disposición del autotransformador y uso del multímetro como voltímetro

4.2.1.2.2. Medición del consumo de corriente.

La medición del consumo de corriente se efectuó con un amperímetro patrón. Dependiendo del

consumo de corriente a plena carga del motor eléctrico, existen diferentes clases de amperímetros con diferentes rangos de escalas.

En nuestro caso tratándose de un motor de poco consumo de corriente, usamos un amperímetro de 0-6 A.

4.2.1.2.3. Medición del consumo de potencia.

El consumo de potencia en vatios en circuitos monofásicos es medido con un vatímetro monofásico. En circuitos trifásicos se puede usar un vatímetro trifásico o en su defecto 2 vatímetros monofásicos. En nuestro caso tratándose de un circuito monofásico se usó un vatímetro monofásico, 0-120 W - 220 V.

La disposición del circuito del vatímetro monofásico se dispondrá más adelante. Este instrumento no necesitó ser calibrado durante los ensayos

4.2.1.2.4. Medición del factor de potencia.

El factor de potencia es el coseno del ángulo que forman los fasores tensión y corriente, se midió con el cosfímetro ($\cos \phi$), cuya escala varía entre valores comprendidos entre -1 y 1.

En un circuito monofásico se cumple la siguiente relación :

$$\text{Factor de potencia} = \frac{\text{Vatios consumidos}}{\text{Voltios x Amperios}} \quad (4)$$

En la siguiente sección, se detallará con mayor rigor el instrumental eléctrico usado.

4.2.1.2.5. Especificaciones de la Instrumentación eléctrica usada.

1. Voltímetro Sanwa - Japan, para ser usado como voltímetro 100 K Ohm/V de sensibilidad en corriente continua. Escala usada 0-300 V. A.C.
2. Amperímetro GANZ-HUNGRIA, 0-6 A, con selectores para diferentes escalas: 0-2 A, 0.4 A, 0.6 A.
Clase de precisión : 0.5
3. Vatímetro monofásico YEW-YOKOGAWA-JAPAN, 0-120 W 0-240 V. A.C. 60 Hz, clase de precisión: 0.5
4. Cosfímetro monofásico YEW-YOKOGAWA-JAPAN (-1-1), 240 V. A.C., 60 Hz, clase de precisión: 0.5
5. Autotransformador 0-260 V 3A, 60 Hz.

La clase de precisión se define como el tanto por ciento del error admisible medido a máxima escala. Para aplicaciones industriales, los instrumentos eléctricos aptos, son los de clase de precisión entre 1.5 y 2.

Para mediciones de laboratorio y de mayor exactitud se exigen instrumentos eléctricos con clase de precisión entre 0.5 y 1. Es más en nuestro -

caso, todos los instrumentos usados son patrones en el laboratorio de Electricidad, ya que la clase de precisión con que cuentan así lo ameritan.

4.2.1.2.6. Montaje de los instrumentos eléctricos durante los ensayos efectuados.

Se muestra el conexionado de todos los instrumentos eléctricos usados /19/.

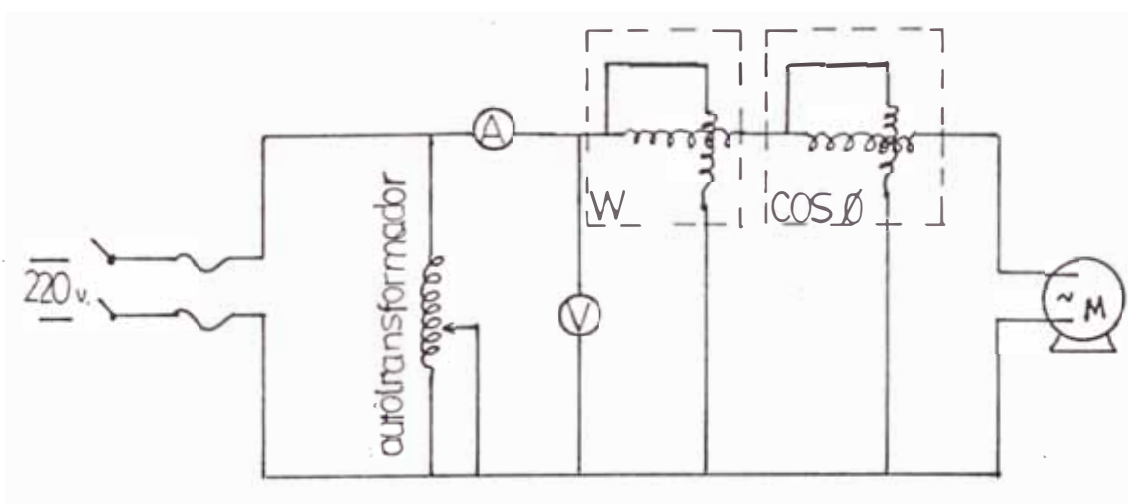


Figura 9 - Montaje de la instrumentación eléctrica durante los ensayos efectuados

4.2.1.3. Mediciones Mecánicas.

Podríamos clasificar como mediciones mecánicas la medición de la velocidad de rotación en RPM y la medición de la potencia entregada en el eje por el motor eléctrico.

4.2.1.3.1. Medición de la velocidad de rotación. Instrumento usado.

La velocidad de rotación puede ser medido con la ayuda de contadores de revolución con cronómetro incorporado, de tacómetros que dan la lectura directa de las revoluciones por minuto, dentro de este último tipo de instrumentos tenemos los tacómetros electrónicos, que son los más precisos. En nuestro caso usamos el tacómetro fotoeléctrico YEW-YOKOGAWA-JAPAN, 0-40,000 RPM y con una exactitud del + 1.5%.

Hay que indicar que este tacómetro es de tipo electrónico y con 6 escalas diferentes de medición, entre ellas la de 0-40,000 RPM, la cual usamos. Este instrumento patrón en el laboratorio de Electricidad, no necesitó ser calibrado antes y durante los ensayos.

4.2.1.3.2. Medición de la potencia entregada por el motor eléctrico.

La potencia entregada por el motor eléctrico a la bomba centrífuga, se puede determinar con diversos métodos, como son el uso del motor calibrado, dinamómetro de transmisión, dinamómetro de torsión, por el método de las pérdidas eléctricas.

Casualmente se llegó a ensayar el motor eléctrico en vacío y a motor bloqueado, pero no se llegó a resultados coherentes, debido principalmente a que el bobinado del núcleo que hace las veces de estator es de 16.5Ω en caliente. Por lo tanto no se pueden usar los métodos de ensayos reconocidos que se usan para determinar las pérdidas en un motor de inducción monofásico. Ya que en realidad el circuito equivalente del motor usado no está del todo exactamente determinado

4.2.1.3.2.1. Medición de la potencia entregada. Procedimiento.

Dada la potencia pequeña del motor eléctrico que fué de $\frac{1}{40}$ C.V. (18.3 W), se midió la potencia en el eje usando el dinamómetro de fricción por ser más práctico.

Para tal efecto se construyó una volante de aluminio consistente en un disco de 25 mm de radio que se roscaba en el eje del motor, sobre ésta se colocó una polea plana de cuero, entre cuyos extremos se fijaron dinamómetros de 0-100 gr y de 0-1 Kgs. Para diferentes velocidades se tomaron las respectivas lecturas, cuyas lecturas se encuentran tabuladas (ver apéndice) y que nos permitió construir las curvas características -

del motor eléctrico. La siguiente fotografía - y la figura nos muestra la disposición usada para medir la potencia en el eje del motor. Hay que indicar que el radio de la volante fué calculado previamente en relación a una potencia en el eje bastante aproximada a la obtenida.

Si las lecturas de los dinamómetros son F_1 (lectura mayor) y F_2 (lectura menor), siendo ω la velocidad angular, la potencia al eje del motor eléctrico se evalúa con la siguiente relación dada por /22/.

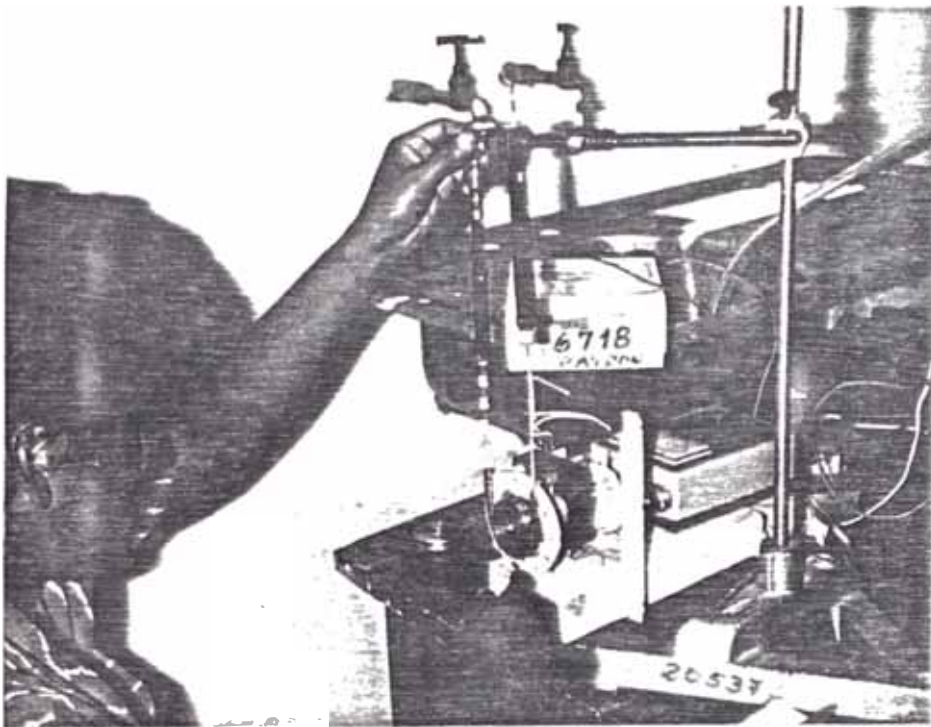
$$P = (F_1 - F_2) \times R \times \omega = (T_1 - T_2) \times R \times 2 \frac{\pi N}{60} \text{ W.} \quad (5)$$

donde F_1 y F_2 estarán en N y R en m, N son las revoluciones por minuto (RPM).

Hay que tener en cuenta que las velocidades de rotación de la volante se mantenían para cada medición.

Los ensayos para diferentes velocidades se repitieron y obtenemos la potencia entregada por el motor eléctrico en funcionamiento a la bomba centrífuga.

En el apéndice se muestran las tablas de datos experimentales con los resultados de los cálculos, así como curvas de potencia entregada.



MEDICION DE POTENCIA EN EL EJE

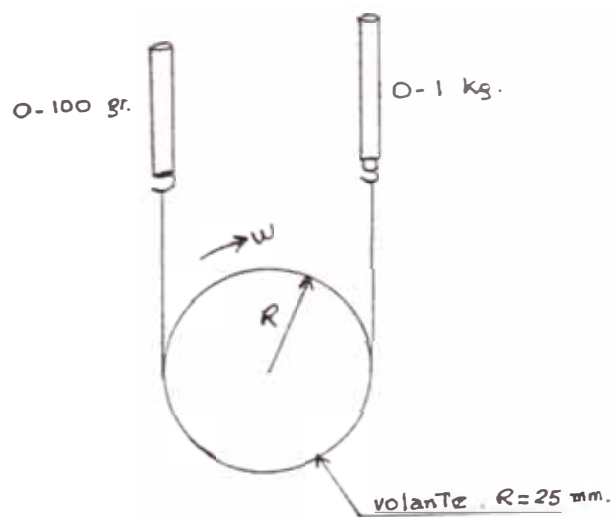


Figura 10 - Freno para medir potencia al eje

Hay que indicar también porque es necesario que los valores obtenidos para el motor eléctrico, - en cuanto a potencia entregada, consumo de vatios, amperios, eficiencia, etc. están de acuerdo a lo que se expresan en diferentes bibliografías especializadas, lo que avala nuestros resultados /19/.

4.2.1.4. Mediciones Ambientales.

Antes de cada ensayo se midieron condiciones ambientales como la temperatura, la humedad relativa y la presión atmosférica, incluimos dentro de este grupo a las mediciones de temperatura del agua.

4.2.1.4.1. Especificaciones de la instrumentación usada

a) Instrumento medidor de temperatura ambiente y de humedad relativa, marca: DUROTHERM R. F.A.

Rango de medición de temperaturas: 0-50°C

Rango de medición de humedad relativa: 20-90%

b) Instrumento medidor de presión atmosférica: barómetro de mercurio, marca : CENCO EE.UU. rango de medición: 0-82 cm Hg.

c) Instrumento medidor de la temperatura del agua, marca : Emile Deyrolle-Francia.

Termómetro de mercurio, de inmersión parcial
rango de medición : 0-160°C.

4.3. CARACTERISTICAS DEL LIQUIDO BOMBEADO.

El campo de aplicación de la norma ISO 2548-1973 - es para una bomba centrífuga de cualquier dimensión y ensayado con agua limpia y fría (CLEAN COLD WATER).

De acuerdo a la norma antes mencionada, las características del agua son las mostradas en el siguiente cuadro.

CUADRO 2 : Características del líquido bombeado
/20/

CARACTERITICA	UNIDAD	MAXIMO
Temperatura, T	°C	40
Viscosidad, ν	m^2/s	1.75×10^{-6}
Densidad, ρ	Kg/m^3	1100
Contenido de sólidos disueltos, m_s	Kg/m^3	50

4.4. IMPLEMENTACION DEL BANCO DE PRUEBAS.

Con toda la instrumentación mencionada anteriormente se implementó el banco de pruebas correspondiente, tal como se muestra en la siguiente fotografía y el plano N° .

CAPÍTULO V

DATOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los ensayos fueron realizados siguiendo las pautas dictadas por las normas ISO-2548 y condujeron a resultados coherentes como se mostrará a lo largo de este capítulo.

5.1. DEFINICIONES.

Se definirán en primer lugar las diferentes variables a usarse en los cálculos.

5.1.1. VELOCIDAD DE FLUJO.

Es el cociente entre el caudal Q y el área A la sección de tubería considerada.

Se calcula como :

$$v = \frac{Q}{A} \text{ (m/s)} \quad (1)$$

5.1.2. ALTURA.

Es la energía por unidad de paso del fluido, esta dado en m.

5.1.3. PLANO DE REFERENCIA.

En el caso de bomba centrífuga de voluta simple, es un plano horizontal que pasa por el centro de la circunferencia descrita por la brida de succión.

5.1.4. ALTURA Z.

Es la diferencia de nivel entre el plano horizontal considerado y el plano de referencia. Su valor es positivo, si el plano horizontal considerado se encuentra sobre el plano de referencia y negativo en caso contrario. Está dado en m.

5.1.5. ALTURA DE PRESION.

La altura de presión, debido a la presión P de un fluido de densidad ρ está dado por :

$$\frac{P}{\rho g} \quad (\text{m}) \quad (2)$$

5.1.6. ALTURA DE VELOCIDAD.

La altura de velocidad debido a un fluido que se desplaza a una velocidad v , está dado por:

$$\frac{v^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (3)$$

5.1.7. ALTURA TOTAL.

En cualquier sección está dado por :

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (4)$$

5.1.8. ALTURA TOTAL A LA ENTRADA DE LA BOMBA (H_1).

La altura total a la entrada de la bomba es designada por H_1 , y se calcula como :

$$H_1 = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (5)$$

5.1.9. ALTURA TOTAL A LA SALIDA DE LA BOMBA (H_2).

La altura total a la salida de la bomba es designado por H_2 y se calcula como :

$$H_2 = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (6)$$

5.1.10. ALTURA TOTAL DE LA BOMBA (H).

Es la diferencia algebraica entre H_2 y H_1 definidos anteriormente y se calcula como :

$$H = H_2 - H_1 = z_2 - z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (7)$$

5.1.11. ALTURA NETA POSITIVA DE SUCCION (NPSH).

Se calcula según /20/ como :

$$\text{NPSH} = H_1 + H_{\text{atm}} - H_v \quad \text{m} \quad (8)$$

donde H_{atm} es la altura correspondiente a la presión atmosférica y H_v es la altura correspondiente a la presión de vapor de agua.

Es necesario indicar que este NPSH es el disponible (NPSH_D) o lo que es lo mismo el NPSH de la tubería ($\text{NPSH}_{\text{tubería}}$) según /10/, el $\text{NPSH}_{\text{tubería}}$

se calcula como: $\text{NPSH}_{\text{tubería}} = \left(\frac{P_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2} + P_{\text{atm}} \right) - H_v$

$$(9)$$

este cálculo es de acuerdo a la siguiente figura s se refiere a la succión.

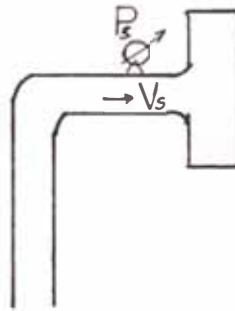


Figura 1 - Presión y velocidad en la succión

Como $H_1 = \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g}$, reemplazando en (8):

$$NPSH = \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{atm} \right) - H_v, \text{ expresión que}$$

coincide con (8), Z_1 es nulo, ya que el plano de referencia pasa por el plano horizontal considerado.

5.1.12. POTENCIA TRANSFERIDA AL AGUA (P_a).

Se calcula como :

$$P_a = \rho g H Q \quad (W) \quad (10)$$

5.1.13. POTENCIA INTERNA DE LA BOMBA (P_i).

Es la potencia en el eje P descontada en las potencias de pérdidas mecánicas y de la de rozamiento en el disco.

5.1.14. POTENCIA EN EL EJE (P).

Es la potencia mecánica transmitida a la bomba.

5.1.15. POTENCIA ELECTRICA DE CONSUMO DEL MOTOR (P_E).

Es la potencia eléctrica de consumo del motor eléctrico.

5.1.16. EFICIENCIA DE LA BOMBA (η).

Definida anteriormente, se calcula :

$$\eta = \frac{P_a}{P} = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (11)$$

5.1.17. EFICIENCIA TOTAL (η_t).

Se define como :

$$\eta_t = \frac{P_a}{P_E} = \frac{\rho g Q H}{P_E} \quad (12)$$

5.1.18. DATOS EXPERIMENTALES.

Los datos experimentales se encuentran tabulados para cada uno de los 5 impulsores o rodetes ensayados. En el apéndice se muestra las tablas de datos experimentales. La siguiente disposición, nos señala las variables x , y , h_1 , h_2 indicados en las tablas de datos experimentales.

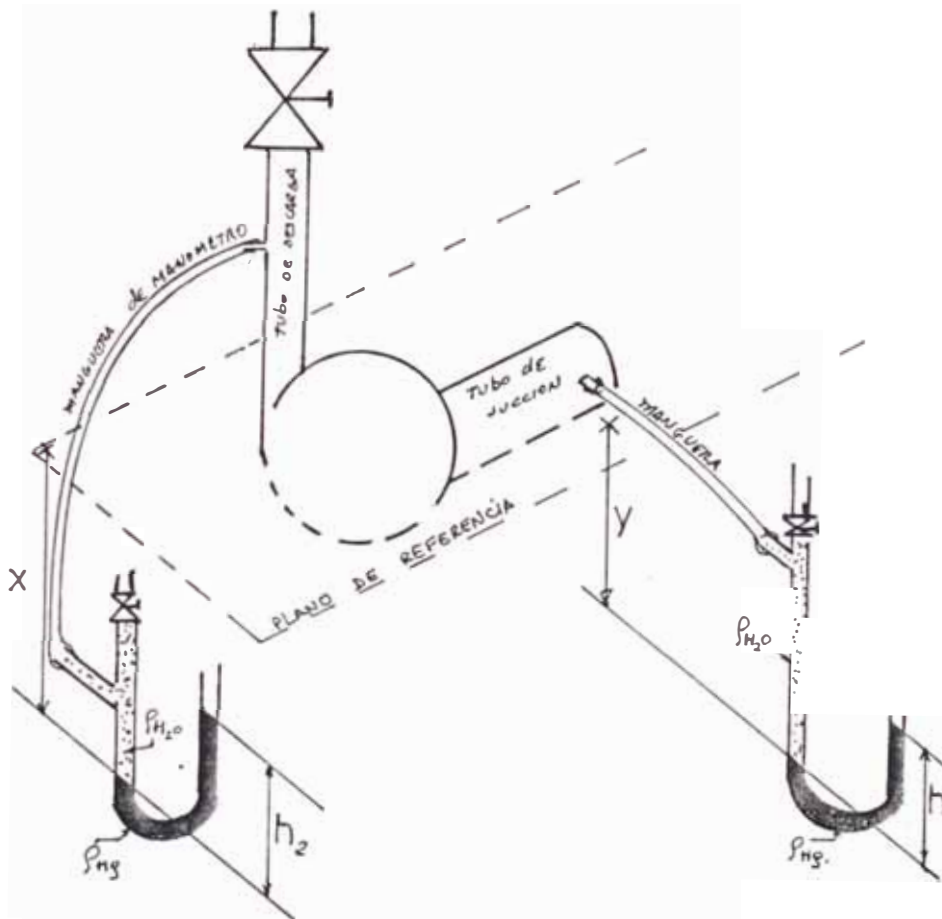


Figura 2 - Disposición usada para las mediciones de presión.

$$\text{de donde : } H_2 = \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}} \right) h_2 - x + \frac{v_2^2}{2g} \quad (13)$$

$$H_1 = \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}} \right) h_1 - y + \frac{v_1^2}{2g} \quad (14)$$

$$H = H_2 - H_1$$

DEMOSTRACION:

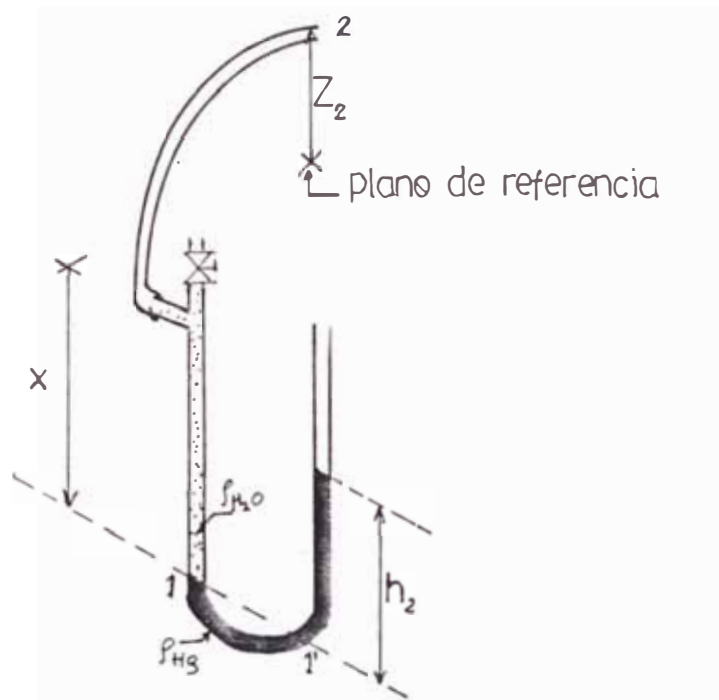


Figura 3 - Manómetro del lado de alta presión

de acuerdo al esquema de la figura, aplicando la ecuación de energía en 2 :

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma_{H_2O}} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

de la figura: $P_1 = P_2 + (Z_2 + x) \gamma_{H_2O}$.

$$P_1 = P_{1'} = \gamma_{Hg} h_2$$

combinando:

$$\gamma_{Hg} h_2 = P_2 + (Z_2 + x) \gamma_{H_2O}$$

de donde : $P_2 = \gamma_{Hg} h_2 - (Z_2 + x) \gamma_{H_2O}$

$$H_2 = \left(\frac{\rho_{\text{Hg}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \right) h_2 - x + \frac{v_2^2}{2g}$$

de igual manera se deduce la expresión para H_1 .

$$H_1 = \left(\frac{\rho_{\text{Hg}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \right) h_1 - y + \frac{v_1^2}{2g}$$

la altura total, $H = H_2 - H_1$

5.3. RESULTADOS EXPERIMENTALES.

5.3.1. PROCESAMIENTO DE LOS DATOS EXPERIMENTALES

Están de acuerdo a las definiciones dadas en 5.1 y se encuentran tabuladas en el diccionario.

5.3.1.1. Ejemplo de cálculo para un punto.

Condiciones ambientales :

$$T_{\text{amb}} = 27^\circ\text{C} ; P_{\text{atm}} = 1 \text{ atm} ; T_{\text{agua}} = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{de tablas : } \rho_{\text{Hg}} = 13.53 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0.997 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

Las áreas en las secciones de entrada y salida son respectivamente $A_1 = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ y $A_2 = 2.85 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

Tomaremos como ejemplo de cálculo los datos experimentales del rodete de 7 álabes para el punto 2 (ver tabla correspondiente).

a) Cálculo de la velocidad v_2 .

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{22 \times \frac{10^{-3}}{60}}{2.85 \times 10^{-4}} = 1.27 \text{ m/s}$$

b) Cálculo de la velocidad v_1 .

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{22 \times 10^{-3}}{60 \times 5 \times 10^{-4}} = 0.73 \text{ m/s}$$

c) Cálculo de H_2 .

$$H_2 = \left(\frac{\rho_{\text{Hg}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \right) h_2 - x + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H_2 = (13.57) 9.5 - 12.5 + \frac{1.27^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_2 = 1.25 \text{ m}$$

d) Cálculo de H_1 .

$$H_1 = \left(\frac{\rho_{\text{Hg}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \right) h_1 - y + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$H_1 = (13.57) 3.1 - 38 + \frac{0.73^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_1 = 0.07 \text{ m}$$

e) Cálculo de H .

$$H = H_2 - H_1 = 1.25 - 0.07 = 1.18 \text{ m}$$

f) Cálculo de P_a .

$$P_a = \rho g Q H$$

$$P_a = 997 \times 9.81 \times \frac{22 \times 10^{-3}}{60} \times 1.18 = 4.23 \text{ w}$$

g) Cálculo de η .

Para 3,400 RPM, del gráfico de las características del motor eléctrico hallado experimentalmente, encontramos :

$$P = 14.4 \text{ w} ; \text{ luego :}$$

$$\eta = \frac{P_a}{P} \times 100 = \frac{4.23}{14.4} \times 100 = 29.4 \%$$

h) Cálculo del NPSH.

$$\text{NPSH} = H_1 + H_{\text{atm}} - H_v$$

para $T_{\text{agua}} = 25^\circ\text{C}$; $P_{\text{atm}} = 1 \text{ atm}$; $H_v = 0.328 \text{ m}$

además tenemos : $H_1 = 0.07 \text{ m}$; $H_{\text{atm}} = 10.33 \text{ m}$

$$\text{NPSH} = 0.07 + 10.33 - 0.328$$

$$\text{NPSH} = 10.10 \text{ m}$$

i) Cálculo de η_t .

$$\eta_t = \frac{a}{P_E} \times 100 = \frac{4.23}{88} \times 100$$

$$\eta_t = 4.8\%$$

5.3.2. Análisis de los Datos Experimentales.

Las mediciones experimentales deben cumplir con las exigencias enmarcadas dentro de la norma usada: ISO 2548-1973, en lo referente a los siguientes rubros :

- a) Amplitud máxima de oscilación en lecturas de instrumentos: que nos señala los topes de fluctuaciones de lecturas de cada cantidad medida, tal como nos muestra la tabla siguiente /20/.

TABLA 1

Amplitud máxima permisible de oscilación como porcentaje del valor medio de la cantidad a ser medida.

Cantidad medida	Amplitud máxima permisible de oscilación %
Caudal Altura Torque Potencia	+ 6 - 6
Velocidad de rotación	+ 2 - 2

La misma norma nos indica que de existir fluctuaciones de lectura que sobrepasen los porcentajes en la tabla anterior se usarán sistemas de amortiguación en los instrumentos de medición.

- b) Límites de variación entre mediciones repetidas de la misma cantidad :

Que nos señala la diferencia máxima permisible entre la medición más grande y la más pequeña - de una misma cantidad. A continuación se muestra la tabla 2 /20/.

TABLA 2

Número de mediciones de una misma cantidad	Diferencia máxima permisible entre la más grande y más pequeña Lectura de una misma cantidad %	
	Caudal Altura Potencia Eficiencia	Velocidad de rotación
3	1.8	1.0
5	3.5	2.0
7	4.5	2.7
9	5.8	3.3

5.3.2.1. Ejemplo de Análisis de Datos Experimentales.

Cada medición efectuada durante los ensayos experimentales realizados fueron repetidos 3 veces, sin embargo en las tablas de Datos Experimentales se verifica claramente que las mediciones siguientes : $N(\text{RPM})$, $P_E(w)$, $Y(\text{cm})$, $h_1(\text{cm})$, $X(\text{cm})$, $h_2(\text{cm})$, $P(w)$, $NPSH(\text{m})$, satisfacen holgadamente las exigencias de las tablas 1 y 2 respectivamente. Sin embargo mostraremos que las mediciones siguientes: $Q(\text{litros/min})$, $H(\text{m})$, $\eta(\%)$

satisfacen lo indicado en las tablas 1 y 2.

El ejemplo de análisis que se muestra a continuación toma los datos experimentales para el rodete nominal de 7 álabes para el punto 3.

En el Anexo N° 2 se muestran las tablas del análisis de los datos experimentales correspondientes a los 5 rodetes ensayados y se verifica que satisfacen las exigencias de las tablas 1 y 2.

a) Para Q(litros/min.)

Q : 6.0, 6.1, 6.0, valor medio: 6.03

$$\frac{(6.1 - 6.03) \times 100}{6.03} = - 0.50\% \quad \text{satisface tabla 1}$$

$$\frac{(6.1 - 6.03) \times 100}{6.03} = 1.16\% \quad \text{satisface tabla 1}$$

$$\frac{(6.0 - 6.03) \times 100}{6.03} = - 0.50\% \quad \text{satisface tabla 1}$$

$$\frac{(6.1 - 6.0) \times 100}{6.1} = 1.64\% \quad \text{satisface tabla 2}$$

b) Para H(m).

H : 1.94, 1.97, 1.94, valor medio: 1.95 m

$$\frac{(1.94 - 1.95) \times 100}{1.95} = - 0.51\% \quad \text{satisface tabla 1}$$

$$\frac{(1.97 - 1.95) \times 100}{1.95} = 1.02\% \quad \text{satisface tabla 1}$$

$$\frac{(1.94 - 1.95) \times 100}{1.95} = - 0.51\% \quad \text{satisface tabla 1}$$

$$\frac{(1.97 - 1.94) \times 100}{1.97} = 1.52\% \quad \text{satisface tabla 2}$$

c) Para (%)

(%) : 15.4, 15.9, 15.4, valor medio = 15.57

$$\frac{(15.9 - 15.4)}{15.9} \times 100 = 3.1\% \quad \begin{array}{l} \text{no satisface} \\ \text{tabla 2} \end{array}$$

a pesar de que NO SATISFACE lo exigido en la tabla 2, debemos mencionar que para otros puntos si se satisfacen las condiciones de la tabla 2. También es necesario indicar de que a pesar de que la norma usada, en nuestro caso, indica que los ensayos serán válidos para cualquier bomba centrífuga de cualquier dimensión, solamente la experiencia acumulada en el ensayo de bombas centrífugas pequeñas, nos dirá con el tiempo los límites y errores de las mediciones.

5.3.3. Estimado de Errores.

De acuerdo a las causas que originan los errores éstos se pueden clasificar básicamente en errores sistemáticos del instrumento de medida y en errores casuales o fortuitos.

En el primero de los cuales dichos errores se originan debido a la precisión que tiene el instrumento de medición, en el segundo se originan por cambios casuales que se producen en condiciones en las cuales se realizan los experimentos como los que se producen por falta de la debida atención o por defectos en los órganos sensoria

les de la persona que realiza las mediciones. En la tabla siguiente se muestran los errores sistemáticos permisibles para los instrumentos de medida /20/.

TABLA 3

Errores sistemáticos permisibles en instrumentos de medida.

Cantidad medida	Límite permisible %
Caudal Altura Potencia Eficiencia	± 2.5
Velocidad de rotación	± 1.4

Hay que mencionar que las Normas ISO2548-1973 no precisan los porcentajes de errores casuales para ninguna de las mediciones, sin embargo las Normas B.S. 599 : 1966 (Británicas) /23/, si lo precisan, pero de una manera global, es decir mencionan que para ensayos tipo C, el límite permisible es del $\pm 2\%$ para todo tipo de medición.

En la tabla 4 se indican los límites permisibles máximos para los errores totales /20/.

TABLA 4

Límites permisibles máximos para errores totales

Cantidad	Límite permisible %
Caudal	
Potencia	+ 3.5
Altura total	
Eficiencia de la bomba	+ 5.0
Velocidad de rotación	+ 2.0

En nuestro caso como toda la instrumentación eléctrica usada son patrones en el laboratorio de la Facultad de Electricidad y Electrónica, no precisaron calibración, obviando de este modo el error por instrumentación. En el caso de los manómetros en U usados para medir altura de agua, éstos no precisan calibración, según ISO 2548-1973. En cuanto a la medición de potencia P, dicha medición es indirecta a partir del torque y de la velocidad de rotación, pero en estos dos últimos casos, se usaron instrumentos patrones como son los dinamómetros y el tacómetro usado, por lo tanto podemos despreciar el error sistemático en cuanto a la medición de P. También podemos verificar en las tablas de datos experimentales que para la potencia P, prácticamente no existen desviaciones, respecto a valores promedios para ca

da medición, por lo que también podemos despreciar el error casual debido a P.

En el caso del medidor de caudal usado, podemos estimar como error de instrumentación a la mitad de su graduación más pequeña (0.50 litros/min), por lo tanto su error sistemático será de 0.25 litros/min. /24/.

Por lo tanto, teniendo en cuenta lo anterior, evaluaremos los errores casuales y totales para los siguientes casos :

a) Para el caudal Q :

- Error sistemático (σ_s) : ± 0.25 litros/min.
- Errores casuales (σ_r) a ser evaluados
- Error total : $\sigma_t = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_r^2}$

b) Para la altura total H :

- Error sistemático (σ_s) despreciable.
- Error casual (σ_r) a evaluarse.
- Error total $\sigma_t = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_r^2} = \sigma_r$

c) Para la eficiencia de la bomba η :

- Error casual σ_r a evaluarse

El error total será evaluado teniendo en cuenta que la eficiencia es una medición derivada, por lo tanto según /23/ dicho error se evalúa mediante la siguiente relación :

$$\begin{aligned} \text{\% Error total para eficiencia} : \sigma_r = & \sqrt{\left\{ \left[\text{\% Error casual por eficiencia} \right]^2 + \right.} \\ & \left. \left[\text{\% Error sistemático por caudal} \right]^2 + \left[\text{\% Error sistemático por torque} \right]^2 + \right. \\ & \left. \left[\text{\% Error sistemático por altura} \right]^2 + \left[\text{\% Error sistemático por velocidad de rotación} \right]^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \quad (15)$$

De acuerdo a lo citado, la igualdad anterior se reduce a la siguiente igualdad :

$$\begin{aligned} \text{\% Error total para eficiencia} : \sigma_r = & \sqrt{\left(\text{\% Error casual por eficiencia} \right)^2 +} \\ & \left(\text{\% Error sistemático por Q} \right)^2 \Big\}^{1/2} \end{aligned} \quad (16)$$

5.3.3.1. Evaluación de errores casuales.

Para la evaluación de los errores casuales seguiremos las pautas de análisis dadas por las Normas Británicas B.S. 5999, 1966 sobre ensayos de bombas centrífugas /23/.

Si tenemos un número n de observaciones de la misma cantidad, el valor medio \bar{M} de las observaciones de valores $0_1, 0_2, 0_3, \dots, 0_n$ está dado por :

$$\bar{M} = \frac{0_1 + 0_2 + 0_3 + \dots + 0_n}{n} \quad (17)$$

La desviación standard de estas observaciones es :

$$S = \pm \sqrt{\frac{(O_1 - \bar{M})^2 + (O_2 - \bar{M})^2 + \dots + (O_n - \bar{M})^2}{n - 1}} \quad (18)$$

La desviación standard es una variable de naturaleza casual, y como variable casual caracteriza las condiciones en que se han realizado las mediciones.

Si el valor exacto o verdadero de una medición es M , dicho valor se encuentra dentro de un "intervalo de confianza" con una probabilidad del 95%, este intervalo es :

$$\bar{M} - xS < M < \bar{M} + xS \quad (19)$$

El error correspondiente en %, para que se cumpla lo anterior es: $\pm \frac{xS}{\sqrt{n}}$

Donde x en función del número n de observaciones está dada en la tabla 5, dada por /23/.

TABLA 5

n	3	5	7	9	30	∞
x	4.3	2.8	2.5	2.3	2	1.96

Si el número n de observaciones se hace infinito, el valor medio M coincidirá con el valor verdadero o real M .

5.3.3.2. Ejemplo de cálculo de Errores.

Tenemos como ejemplo de cálculo el punto 5 para el rodete de 7 álabes ensayado.

a) Para el caudal Q (litros/min) :

$$Q : 22.0, 21.9, 22.0$$

$$\bar{Q} = \frac{22.0 + 21.9 + 22.0}{3} = 21.96$$

Los porcentajes de desviación de las otras lecturas, respecto a este valor medio, son :

$$\sigma_Q : 0.18\%, -0.27\%, 0.18\%$$

$$(\sigma_Q)^2 : 0.0324, 0.0729, 0.0324$$

$$\Sigma(\sigma_Q)^2 = 0.1377$$

$$\text{de donde } S = \sqrt{\frac{0.1377}{3-1}} = 0.262$$

$$\begin{aligned} \text{Error casual en \% : } \sigma_r &= \pm \frac{xS}{\sqrt{n}} = \pm \frac{4.3 \times 0.262}{\sqrt{3}} = \\ & \pm 0.65\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Error sistemático en \% : } \sigma_s &= \pm \frac{0.25}{21.96} \times 100 = \\ & \pm 1.14\% \end{aligned}$$

Ambos errores satisfacen los límites de errores mencionados anteriormente, como son el error sistemático para Q que no deberá ser mayor del $\pm 2.5\%$ (tabla 3) y para el error casual que no deberá sobrepasar el $\pm 2\%$.

$$\text{El error total } \sigma_t = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_r^2} = \sqrt{0.65^2 + 1.14^2}$$

$$\sigma_t = \pm 1.31\%$$

Satisface lo indicado en la tabla 4, en la que para el caudal, el límite permisible máximo de error total es de $\pm 3.5\%$.

b) Para la altura total H (m).

$$H : 1.18, 1.18, 1.19$$

$$\bar{M} = \frac{1.18 + 1.18 + 1.19}{3} = 1.183$$

$$\sigma_r : -0.25\%, -0.25\%, 0.59\%$$

$$(\sigma_r)^2 : 0.0625, 0.0625, 0.3481$$

$$\Sigma(\sigma_r)^2 : 0.4731$$

$$S = \frac{0.4731}{3-1} = 0.486$$

$$\sigma_r = + \frac{xS}{\sqrt{n}} = \frac{4.3 \times 0.486}{\sqrt{3}} = \pm 1.2\%$$

σ_s es despreciable conforme hemos señalado anteriormente.

$$\text{El error total } \sigma_t \approx \sigma_r, \sigma_t = \pm 1.2\%$$

% de error que satisface lo indicado en la tabla 4.

c) Para la eficiencia de la bomba η :

$$\eta: 29.4, 29.2, 29.7$$

$$\bar{\eta}: \frac{29.4 + 29.2 + 29.7}{3} = 29.43$$

$$\sigma_{\eta} : -0.10\%, -0.78\%, 0.92$$

$$\sigma_{\eta}^2 : 0.010, 0.6084, 0.8464$$

$$\Sigma(\sigma_{\eta}^2) = 1.4648$$

$$S = \sqrt{\frac{1.4648}{3-1}} = 0.856$$

$$\sigma_n = \pm \frac{xS}{\sqrt{n}} = \pm \frac{4.3 \times 0.856}{\sqrt{3}} = \pm 2.12\%$$

que satisface prácticamente el límite de error casual que es del 2%.

$$\text{Error total : } \sigma_t = \sqrt{\left(\begin{array}{l} \% \text{ error casual} \\ \text{por eficiencia} \end{array}\right)^2 + \left(\begin{array}{l} \% \text{ error siste} \\ \text{matico por } \overline{Q} \end{array}\right)^2}$$

$$\sigma_t = \sqrt{(2.12)^2 + (1.14)^2}$$

$$\sigma_t = \pm 2.4\%$$

que satisface lo señalado en la tabla 4, en la que nos dice que el límite permisible máximo de error total para la eficiencia de la bomba deberá ser del $\pm 5\%$. En el Anexo 2 se encuentra el total de la evaluación de errores.

Se observan que los errores totales en los 3 primeros puntos no satisfacen las exigencias de la tabla 4, los puntos restantes satisfacen los % de errores totales, estas consideraciones se tomaron en cuenta en las gráficas.

5.3.4. Fórmulas Empíricas de H, η y P para el rodete de 7 álabes.

- a) La fórmula empírica H-Q es obtenida de los resultados experimentales H-Q, empleando para tal efecto la recta de regresión de mínimos cuadrados de H sobre Q.

Puntos	H(m)	Q($\frac{\text{lbs}}{\text{min}}$)	Q ²	HQ	H ²
1	2.24	0	0	0	5.0176
2	2.20	0.51	0.2601	1.122	4.84
3	1.96	6.0	36.0	11.76	3.8416
4	1.51	16.1	259.21	24.311	2.2801
5	1.18	22.0	484.0	25.96	1.3924
6	1.13	23.6	556.96	26.67	1.2769
7	1.03	24.6	605.16	25.338	1.0609
8	0.96	26.4	696.96	25.344	0.9216
9	0.91	27.8	772.84	25.298	0.8281
10	0.83	29.9	894.01	24.817	0.6889
	$\Sigma H=13.95$	$\Sigma Q=176.9$	$\Sigma Q^2=4305.4$	$\Sigma HQ=190.62$	$\Sigma H^2=22.1481$

La recta de regresión de H sobre Q esta dada por:

$$H = a_0 + a_1 Q, \quad (20)$$

donde a_0 y a_1 se obtienen resolviendo el sistema de ecuaciones siguientes que es dado por /25/ y /26/

$$a_0 = \frac{(\Sigma H)(\Sigma Q^2) - (\Sigma Q)(\Sigma HQ)}{N\Sigma Q^2 - (\Sigma Q)^2} = \frac{26339.65}{11760.39} = 2.24$$

$$a_1 = \frac{N\Sigma HQ - (\Sigma Q)(\Sigma H)}{N\Sigma Q^2 - (\Sigma Q)^2} = \frac{-561.55}{11760.39} = -0.047$$

$$H = 2.24 - 0.047 Q \text{ [m]}$$

Coeficiente de correlación.

Una manera de estimar la bondad del ajuste de una curva, es mediante el llamado Coeficiente de correlación y varía entre -1 y 1, los signos se deben a que en un caso es correlación lineal negativa y en otro correlación lineal positiva respectivamente. Esta dada por la siguiente relación /25/ y /26/ como

$$r = \frac{N\Sigma HQ - (\Sigma H)(\Sigma Q)}{\sqrt{(N\Sigma Q^2 - (\Sigma Q)^2)(N\Sigma H^2 - (\Sigma H)^2)}} \quad (21)$$

Si r resultase cero o próximo a cero, significa que no hay correlación lineal entre las variables, sin embargo ello no significa que no haya correlación alguna, puesto que puede haber una alta correlación no lineal entre ellas. En otras palabras, el coeficiente de correlación mide la bondad del ajuste de la ecuación supuesta a los datos, observar que r es sin dimensiones.

En nuestro caso, usando los datos de la tabla anterior, tenemos

$$r = -0.998$$

valor alto que nos indica que el ajuste dado ante la recta de regresión lineal es correcta.

b) Ajuste de la curva Eficiencia-Caudal (η - Q).

Usaremos la parábola de mínimos cuadrados $\eta = a_0 + a_1Q + a_2Q^2$, ya que el gráfico se asemeja a una parábola.

Puntos	$\eta(\%)$	$Q\left(\frac{\text{Lts}}{\text{min}}\right)$	Q^2	Q^3	Q^4	ηQ	$Q^2 \eta$
1	0	0	0	0	0	0	0
2	2.10	0.51	0.2601	0.1326	0.0676	1.071	0.5462
3	15.60	6.0	36.0	216	1296	93.6	561.6
4	28.10	16.1	259.21	4,173.28	67189.82	452.41	7,283.8
5	29.40	22.0	484.0	10,648	234256	646.8	14,229.6
6	27.0	23.6	556.96	13,144.25	310204.4	637.2	15,037.92
7	25.20	24.6	605.16	14,886.93	366218.6	619.92	15,250.0
8	25.10	26.4	696.96	18,399.7	485753.64	662.64	17,493.70
9	24.3	27.8	772.84	21,484.95	597281.6	675.54	18,780.0
10	23.10	29.9	894.01	26,730.8	799253.8	690.69	20,651.63
	$\Sigma \eta = 199.9$	$\Sigma Q = 176.9$	$\Sigma Q^2 = 4305.4$	$\Sigma Q^3 = 109,684.2$	$\Sigma Q^4 = 2861453.79$	$\Sigma \eta Q = 4479.87$	$\Sigma Q^2 \eta = 109288.83$

Las ecuaciones que relacionan a_0 , a_1 y a_2 son las dadas por /24/ :

$$\Sigma \eta = a_0 + a_1 \Sigma Q + a_2 \Sigma Q^2 \quad (22)$$

$$\Sigma \eta Q = a_0 \Sigma Q + a_1 \Sigma Q^2 + a_2 \Sigma Q^3 \quad (23)$$

$$\Sigma Q^2 \eta = a_0 \Sigma Q^2 + a_1 \Sigma Q^3 + a_2 \Sigma Q^4 \quad (24)$$

reemplazando valores :

$$\begin{aligned} 199.9 &= 10a_0 + 176.9a_1 + 4,305.4a_2 \\ 4479.87 &= 176.9a_0 + 4305.4a_1 + 109,684.2a_2 \\ 109288.83 &= 4305.5a_0 + 109,684.2a_1 + 2861453.74a_2 \end{aligned}$$

resolviendo: $a_0 = 0.483$

$$a_1 = 2.804$$

$$a_2 = -0.07$$

La parábola será $\eta(\%) = 0.483 + 2.804Q - 0.07Q^2$

Coefficiente de correlación.

En general el coeficiente de correlación para cualquier tipo de relación y-x, sea lineal o no lineal, está dada por la siguiente expresión /25/

$$r = \sqrt{\frac{\Sigma(Y_{\text{estimada}} - \bar{Y})^2}{\Sigma(Y - \bar{Y})^2}} \quad (25)$$

donde los valores de Y_{estimada} son evaluados a partir de la relación $Y = f(x)$ hallada. \bar{Y} es el valor medio. En nuestro caso construimos la siguiente tabla considerando que η_{estimada} es evaluada a partir de la fórmula anteriormente hallada.

η_{estimada}	0.483	1.894	14.787	27.483	28.291	27.67
	27.10	25.721	24.335	21.742		
η	0	2.10	15.60	28.10	29.40	27.0
	25.20	25.10	24.30	23.10		

$$\bar{\eta} = \frac{\sum \eta}{N} = \frac{199.9}{10} = 19.99$$

$$r = \sqrt{\frac{\sum (\eta_{\text{estimada}} - \bar{\eta})^2}{\sum (\eta - \bar{\eta})^2}} = \sqrt{\frac{1024.44}{1024.88}} = 0.99$$

valor que nos indica que existe entre η y Q una relación no lineal muy buena, dada por la ecuación parabólica hallada anteriormente.

c) Fórmula empírica P-Q.

Haciendo un gráfico aproximado, verificamos que de acuerdo a /25/, la relación P-Q estará dada por la siguiente ecuación :

$$P = aQ^b + c \quad (26)$$

donde los valores de a , b y c se determinan a partir de los resultados de la potencia P y el caudal Q hallados experimentalmente y a las pautas dadas por /27/.

En nuestro caso la ecuación P-Q es la siguiente:

$$P = 1.26Q^{0.58} + 8.05 \quad [W]$$

donde Q está dado en litros/minuto .

Coefficiente de correlación.

Lo hallamos por la relación dada por /25/ y empleada anteriormente

$$r = \sqrt{\frac{\Sigma(P_{\text{estimada}} - \bar{P})^2}{\Sigma(P - \bar{P})^2}} \quad (27)$$

Construiremos la siguiente tabla

$Q(\frac{1ts}{min})$	$P(w)$	$P_{\text{estimada}}(w)$
0	8.5	8.050
0.51	8.5	8.903
6.0	12.3	11.612
16.1	14.1	14.364
22.0	14.4	15.617
23.6	16.1	15.932
24.6	16.3	16.124
26.4	16.4	16.462
27.8	16.9	16.718
29.9	17.4	17.092

donde los valores de la potencia estimada en w (P_{estimada}) es obtenida a partir de la fórmula da anteriormente.

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \frac{\Sigma P}{N} = 14.09 \\ \Sigma(P_{\text{estimada}} - \bar{P})^2 &= 101.008 \\ \Sigma(P - \bar{P})^2 &= 99,909 \end{aligned}$$

de donde $r = 1$, lo que indica que la relación dada por la ecuación que liga P y Q es correcta. Siguiendo el mismo procedimiento para los otros rodets hallamos las fórmulas empíricas para H , η y P , dado que las tendencias de las curvas es la misma en todos los casos.

Rodete de 5 álabes	$H = 2.02 - 0.056Q \text{ [m]}$ $\eta = 0.08744 + 2.8825Q - 0.09525Q^2 \text{ (\%)}$ $P = 1.28Q^{0.59} + 8 \text{ [w.]}$
Rodete de 5 álabes de ancho constante	$H = 2.39 - 0.05Q \text{ [m.]}$ $\eta = -0.0524 + 3.6005Q - 0.09865Q^2 \text{ (\%)}$ $P = 1.32Q^{0.6} + 7.4 \text{ [w.]}$
Rodete de 7 álabes de ancho constante	$H = 2.40 - 0.048Q \text{ [m.]}$ $\eta = 0.6986 + 3.0734Q - 0.07475Q^2 \text{ (\%)}$ $P = 1.30Q^{0.61} + 7.1 \text{ [w.]}$
Rodete de 9 álabes de ancho constante	$H = 2.11 - 0.049Q \text{ [m.]}$ $\eta = 0.4748 + 2.4747Q - 0.06546Q^2 \text{ (\%)}$ $P = 1.3Q^{0.62} + 7.2 \text{ [w.]}$

En todos los casos Q está dado en litros/minuto.

5.3.5. Curvas Características Experimentales.

Con toda la información anterior se dibujan las curvas de H, η y P en función del caudal Q. Hay que tener en cuenta además, que las revoluciones por minuto (N) son variables y no se mantienen constantes.

Para la gráfica de H y η , dibujaremos a trazo discontinuo en el rango de las tres primeras mediciones, puesto que los errores en este tramo exceden las limitaciones impuestas en las respectivas tablas de errores dadas por las normas ISO 2548.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- a) De las curvas características de la bomba centrífuga ensayada con los diferentes rodetes, se desprende fundamentalmente que la eficiencia de una pequeña bomba como ésta, es baja, debido a que las eficiencias volumétrica e hidráulica también son bajas. La eficiencia volumétrica puede incrementarse haciendo que el juego entre carcasa y rodete sea lo más pequeño posible del orden de las décimas de mm como es lo recomendable.
- En cuanto a la eficiencia hidráulica puede incrementarse mejorando los acabados de todas las superficies por donde circula el fluido. Con la mejora de las dos eficiencias anteriores aumentaría la eficiencia de la bomba.
- b) También es necesario indicar, dado que el consumo del motor eléctrico de accionamiento no sobrepasa en todos los casos los 100 w, que los costos en energía eléctrica no son significativos y el aumento de la eficiencia para disminuir costos de energía eléctrica tendría que ser confrontado con los costos de fabricación que serían necesarios para aumentar la eficiencia.
- c) La construcción del diagrama topográfico (conchoide)

no pudo ser obtenida, ya que no se podía variar la velocidad de rotación por ningún medio, ni eléctrico ni mecánico, debido principalmente a lo pequeño del motor en cuanto a sus características y a su potencia, sin embargo no se justificaba construir el diagrama topográfico, ya que dados los pequeños caudales y alturas involucradas aunadas al poco consumo de energía eléctrica, para nuestro caso, este diagrama es de poca importancia.

- d) Otro punto importante que se desprende de las curvas características es la variación de la velocidad de rotación del eje de la bomba con respecto al caudal que se manifiesta en la bomba al abrir la válvula de descarga, aquí hay que señalar que las normas japonesas son las únicas que toman en cuenta esta posibilidad, más no así las otras normas (británicas, americanas, ISO) Lo expresado anteriormente puede ser confrontado con un ensayo correspondiente de la bomba centrífuga (de mayor potencia) existente en el laboratorio de Máquinas Térmicas.
- e) Se hace necesario proseguir con el desarrollo del prototipo de esta pequeña bomba centrífuga en lo referente a su construcción usando nuevos materiales y estudiando el comportamiento de éstas una vez que estén bajo las condiciones de funcionamiento, estudiando especialmente el efecto que ejerce el agua sobre

estos materiales.

- f) Quedarán como futuras tareas el ensayo de la bomba usando rodetes de álabes radiales rectos y de álabes rectos curvados hacia atrás, ya que existe mas facilidad en su fabricación y sus características geométricas son más fáciles de controlar que en el caso de álabes de curvatura simple curvadas hacia atrás.
- g) Otras tareas futuras, serán la construcción de una carcaza tipo espiral y ensayar la bomba con ésta en vez de usar la carcaza que prácticamente es un cilindro concéntrico con el rodete en nuestro caso el estudiar la cavitación en una pequeña bomba como ésta.
- h) Se hace necesario disponer de equipos modernos medición de flujo para caudales pequeños como son los menores a 10 galones/minuto.
- i) Tratándose de una bomba de múltiples aplicaciones, para hablar de una posible fabricación antes o paralelamente, habría que resolver la producción de motores fraccionarios en el país. Es necesario también estudiar el comportamiento de los diferentes materiales que pueden ser usados en la construcción de la bomba centrífuga bajo diferentes condiciones de funcionamiento.

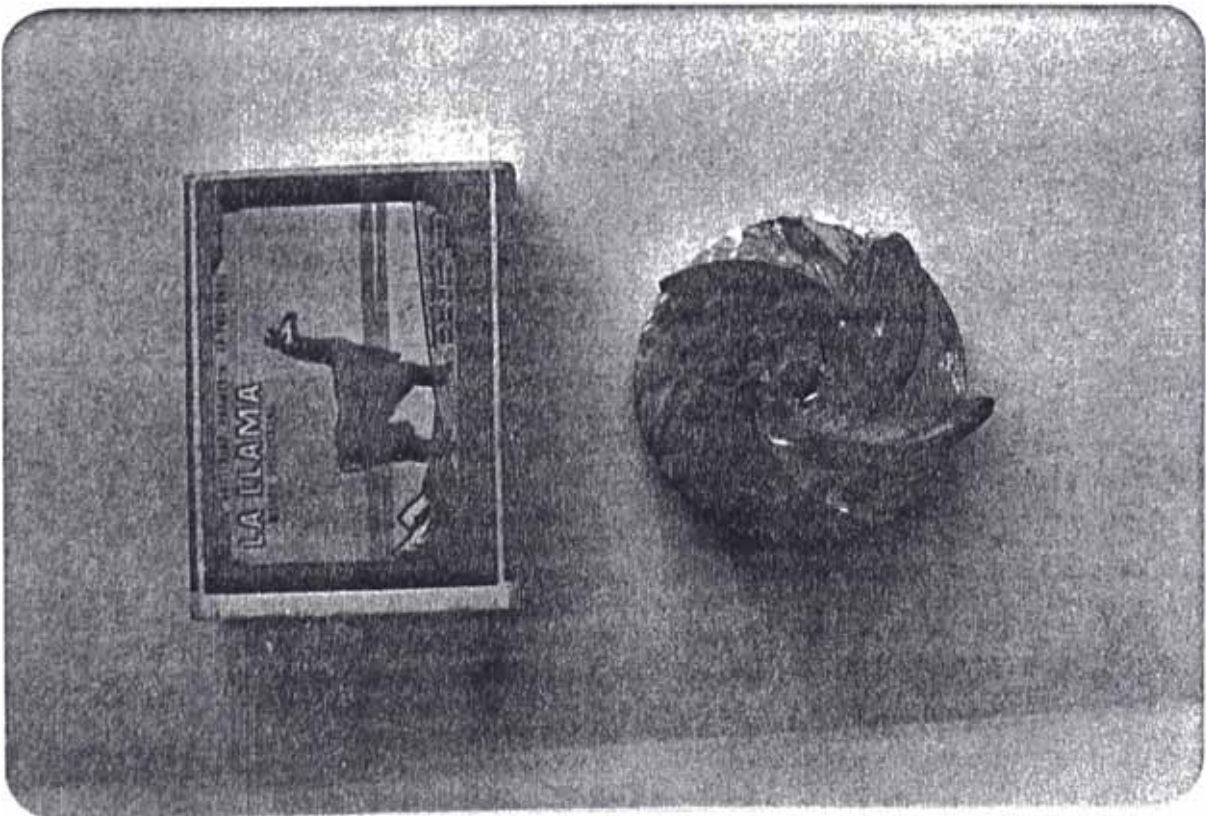
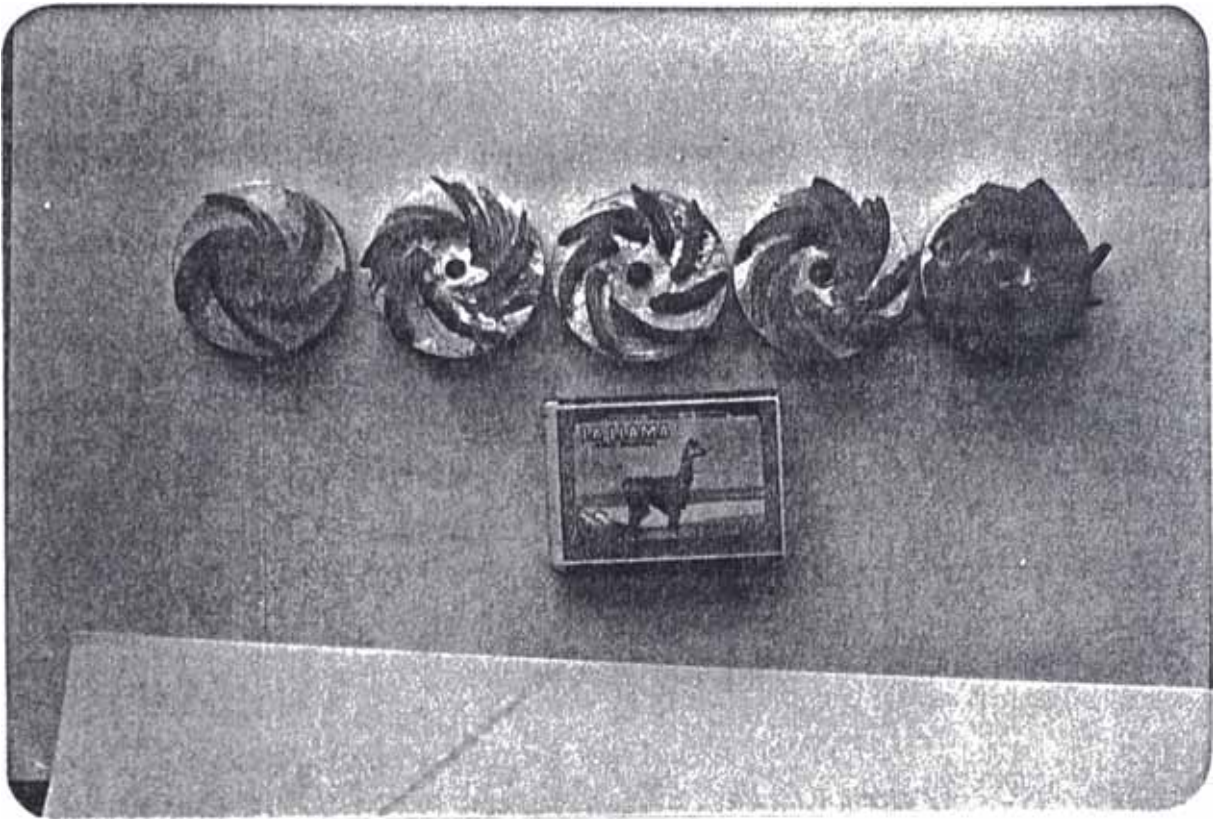
J) De las curvas características se verifica que para los 5 rodetes ensayados usando la misma carcaza, - el rango de eficiencias de la bomba se encuentra - entre (21-32)%. Así tenemos :

Dimensiones comunes: $D_1 = 16 \text{ mm}$; $\beta_1 = 23^\circ$; $e = 3 \text{ mm}$
 $D_2 = 40 \text{ mm}$; $\beta_2 = 30^\circ$

RODETE	ANCHO b_1 (mm)	ANCHO b_2 (mm)	Z	EFICIENCIA η (%)
I	16	6	5	21.3
II	16	16	5	31.5
III	16	6	7	29.4
IV	16	16	7	31.5
V	16	16	9	24.3

De donde se desprende que el rodete de menor número de álabes y de mejor eficiencia es el rodete II con $b_1 = b_2 = 16 \text{ mm}$; probablemente debido a una disminución de las fugas a través de los instantios.

También se verifica que un aumento del número de álabes como se muestra en el rodete V no redundan en el aumento de la eficiencia.



En las fotografías anteriores se muestran los 5 rodetes construídos y el rodete II que es el mejor construído, ya que los álabes de éste tienen verticalidad respecto a la base donde se asientan, además de ser el rodete de mayor eficiencia.

- K) Se omitió el factor económico puesto que este trabajo está orientado al desarrollo hidráulico de modelos.

BIBLIOGRAFÍA

- /1/ Manual de Mantenimiento de lavadoras Whirpool-1984.
- /2/ Catálogo de bombas centrífugas de potencia fraccionaria de la Cole Palmer Instrument, USA 1986
- /3/ Braunstein A. and Kornfeld A. "Analysis of Solar Powered Electric Water pumps", Solar Energy, Vol 27, 1981.
- /4/ Catálogo de la Plint & Partners Ltd. Engineers, England 1978.
- /5/ Catálogo de la Nordsee Pumper, West Germany 1986
- /6/ Catálogo de bombas centrífugas de potencia fraccionaria de la Charles Austen Pumps Ltd. England 1987.
- /7/ Viejo Zubicaray M., "Bombas", Limusa, Mexico 1986
- /8/ Pfleiderer, "Bombas Centrífugas y Turbocompresores", Labor, Barcelona, 1960.
- /9/ Church, "Bombas y Máquinas soplantes Centrífugas" Reverté, Barcelona, 1954.
- /10/ Coz, P., F. Apuntes de clase de Turbomáquinas I, Facultad de Ingeniería Mecánica, UNI, Lima 1987.
- /11/ Polo Encinas M., "Turbomáquinas Hidráulicas", Limusa, Mexico, 1975.
- /12/ Lazarkiewicz & Trokolanski, "Impeller Pumps", Pergamon Press, Oxford, 1965.
- /13/ Stepanoff A., "Flow Pumps Design and Application" John Wiley & Sons, New York, 1957.

- /14/ Karassik I. & Mesina O., "Manual de Bombas", Mc Graw Hill, New York, 1986.
- /15/ D'Arسيé D., "Plástico reforzado con fibra de vidrio", América, Buenos Aires, 1971.
- /16/ T.A.F. "Técnicos Asociados en Fiberglass", curso de plástico reforzado con fibra de vidrio, Lima, Marzo, 1987.
- /17/ Rouse A. & White A., "Plastics Handbook", Mc Graw Hill, New York, 1983.
- /18/ Chaussin C., "Plásticos y Elastómeros", Hispano Europa Barcelona, 1967.
- /19/ Veinott C., "Motores fraccionarios y subfraccionarios de corriente alterna", Marcombo, 1978.
- /20/ Normas ISO 2548, "Centrifugal Mixed flow and axial pumps - Code for acceptance tests class C", 1973.
- /21/ Brown J., "Feature Report", Chemical Engineering June, 1987.
- /22/ Seymour J., "El laboratorio del Ingeniero Mecánico", Hispano Americana, Buenos Aires, 1971.
- /23/ Normas Británicas, B.S. 599, "Methods of Testing Pumps", London, 1966.
- /24/ La Torre C., "Estimado de Errores y Elaboración de Resultados de Mediciones", UNI, Lima, 1979.
- /25/ Murray R. Spiegel, "Estadística", Mc Graw Hill, USA, 1970.
- /26/ Lipson & Sheth, "Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments", Mc Graw Hill, Tokyo 1973.
- /27/ Bronshtein & Semendiaev, "Manual de Matemáticas", MIR, Moscú, 1977.