

11126
33



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

"ANALISIS, DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN INDUCTOR
PARA ELEVAR EL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA
CENTRIFUGA"

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
MARCELO GARCIA TREJO

ASESOR: ING. J. ANTONIO SANCHEZ G.

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

2003.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. D. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

" Análisis, diseño y construcción de un inductor para elevar el rendimiento de una bomba centrífuga "

que presenta el pasante: Marcelo García Trejo
con número de cuenta: 9758145-7 para obtener el título de :
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 14 de abril de 2003

PRESIDENTE	<u>Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez</u>
VOCAL	<u>Ing. Ma. de la Luz González Quijano</u>
SECRETARIO	<u>Ing. Armando Morales</u>
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Victor Hugo Arroyo Hernández</u>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. José Gustavo Orozco Hernández</u>

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

B

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a todos los que confiaron en mí que podría lograr este escalón más en mi vida; a mi papá y especialmente a ti mamá, que me faltan palabras de agradecimiento por todo el apoyo incondicional que me has dado.

También a todos mis hermanos, Ana, Victoria, Socorro, Ignacio y Javier, quienes me han apoyado y me han dado valiosos consejos, y a quienes espero no defraudar.

Por que la meta que hoy he alcanzado, no la he alcanzado solo, la hemos alcanzado juntos, y a todos mis sobrinos, que la meta que hoy alcanzo ustedes la tienen que superar.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer muy en especial a mi director de tesis al Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez, por sus valiosos consejos y el tiempo que me dedico para que fuese realizado este exitoso trabajo. ¡Gracias!

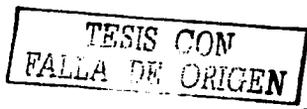
Al M. en I. Alfonso Ramos Anastasio J. Guadalupe, por su gran apoyo, pues gracias a él obtuve una beca para poder desarrollar el presente trabajo. ¡Gracias!

A mi jurado pues me ayudaron con sus correcciones y valiosas sugerencias, para que este trabajo quedara de la mejor manera.

A los profesores del Laboratorio de Termofluidos, al Ing. Eduardo Covarrubias Chávez y al Ing. Emilio Juárez por el apoyo incondicional recibido.

Al ing. Eusebio Reyes Carranza, encargado del Laboratorio de Manufactura Flexible, por apoyarme en el maquinado parcial de las piezas necesarias para el desarrollo de este trabajo.

Al Ing. Noé Alberto Cortés Guerrero, encargado del laboratorio de Máquinas y Herramientas del CAT por su apoyo para el maquinado parcial de las piezas requeridas en este trabajo.



También a los señores Felipe del Real y Cabrera y Guillermo Juárez Rodríguez, por su disposición y apoyo para el uso de máquinas y equipo del laboratorio de manufactura.

A mi sinodal el Ing. Armando Morales y todos sus compañeros de la estación de bombeo "Chalmita" (ing. Ochoa, Ing. Cuenca, Ing. Alvaro, y a todo el equipo que labora en este lugar) que aunque sin conocerme me dieron su confianza y apoyo compartiéndome parte de su basta experiencia.

A todos mis profesores, desde la primaria hasta ahora que me encuentro estudiando la maestría, de los cuales no anexo nombres por tal vez omitir alguno, pero que han contribuido en gran parte a mi formación y que gracias a ellos me estado superando; también a todas las instituciones en las que estado por la oportunidad que me dieron de estudiar en sus aulas, como la Primaria "niños Héroes de Chapultepec", la "Secundaria Oficial #122", la "Preparatoria Oficial #40" y a la "UNAM".

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A mis amigos (Misael, Víctor Manuel y Francisco, también a Aidé -dep-) y compañeros con los que compartí momentos de alegría y de tristeza, especialmente a los de la Facultad, pues es aquí donde realmente se conocen a los amigos (Oscar A, Antonio y Eduardo), a los compañeros del área mecánica (Hermenegildo "El Don"-el papá de la generación-, Vicente, Raymundo, Miguel, Carlos, ...), a los compañeros de generación y de parranda, los del grupo 1022 ("Ambriz"-dep-, Gloria, Carolina, Carlos, Federico, "Canales", ...), A mis amigos y amigos de Voleibol, de los cuales he aprendido mucho y mediante los encuentros que hemos tenido he forjado parte de mi personalidad y carácter (Luis "Luigi", Miguel, Cesar "Bany", Luis Vivas -entrenador-, Ana, mashe, Angy, Yaqui, ...) de los cuales espero que quedemos campeones de zona este temporada.

A alguien muy especial de quien he recibido un apoyo incondicional, y que siempre ha estado conmigo en los momentos tanto alegres como tristes, fáciles y difíciles, y de quien he aprendido mucho de ella, y que para la realización de este trabajo fue alguien de quien obtuve una incomparable ayuda, ¡Gracias Lupita!

A Dios...

**Cuando ya el dolor te agobie,
y no sepas mas que hacer;
Descansar acaso debes
Pero, NUNCA DESISTIR...**

ÍNDICE

TITULO DE LA TESIS

OBJETIVO

HIPÓTESIS

1. INTRODUCCIÓN:	1
1.1. Propiedades de los fluidos.	2
1.1.1. Densidad específica o absoluta, peso específico y densidad relativa.	3
1.1.1.1. Densidad específica o absoluta.	3
1.1.1.2. Peso específico.	4
1.1.1.3. Densidad relativa.	4
1.1.2. Viscosidad.	6
1.1.2.1. Viscosidad dinámica.	6
1.1.2.2. Viscosidad cinemática.	7
1.2. Presión.	8
1.3. Definición de caudal.	11
1.4. Ecuación de Bernoulli.	13
2. <u>TEORÍA DE LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS GENERATRICES.</u>	14
2.1. Turbomáquinas hidráulicas.	14
2.1.1. Definición.	14
2.1.2. Clasificación.	15
2.1.3. Ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler.	17
2.1.4. Triángulos de velocidades.	29

3. <u>DOS DE LAS PRINCIPALES TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS GENERATRICES.</u>	30
3.1. Bombas rotodinámicas radiales.	30
3.1.1. Elementos constitutivos.	30
3.1.2. Caracterización de los rodetes o impulsores.	31
3.1.3. Pérdidas, potencias y eficiencias.	32
3.1.3.1. Pérdidas.	32
3.1.3.2. Potencias.	34
3.1.3.3. Eficiencias.	37
3.1.3.4. Curvas características.	38
3.2. Bombas rotodinámicas axiales.	42
3.2.1. Características generales.	42
3.2.2. Diagramas vectoriales.	43
3.2.3. Curvas características.	49
4. <u>NPSH Y CAVITACIÓN.</u>	51
4.1. NPSH requerido y disponible requerido en un sistema de bombeo.	52
4.2. Cavitación.	55
5. <u>CONSTRUCCIÓN E INSTRUMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.</u>	57
5.1. Venturi.	62
5.2. Manómetro.	69
5.3. Vacuómetros.	70
5.4. Arrancador.	70
6. <u>BOMBA CENTRÍFUGA UTILIZADA.</u>	73
6.1. Características.	73
6.2. Impulsor.	74
6.3. Instalación.	78
6.4. Pérdidas en la red de tubería y accesorios.	82
6.5. Pruebas de funcionamiento y curvas características.	90

7. <u>INDUCTOR.</u>	94
7.1. <u>Diseño.</u>	94
7.1.1. Datos para diseño.	94
7.1.2. Desarrollo.	96
7.1.3. Perfiles obtenidos del inductor.	116
7.2. <u>Construcción.</u>	118
7.2.1. Cubo del rotor.	118
7.2.2. Álabes.	121
7.3. <u>Ensamble.</u>	123
8. <u>ACOPLAMIENTO DEL INDUCTOR AL IMPULSOR.</u>	124
8.1. <u>Pruebas de funcionamiento y curvas características.</u>	126
9. <u>COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.</u>	143
10. <u>CONCLUSIONES.</u>	154
11. <u>BIBLIOGRAFÍA.</u>	156

TITULO DE LA TESIS:

“Análisis, diseño y construcción de un inductor para elevar el rendimiento de una bomba centrífuga”

OBJETIVO:

Construir un inductor que adaptado a una bomba centrífuga incremente el rendimiento de esta, y reduzca los problemas que se presentan en la succión de la misma.

HIPÓTESIS:

La construcción de un aditamento auxiliar, como es el inductor, implementado a una turbomáquina generatriz, reducirá en gran parte los problemas que se presentan en la succión de la misma; Lo que hará una máquina más eficiente.

1. INTRODUCCIÓN

Fue después del primer cuarto de siglo, con la ayuda de la Mecánica de Fluidos, cuando realmente progreso el proyecto y construcción de las bombas y de las turbinas hidráulicas. Los principios teóricos de la Hidrodinámica clásica con el auxilio de los datos experimentales de la Hidráulica, dieron un conocimiento más completo de la dinámica del fluido a través de los álabes, favoreciendo el diseño de formas fluido-dinámicas que evitan los choques contra los álabes y la separación de los contornos, consiguiendo excelentes rendimientos.

Pero no obstante el progreso obtenido en la tecnología hidráulica con la contribución ofrecida por la Mecánica de Fluidos, la experimentación sigue haciéndose necesaria en la máquina concebida como un todo. Formas aisladas de un modelo de un elemento de máquina pueden ser analizadas teóricamente, aunque no todas. Es cuando la experimentación sobre el conjunto es muy valiosa, es por esto que en este trabajo de tesis se hace primeramente el estudio parcial de una bomba para posteriormente diseñar otro elemento, el cual se le acoplará, pretendiendo elevar la eficacia de la máquina.

Pues debido a los problemas presentados en las bombas centrífugas, como la baja presión que se produce en el ojo de succión, alta velocidad, remolinos y vórtices, se presenta un fenómeno llamado "cavitación", este fenómeno representa un problema muy serio en bombas, pues una mala elección de una bomba puede acarrear serios problemas y grandes pérdidas ya sean parciales o totales de la turbomáquina, traduciéndose en gastos económicos fuertes.

En este sentido, la presente investigación intenta mostrar que se puede desarrollar el dispositivo, tal como es el inductor que acoplado a los impulsores de las bombas centrífugas reduzca en gran medida los problemas de succión, por lo cual el objetivo es desarrollar este aditamento y al mismo tiempo probarlo y comprobar que efectivamente este implemento reduce los problemas presentados anteriormente, lo que en la bomba representaría un rendimiento mucho mayor, pues se tendría una máquina mas versátil.

1.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Fluido es aquella sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene.

Los fluidos se clasifican en líquidos y gases.

Los *líquidos* a una presión y temperatura determinados ocupan un volumen determinado. Introducido el líquido en un recipiente adopta la forma del mismo, pero llenando solo el volumen que le corresponde. Si sobre el líquido reina una presión uniforme, por ejemplo, la atmosférica, el líquido adopta, como veremos, una superficie libre plana como la superficie de un lago o la de un balde de agua.

Los *gases* a una presión y temperatura determinada tienen también un volumen determinado, pero puestos en libertad se expansionan hasta ocupar el volumen completo del recipiente que lo contiene, y no presentan superficie libre.

En resumen: los *sólidos* ofrecen gran resistencia al cambio de forma y volumen; los *líquidos* ofrecen gran resistencia al cambio de volumen, pero no de forma; y los *gases* ofrecen poca resistencia al cambio de forma y volumen.

Por tanto, el comportamiento de líquidos y gases es análogo en conductos cerrados (tuberías); pero no en conductos abiertos (canales), por que solo los líquidos son capaces de crear una superficie libre.

1.1.1 DENSIDAD ESPECIFICA O ABSOLUTA, PESO ESPECIFICO Y DENSIDAD RELATIVA

Estos parámetros no constituyen propiedades distintas, sino diferentes expresiones distintas de la misma propiedad.

1.1.1.1 Densidad Especifica O Absoluta

La densidad es la masa por unidad de volumen,

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

donde m = masa en Kg
 V = volumen en m^3 .

La densidad absoluta es función de la temperatura y de la presión. La podemos obtener de tablas, mientras que la variación de la densidad absoluta de los líquidos es muy pequeña, salvo a muy altas presiones y para todos los cálculos prácticos de esta tesis es pequeña por lo que la variación puede despreciarse.

Ecuación de dimensiones: $[\rho] = [M][L]^{-3}$ dimensionalmente $\rho = 1 \frac{kg}{m^3}$

La densidad del agua destilada a la presión atmosférica de 4°C es máxima y aproximadamente igual a:

$$\rho = 1.000 \frac{kg}{m^3}$$

1.1.1.2 Peso Específico

Peso específico es el peso por unidad de volumen,

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (1-2)$$

donde W _ peso en N
 V _ volumen en m³

El peso específico es función de la temperatura y de la presión aunque en los líquidos no varía prácticamente con esta última.

Ecuación de dimensiones:

$$\gamma = \frac{[W]}{[V]} = [F][L]^{-3} = [M][L]^{-2}[T]^{-2}$$

Dimensionalmente:

$$1\gamma = \frac{1N}{m^3} = 1 \frac{kg}{m^2 \cdot s^2}$$

Como $W = m \cdot g$, de las ecuaciones (2-2) y (1-1) se deduce que

$$\gamma = \rho g \quad (1-3)$$

1.1.1.3 Densidad Relativa

Densidad relativa es la relación entre la masa del cuerpo a la masa de un mismo volumen de agua destilada a la presión atmosférica y a 4 °C. En virtud de la ecuación (1-3), esta relación es igual a la de los pesos específicos del cuerpo en cuestión y del agua en las mismas condiciones. Es evidente que la densidad relativa es una magnitud *adimensional*.

La densidad relativa es función de la temperatura y de la presión.

He aquí la densidad relativa de algunos *líquidos* más interesantes para la técnica.

Tabla 1-1 Densidad relativa (δ) de algunos líquidos.

LÍQUIDO	DENSIDAD RELATIVA	T °C
Agua dulce	1.00	4
Agua de mar	1.02-1.03	4
Petróleo bruto ligero	0.86-0.88	15
Petróleo bruto medio	0.88-0.90	15
Petróleo bruto pesado	0.92-0.93	15
Keroseno	0.79-0.82	15
Gasolina ordinaria	0.70-0.75	15
Aceite lubricante	0.89-0.92	15
Fuel-oil	0.89-0.94	15
Alcohol sin agua	0.79-0.80	15
Glicerina	1.26	0
Mercurio	13.6	0

En la lectura de precisión de algunos manómetros y barómetros de mercurio es útil la tabla siguiente:

Tabla 1-2 Densidad del mercurio a diversas temperaturas.

TEMPERATURA (°C)	ρ (KG/M ³)	TEMPERATURA (°C)	ρ (KG/M ³)
-10	13620.2	90	13376
0	13595.5	100	13351.8
10	13570.8	120	13304.4
20	13546.2	150	13233.0
30	13521.7	200	13114.8
40	13497.3	250	12997.5
50	13472.9	300	12880.6
60	13448.6	350	12763.8
70	13424.3	360	12740.5
80	13400.1		

La densidad relativa del agua a una temperatura determinada es la densidad absoluta del agua a esa misma temperatura dividida por la densidad del agua a 4°C (densidad máxima). Como el agua caliente interviene a veces en los problemas (bombeo del agua de alimentación de una central térmica; será útil la tabla 1-3, en la que figura la densidad absoluta del agua a diversas temperaturas.

Tabla 1-3 Densidad, viscosidad dinámica y cinemática del agua en función de la temperatura

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica η (10 ⁻⁵ Kg / m. s)	Viscosidad cinemática ν $10^{-6} \frac{m^2}{s} = cSt$
0	999.8	178.7	1.787
10	999.7	130.5	1.307
20	998.2	100.2	1.0038
30	995.7	79.7	0.801
40	992.2	65.3	0.658
50	998	54.8	0.554
60	983.2	46.7	0.475
70	977.8	40.4	0.413
80	971.8	35.5	0.365
90	965.3	31.5	0.326
100	958.4	28.2	0.295
150	916.9	18.6	0.205
200	864.6	13.6	0.161
250	799.2	10.9	0.14
300	712.4	8.91	0.132

Los datos anteriores corresponden a la presión atmosférica. La densidad relativa del agua, como la de los demás líquidos cambian con la presión (aunque en comparación con los gases los líquidos son prácticamente incompresibles). Así la densidad relativa del agua a 0°C y 500 bar es 1.0239 y a 0°C también y 1.000 bar es 1.0455.

1.1.2 VISCOSIDAD.

1.1.2.1 Viscosidad Dinámica.

Un sólido puede soportar *esfuerzos normales* (llamados así por que la fuerza normal al área que resiste a la deformación) de dos clases: de compresión y de tracción. Un líquido puede soportar esfuerzos de compresión, pero no de tracción. Los sólidos y los fluidos pueden estar sometidos también a *esfuerzos cortantes* o *esfuerzos tangenciales*. En ellos la fuerza es paralela al área sobre la que actúa. Todos los cuerpos se deforman bajo la acción de las fuerzas tangenciales a que están sometidos. En los cuerpos *elásticos* la deformación

desaparece cuando deja de actuar la fuerza. En la deformación plástica subsiste la deformación aunque desaparezca la fuerza deformadora.

En los fluidos la deformación aumenta constantemente bajo la acción del esfuerzo constante, por pequeño que este sea.

Las unidades en que se suele expresar como:

$$1\eta = 1 \frac{N \cdot s}{m^2} = 1 Pa \cdot s = 1 \frac{Kg}{m \cdot s}$$

1.1.2.2 Viscosidad Cinemática.

En hidrodinámica intervienen junto con las fuerzas debidas a la viscosidad las fuerzas de inercia, que dependen de la densidad. Por eso tiene un significado importante la viscosidad dinámica referida a la densidad, o sea la relación de la viscosidad dinámica η a la densidad ρ , que se denomina *viscosidad cinemática*.

$$v = \frac{\eta}{\rho} \quad (1-4)$$

Ecuación de dimensiones $[v] = [L]^2 [T]^{-1}$.

$$\text{Unidad: } 1v = 1 \frac{m^2}{s} \text{ } SI.$$

En la práctica se ha utilizado mucho el centistoke (cSt), $1 \text{ cSt} = 10^{-2} \text{ St}$. El St y el cSt son submúltiplos de la unidad coherente del SI y pueden seguir empleándose, aunque no se utilicen los mismos nombres:

$$1cSt = 10^{-2} St = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

La *viscosidad dinámica* de los fluidos varía mucho con la temperatura, aumentando con la temperatura en los gases y disminuyendo en los líquidos; pero en unos y otros prácticamente es independiente de la presión. Por el contrario, la *viscosidad cinemática* de los gases varía mucho con la presión y la temperatura, mientras que la de los líquidos prácticamente solo varía con la temperatura.

1.2 PRESIÓN

En los problemas de bombas, generalmente se consideran tres tipos de presión: *absoluta*, *barométrica*, y de *columna o manométrica*. Se usa un cuarto termino *vacío*, cuando las instalaciones operan abajo de la presión atmosférica pero no es un termino de presión en el mismo sentido que los primeros tres.

La presión absoluta (Fig.1-1).Es la presión arriba del cero absoluto. Puede encontrarse arriba o abajo de la presión atmosférica existente en el punto de consideración. La presión barométrica es la presión atmosférica de la localidad estudiada y varia con las condiciones de altitud y clima. La presión de columna es la presión arriba de la atmosférica en la localidad en que se mide. Un vacío es una presión de columna negativa (Fig. 4-1).

Aun cuando en muchos problemas de bombeo es posible trabajar en función de presiones de columna hay algunos casos en los que el empleo de presiones absolutas da un mejor concepto de las condiciones existentes, y simplifica los cálculos requeridos. La decisión en cuanto a que unidades se usen generalmente es cuestión de preferencia personal, y depende de la experiencia pasada del diseñador y de sus preferencias.

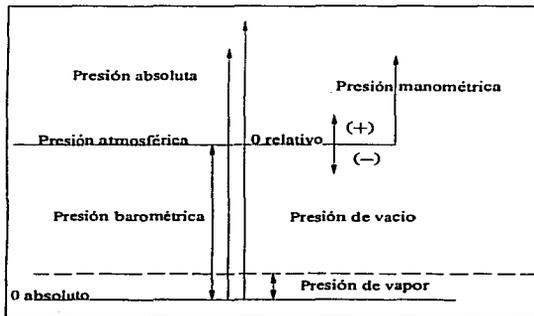


Fig. 1-1 Diagrama de presiones.

Columna. Una columna de agua u otro líquido en un tubo vertical desarrolla una cierta presión (fuerza por unidad de área) sobre la superficie horizontal en el fondo del tubo. Esta presión puede expresarse en kilogramos por centímetro cuadrado Kg/cm^2 , o como el número de metros de líquido que ejerce una presión igual sobre la misma superficie. La altura de columna del líquido que produce la presión en cuestión se conoce como columna sobre la superficie. Nótese que el peso del líquido que actúa sobre la superficie es lo que produce la presión.

Así columna y presión son términos intercambiables, siempre y cuando se expresen en sus unidades correctas. Para convertir una a la otra, úsese la fórmula:

$$mCH_2O = \frac{p}{\rho} = \frac{(presión [Kg/cm^2])}{1000 Kg/m^3} = \left| \frac{1m^3}{1000Kg} \right| \left| \frac{(100cm)^3}{1m^3} \right| \left| \frac{1m}{100cm} \right| = 10p [mCH_2O] \quad (1-5)$$

Donde p es la lectura del manómetro en Kg/cm^2 . Esta se empleara en este trabajo de tesis ya que los resultados estarán en las unidades indicas que son mCH_2O .

Presión de Vapor. Todo líquido, a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, ejerce una presión debida a la formación de vapor en su superficie libre. Esta presión conocida como vapor del líquido, es función de la temperatura del liquido: mientras más alta sea la temperatura, mayor será la presión de vapor. La presión de vapor es un factor importante en las condiciones de succión de las bombas que manejan líquidos de todos los tipos. En cualquier sistema de bombeo, la presión en cualquier punto nunca debe reducirse mas allá de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido, porque el liquido formará vapor que puede, parcial o totalmente hacer que cese el flujo del líquido en la bomba.

Elevación Estática de succión (H_s). Es la distancia vertical, en metros, del nivel de suministro de liquida al eje central de la bomba, encontrándose la bomba arriba del nivel de suministro. Las distancias horizontales no se consideran como parte de la elevación de succión estática, por lo que respecta a elevación.

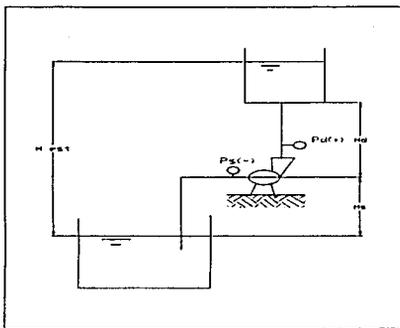


Fig. 1-2 Alturas de una bomba

Columna Estática de Descarga (H_s). Es la distancia vertical en metros, del eje central de la bomba al punto de entrega libre del líquido

Columna Estática Total (Δz). La columna estática total de una bomba, es la distancia vertical, en metros, entre el nivel de suministro y el nivel de descarga.

Columna de Fricción (H_f). Se mide en metros de líquido, y es la columna equivalente necesaria para vencer la resistencia de las tuberías, válvulas y aditamentos del sistema de bombeo. La columna de fricción existe tanto en el extremo de succión como el de descarga de una bomba, y varía con la velocidad del líquido, tamaño del tubo, condición interior, del tubo, tipo de tubo y naturaleza del líquido que se maneja.

Columna de Velocidad (Δv). Un líquido que se mueve en un tubo a cualquier velocidad, posee una energía cinética debido a su movimiento. La columna de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiera una velocidad dada, y viene dada por la fórmula $h_v = v^2/2g$, en donde h = columna de velocidad, [m] de líquido; v velocidad del líquido, [m/s]; g aceleración debida a la gravedad = 9.8 [m/s²].

Columna de succión (p_s). Aun cuando la elevación de succión es una columna de *succión negativa*, la práctica común es usar el termino *elevación* para una columna de succión negativa cuando la bomba toma su succión de un tanque abierto cuya superficie esta expuesta a la presión atmosférica. La columna de succión, es la columna de succión estática menos la columna de fricción de succión y las pérdidas de admisión de la tubería de succión, mas cualquier presión que se encuentre en la línea de succión. Nótese que el vacío en la línea de succión, así como la del pozo caliente de un condensador, es una presión negativa y se suma *algebraicamente* a la columna total del sistema (H_h).

Columna de descarga (p_d). Es la presión de descarga , transformada a mCH_2O .

Columna de presión (Δp). Es la diferencia entre la columna de descarga y la columna de succión, esta última se suma algebraicamente, aunque en realidad es negativa.

Columna total (H_h). Es la suma de las columnas de elevación de columna estática, columna de velocidad y columna de presión.

1.3 DEFINICIÓN DE CAUDAL

Caudal Q es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente. Así, por ejemplo, en una tubería de agua los litros por hora que circulan a través de un plano transversal a la tubería.

$$\text{Ecuación de dimensiones: } [Q] = [L]^3 [T]^{-1}$$

$$\text{Unidad: } 1Q = 1 \text{ m}^3/\text{seg, SI}$$

Si la velocidad de la corriente c es paralela a la superficie A (vertical como en la Fig. 1-3) a o también inclinada, pero paralela a la superficie) el caudal que la atraviesa es nulo. Si la velocidad c tiene cualquier otra dirección Fig. 1-3 (b), descomponiendo c según tres ejes, dos paralelos a la superficie y el tercero normal a la misma, solo la componente normal v_n produce caudal.

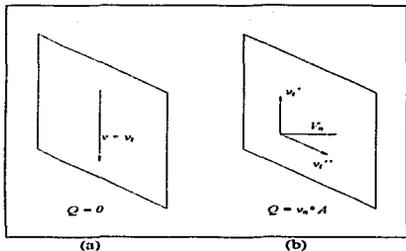


Fig. 1-3 El caudal a través de la superficie de la figura en (a) es nulo, en (b), las dos componentes de la velocidad paralelas a la superficie v_n' y v_n'' no contribuyen al caudal.

Si la superficie a través de la cual se calcula el caudal es infinita es evidente que la dirección de la velocidad puede variar de un punto a otro de la misma, y, además la superficie puede no ser plana. Llamando dA al elemento infinitesimal de área, siendo c_n la componente de la velocidad normal a ese elemento, se tendrá:

$$dQ = v_n dA$$

y

$$Q = \int v_n dA \quad (1-6)$$

Si \bar{v} es la velocidad media normal a la sección A , de la Ec. (1-6) se deduce:

$$Q = \bar{v} A$$

siendo la velocidad media:

$$\bar{v} = \frac{\int v_n dA}{A} = \frac{Q}{A} \quad (1-7)$$

Así, por ejemplo, en una tubería circular de diámetro D :

$$\bar{v} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (1-8)$$

\bar{v} = velocidad media en la tubería

y la ecuación más usual en este trabajo es:

$$Q = v * A \quad [l/min]; [m^3/seg] \quad (1-9)$$

1.4 ECUACIÓN DE BERNOULLI

En un fluido ideal no hay viscosidad, ni rozamiento ni, por tanto, transformación de la energía hidráulica en energía térmica. Además en régimen permanente la trayectoria de una partícula de fluido coincide con la línea de corriente. Si además de esta partícula de fluido no recibe energía de una máquina (bomba) ni tampoco cede energía a una máquina (turbina), en el tránsito de la partícula de un punto 1 al otro punto 2 de una línea de corriente la energía podrá transformarse de una clase a otra, pero según el principio de la conservación de la energía la suma total de la energía que posee la partícula debe de permanecer constante.

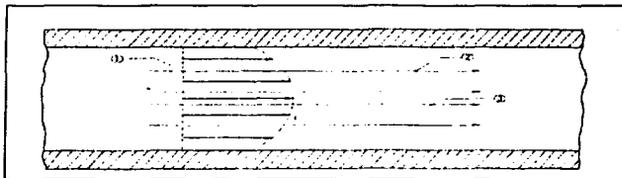


Fig. 1-4 La figura representa la corriente de un fluido ideal en régimen rotacional entre dos placas paralelas no hay pérdida de energía, pero el filamento de corriente 1-2 transporta menos energía que el filamento de corriente 3. si el régimen fuera irrotacional todas las líneas de corriente transportarían la misma cantidad de energía. La ecuación de Bernoulli en un fluido ideal en flujo irrotacional se cumplirá entre dos puntos cualesquiera, aunque dichos puntos no pertenezcan a la misma línea de corriente.

Considerando energías específicas a una altura donde se considera la aceleración de la gravedad constante, esta suma en un fluido ideal e incompresible se compone de energía geodesica z ; energía de presión, p/γ y energía de velocidad $v^2/2g$. La suma de estas energías debe permanecer constante por lo tanto tenemos la ecuación de Bernoulli es:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-10)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2. TEORÍA DE LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS GENERATRICES

2.1 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS

2.1.1 DEFINICIÓN

Máquina hidráulica es todo dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica y viceversa. En el primer caso las máquinas son motrices (turbinas) y en el segundo caso, generatrices (bombas). En resumen la máquina hidráulica modifica la energía total de la vena fluida que la atraviesa; y el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que la densidad se mantiene constante.

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de álabes o paletas, mientras el fluido pasa a través de ellos. La transferencia de energía tiene su origen en una gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido en el rotor, por lo que también se denominan a estas máquinas de presión dinámica. ,

Una descripción somera del principio de operación es la siguiente: el impelente o impulsor se encuentra totalmente inundado en el fluido dentro de la carcasa de la bomba y esta dotado de movimiento de rotación, este movimiento arrastra al fluido que se encuentra entre los álabes y le proporciona una fuerza centrífuga logrando así imprimirle un movimiento relativo a la carcasa, en donde a la vez, se modifica paulatinamente la sección de vena líquida, transformando, con el cambio de sección, la energía de velocidad de fluido, en energía de presión o energía potencial.

2.1.2 CLASIFICACIÓN.

La clasificación de las turbomáquinas hidráulicas es muy variada tanto como extensa; debido a la gran cantidad de firmas constructoras y variadísima construcción de este tipo de máquinas; algunas de las clasificaciones se hacen atendiendo al órgano principal de las máquinas, dependiendo el caso, este puede ser, rodete, embolo, etc.

A continuación se da una clasificación de las turbomáquinas.

El principio de funcionamiento de las turbomáquinas es la ecuación de Euler.

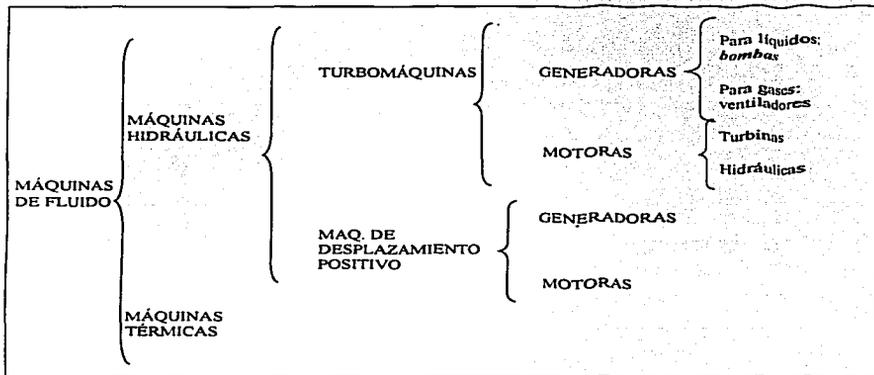


Fig. 2-1 Clasificación general de máquinas de fluido

CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

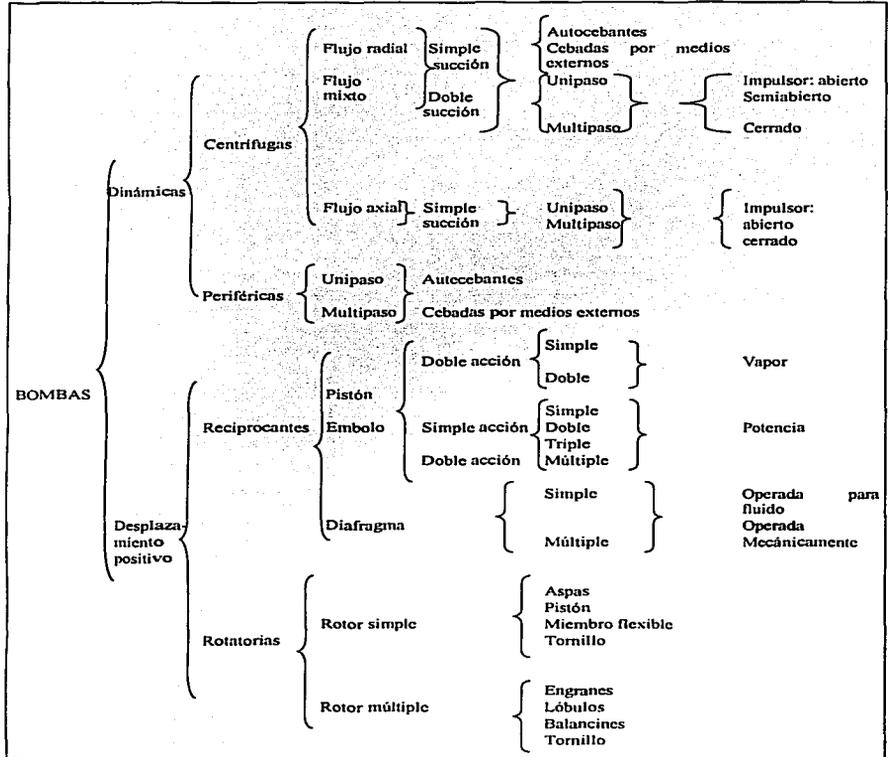


Fig. 2-2 Clasificación general de máquinas generatrices (bombas)

Otra clasificación mas general de las turbomáquinas es la que esta en base a las **revoluciones específicas**, estas se definen mediante la ecuación:

$$n_s = 3.65nQ^{1/2}H^{-3/4} \quad (2-1)$$

que son las revoluciones específicas en función de la altura neta, para el sistema métrico, y es la ecuación que se utilizará en este trabajo.

2.1.3 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas. Con esta ecuación se realiza el estudio tanto para el estudio de bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

Dedución de la Ecuación de Euler

La carga de Euler es la suma de cargas que se forman dentro de una turbomáquina por tres tipos diferentes de aceleración (o desaceleración) que sufre la partícula:

a) Aceleración centrípeta: que da origen a la fuerza centrífuga (aceleración radial).

Depende del cambio de velocidades periféricas (U_1 y U_2).

b) Desaceleración del fluido tangente a los álabes: es debido a una ampliación de área de paso en el rotor $\left(-\frac{dW}{dt}\right)$.

c) Desaceleración de la velocidad absoluta: Esta tiene lugar en el estator (distribuidor) o en su defecto en la cámara espiral, voluta o caracol $\left(-\frac{dC}{dt}\right)$.

a) Aceleración centrípeta:

A partir de la siguiente figura:

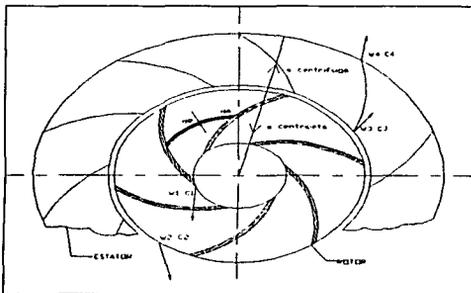


Fig. 2-3 Representación esquemática de rotor y distribuidor; así como, un elemento diferencial de radio y de área para el estudio dinámico de las partículas a través de la bomba.

sea un elemento de masa proporcional a:

$$dm = (dA * dR) \rho$$

sometido a una aceleración centrípeta o radial proporcional

$$A^r = \omega^2 R \quad (2-2)$$

por lo que la fuerza generadora será (opuesta a la aceleración centrípeta):

$$dF = dm A^r = (dA * dR) \rho \omega^2 R \quad (2-3)$$

y la presión formada sobre el elemento de área (dA).

$$dP = \frac{dF}{dA} = \frac{\rho \omega^2 R (dA * dR)}{dA} \quad (2-4)$$

e integrando desde R_1 hasta R_2 (2-4)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\int dP = \rho \omega^2 \int_{R_1}^{R_2} R dR$$

$$\Delta P = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) \quad (2-5)$$

expresado en metros columna de fluido (m.c.f.)

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{1}{g} \omega^2 \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) \quad \left[\frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{N}{m^3}} \right] = [m]$$

Sabemos que la velocidad angular es:

$$U = \omega R = \left(\frac{2\pi n}{60} \right) R = \frac{\pi D n}{60} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2-6)$$

de donde:

$$U_1 = \omega R_1 \quad (2-6a)$$

y

$$U_2 = \omega R_2 \quad (2-6b)$$

Por lo que sustituyendo las ecuaciones (2-6a) y (2-6b) obtenemos:

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (2-7)$$

que representa el *primer incremento de presión debido a la aceleración centrípeta*.

b) Desaceleración del fluido tangente a los álabes:

Formación de presión debido a un retraso en la velocidad relativa (desaceleración)

$$-\frac{dW}{dt} \quad (2-8)$$

De la siguiente figura:

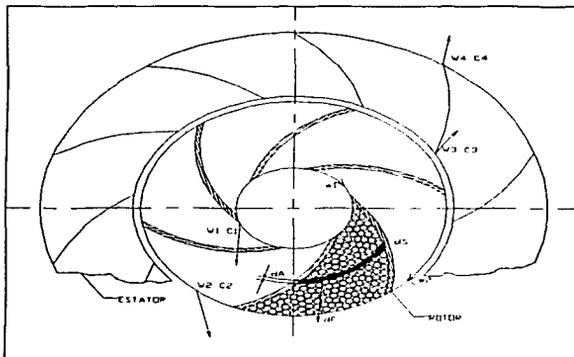


Fig. 2-4 Representación esquemática de rotor y distribuidor; así como, un elemento diferencial de radio y de área para el estudio dinámico de las partículas a través de la bomba, indicando la ampliación de área por la que pasan dichas partículas.

Sea un elemento de masa proporcional a:

$$dm = \rho * dS * dA \quad (2-9)$$

sobre el cual actúa una desaceleración, debida a la ampliación de área de paso de la partícula de fluido, $-\frac{dW}{dt}$ por lo que la fuerza normal al elemento de área (dA) será:

$$F = m * A$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$dF = dm \left(-\frac{dW}{dt} \right) \quad (2-10)$$

$$dF = \rho * dS * dA \left(-\frac{dW}{dt} \right) \quad (2-10a)$$

Tomando en cuenta una velocidad relativa al álabe:

$$\omega = \frac{dS}{dt} \quad (2-11)$$

por lo que la fuerza es:

$$dF = \rho(\omega * dt) dA \left(-\frac{dW}{dt} \right)$$

$$dF = \rho * \omega * dA * (-dW) \quad (2-12)$$

y la presión en esa área será:

$$dP = \frac{dF}{dA} = \frac{\rho * \omega * dA * (-dW)}{dA} \quad (2-13)$$

integrando desde el inicio al final del álabe en el rotor:

$$\int dP = -\frac{\gamma}{g} \int W dW$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = -\frac{1}{g} \left[\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right]$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \left[\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right] \quad (2-14)$$

que es el **incremento de presión debido a un retardo en la velocidad relativa.**

c) **Desaceleración de la velocidad absoluta:**

Formación de presión debido a una desaceleración $-\frac{dC}{dt}$ de la velocidad absoluta en el estator o en la cámara espiral.

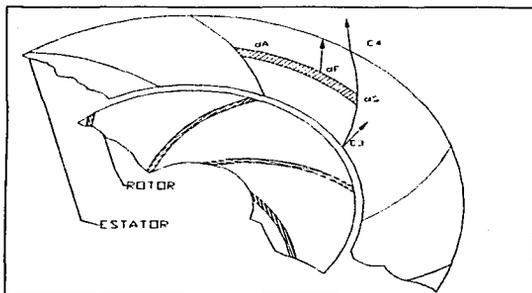


Fig. 2-5 Representación esquemática de distribuidor o estator; así como, un elemento diferencial de radio y de área para el estudio dinámico de las partículas a través de este.

Sea un elemento de masa proporcional a:

$$dm = \rho * dS * dA$$

(2-15)

sobre el cual actúa una desaceleración

$$\left(-\frac{dC}{dt}\right)$$

y la fuerza en este elemento de masa será:

$$F = m * a$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$dF = dm * \left(-\frac{dC}{dt} \right) \quad (2-16)$$

$$dF = \rho * dS * dA \left(-\frac{dC}{dt} \right)$$

la velocidad absoluta es:

$$C = \frac{dS}{dt} \quad (2-17)$$

y por lo tanto la fuerza es:

$$dF = \rho(C * dt) dA \left(-\frac{dW}{dt} \right)$$

$$dF = \rho * C * dA(-dC) \quad (2-18)$$

y obteniendo la presión en el área a calcular:

$$dP = \frac{dF}{dA} = \frac{\rho * C * dA(-dC)}{dA} \quad (2-19)$$

integrando desde la entrada a la salida del estator la ecuación anterior:

$$\int dP = -\frac{\rho}{g} \int_{C_1}^{C_2} C dC$$

el resultado de la integral es:

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = -\frac{1}{g} \left[\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right]$$

y finalmente reacomodando términos:

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \left[\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \right] \quad (2-20)$$

Que es el **incremento de presión debido un retardo en la velocidad absoluta.**

Pero:

$C_2 = C_3$ la velocidad absoluta a la salida del rotor es aproximadamente igual a la entrada del estator.

$C_1 = C_4$ la velocidad absoluta a la entrada de la bomba es aproximadamente igual a la salida de la misma.

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \left[\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right] \quad (2-21)$$

Y la carga de Euler es la suma de estas tres cargas; por lo que, se obtiene la *ecuación fundamental las turbomáquinas o ecuación de Euler*:

$$H_E = \pm \left[\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right] \quad (2-22)$$

(+) para turbomáquinas generatrices (bombas),

(-) para turbomáquinas motrices (turbinas).

En este trabajo se tomará únicamente el signo positivo ya que solo esta relacionado con bombas, que de acuerdo al desarrollo se analizará el tipo de ésta.

La ecuación de Euler se divide en dos tipos de cargas que son:

— Carga de presión: $H_P = \left[\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right] \quad (2-23)$

— Carga dinámica $H_D = \left[\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right] \quad (2-24)$

por lo que la ecuación de Euler también puede ser escrita como:

$$H_E = [H_P + H_D] \quad (2-25)$$

2.1.4 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

Los dos planos de representación de una turbomáquina son el plano de corte meridional y el plano de corte transversal. Estos planos se representan a continuación.

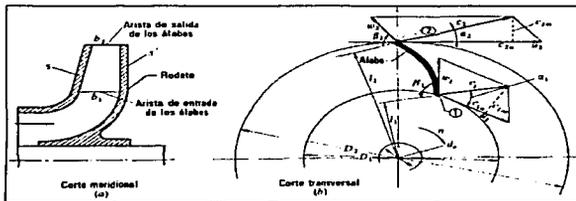


Fig. 2-6 Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal. En este último tiene dibujados los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida. En la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álabes sufren una misma desviación.

En la Fig. 2-6 (a) se representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama *corte meridional*, porque en él se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anterior y posterior del rodete (s y s' en la figura). En este corte se ven también las aristas de entrada y de salida de los álabes, los cuales imparten (bomba) o absorben (turbina) energía del fluido. Estas aristas de entrada y salida en nuestro caso son paralelas al eje de la máquina. Los anchos del rodete a la entrada b_1 y a la salida b_2 de los álabes se acotan también en este plano.

En la Fig. 2-6 (b) se representa el *corte transversal* por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el álabe del rodete en su verdadera forma: El álabe es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los *diámetros de entrada y salida* de los álabes D_1 y D_2 se acotan también en este plano, así como el diámetro del eje, d_e .

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

De acuerdo a la figura 2-4 las ecuaciones vectoriales en el rodete, a la entrada y a la salida serán:

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1 \text{ a la entrada del rodete} \quad (2-26)$$

$$\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2 \text{ a la salida del rodete} \quad (2-26a)$$

Se representan mediante dos triángulos, que se llaman *triángulo de entrada del rodete o rotor* y *triángulo de salida*, respectivamente.

Estos triángulos se representan de acuerdo a la siguiente figura:

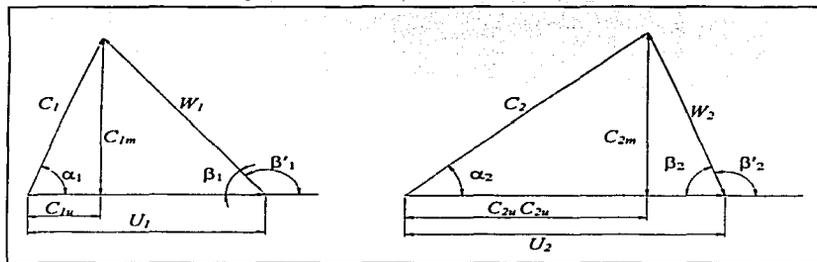


Fig. 2-7 Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba, empleados en el estudio y diseño de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

Y la nomenclatura utilizada en estos triángulos nos representa:

U_1 ; U_2 — velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada y a la salida respectivamente;

C_1 ; C_2 — velocidad absoluta del fluido a la entrada y a la salida;

W_1 ; W_2 — velocidad relativa (del fluido respecto al álabe), a la entrada y a la salida;

C_{1m} ; C_{2m} — componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;

C_{1u} ; C_{2u} — componentes periféricas de la velocidad absoluta del fluido a la entrada y a la salida respectivamente;

α_1 ; α_2 — ángulo que forman las dos velocidades C_1 y U_1 ;

β_1 ; β_2 — ángulo que forma W_1 con $(-U_1)$; a la entrada y a la salida respectivamente.

Este es el ángulo de construcción real de la turbomáquina.

Si analizamos los triángulos de velocidades resultantes,

por ley de los cosenos, tenemos:

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1$$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2$$

reacomodando términos:

$$W_1^2 - U_1^2 - C_1^2 = -2U_1C_1 \cos \alpha_1$$

$$-W_2^2 + U_2^2 + C_2^2 = 2U_2C_2 \cos \alpha_2$$

sustituyendo término a término en la ecuación de Euler (Ec. 2-23) tenemos:

$$H_E = \left[\frac{2U_2C_2 \cos \alpha_2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1}{2g} \right]$$

simplificando:

$$H_E = \left[\frac{U_2C_2 \cos \alpha_2 - U_1C_1 \cos \alpha_1}{g} \right]$$

De los triángulos de velocidades de la figura 2-7 tenemos que:

$$C_{1w} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_{2w} = C_2 \cos \alpha_2$$

Componentes de la velocidad absoluta en dirección periférica (componente para el cálculo de la presión).

$$C_{1r} = C_1 \sin \alpha_1$$

$$C_{2r} = C_2 \sin \alpha_2$$

Componentes de la velocidad absoluta en dirección radial o meridional (componente para el cálculo del flujo volumétrico).

Por lo que finalmente la ecuación de Euler simplificada de acuerdo a los triángulos de velocidad será:

$$H_E = \left[\frac{U_2C_{2w} - U_1C_{1w}}{g} \right] \quad (2-27)$$

Determinación de flujo de fluido:

La determinación del caudal o flujo en la bomba se basa en la siguiente figura que representa un impulsor:

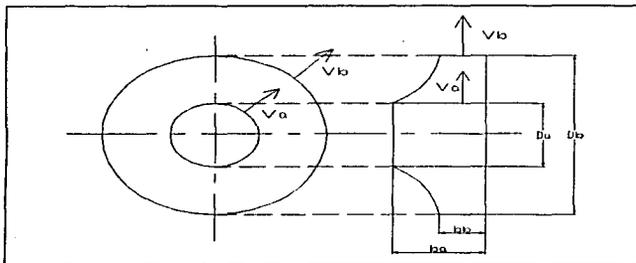


Fig. 2-8 Áreas de paso en el rodete o impulsor.

Sabemos que el flujo es:

$$Q = v \cdot A$$

donde A es el área de paso del fluido, como se muestra en la figura, a la descarga del impulsor el área de paso se reduce de b_a a b_b , se da primeramente una desaceleración, como ya se vio anteriormente para la demostración de la carga de Euler, por lo que hay dos velocidades a la entrada y a la salida del rodete, respectivamente. Para definir el caudal se procede de la siguiente manera.

El caudal a la entrada del rodete esta definido como:

$$Q_i = v_a \cdot A_a = v_a (\pi \cdot D_a \cdot b_a)$$

Pero v_a es la componente meridional definida anteriormente como C_{1m} , entonces la ecuación anterior se puede escribir como:

$$Q_i = C_{1m} (\pi \cdot D_a \cdot b_a) \quad (2-28)$$

Y el caudal a la salida del rodete es:

$$Q_2 = v_b * A_b = v_b (\pi * D_b * b_b)$$

De la misma manera; v_b es la componente meridional C_{2m} , y la respectiva ecuación será:

$$Q_2 = C_{2m} (\pi * D_b * b_b) \quad (2-29)$$

Donde

Q — Caudal total que atraviesa al rodete [m^3/s]

Q_1 — Caudal que atraviesa el inicio del rodete [m^3/s]

Q_2 — Caudal que atraviesa el final del rodete [m^3/s]

v_a — velocidad con la que pasa el fluido el inicio del rodete [m/s]

v_b — velocidad con la que sale el fluido al final del rodete [m/s]

A_a — área de paso al inicio del rodete [m^2]

A_b — área de paso al final del rodete [m^2]

D_a — Diámetro al inicio del rodete [m]

D_b — Diámetro al final del rodete [m]

b_a — ancho de la sección de paso al inicio del rodete [m]

b_b — ancho de la sección de paso al final del rodete [m]

El caudal que atraviesa al rodete es el mismo a la entrada que a la salida, por lo que,

$$Q_1 = Q_2$$

Y entonces se define la ecuación:

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_{1m} (\pi * D_a * b_a) = C_{2m} (\pi * D_b * b_b) = cte. \quad (2-30)$$

que es el caudal total que atraviesa al rodete.

3. DOS DE LAS PRINCIPALES TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS GENERATRICES

En el presente capítulo se expondrá de dos tipos de turbomáquinas hidráulicas generatrices que son las bombas rotodinámicas radiales y las axiales.

3.1 BOMBAS ROTODINÁMICAS RADIALES

Bombas rotodinámicas: Todas, y solo las bombas que son *turbomáquinas* pertenecen a este grupo.

- Estas son siempre rotativas. *Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler;* Y su órgano transmisor de energía se puede llamar rodete, rotor o impulsor que es la parte principal de las bombas rotodinámicas radiales.
- Se llaman rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía.

3.1.1 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

—*Rodete*, que gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes que imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.

—*Corona directriz* o corona de álabes fijos, que recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo; Esta corona directriz no existe en todas las bombas; porque encarece su construcción; aunque hace a la bomba más eficiente.

—*Caja espiral*, que transforma también la energía dinámica en energía de presión, y recoge además con pérdidas mínimas de energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.

—*Tubo difusor troncoconico*, que realiza una tercera etapa de difusión, o sea, de transformación de energía dinámica en energía de presión.

3.1.2 CARACTERIZACIÓN DE LOS IMPULSORES O RODETES.

El rodete reviste formas muy variadas y aun caprichosas, cuando la aplicación particular lo requiere. El rodete de la Foto 3-1(a) es de tipo semicerrado esto es para evitar obstrucciones por las materias fibrosas y sólidos en suspensión que arrastra la corriente.

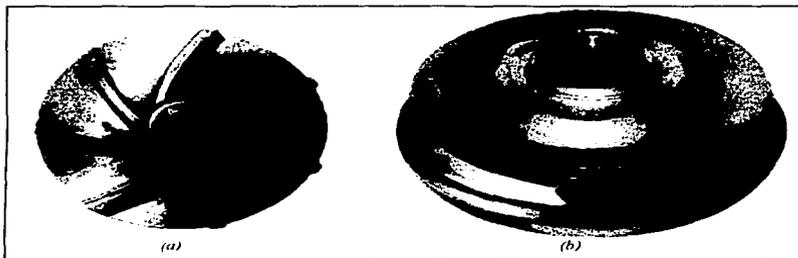


Foto 3-1 Impulsores (a) impulsor semiabierto o semicerrado (b) cerrado.

Los rodetes se clasifican en cuatro tipos según la forma de sujeción de los álabes. Estos cuatro tipos se representan en la Fig. 3-1 y son:

- a) *Rodete cerrado de simple aspiración:* las caras anterior y posterior forman una caja: entre ambas caras se fijan los álabes.
- b) *Rodete cerrado de doble aspiración.*
- c) *Rodete semiabierto de simple aspiración:* Sin la cara anterior, los álabes se fijan solo en la cara posterior.
- d) *Rodete abierto de doble aspiración sin cara anterior ni posterior:* Los álabes se fijan en el núcleo o cubo de rodete.

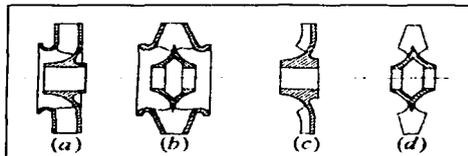


Fig. 3-1 Tipos de rodetes (a) cerrado, (b) cerrado de doble aspiración, (c) semiabierto y (d) abierto.

3.1.3 PÉRDIDAS, POTENCIAS Y EFICIENCIAS.

3.1.3.1 Pérdidas.

Todas las pérdidas en la bomba se pueden clasificar en tres grupos:

- *Pérdidas hidráulicas.*
- *Pérdidas volumétricas.*
- *Pérdidas mecánicas*

Pérdidas hidráulicas:

Las *pérdidas hidráulicas* disminuyen la *energía específica* que la bomba comunica al fluido y consiguientemente la *altura útil*. Son de dos clases: pérdidas de superficie y pérdidas de forma.

Las *pérdidas de superficie* se producen por el rozamiento del fluido con las paredes de la bomba (rodete, corona directriz...) o de las partículas del fluido entre sí;

Las *pérdidas de forma* se producen por el *desprendimiento de la capa límite* en los cambios de dirección y en toda forma que dificulte al flujo del fluido, en particular a la entrada del rodete, si la tangente del álabe no coincide con la dirección de la velocidad relativa a la entrada, o a la salida del rodete, si la tangente del álabe de la corona directriz no coincide exactamente con la velocidad absoluta a la salida. Las pérdidas hidráulicas se originan, pues:

- Entre la succión y la entrada al rodete.
- En el rodete.
- En la corona directriz, si existe.
- En la caja espiral.
- Desde la salida de la caja espiral hasta la salida de la bomba.

Pérdidas volumétricas:

Estas pérdidas, que se denominan también pérdidas intersticiales, son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases: *pérdidas exteriores* q_e y *pérdidas interiores* q_i . En la Fig. 3-2, que representa una bomba radial de aspiración única, se han indicado los lugares de la bomba en que tienen lugar las pérdidas q_e y q_i .

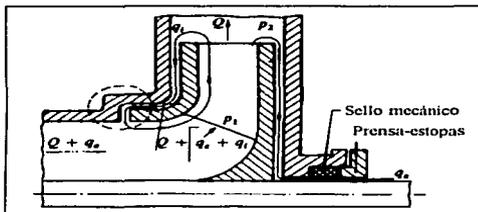


Fig. 3-2 *Pérdidas volumétricas entre el rodete y la carcasa, entre la flecha y sellos.*

Las pérdidas volumétricas exteriores q_e constituyen una salpicadura de fluido al exterior, que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje de la bomba, que la atraviesa. Para reducirlas se utiliza la caja de *empaquetadura*, donde va colocado el *sello mecánico* o *material de cierre*, provista de su correspondiente tapa o *contrasello* con birlos, que permiten comprimir el sello mecánico el eje de la bomba y también contra la voluta para mejorar el cierre.

Las pérdidas volumétricas interiores, q_i son las más importantes y reducen mucho el rendimiento volumétrico de algunas bombas; aunque q_e se haya reducido prácticamente a 0 por un sello mecánico de alta calidad.

Pérdidas mecánicas:

Las pérdidas mecánicas se dan principalmente en las partes móviles de la bomba, incluyen las pérdidas por

- rozamiento del sello mecánico con el eje de la bomba;
- rozamiento del eje con los cojinetes;
- accionamiento de auxiliares (bomba de engranajes para lubricación, tacómetro, etc.).

3.1.3.2 Potencias.

Sabemos que la potencia es la cantidad de trabajo que se realiza en un cierto tiempo; por lo que, aplicando esta definicion a bombas centrifugas, será la cantidad de fluido que sea desplazado a una cierta altura, esto es:

$$P = \frac{F * d}{t} = Q * \gamma * h \quad (3-1)$$

Otra forma de expresar la potencia en funcion de peso o volumen será:

$$P = \frac{w * h}{t} = \frac{V * \gamma * h}{t}$$

Relacionando la ecuacion anterior y tomando el flujo en peso:

$$P = \frac{V * \gamma * h}{t} = w * h$$

O tambien desarrollando la misma formula pero ahora el flujo en masa:

$$P = Q * \rho * g * h = m * g * h$$

Estas son las variantes para la potencia, donde se nota que existen amplias posibilidades para resolver problemas en fluidos, referidos a una bomba centrifuga radial.

Donde:

P — Potencia [Watts]

F — Fuerza aplicada al fluido [N]

d — Distancia o longitud [m]

t — Tiempo [s]

Q — Caudal manejado [m³/s]

γ — Peso específico del fluido manejado [N/m³]

h — Altura manométrica [m.c.f.]

w — flujo en peso [N/s]

m — flujo en masa [Kg/s]

ρ — densidad del fluido [Kg/m³]

g — aceleracion de la gravedad = 9.81 [m/s²]

Pero también existen variantes de la potencia, dependiendo de la altura o carga considerada, estas son:

Si se considera la altura teórica de la bomba; esto es tomando en cuenta la H_E tenemos, la **potencia hidráulica teórica**:

$$P_k = Q * \gamma * H_E \quad (3-2)$$

Sin embargo, si consideramos ahora la altura neta o útil entregada por la bomba tendremos, la **potencia hidráulica neta**:

$$P_n = Q * \gamma * H_N \quad (3-3)$$

Para obtener la carga neta o carga útil, medimos experimentalmente, en la instalación, para poder visualizarlo nos apoyamos en la siguiente figura:

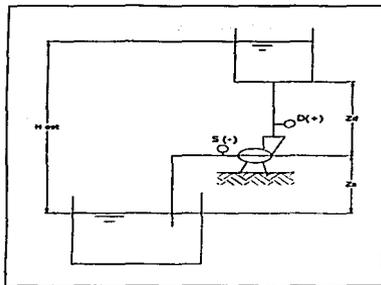


Fig. 3-3 Visualización de una instalación típica de una bomba; alturas de descarga y de succión así como la diferencia de alturas.

Simplificando las cargas en la bomba:



Fig. 3-4 Diagrama de flujo de alturas de una turbomáquina.

De donde se deduce que:

$$H_N + H_s = H_D$$

despejando H_N

$$H_N = H_D + H_s \quad (3-4)$$

Relacionando con la ecuación de Bernoulli (Ec. 1-10):

$$H_N = \frac{P_D - P_s}{\gamma} + \frac{v_D^2 - v_s^2}{2g} + (z_D - z_s) \quad (3-5)$$

Donde:

H_N — altura neta o útil [m]

H_s — altura de succión [m]

H_D — altura de descarga [m]

P_D — presión de descarga [N/m²]

P_s — presión de succión [N/m²]

v_D — velocidad de descarga [m/s]

v_s — velocidad de succión [m/s]

$(z_D - z_s)$ — diferencia de alturas entre la succión y la descarga [m]

Una vez definido el cálculo de la potencia, se definirá la eficiencia de la bomba.

3.1.3.3 Eficiencias.

Eficiencia hidráulica: Esta tiene en cuenta todas y solo las pérdidas de altura total, en nuestro caso la eficiencia será la relación entre la potencia neta y la potencia hidráulica, esto se define así:

$$\eta_h = \frac{P_n}{P_h} * 100\%$$

Sustituyendo los valores de las Ecs. 3-2 y 3-3.

$$\eta_h = \frac{Q * \gamma * H_N}{Q * \gamma * H_B} = \frac{H_N}{H_B} \quad (3-6)$$

Eficiencia volumétrica: En esta nos apoyaremos en la Fig. 3-3 donde tenemos un caudal Q efectivo entregado por la bomba, q_i es el caudal recirculado y q_e es el caudal que se escapa de la bomba, por lo que la eficiencia volumétrica será:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_i + q_e} \quad (3-7)$$

Eficiencia mecánica: Esta eficiencia toma en cuenta el roce entre las piezas mecánicas, esto provoca una fricción mecánica que disminuye la eficiencia de la bomba, esta esta dada por:

$$\eta_m = \frac{P_{ eje } - P_{ fricción\ mecánica }}{P_{ eje }} \quad (3-8)$$

Y la **eficiencia total** quedara definida como:

$$\eta_T = \eta_h + \eta_v + \eta_m = \eta_B \quad (3-9 a)$$

O de otra forma que se define la eficiencia de la bomba es el cociente de la potencia suministrada a esta por la potencia entregada por ella misma, esto es:

$$\eta_T = \frac{P_n}{P_{elec}} = \eta_B \quad (3-9 b)$$

La potencia neta (P_n) se define en la Ec. 3-3 y la potencia eléctrica se define como:

$$P_{elec} = V * I * \cos \alpha \quad (3-10)$$

Donde

P_{elec} — Potencia eléctrica, consumida por el motor [Watts]

V — Voltaje [volts]

I — corriente [Ampers]

$\cos \alpha$ — factor de corrección ≈ 0.82

3.1.3.4 Curvas Características.

Las curvas características de una bomba radial se definen de acuerdo a el caudal manejado principalmente, la altura manométrica que manejan, etc.

Primeramente sabemos que el caudal depende de la velocidad meridional C_m y la fórmula es:

$$Q = C_m \pi D b$$

Si consideramos una máquina que no tiene prerrotación; esto es, $C_{1u} = 0$, entonces la ecuación de Euler quedara de la manera siguiente:

$$H_g = \frac{C_{2u}}{g}$$

Y las curvas características son:

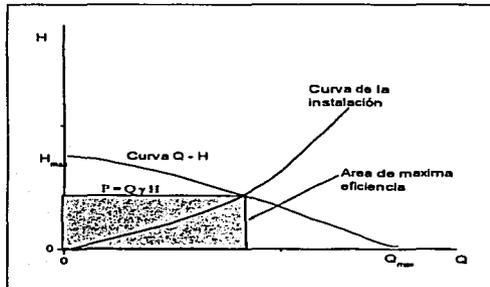


Fig. 5 Curva típica de una bomba centrífuga de H - Q; el área bajo la curva es el área máxima la cual indica el máximo rendimiento de esta.

Los triángulos de velocidades de salida son:

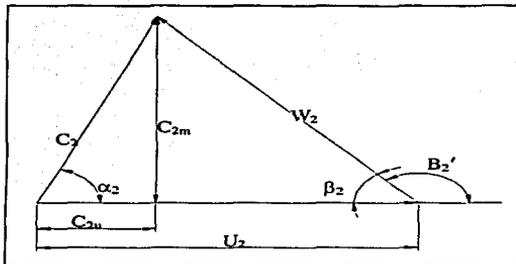


Fig. 3-6 Triángulos de salida del rodete.

Para determinar la curva de la bomba de altura contra caudal, se varía el caudal, esto se hace cerrando totalmente la llave de salida, en esta posición la bomba nos entregará la mayor carga posible, y poco a poco se irá abriendo la llave, hasta la posición en que esté totalmente abierta, en esta posición será cuando la bomba entregue el máximo caudal y la menor carga, en esta prueba se determina la máxima eficiencia, que como se ilustra en la figura es la mayor área bajo la curva; en los triángulos de velocidad, lo que cambia de dimensión será la componente meridional (C_{2m}), que como se explicó anteriormente es la componente para determinar el caudal, esta variará de la siguiente manera:

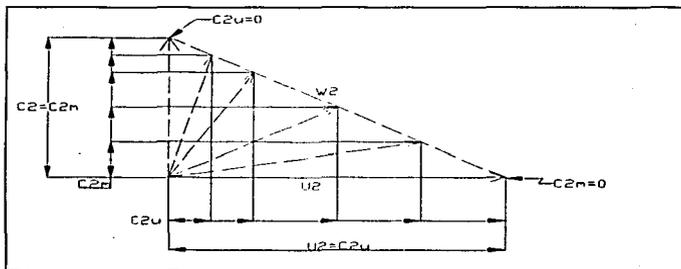


Fig. 3-7 Variación vectorial al ir modificando el caudal, esto se consigue cerrando la llave de descarga; el ángulo entre U y $-H$ se mantiene constante pues es el ángulo de construcción.

Inicialmente la válvula está completamente cerrada y tenemos el caso en que $U_2 = C_{2u}$ en este caso, no hay entrega de flujo por parte de la bomba, sin embargo, tenemos la máxima altura; el otro caso es aquel en que esta completamente abierta la llave y tenemos la máxima entrega de caudal, debido a que $C_2 = C_{2m}$ aunque, se tiene la menor carga, esto visto desde el punto de vista matemático.

En el primer caso cuando:

$$Q = 0$$

$$C_2 = U_2 = C_{2u}$$

$$H_R = \frac{C_{2u} U_2}{g} = \frac{U_2^2}{g}$$

esta es la máxima carga.

En el otro caso cuando el caudal es el maximo:

$$C_{2m} = C_2$$

$$C_{2u} = 0$$

$$H_R = \frac{C_{2u} U_2}{g} = 0$$

en este caso no hay carga.

Entonces en algún punto intermedio encontraremos la máxima eficiencia.

Las graficas de las bombas centrífugas son semejantes a las siguientes:

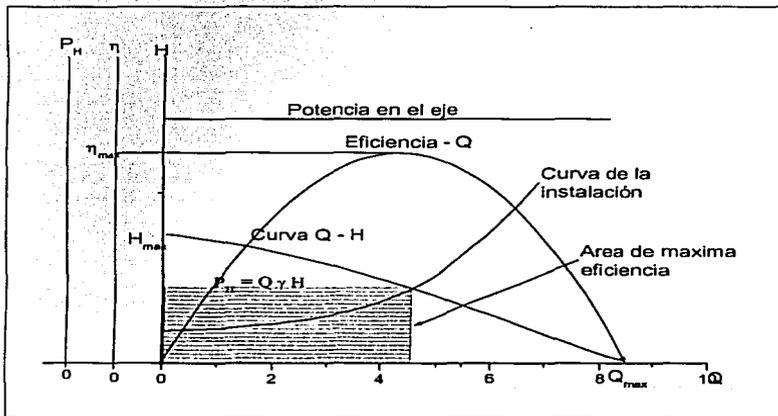


Fig. 3-8 Curvas típicas de una bomba centrífuga; el área bajo la curva es el área máxima la cual indica el punto de máximo rendimiento de esta.

TESIS CON
FALLA DE URGEN

3.2 BOMBAS ROTODINÁMICAS AXIALES.

3.2.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES.

Las bombas axiales son turbomáquinas que permiten la transferencia de energía mecánica del rotor al líquido mientras éste pasa a través de los álabes en dirección axial. El impulsor tiene la forma de hélice de 2 a 6 aspas, por lo que éstas bombas se llaman también de hélice Fig. 3-9.

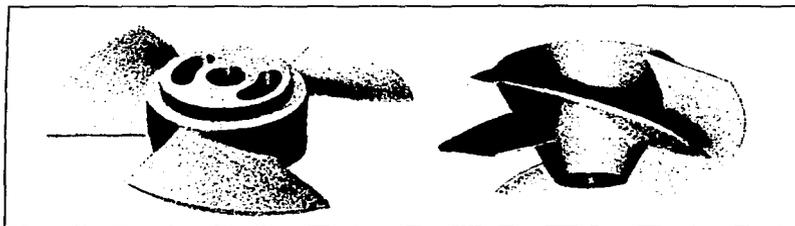


Fig. 3-9 Impulsores axiales.

En este tipo de máquinas todo el análisis se basa en el diámetro medio del rotor. Para reducir al mínimo las pérdidas hidráulicas se debe mantener la velocidad axial constante (C_m) en toda la máquina

La velocidad base o de arrastre, en la incidencia del líquido en el alabe a la entrada, conserva su valor en el borde de fuga del alabe a la salida, o sea $U_1 = U_2$, como se explico anteriormente, y en consecuencia la acción centrífuga es nula. La ganancia en carga de presión debe lograrse solamente a expensas del cambio en magnitud de la velocidad relativa, con resultados desacelerativos en esta velocidad, de forma de $W_2 < W_1$, a fin de producir un efecto de difusión a lo largo del ducto entre álabes, que aumenta la presión.

En la figura 3-10 nos da la idea de cómo se da el análisis de la turbomáquina axial, donde el punto 1 es la entrada del fluido al rodete y el punto 2 es la salida.

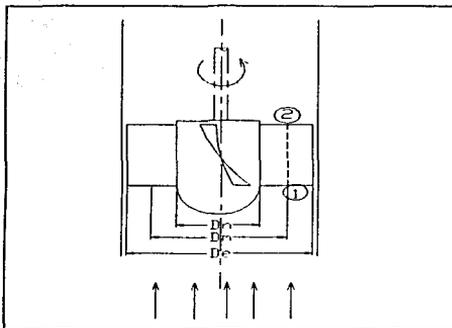


Fig. 3-10 Vista lateral de un rodete axial donde se representan las líneas de corriente, los diámetros del cubo (D_n), medio (D_m) y exterior (D_e); Los puntos 1 y 2 indican la entrada y la salida respectivamente.

3.2.2 DIAGRAMAS VECTORIALES.

Considerando el caso más general de estar colocado el impulsor o rotor delante del rodete fijo o estator y que la velocidad absoluta de entrada es axial. Se va a suponer que la máquina es de un solo paso, esto es, un rotor y estator, como es común en las bombas.

El flujo entra en dirección axial y ataca al alabeo en esa dirección. La componente axial de la velocidad conserva el mismo valor entre la entrada y salida para evitar empujes axiales perjudiciales. Esta circunstancia facilita mucho la relación entre distintas componentes y por tanto el diseño de la máquina.

La velocidad absoluta aumenta a su paso por el álabeo móvil, esto es, $C_2 > C_1$, haciendo al término de carga dinámica positivo $\left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = + \right)$.

Asimismo se advierte que $W_2 < W_1$, debido a la curvatura del álabe, y que por lo tanto también es positivo el término de carga estática $\left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = + \right)$. El *alabe fijo* endereza y reduce la velocidad absoluta, cumpliendo con las dos funciones de director y de convertidor parcial de la energía dinámica del agua en energía estática.

Para este tipo de máquinas, el análisis se basa en el diámetro medio del rotor. Para reducir al mínimo las pérdidas hidráulicas se debe de mantener la velocidad axial constante (C_m) en toda la máquina.

La prerrotación se trata de eliminar considerando $C_{1u} = 0$, pero esto se logra en diámetro medio del rotor para que la carga de Euler pueda ser constante a cualquier diámetro.

Considerando el *diámetro medio*:

$$H_E = \frac{C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1}{g} \quad \text{pero como } C_{1u} = 0$$

$$H_E = \frac{C_{2u}U_2}{g}$$

Pero tanto en el diámetro del cubo (D_n) como en el diámetro exterior (D_n) $C_{1u} \neq 0$ la carga de Euler será de la siguiente forma:

$$H_E = \frac{C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1}{g} \quad (3-11)$$

Y sacando los triángulos de velocidad en los álaves del rodete axial, la velocidad periférica (U) se mantiene constante pues no hay variación de diámetro.

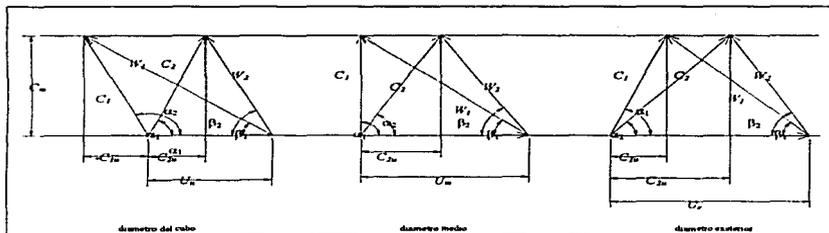


Fig. 3-11 Triángulos de velocidades en un rodete axial, la velocidad periférica (U) se mantiene constante pues no hay variación de diámetro.

En los esquemas de entrada y salida, en el alabe móvil se suelen agrupar en uno solo bajo las dos formas siguientes: con vértice común o sobre base común, En la Fig. 3-11 presentan estas dos formas, en las que se ha considerado el caso más general de que C_1 sea axial, El vector que sirve de base común es el U que tiene el mismo valor a la entrada que a la salida,

En los esquemas anteriores (Fig. 3-11) se muestra claramente el cambio de la componente de giro, $C_{u2} - C_{u1} = \Delta C_u$, que es el factor esencial en el cálculo de la energía transferida, según la ecuación de Euler.

$$H = \frac{U \Delta C_u}{g}$$

Donde a diferente diámetro tendremos diferente carga, de esta forma tendremos:

En el diámetro del cubo,

$$H_E = \left(\frac{C_{2u} - C_{1u}}{g} \right) U_n$$

Y en el diámetro medio, como ya se dijo anteriormente que la entrada del fluido se considera sin prerrotación, por lo que C_{1u} vale cero entonces tenemos:

$$H_E = \frac{C_{2u} * U_m}{g}$$

y en diámetro exterior,

$$H_E = \left(\frac{C_{2u} - C_{1u}}{g} \right) U_e$$

Estas son algunas de las cargas que se definen a diferentes diámetros, puede haber muchos mas, pero por ser un caso más práctico solo se definen los tres anteriores.

Para definir el caudal manejado por una bomba, nos apoyaremos en la siguiente figura:

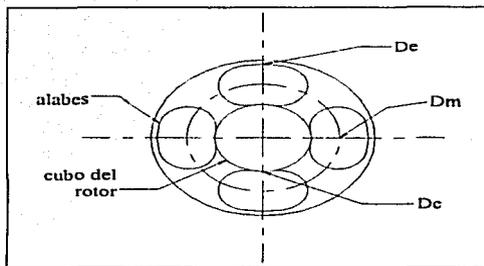


Fig. 3-12 vista superior de un rodete axial donde se representan los diámetros del cubo (D_n), medio (D_m) y exterior (D_e).

Primeramente sabemos que el caudal este definido como:

$$Q = C_m * A$$

Donde ya vimos que C_m se mantiene constante en este tipo de máquinas, por lo que, el área efectiva de flujo, será el área del diámetro exterior de los álabes menos el área del diámetro del cubo, esto es:

$$A = \frac{\pi * D_e^2}{4} - \frac{\pi * D_n^2}{4}$$

sacando factor común:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_n^2)$$

sustituyendo en la ecuación de caudal, tenemos:

$$Q = C_m * \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_n^2) \tag{3-12}$$

que es la ecuación que nos definirá el caudal que maneja una bomba axial.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para la configuración del álabe en el diámetro medio quedará de la siguiente forma:

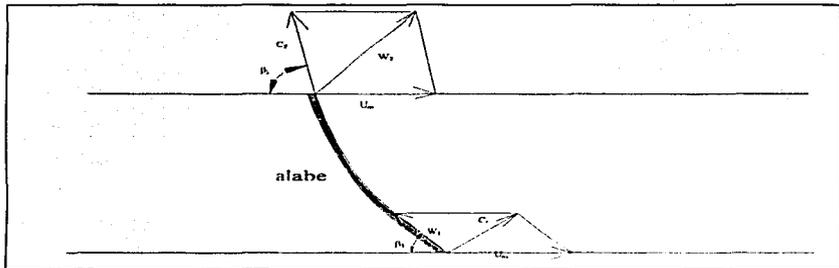


Fig. 3-13 Perfil del álabe, mostrando los ángulos de ataque y de salida del mismo.

Donde los ángulos β son los de mayor importancia, pues son los ángulos en que esta basado el diseño y la construcción de la máquina.

La energía transferida, bajo la forma de componentes energéticas, se reduce pues a

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (3-13)$$

en la cual, los dos términos del segundo miembro deben ser positivos, o sea $W_1 > W_2$ y $C_2 > C_1$. Las componentes U se eliminan debido a que tienen la misma magnitud.

Como consecuencia de ser nulo el término $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$, de acción centrífuga, que es el que en las bombas proporciona mayor ganancia en carga estática, se tiene en las bombas axiales una carga estática reducida, ya que del cambio en velocidad relativa, que es de donde se puede obtener, se hace difícil conseguir valores elevados, pues se exigiría una velocidad relativa de entrada muy alta que debería ser reducida a un valor muy bajo en el ducto entre álabes, lo cual es difícil lograr en el corto recorrido a través del rodete móvil. Se puede, en algunos casos incrementar la carga, aumentando el número de álabes (5 ó 6), con lo que se operan mejor los

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FALTAN
LAS
PÁGINAS

48

A

49

En la siguiente figura 3-16, se pueden apreciar varias características de bombas de distintos tipos, cuya comparación se establece sobre la base de 100% de capacidad y 100% de carga.

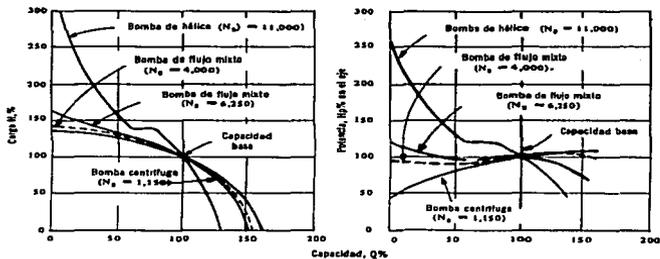


Fig. 3-16 Curvas comparativas de diferentes bombas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN.

4. *NPSH Y CAVITACIÓN*

NPSH es una expresión inglesa que se ha generalizado mucho en el tema de bombas (*NPSH: Net Positive Suction Head*), la cual indica el cabezal neto de succión positiva, antes de que empiece la cavitación, pues esta, produce dos efectos perjudiciales, los cuales son: disminución de rendimiento y erosión. La aparición de la cavitación en las bombas esta íntimamente ligada con:

- a) El tipo de bomba (en general el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor es el número de revoluciones específicas, n_s).
- b) La instalación de la bomba (la altura de suspensión de la bomba, H_s , o cota del eje de la bomba sobre el nivel del líquido en el depósito de aspiración, debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación).
- c) Las condiciones de servicio de la bomba (el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca la cavitación).

4.1 NPSH DISPONIBLE Y REQUERIDO EN UN SISTEMA DE BOMBEO

En base a la siguiente figura nos podemos dar una idea de las principales presiones, así como otros factores que intervienen en la elevación del fluido.

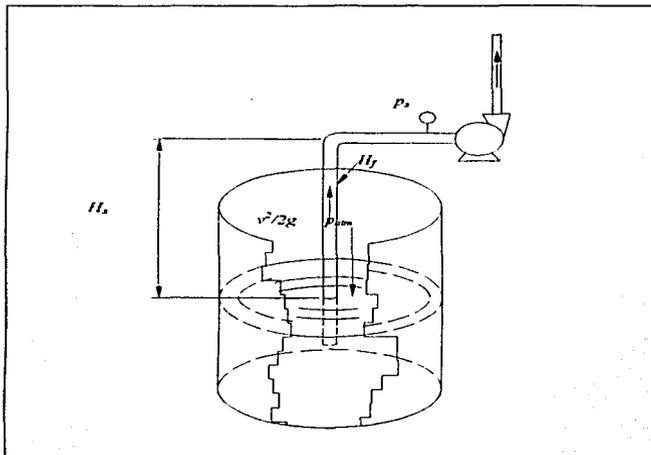


Fig. 4-1 Factores que intervienen en el $NPSH_{disponible}$ en un sistema de bombeo.

donde:

p_s — presión de succión.

p_a — presión atmosférica.

H_f — pérdidas por rozamiento.

H_s — altura de succión.

$v^2/2g$ — energía cinética.

En el interior de la bomba hasta que el líquido llegue al rodete que le comunica un incremento de altura, H_r , disminuirá a causa de las pérdidas; si además la corriente se acelera localmente y/o aumenta la altura geodésica, la presión p_s disminuirá, debido a que esta presión es negativa una disminución indica que va a crecer la presión que marque el vacuometro, también el **NPSH requerido** por la bomba afectará en la altura de aspiración, ya que este es una función del diseño de la bomba. Como la presión p_s debe de mantenerse igual o mayor que la presión de saturación del líquido a la temperatura de bombeo para que no se produzca la capitación, el **NPSH disponible**, basándonos en la siguiente figura será:

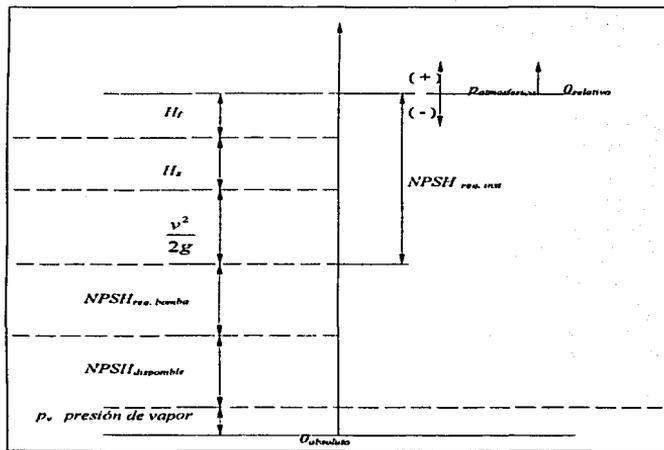


Fig. 4-2 Diagrama de presiones y pérdidas que se presentan en todo sistema de bombeo.

De la columna de presiones se deduce que:

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - NPSH_{req inst} - NPSH_{req bomba} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (4-1)$$

donde

$$NPSH_{req\ inst} = H_f + H_s + \frac{v^2}{2g} \quad (4-2)$$

De aquí la importancia en el diseño de las bombas para reducir el $NPSH_{req\ bomba}$, el cuidado al instalar la bomba que la altura de succión H_s no sea demasiado grande, al igual que la velocidad, los accesorios en la instalación de la bomba deberán ser lo mínimos requeridos para que estos no intervengan en una mayor pérdida debido a la fricción del fluido con estos mismos, esto se hace con el fin de ganar un mayor $NPSH_{disponible}$ y de esta forma la bomba no comience a cavitarse.

De la Ec. 4-1, se deduce que el $NPSH_{disponible}$, o distancia vertical desde el nivel del depósito al eje de la bomba, será tanto menor o equivalentemente *el peligro de cavitación* será tanto mayor cuando:

- *La presión barométrica sea menor* en el lugar de la instalación, si el depósito de aspiración esta abierto a la atmósfera;
- *La presión en el depósito de aspiración sea menor*, si este no esta abierto a la atmósfera;
- *La temperatura del líquido bombeado sea menor*. Los líquidos calientes exigen una altura de aspiración mas pequeña (peligro de cavitación en las bombas de alimentación de calderas de las centrales termoeléctricas con precalentamiento del agua de alimentación). Así, por ejemplo, en la tabla (4-1) el agua a 15° C hierve a una presión absoluta de 0,01704 bar; pero a la temperatura de 80° C dicha presión asciende a 0,4736 bar, lo que significa, según la Ec. (4-1) una disminución notable de $NPSH_{disponible}$.
- *Las pérdidas en la tubería de aspiración, H_f , sean mayores*. Por tanto, si hay peligro de cavitación se realizará la tubería de aspiración con diámetro grande, sin incluir mas de un codo y si esto no basta, no se instalará alcachofa, ni válvula de pie: el cebado se hará en este último caso con bomba de vacío o con eyector.
- *El caudal sea mayor*. En efecto, al aumentar el caudal aumentan los términos H_f y $v^2/2g$ en la Ec. (5-1). Por esta razón, si se inicia la cavitación y se reduce el caudal, cerrando parcialmente la válvula de impulsión, la cavitación cesará.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 4-1 presión de saturación del agua a diferentes temperaturas.

t_s (°C)	P_s (bar)	t_s (°C)	P_s (bar)	t_s (°C)	P_s (bar)
0	0.00611	36	0.0594	73	0.3543
5	0.00872	42	0.08198	79	0.4547
10	0.012270	47	0.10612	84	0.5557
15	0.01704	52	0.13613	89	0.6749
20	0.02337	57	0.17313	94	0.8146
25	0.03166	62	0.2184	99	0.9776
30	0.04241	67	0.2733	104	1.1668
35	0.05622	72	0.3396		

4.2 CAVITACIÓN

Cuando la corriente en un punto de una estructura o de una máquina alcanza una presión inferior a la presión de saturación de vapor, el líquido se evapora y se originan en el interior del líquido «cavidades» de vapor, de ahí el nombre de *cavitación*. Estas cavidades o burbujas de vapor arrastradas por la corriente llegan a zonas en que reina una presión muy elevada, y allí se produce una condensación violenta del vapor. Esta condensación del vapor a su vez produce una elevación local de la presión que puede sobrepasar 1.00 bar. En el interior del fluido existen, pues, zonas en que reina un gradiente fuerte de presiones que aceleran las burbujas y producen un impacto en el contorno (Venturi, bomba, turbina, etc.).

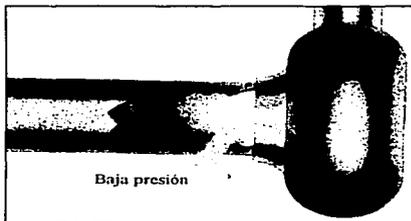


Fig. 4-3 Succión de una bomba centrífuga.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El rodete de una bomba centrífuga que ha funcionado con cavitación presenta un aspecto esponjoso, como carcomido o corroído. Asimismo, se da el caso de que un álabe de una turbina de espesor de 25 mm queda totalmente horadado y erosionado por la cavitación en un solo año.

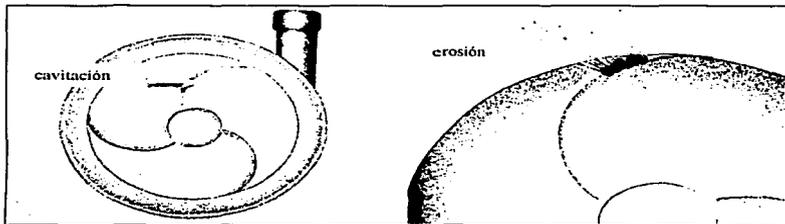


Fig. 4-4 Cavitación en una bomba centrífuga.

Antiguamente se creyó que la cavitación no era más que una corrosión química producida por la liberación de aire y de oxígeno disuelto en el líquido a bajas presiones. *Actualmente* se sabe que la cavitación es debida *principalmente* a la acción mecánica de impactos rápidos, a manera de explosiones, de las partículas de líquido, aunque no se descarta la posibilidad de acción química corrosiva, cuya naturaleza no se ha llegado aun a dilucidar por completo.

Estos impactos son además periódicos, es decir, se produce un fenómeno vibratorio que aumenta la *erosión* del material *por fatiga*. A estas vibraciones hay que referir la explicación del fallo de algunas piezas, por ejemplo, de los pernos de sujeción de los cojinetes de los generadores en las centrales hidroeléctricas cuando se esta produciendo la cavitación.

Para evitar la cavitación se debe de tener en cuenta los siguientes aspectos:

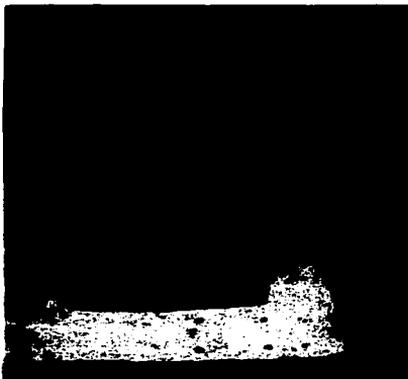
- *Diseñara contra la cavitación*, es decir, tanto la máquina como la instalación de la misma para que no se produzca este fenómeno.
- *Utilizar materiales resistentes a la cavitación*, si se tolera en el diseño que en algún caso se presente este fenómeno.

5. CONSTRUCCIÓN E INSTRUMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

La construcción e instrumentación del banco de pruebas se realizó en el laboratorio de termofluidos, en el lugar donde se realiza la practica de vertedores, en este lugar, el agua que era utilizada para dicha practica era arrojada al drenaje, por lo que se opta instalar la bomba en este lugar, para recircular el agua que se utilizaba y al mismo tiempo llevar a cabo el presente proyecto de tesis, aprovechando de esta manera las instalaciones y equipo existente en mencionado laboratorio.

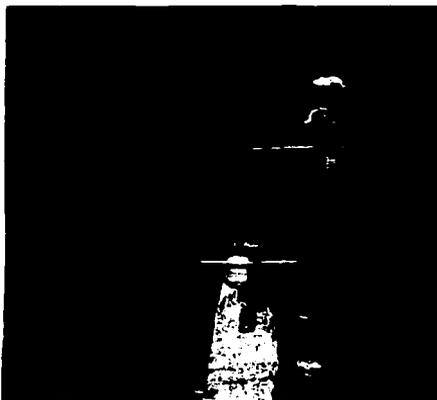
El trabajo para la adaptación de la instalación, no fue fácil, pues el lugar no estaba en buenas condiciones por lo que se opto primeramente generar las condiciones adecuadas para hacer las adaptaciones y construcciones correspondientes y necesarias, primero se limpio el lugar y posteriormente se pinto, pues esto era muy necesario.

A continuación se presentan algunas fotografías de cómo estaba el lugar.



Fotos 5-1 Como estaba el lugar inicialmente.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

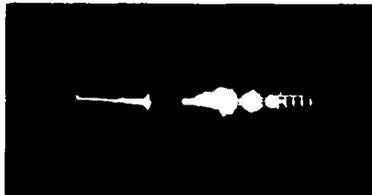


Fotos 5-2 Condiciones en las que se encontraba el lugar.

A continuación se muestra el desarrollo de la instalación y adaptación del equipo, así como la proyección del ensamble.



(a)



(b)

Fotos 5-3 (a) ensamble de voluta, impulsor y sello mecánico. (b) conexión de tubo y válvula de pie.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

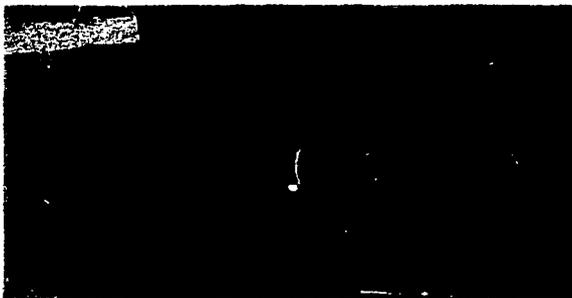


Foto 5-4 Ensamble.

También se barnizo la pared de la pileta y se pinto el lugar donde era el desagüe, y ahora iba a ser utilizado como pozo de succión. Poco a poco se fue acondicionando el lugar, a continuación se presentan algunas fotos de cuando se pinto el lugar.



Foto 5-5 Pintura del lugar en donde estaría la instalación.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

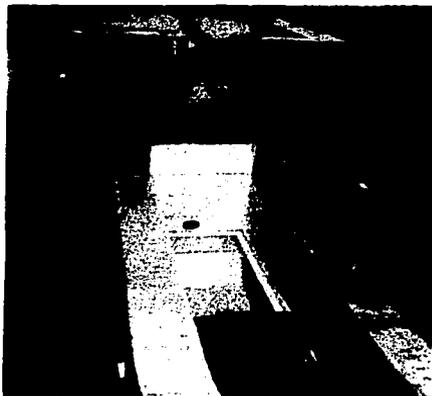


Foto 5-6 Lugar terminado de pintar.

Una vez realizados los trabajos técnicos, como la pintura y una buena adaptación del lugar, a continuación se muestra el acabado final del banco de pruebas:



Fotos 5-7 Banco de pruebas terminado.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Fotos 5-8 Banco de pruebas terminado.

Este banco de pruebas se instrumenta con el equipo que se describe a continuación.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5.1 VENTURI

El tubo de venturi que se representa en la figura (5-1) , es un elemento que tiene una construcción, cuya función es provocar una diferencia de presiones. Siendo el caudal Q una función de dicha diferencia, en donde conociendo el valor de dicha diferencia se puede conocer Q . Como puede apreciarse en la figura consta de tres partes: Una convergente, otra de sección mínima la divergente.

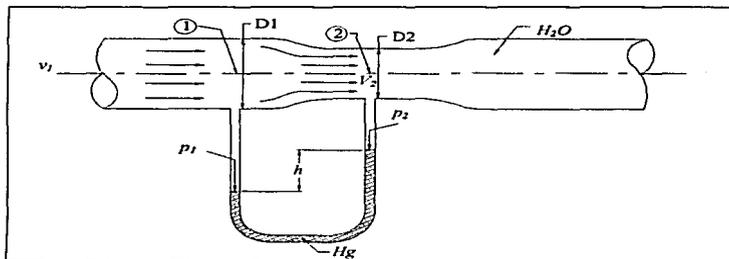


Fig. 5-1 Tubo de Venturi

Para la deducción de la fórmula del tubo de venturi se hace uso de la ecuación de continuidad, de la ecuación de Bernoulli y una diferencia de presiones, de manera que, haciendo un análisis entre los puntos 1 y 2 y aplicando la ecuación de Bernoulli (Ec. 1-23), queda como a continuación se presenta:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

pero como esta a la misma altura la ecuación nos queda:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = cte.$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

como

$$v_1 < v_2 \text{ y}$$

$$p_1 > p_2$$

tendremos:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (5-1)$$

Por otra parte de acuerdo a la ecuación de continuidad (Ec. 1-9):

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = cte. \quad (5-1a)$$

donde A_1 y A_2 son las áreas de paso del punto 1 y 2 respectivamente, tenemos que:

$$v_2 = \frac{v_1 A_1}{A_2} \quad (5-1a)$$

Sustituyendo la Ec. 5-1a en Ec. 5-1 tenemos:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{\left(\frac{v_1 A_1}{A_2}\right)^2 - v_1^2}{2g}$$

desarrollando términos:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{v_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1 \right]}{2g}$$

despejando la velocidad tenemos:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)}{\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}} \quad (5-2)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

De la siguiente figura del diagrama de columna de presiones:

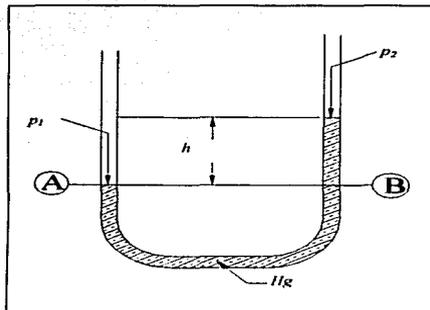


Fig. 5-2 Diferencial de presiones del tubo de venturi.

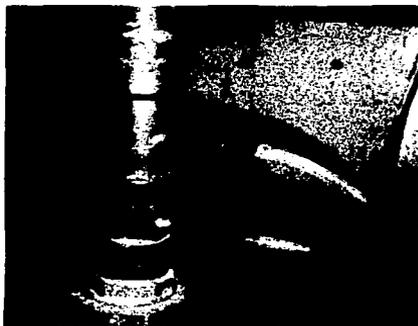
$$p_1 + h\gamma_{H_2O} = p_2 + h\gamma_{Hg}$$

$$p_1 - p_2 = h(\gamma_{Hg} - \gamma_{H_2O}) \quad (5-3)$$

sustituyendo la (Ec. 5-3) en la (Ec. 5-2) tenemos:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gh \left(\frac{\gamma_{Hg} - \gamma_{H_2O}}{\gamma_{H_2O}} \right)}{\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1}} \quad (5-4)$$

Pero esta velocidad es teórica, por lo que se necesita medir realmente el caudal, mediante un cubetometro y así poder sacar el coeficiente de caudal del venturi.



(a)

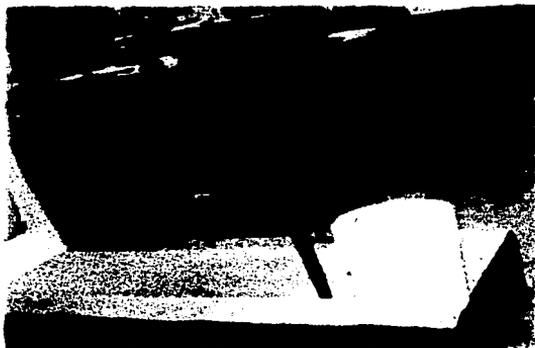


(b)

Fotos 5-9 (a) Venturi real. (b) venturi instalado con su respectiva escala de diferencial de presiones.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Dicha prueba se realizó con un cubetometro de 18 litros y a diversas aperturas de la llave de descarga, esto hizo que el tiempo de llenado variara y así poder hacer una media, y poder determinar el coeficiente del venturi y así poder tomar las lecturas directamente del caudal manejado:



Fotos 5-10 Determinación del coeficiente de caudal del venturi, con un cubetometro de 18 litros.

Los datos obtenidos fueron los siguientes:

Tabla 5-1 Datos tomados en la prueba de determinación del coeficiente de caudal del venturi.

TABLA DE DATOS			
LECTURA	Q, (litros)	tiempo (s)	h (cm)
1	18	0	0
2	18	53.5	0.4
3	18	12.4	5.55
4	18	10.7	7.4
5	18	7.8	13.2
6	18	6.2	18.7
7	18	5.8	21.1
8	18	5.6	21.8
9	18	5.55	22.5

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Utilizando la Ec. 5-4 y sabiendo que las áreas del venturi son:

$$A_1 = 0.0005599 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.0003300 \text{ m}^2$$

Y los pesos específicos son:

$$\gamma_{H_2O} = 9810 \left[\frac{N}{m^3} \right]$$

$$\gamma_{Hg} = 133416 \left[\frac{N}{m^3} \right]$$

Por lo tanto tenemos:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(9.81)h \left(\frac{133416 - 9810}{9810} \right)}{\left(\frac{0.0005599}{0.0003300} \right)^2 - 1}}$$

$$v_1 = 18.841774 \sqrt{h}$$

aplicando la ecuación anterior se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 5-2 Valor del coeficiente de caudal del venturi.

TABLA DE RESULTADOS					
v_1	Q_r		Q_t		Cq (Qr/Qt)
	$m^3/s \cdot 10^{-4}$	l/min	m^3/s	l/min	
0	0	0	0	0	0
1.19165374	0.00033645	20.1869159	0.00066721	40.0325587	0.50426244
4.43881021	0.00145161	87.0967742	0.0024853	149.117923	0.58407985
5.12549654	0.00168224	100.934579	0.00286978	172.186546	0.58619318
6.84552956	0.00230769	138.461538	0.00383283	229.969542	0.60208642
8.1478099	0.00290323	174.193548	0.00456198	273.718504	0.63639669
8.65488521	0.00310345	186.206897	0.00484589	290.753252	0.64042928
8.79727831	0.00321429	192.857143	0.00492561	295.536823	0.65256553
8.93740305	0.00324324	194.594595	0.00500407	300.24419	0.6481211
El promedio de Cq es:					0.60085906

Donde Cq es el coeficiente de caudal, el cual se obtuvo a partir de un caudal real por lo que comparado con el teórico:

$$Cq = \frac{Qr}{Qt}$$

Por lo tanto:

$$Qr = Cq * Qt \quad (5-5)$$

Una vez determinado Cq podemos determinar el caudal real en base a la diferencial de alturas del venturi, y determinar la ecuación para el venturi instalado, dicha ecuación se deducirá en la forma siguiente:

Como

$$Qt = vt_1 * A_1$$

Entonces la ecuación 5-5 es:

$$Qr = Cq * vt_1 * A_1$$

estos valores ya los conocemos; por lo que sustituyéndolos:

$$Qr = (0.60085906)(18.841774\sqrt{h})(0.0005599)$$

y finalmente:

$$Qr = 6.3387 \times 10^{-3} \sqrt{h} \quad [m^3/s] \quad (5-6)$$

O de otra forma:

$$Qr = 380.3260931 \sqrt{h} \quad [l/min] \quad (5-7)$$

donde para poder utilizar estas ecuaciones la altura (h) debe de estar en metros [m].

5.2 MANÓMETRO

El manómetro es un instrumento de medición el cual mide la presión relativa a partir de la atmosférica en la que se encuentre dicho aparato, tal y como se muestra en la Fig. (4-2), este medirá arriba de la presión atmosférica local, se encuentra colocado en la descarga de la bomba para medir dicha presión, el manómetro utilizado cuenta con una escala graduada en Kg/cm^2 o lb/in^2 y tiene una escala de 0 - 4 ó 0 - 57 respectivamente y es de la casa constructora *metron*.

Como la presión de descarga esta medida en Kg/cm^2 , para hacer la transformación a metros columna de agua (mCH_2O) será de la siguiente manera:

Considerando que queremos transformar 1 Kg/cm^2 ;

$$\frac{1Kg}{cm^2} \left| \frac{1m^3}{1000Kg} \right| \left| \frac{(100cm)^3}{(1m)^3} \right| = 10mCH_2O$$

Por lo que nuestra relación es de 1:10, por lo tanto, para obtener el resultado en metros columna de fluido hay que multiplicar por 10.



Foto 5-11 Vista donde se aprecia el vacuometro (a la succión de la bomba), el manómetro (a la descarga de la bomba).

5.3 VACUOMETROS

Los vacuómetros al igual que los manómetros se utilizan para medir la presión, con la diferencia que los manómetros sirven para medir presiones negativas o presiones de succión, dicha lectura se tomará negativa, tal y como lo muestra la Foto (5-6). Los vacuómetros en la instalación se encuentran colocados a la succión de la bomba, uno es de carátula, el cual tiene una escala en *cmHg* o *inHg* el cual tiene la escala de 0 - 76 y de 0- 30 respectivamente; Y, el otro es un manómetro diferencial, el cual en el líquido indicador posee mercurio y las lecturas tomadas serán metros columna de mercurio (*mchHg*).

Para la transformación de *mchHg* a *mch₂O* será a partir de la siguiente formula:

$$\gamma_{Hg} h' = \gamma_{H_2O} h$$

por lo que *h* será:

$$h = \frac{\gamma_{Hg} h'}{\gamma_{H_2O}} \quad (5-1)$$

Y el resultado será en metros columna de agua, el cual, posteriormente se utilizará para los cálculos posteriores.

5.4 ARRANCADOR

Este equipo se utiliza para arrancar la motobomba, este consta de partes esenciales como son: Botonera, bobina, amperímetro, volmetro y una protección térmica.

El arrancador, con una capacidad de 20 Ampers, se conectó a tensión plena, puesto que el motor es un motor de pequeña capacidad (15.1 Ampers) y no requiere de un arranque a tensión reducida.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El diagrama de control y fuerza es el siguiente:

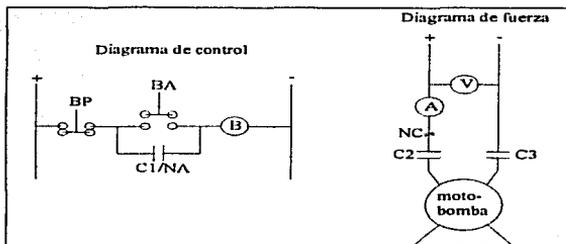


Diagrama 5-1 Diagrama eléctrico de la instalación del motor de la bomba.

Donde:

- BP — Botón de paro
- BA — Botón de arranque
- C1, C2 y C3 — Contactores 1, 2 y 3 respectivamente
- NA/NC — Normalmente abierto o cerrado respectivamente
- B — Bobina
- V — volmetro
- A — Amperímetro
- + - - polaridades corriente y tierra respectivamente

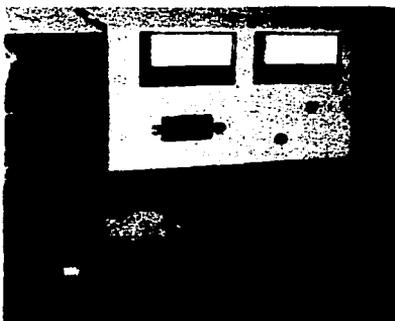


Foto 5-12 Circuito de control de la bomba (botonera, amperímetro, volmetro y pastilla térmica).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El *amperímetro* que se usó es uno de la marca *fimesa*, y su escala va de 0 a 30 amperes y es de modelo 211.

El *voltímetro* utilizado, también es uno de la marca *fimesa*, y su escala va de 0 a 150 Volts y su modelo es el 211.

La *protección térmica* conectada es de 20 Amperes, puesto que la corriente usada por el motor es de 15.1 Amperes y la consumida en el arranque es mayor, motivo por el cual se decidió usar una protección térmica de esta característica.

La construcción quedó de la siguiente manera

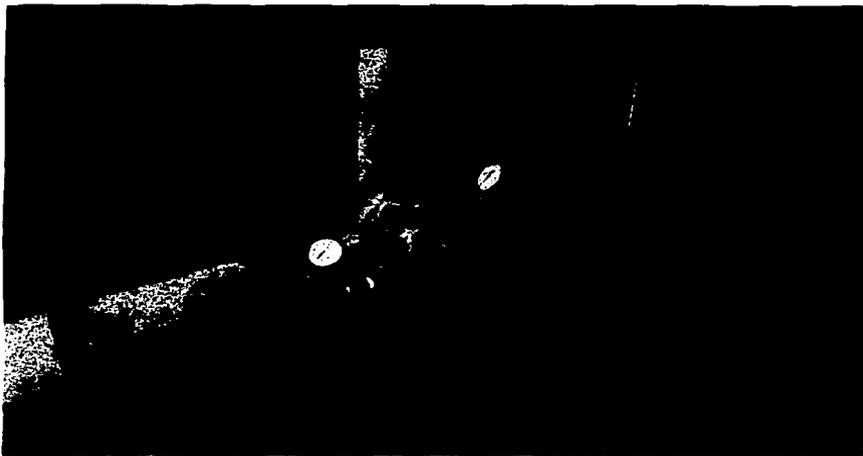


Foto 5-13 Vista total de la instalación de la bomba.

6. BOMBA CENTRÍFUGA UTILIZADA

6.1 CARACTERÍSTICAS

La bomba que se uso tiene las siguientes características:

Motor (en la placa de datos):

Motor de C. A.	Modelo BK-1125L	ARM 56
	Potencia: KW 0.746	CP : 1 HP
	Volts: 127	Continuo
Marca:	A.C.N.: 15.1	F.S.: 1.4
	RPM: 3450	Frecuencia: 60 Hz
Koblenz	Aislamiento: 130°C	Amb. Max.: 40°C
	Protección térmica	
	No. de Serie: 0698—003	

Tabla 6-1 Características del motor de la bomba.



Foto 6-1 Motobomba

Voluta:

Succión: 1 ¼ pulgadas

Descarga: 1 pulgada

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

6.2 *IMPULSOR (cálculos teóricos)*

Diámetro de succión:	1 3/8	pulgadas
Diámetro de descarga:	4 13/16	pulgadas
Número de álabes:	6	

Se anexa plano del impulsor

Para poder determinar los ángulos de entrada y de salida del impulsor, este se relleno con silicón moldeable, y una vez que se secó se extrajo la forma del impulsor y así poder determinar los ángulos de entrada y de salida, que son de gran importancia para el cálculo teórico de este.



Foto 6-2 Volumen de flujo en el impulsor, para sacar ángulos de entrada y de salida, realizado con silicón moldeado.

El cálculo para el impulsor, se utilizarán los siguientes datos:

$$\beta_1 = 40^\circ$$

$$\beta_2 = 22^\circ$$

$$h_1 = 0.0075 \text{ m}$$

$$h_2 = 0.0038 \text{ m}$$

$$D_1 = 0.034 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.122 \text{ m}$$

$$n = 3450 \text{ rpm}$$

$$A_1 = 0.000019 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.000073 \text{ m}^2$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para los triángulos de velocidades, se considera que el fluido entra sin prerrotación; por lo tanto,

$$C_{1u} = 0 : C_1 = C_{1m}$$

El triángulo de velocidad a la entrada del impulsor quedará de la siguiente forma:

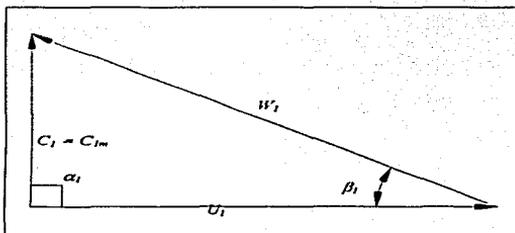


Fig. 6-1 Triángulo de entrada al impulsor

de la Ec. (2-6):

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi * 0.034m * 3450rpm}{60} = 6.1418m/s$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} : C_1 = \tan \beta * U_1$$

$$C_1 = C_{1m} = \tan(40^\circ) * 6.1418m/s = 5.1535m/s$$

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} = \sqrt{(5.1535)^2 + (6.1418)^2} = 8.01755m/s$$

y de la ecuación de caudal:

$$Q = vA = C_{1m}(\pi D_1 b_1)$$

en este caso el área de paso en el ojo del impulsor, así como en la periferia se ve afectada debido a una área transversal, indicadas como A_1 y A_1 , respectivamente, entonces la fórmula se vera afectada por esta reduccion de área, por lo que la fórmula quedará de la siguiente manera:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$Q = C_{1m}(\pi D_1 b_1 - 6A_1)$$

$$Q = 5.1535 \text{ m}^3/\text{s}(\pi \cdot 0.034 \text{ m} \cdot 0.0075 \text{ m} - 6 \cdot 0.000019 \text{ m}^2)$$

$$Q = 0.003541001 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 212.46 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

como

$$Q = C_{1m}(\pi D_1 b_1 - 6A_1) = C_{2m}(\pi D_2 b_2 - 6A_2)$$

tenemos que:

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 - 6A_2} = \frac{0.003541001 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0.122 \text{ m} \cdot 0.0038 \text{ m} - 6 \cdot 0.000073 \text{ m}^2} = 3.4768 \text{ m/s}$$

y la velocidad periférica será:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.122 \text{ m} \cdot 3450 \text{ rpm}}{60} = 22.0328 \text{ m/s}$$

haciendo el triángulo de velocidades a la salida:

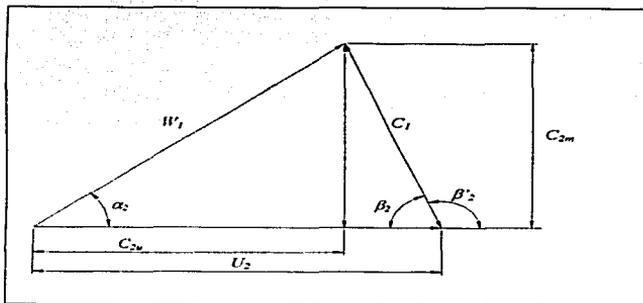


Fig. 6-2 Triángulo de velocidades a la salida del impulsor.

Donde podemos observar que:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{2m}}{W_{2u}} \quad ; \quad W_{2u} = \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$W_{2u} = \frac{3.4768 \text{ m/s}}{\operatorname{tg}(22^\circ)} = 8.6055 \text{ m/s}$$

$$C_{2u} = U_2 - W_{2u} = 22.0382 \text{ m/s} - 8.6055 \text{ m/s} = 13.4327 \text{ m/s}$$

$$W_2 = \sqrt{W_{2u}^2 + C_{2m}^2} = \sqrt{(8.6055 \text{ m/s})^2 + (3.4760 \text{ m/s})^2} = 9.281 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2m}^2} = \sqrt{(13.4327 \text{ m/s})^2 + (3.4760 \text{ m/s})^2} = 13.87 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{C_{2m}}{C_{2u}} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{3.4760 \text{ m/s}}{13.87 \text{ m/s}} = 14.06^\circ$$

la carga de Euler será:

$$H_E = \frac{C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1}{g} = \frac{13.4327 \text{ m/s} * 22.032 \text{ m/s} - 0}{9.81} = 30.175 \text{ m}$$

la potencia hidráulica será:

$$P_A = Q \gamma H_E = 0.0035 \text{ m}^3/\text{s} * 9810 \text{ N/m}^3 * 30.175 \text{ m} = 1.048 \text{ KW} = 1.405 \text{ HP}$$

Para su clasificación, vemos que tenemos una bomba radial de un solo paso, de simple succión, de tipo horizontal y las revoluciones específicas son, en base a la Ec. (2-1), tenemos:

$$n_s = 3.65 n Q^{1/2} H^{-3/4} = 3.65 * 3450 * \sqrt{0.003541001} * (30.175)^{-3/4} = 57.384 n_s$$

Por lo que esta máquina es de **tipo lento**, comparadas con las rápidas que van de 400 a 800 n_s y las extrarrápidas que van de 800 a 1200 n_s , estas, máquinas manejan muy grandes caudales y poca altura, sin embargo esta bomba es a la inversa se maneja poco caudal y mayor altura.

6.2 INSTALACION

El diagrama de la instalación, esta compuesto de la siguiente manera:

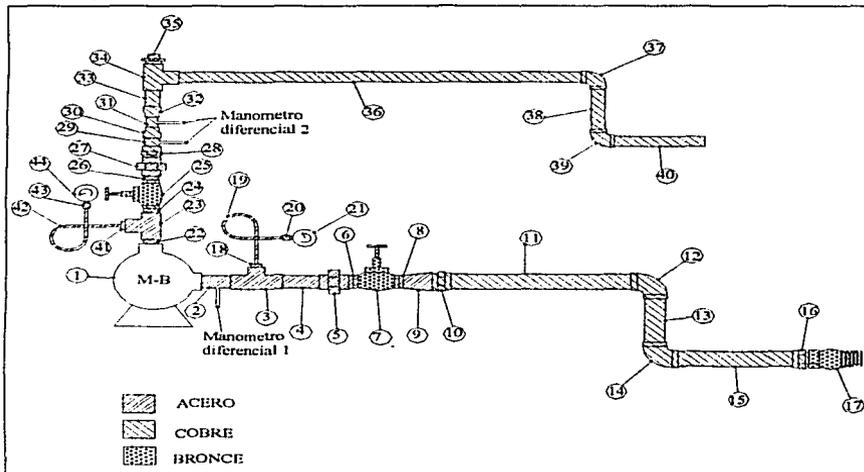


Fig. 6-3 Accesorios de la instalación.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 6-2 Accesorios en la succión de la bomba.

<i>Accesorios en la succión de la bomba</i>				
Número	Accesorio	Diámetro	Longitud	Material
1	Moto-bomba			
2	Niple	1 1/4"	4"	Acero
3	Te	1 1/4"		Acero
4	Niple	1 1/4"	4"	Acero
5	Tuerca unión	1 1/4"		Acero
6	Niple c.c.	1 1/4"	1 1/2"	Acero
7	Válvula Compuerta	1 1/4"		Bronce
8	Niple c.c.	1 1/4"	1 1/2"	Acero
9	Campana	1 1/4" - 1 1/2"		Acero
10	Conector c. e.	1 1/2"		Cobre
11	Tubo	1 1/2"	0.17 m	Cobre
12	Codo	1 1/2"		Cobre
13	Tubo	1 1/2"	0.21 m	Cobre
14	Codo	1 1/2"		Cobre
15	Tubo	1 1/2"	0.63 m	Cobre
16	Conector c. e.	1 1/2"		Cobre
17	Válvula de ple	1 1/2"		Bronce
18	Reducción bush in	1 1/4" - 3/8"		Acero
19	Cola de cochino	3/8"		Acero
20	Cople	3/8"		Acero
21	Vacuometro			

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

Tabla 6-3 Accesorios en la descarga de la bomba.

<i>Accesorios en la descarga de la bomba</i>				
Número	Accesorio	Diámetro	Longitud	Material
22	Niple c.c.	1"	1 1/2"	Acero
23	Te	1"		Acero
24	Niple c.c.	1"	1 1/2"	Acero
25	Válvula compuerta	1"		Bronce
26	Niple c.c.	1"	1 1/2"	Acero
27	Tuerca unión	1"		Acero
28	Conector c.e.	1"		Cobre
29	Tubo	1"	0.06 m	Cobre
30	Campana	1" - 3/4"		Cobre
31	Tubo	3/4"	0.045 m	Cobre
32	Campana	1" - 3/4"		Cobre
33	Tubo	1"	0.05 m	Cobre
34	Te	1"		Cobre
35	Tapón	1"		Acero
36	Tubo	1"	1.27 m	Cobre
37	Codo	1"		Cobre
38	Tubo	1"	0.22 m	Cobre
39	Codo	1"		Cobre
40	Tubo	1"	0.30 m	Cobre
41	Reducción bush in	1" - 3/8"		Acero
42	Cola de cochino	3/8"		Acero
43	Cople	3/8"		Acero
44	Manómetro			

TESIS CON
FALLA DE ...

Y a continuación se muestra realmente la instalación:



Foto 6-3 Instalación completa.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

6.4 PÉRDIDAS EN LA RED DE TUBERÍA Y ACCESORIOS

A continuación se presentarán las ecuaciones para el cálculo de las pérdidas en la tubería de succión; las ecuaciones de dos de los métodos utilizados son:

1.- **Coefficiente total de pérdidas (ξ):** en este caso se da el coeficiente (ξ) del accesorio y se sustituye en la ecuación:

$$H_f = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (6-1)$$

Donde:

H_f — pérdidas por rozamiento o fricción.

ξ — constante del accesorio.

v — velocidad del fluido.

g — gravedad (9.8 m/s^2).

Que es la ecuación que nos calcula las pérdidas por rozamiento o fricción, de una manera un poco directa, este método se utilizará principalmente en los accesorios de la instalación, el segundo método es un poco más laborioso y es:

2.- **Longitud de tubería equivalente:** este método considera las pérdidas secundarias como equivalentes, es decir en metros de un trozo de tubería, que produciría las mismas pérdidas, este procedimiento se utilizará en tramos rectos de tubos y en algunos accesorios de la instalación; la fórmula es:

$$H_f = \lambda \frac{(L + \sum L_e)}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (6-2)$$

o también:

$$H_f = H_{fa} + H_{fd} \quad (6-3)$$

Donde:

H_f — pérdidas por rozamiento o fricción.

H_{fs} — pérdidas por rozamiento o fricción en la succión.

H_{fd} — pérdidas por rozamiento o fricción en la descarga.

λ — coeficiente de pérdidas del diagrama de Moody.

L — longitud de tubería, tramos rectos de tubo.

ΣL_e — suma de todas las longitudes equivalentes en los accesorios.

D — diámetro de la tubería.

v — velocidad del fluido.

g — gravedad (9.8m/s^2).

En este método para obtener λ a partir del diagrama de Moody, se necesita conocer el Número de Reynolds, la rugosidad relativa de la tubería (k/D), donde k es la rugosidad absoluta de esta.

El Número de Reynolds esta definido de la forma siguiente:

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

Donde

v — velocidad del fluido.

D — diámetro de la tubería.

ν — viscosidad cinemática, para este proyecto la temperatura fue a 20°C , y el valor correspondiente lo tenemos en la tabla (1-3), es de $1.0038 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para conocer las pérdidas en la succión necesitamos conocer las constantes de cada accesorio, a continuación se presenta el diagrama y la tabla con las características de cada accesorio:

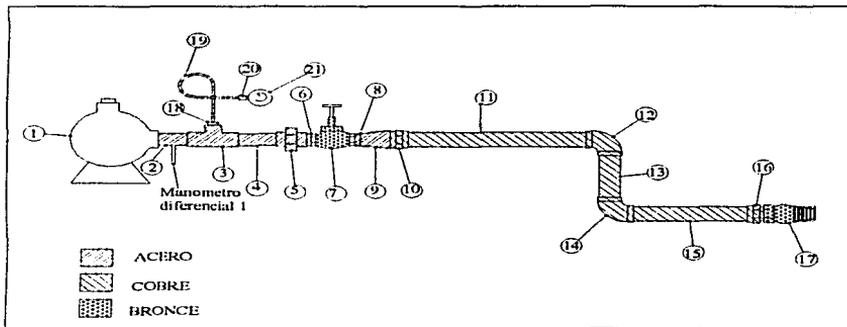


Fig. 6-4 Accesorios en la succión de la bomba.

De la tabla de tabla 6-2, y tomando el caudal en la máxima eficiencia ($Q = 0.00270421$ m^3/s), por comodidad solo se escribirán los números de los accesorios y se agruparan las tuberías tanto como los accesorios dependiendo de el material de que se trate.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 6-4 Pérdidas en la succión de la bomba.

<i>Pérdidas en la succión de la bomba</i>									
ACERO									
Accesorios	ξ	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)	k (m)	k/D	Re	λ	H_f (m)
3	0.1			2.801					0.042
5	0.045			2.801					0.0181
9	0.04			2.801					0.16
Tubería 2,4,6,8		0.2032	35.1	2.801	0.18	0.00512	6511.6	0.042	0.0978
COBRÉ									
Accesorios	ξ	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)	k (mm)	K/D	Re	λ	H_f (m)
12,14	0.10			2.436					
Tubería 10,11,13,15,16		1.11	37.62	2.436	0.001	0.0000265	6069.5	0.036	0.458
BRONCE									
Accesorios	ξ	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)	k (mm)	K/D	Re	λ	H_f (m)
17	12.0			2.436			6069.5		4.83
7	0.15			2.801					0.0603
TOTAL DE PERDIDAS (en longitud equivalente)									5.5447 <i>m</i>

Una vez obtenido el desarrollo de las pérdidas esta se hará para todos los caudales, puesto que este varía, estas pérdidas también se presenta en la descarga, por lo que, también es necesario hacer los cálculos en la descarga, en base a la Fig. 6-4:

Tabla 6-5 Pérdidas en la descarga de la bomba.

<i>Pérdidas en la descarga de la bomba</i>									
ACERO									
Accesorios	ξ	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)	k (m)	K/D	Re	λ	H_f (m)
23	0.1			5.336					0.1451
27	0.045			5.336					0.0653
Tubería									
22,24,26		0.1524	25.4	5.336	0.18	0.00708	8977.4	0.041	0.36
COBRE									
Accesorios	ξ	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)	k (mm)	K/D	Re	λ	H_f (m)
30, 32	2 (0.18)			5.336					0.5224
34	2.5			5.336					3.628
37, 39	2 (0.16)			5.336					0.4643
Tubería									
28,29,31,33,36,38,40		1.995	26.1	5.336	0.001	0.0000381	8977.3	0.034	3.8718
BRONCE									
Accesorios	ξ	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Velocidad (m/s)	k (mm)	K/D	Re	λ	H_f (m)
25	0.15			5.336					0.2177
TOTAL DE PÉRDIDAS (en longitud equivalente)									5.5447 <i>m</i>

La tabla anterior nos da la idea de cómo se obtienen las pérdidas, en el caso anterior, las pérdidas fueron para un caudal en particular, pero como tenemos diferentes caudales, entonces el Número de Reynolds variara conforme aumenta o disminuye el caudal, por lo que, en la siguiente tabla se presentan las pérdidas para cada caudal obtenido:

En la tubería de succión:

Tabla 6-6 Datos para cálculo de pérdidas en la succión.

SUCCIÓN					
Q (l/min)	Re succión	ξ (S A C)	ξ (S A A)	λ (S T C)	λ (S T A)
0	0	12.16	0.335	0	0
26.8931062	16136.6416	12.16	0.335	0.027	0.0345
85.0434691	51028.5413	12.16	0.335	0.0225	0.032
107.572425	64546.5664	12.16	0.335	0.0198	0.0318
138.179282	82911.5658	12.16	0.335	0.0188	0.031
162.252598	97356.2518	12.16	0.335	0.0176	0.0308
174.287248	104577.39	12.16	0.335	0.0175	0.0307
176.349891	105815.035	12.16	0.335	0.0174	0.0306
178.388686	107038.371	12.16	0.335	0.01735	0.0305

En la tubería de descarga:

Tabla 6-7 Datos para cálculo de pérdidas en la descarga.

DESCARGA					
Q (l/min)	Re descarga	ξ (D A C)	ξ (D A A)	λ (D T C)	λ (D T A)
0	0	3.18	0.205	0	0
26.8931062	20540.9765	3.18	0.205	0.0248	0.0255
85.0434691	64956.271	3.18	0.205	0.0243	0.0198
107.572425	82163.9058	3.18	0.205	0.0187	0.0186
138.179282	105541.448	3.18	0.205	0.0175	0.0176
162.252598	123928.667	3.18	0.205	0.0172	0.0171
174.287248	133120.742	3.18	0.205	0.01718	0.017
176.349891	134696.19	3.18	0.205	0.01716	0.0168
178.388686	136253.423	3.18	0.205	0.01714	0.0168

Del diagrama de Moody encontramos λ , a continuación se muestra el esquema de este:

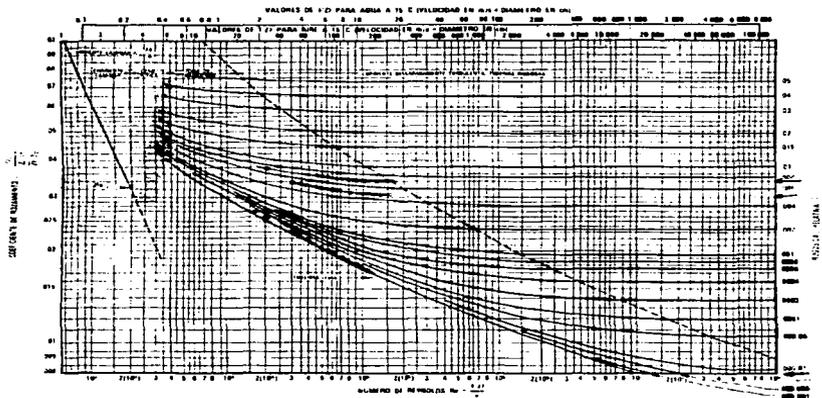


Fig. 6-5 Diagrama de Moody.

Los resultados obtenidos después de aplicar las Ecs. (6-1) ,(6-2) y (6-3) respectivamente tenemos los siguientes resultados en base al caudal manejado indicado en la tabla (6-10):

Tabla 6-8 Resultados de pérdidas.

RESULTADOS		
H_s (m)	H_d (m)	H_l (m) [$H_s + H_d$]
0.45	0	0.45
0.59825594	0.17766654	0.77592248
1.9163784	1.75308266	3.66946106
2.78199491	2.58051372	5.36250864
4.28788821	4.17462167	8.46250989
5.72700803	5.72543057	11.4524386
6.53722644	6.6033672	13.1405936
6.68049264	6.75677207	13.4372647
6.82439459	6.90999936	13.7343939

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Donde:

Q : Caudal.

Re : Número de Reynolds.

λ : Coeficiente que se extrae del diagrama de Moody.

SAC : Succión Accesorios de Cobre.

SAA : Succión Accesorios de Acero.

STC : Succión Tubería de Cobre.

DAC : Descarga Accesorios de Cobre.

DAA : Descarga Accesorios de Acero.

DTC : Descarga Tubería de Cobre.

DTA : Descarga Tubería de Acero.

H_s : Pérdidas por fricción en la succión.

H_d : Pérdidas por fricción en la descarga.

H_f : Pérdidas por fricción totales.

La curva de la instalación del sistema quedo de la siguiente manera:

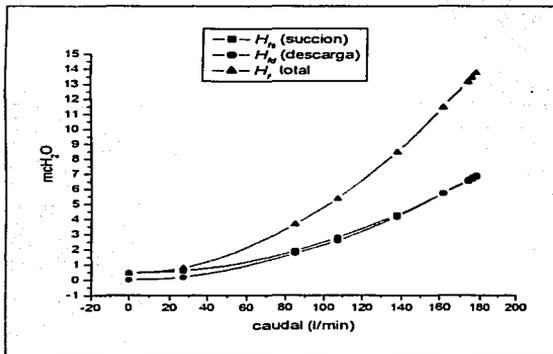


Fig. 6-6 Curvas de pérdidas en el sistema.

6.5 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las pruebas realizadas a la bomba centrífuga se realizaron a r.p.m. constantes, se midió el flujo volumétrico, la presión negativa que produce la bomba para crear el vacío, la presión de descarga, así como el voltaje y amperaje suministrado y requerido por el motor respectivamente, y los resultados fueron los siguientes.

Tabla 6-9 Tabla de datos obtenidos al probar la motobomba.

TABLA DE DATOS						
LECTURA	Ps (cmHg)	Pd (Kg/cm ²)	hs (cmHg)	hd (cmHg)	voltaje (V)	Amperaje (A)
1	5	2.6	14.8	0	117	13
2	8.5	2.5	18	0.5	115	13.4
3	16.5	2.25	28.5	5	115	15.1
4	21.5	2	30	8	115	15.8
5	31.5	1.75	33.8	13.2	115	16.6
6	41	1.5	45.8	18.2	116	17.2
7	44	1.25	48	21	115	17.7
8	45.5	1	50	21.5	115	17.2
9	46.5	0.8	51	22	118	17

Los resultados obtenidos son:

Tabla 6-10 Tabla de resultados.

V ₁ (m/s)	Qt caudal teórico		Or: caudal real				P ₂ (mCH ₂ O)	P ₃ (mCH ₂ O)
	(m ³ /s)	(l/min)	(m ³ /s)	(l/min)	V _s (m/s)	V _e (m/s)		
0	0	0	0	0	0	0	26	2.0128
1 33230938	0 00074596	44 7577613	0 00044822	26 8931062	0 46433071	0 8041235	25	2.448
4 2131322	0 00235894	141 536469	0 00141739	85 0434691	1 46834264	2 54286177	22.5	3.876
5 32923754	0 00298385	179 031045	0 00179287	107 572425	1 85732285	3 21649399	20	4.08
6 84552956	0 00383283	229 969542	0 00230299	138 179282	2 3857744	4 13166134	17.5	4.5968
8 03814393	0 00450057	270 034372	0 00270421	162 262568	2 80141921	4 85147106	15	6.2285
8 63435165	0 00483439	290 063445	0 00290479	174 287248	3 00920695	5 21131587	12.5	6.528
8 73653688	0 0048916	293 496268	0 00293916	176 349891	3 04482011	5 2729904	10	6.8
8 83754066	0 00494816	296 889402	0 00297314	178 388686	3 08002151	5 33395185	8	6.936

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 6-11 Tabla de resultados.

Tabla de resultados (2)					
Δv (mch ₂ O)	Δv (mch ₂ O)	H_n (mch ₂ O)	P_n (W)	P_{elec} (W)	Efic. Nota (%)
0	28.0128	28.19	0.00	1,262.43	0.00
0.02196797	27.448	27.65	121.58	1,279.03	9.51
0.21967971	26.378	26.78	372.31	1,441.30	25.83
0.35148753	24.08	24.61	432.87	1,508.11	28.70
0.57995443	22.0968	22.86	516.39	1,584.47	32.59
0.79983414	21.2288	22.21	589.15	1,641.74	35.89
0.92285477	19.028	20.13	573.84	1,689.47	33.95
0.94482275	16.8	17.92	516.82	1,641.74	31.48
0.96659072	14.936	16.08	469.07	1,636.76	28.66

Las gráficas obtenidas son:

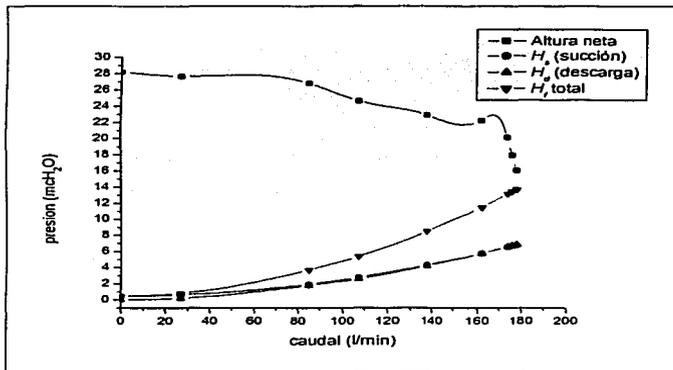


Fig. 6-7 Gráfica de pérdidas y altura neta.

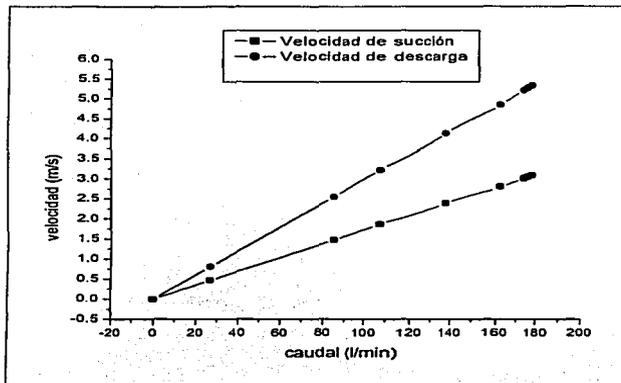


Fig. 6-8 Gráfica de velocidades.

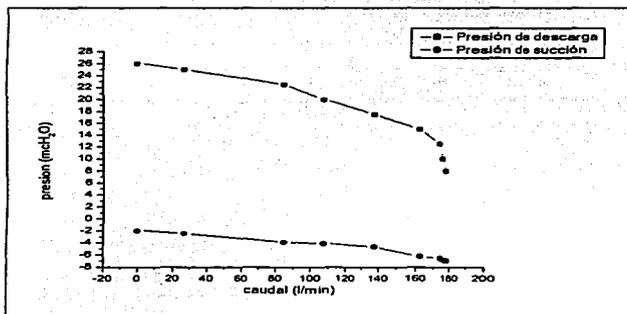


Fig. 6-9 Gráfica de presiones.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

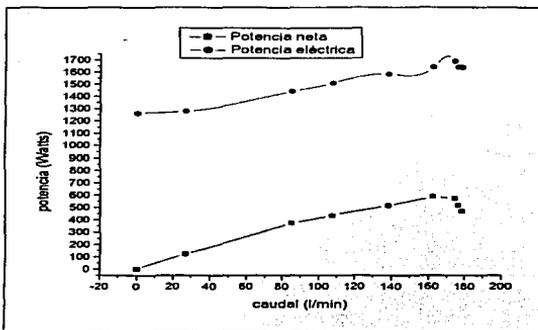


Fig. 6-10 Gráfica de potencias.

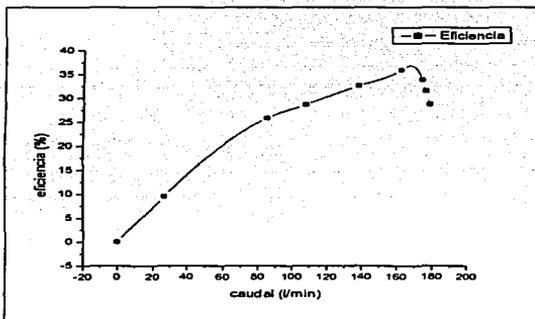


Fig. 6-11 Gráfica de eficiencia.

Como podemos observar la eficiencia de esta bomba es baja (35.89%), y la presión de succión que maneja es alta (hasta 6.22 mch_2O), lo que se pretende realizar con el inductor es bajar esta altura de succión y de ser posible aumentar la eficiencia.



ESC.: 1:2
ACOT.: m

UNAM FES - CUAUTITLAN (TESIS) | FECHA: 25/IV/00

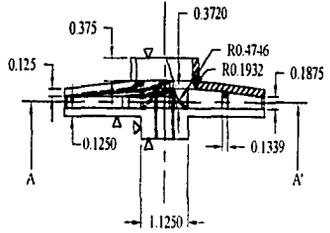
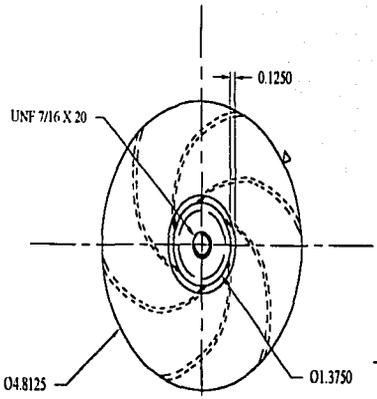
DIB.: MGT



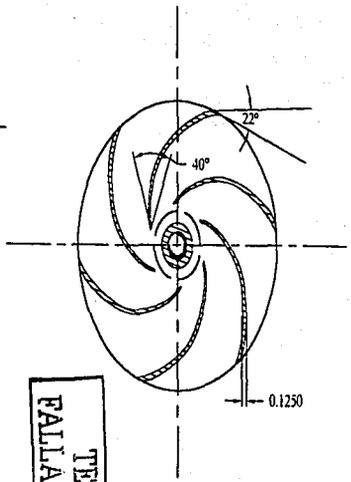
IMPULSOR
(∇)

REV.: JASG

No.: 1



CORTE AA'



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7. **INDUCTOR**

En este tema que es el más importante se describirá el análisis, diseño y construcción del inductor, primeramente se analizarán los datos, obtenidos del impulsor, y en base a estos valores obtenidos se hará el desarrollo del inductor; Como ya se ha hablado de las turbomáquinas hidráulicas generatrices, en el desarrollo del inductor, se tomará en cuenta para el diseño los ángulos de entrada y salida para mantener una carga de Euler constante en las líneas de corriente sobre los álabes del inductor, *esta será una turbomáquina axial acoplada a una radial.*

7.1 **DISEÑO**

Las consideraciones del diseño, se hicieron sobre en base a los problemas presentados en las bombas centrífugas, pues el NPSH requerido por la bomba en ocasiones es muy grande, de tal manera, que el NPSH disponible en el sistema es muy poco, por lo que la bomba tiende a presentar los problemas de cavitación descritos en el capítulo 4 de este trabajo, por lo que al acoplar esta máquina axial a la radial disminuirá el NPSH requerido por la bomba, reduciéndonos esta ganancia en el NPSH disponible en el sistema de bombeo.

7.1.1 Datos Para Diseño.

Los datos para el diseño se tomaron de las tablas: 6-10, 6-11; en donde se muestran los resultados del sistema de bombeo.

En la tabla 6-9, de las lecturas obtenidas, así como resultados obtenidos y mostrados en las tablas 6-10 y 6-11, tomamos la fila numero seis, pues es la de la máxima eficiencia, y cuyos valores son:

$$\eta = 35.8 \%$$

$$Q \text{ (caudal)} = 0.00270421 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$r.p.m. = 3450$$

Y para los valores de diseño nos basamos en la siguiente figura, la cual nos muestra el ensamble del impulsor con la flecha y el tubo de aspiración:

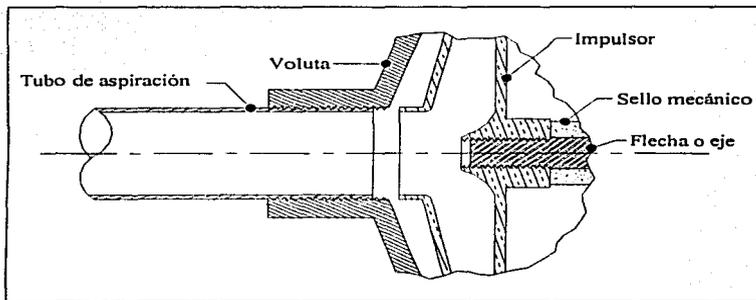


Fig. 7-1 Corte longitudinal de la bomba.

Donde el tubo de aspiración tiene $1\frac{1}{4}$ pulgadas (35.1mm).

El eje del rotor es de $\frac{7}{16}$ pulgadas, roscado y el tamaño la denominación de la cuerda es de 20 hilos por pulgada ($\frac{7}{16} \times 20$ UNF).

Con estas medidas podemos darnos cuenta de que el cubo del rotor por conveniencia sea de $\frac{7}{16}$ de pulgada pues es el diámetro del eje; y el diámetro exterior pudiera ser de 35.1 mm, pero, se dejará una holgura de 1 mm en el diámetro exterior, por lo tanto será de 33 mm y también se tratará de que sea cuadrado respecto a la longitud, por lo que la longitud se tomará de 30 mm, haciendo un esquema, se tratará de que el inductor sea de la siguiente manera:

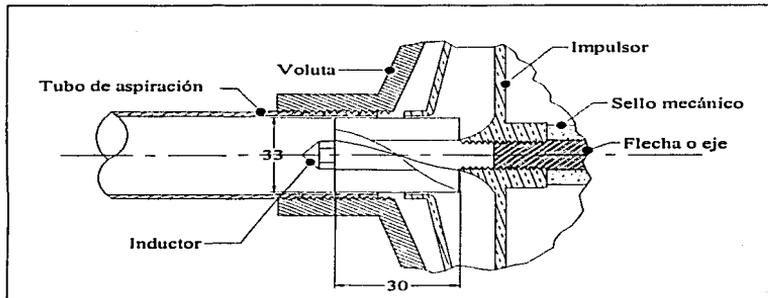


Fig. 7-2 Proyección del inductor.

7.1.2 Desarrollo.

Para el desarrollo del inductor nos basaremos en la figura 7-3 para tener una idea más clara del desarrollo y los datos más importantes, como son los diámetros del inductor y las áreas de flujo, una vez tomando esto en cuenta esto, en los cálculos, lo más primordial es encontrar los **ángulos de construcción de entrada y de salida** (β_1 y β_2). Para hacer más prácticos los cálculos, solo se harán tres en este análisis que son como los mostrados en la figura siguiente, en el diámetro del cubo (D_n), en el diámetro medio (D_m), y en el diámetro exterior (D_{ext}).

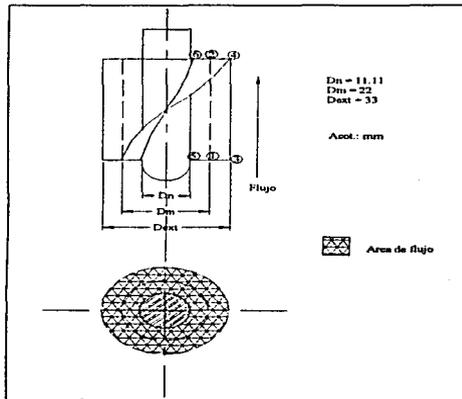


Fig. 7-3 Area de flujo en el inductor

Considerando que el inductor desarrolle una carga de Euler de 1.5 m ($H_E = 1.5 \text{ m}$), esta se debe de mantener constante a lo largo axialmente de los álabes del inductor, para evitar que el fluido entre en zonas de baja o de alta presión, pues esto ocasionaría un remolino y disminuiría el rendimiento del inductor y por ende el de la bomba.

TESIS CON
 FALLA DE SIGEN

Análisis en el diámetro medio del inductor (puntos 1 y 2)

Como se ilustra en la figura el punto 1 se encuentra en el diámetro medio del álabe, y en este punto se considera que el fluido entra sin prerrotación ($C_{1u} = 0$) entonces:

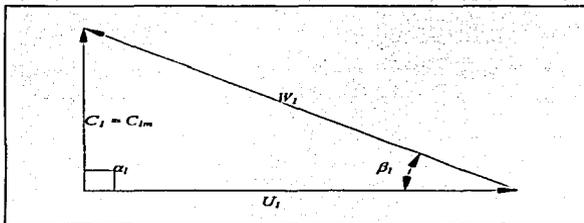


Fig. 7-4 Triángulo de velocidades en el punto 1 del inductor.

$$U_1 = \frac{\pi D_m n}{60} = \frac{\pi * 0.022m * 3450rpm}{60} = 3.974m/s$$

Como

$$Q \text{ (caudal)} = 0.00270421 m^3/s$$

Y en la Fig. 7-3, se ve el área efectiva de flujo entonces tenemos:

$$Q = vA = \frac{C_m \pi (D_o^2 - D_n^2)}{4}$$

a partir de esta ecuación podemos conocer la velocidad meridional,

$$C_m = C_1 = \frac{4Q}{\pi(D_o^2 - D_n^2)} = \frac{4(0.0027041)}{\pi((0.033)^2 - (0.011)^2)} = 3.55692m/s$$

Por teorema de Pitágoras:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} = \sqrt{(3.974)^2 + (3.5569)^2} = 5.333m/s$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} \quad ; \quad \beta_1 = \tan^{-1} \frac{C_1}{U_1} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{3.974} = 41.83^\circ$$

Para el punto 2 del álabo, U se mantiene constante pues este vector varia en función de la velocidad radial y como el diámetro es el mismo esta conserva su valor de $U_1 = U_2 = 3.974 \text{ m/s}$.

Y el triángulo de velocidades en el punto 2 como es el de salida será de la siguiente forma:

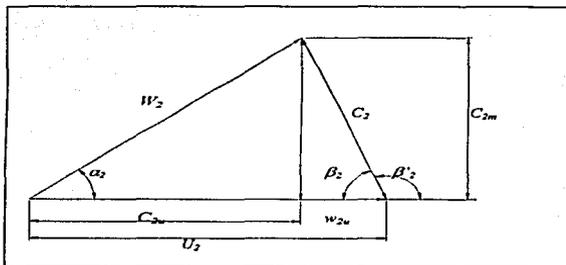


Fig. 7-5 Triángulo de velocidades en el punto 2 del inductor.

Como $H_E = 1.5 \text{ m}$

$$H_E = \frac{C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1}{g} = \frac{C_{2u}U_2}{g} \quad \text{por que } C_{2u} = 0$$

$$C_{2u} = \frac{H_E g}{U_2} = \frac{1.5 * 9.81}{3.974} = 3.703 \text{ m/s}$$

$$W_{2u} = U_2 - C_{2u} = 3.974 - 3.703 = 0.271 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_2}{W_{2u}} ; \beta_2 = \tan^{-1} \frac{C_2}{W_{2u}} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{0.271} = 85.64^\circ$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Análisis en el diámetro exterior del inductor (puntos 3 y 4)

Para el punto 3:

De igual forma este punto se considera que el fluido entra sin prerrotación ($C_{1u} = 0$) entonces:

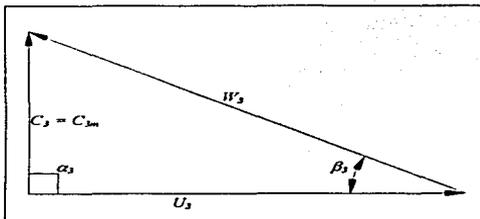


Fig. 7-6 Triángulo de velocidades en el punto 3 del inductor.

$$U_3 = \frac{\pi D_{ext} n}{60} = \frac{\pi * 0.033m * 3450rpm}{60} = 5.961m/s$$

Como el caudal se mantiene constante y sabemos que $Q = vA = \frac{C_m \pi (D_2^2 - D_1^2)}{4}$ por lo tanto la velocidad meridional se mantendrá constante entonces:

$$C_{1m} = C_{2m} = C_{3m} = C_{4m} = C_{5m} = C_{6m}$$

$$\tan \beta_3 = \frac{C_3}{U_3} ; \beta_3 = \tan^{-1} \frac{C_3}{U_3} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{5.961} = 30.82^\circ$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para el punto 4:

El triángulo de velocidades a la salida del diámetro exterior es el siguiente:

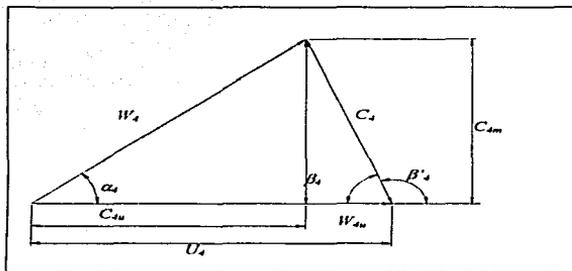


Fig. 7-7 Triángulo de velocidades en el punto 4 del inductor.

Como $H_E = 1.5 \text{ m}$

$$H_E = \frac{C_{4u}U_4 - C_{1u}U_1}{g} = \frac{C_{4u}U_4}{g} \quad \text{por que } C_{1u} = 0$$

$$C_{4u} = \frac{H_E g}{U_4} = \frac{1.5 * 9.81}{5.981} = 2.468 \text{ m/s}$$

$$W_{4u} = U_4 - C_{4u} = 3.974 - 3.703 = 3.492 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_4 = \frac{C_{4m}}{W_{4u}} ; \beta_4 = \tan^{-1} \frac{C_{4m}}{W_{4u}} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{3.492} = 45.52^\circ$$

Análisis en el diámetro del cubo del inductor (puntos 5 y 6)

Para el punto 5

Como el fluido entra sin prerrotación ($C_{3u} = 0$) entonces:

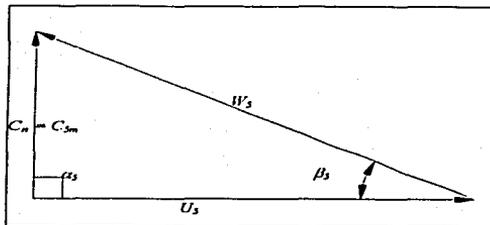


Fig. 7-8 Triángulo de velocidades en el punto 5 del inductor.

$$U_5 = \frac{\pi D_u n}{60} = \frac{\pi * 0.011m * 3450rpm}{60} = 1.987 m/s$$

Como ya vimos que la velocidad meridional se mantendrá constante, entonces:

$$C_{1m} = C_{2m} = C_{3m} = C_{4m} = C_{5m} = C_{6m}$$

$$\tan \beta_5 = \frac{C_5}{U_5} ; \beta_5 = \tan^{-1} \frac{C_5}{U_5} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{1.987} = 60.081^\circ$$

Para el **punto 6**:

El triángulo de velocidades es el siguiente:

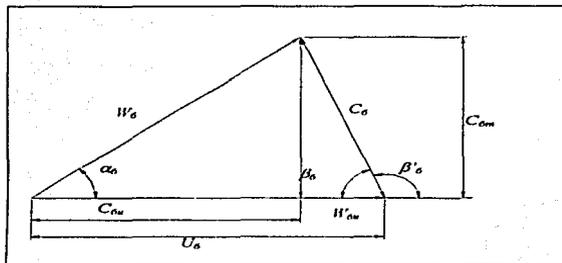


Fig. 7-9 Triángulo de velocidades en el punto 6 del inductor.

Como $H_E = 1.5 \text{ m}$

$$H_E = \frac{C_{6u}U_6 - C_{6u}U_6}{g} = \frac{C_{6u}U_6}{g} \quad \text{por que } C_{6u} = 0$$

$$C_{6u} = \frac{H_E g}{U_6} = \frac{1.5 * 9.81}{1.987} = 7.405 \text{ m/s}$$

$$W_{2u} = U_2 - C_{2u} = 1.987 - 7.405 = -5.42 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta'_6 = \frac{C_6}{W_{6u}} ; \beta'_6 = \tan^{-1} \frac{C_{6m}}{W_{6u}} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{-5.42} = 33.67^\circ$$

$$\beta_6 = 180 - \beta'_6 = 180 - 33.67 = 146.72^\circ$$

Resumiendo los ángulos de encontrados, tenemos la tabla 7-1:

Tabla 7-1 Ángulos de entrada y salida del inductor.

	<i>Dn</i>	<i>Dm</i>	<i>Dext</i>
β entrada	$\beta_5 = 60.081^\circ$	$\beta_1 = 41.85^\circ$	$\beta_3 = 30.82^\circ$
β salida	$\beta_6 = 146.72^\circ$	$\beta_2 = 85.64^\circ$	$\beta_4 = 45.82^\circ$

Si vemos los perfiles obtenidos de la proyección del álabe:

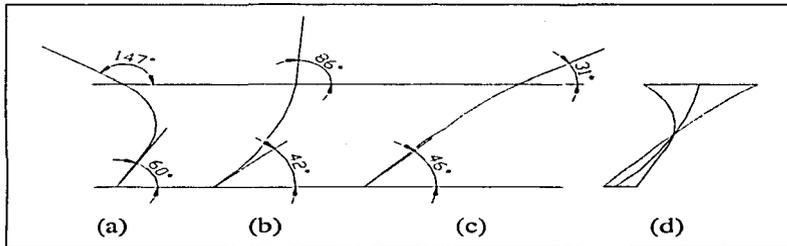


Fig. 7-10 Bosquejo de los perfiles del álabe a diferentes diámetros del inductor (a) en el diámetro del cubo, (b) en el diámetro medio, (c) en el diámetro exterior (d) perfiles unidos.

Como el perfil del cubo tiene un cambio muy brusco en la dirección de flujo, entonces se hará **un nuevo diseño**, el cual tendrá las siguientes características.

En este nuevo diseño, *se seguirá tomando la carga de Euler de 1.5 m ($H_E = 1.5$ m), y también se tomará en cuenta la entrada al impulsor, que ahora será la salida del inductor, que es un ángulo de 40°.*

En este nuevo desarrollo lo haremos empezando en el **Diámetro exterior (D_{ext}), y ángulo de salida (β_2).**

Como

$$\beta_2 = 40^\circ$$

$$H_E = 1.5 \text{ m}$$

Haciendo el triángulo de velocidades del inductor:

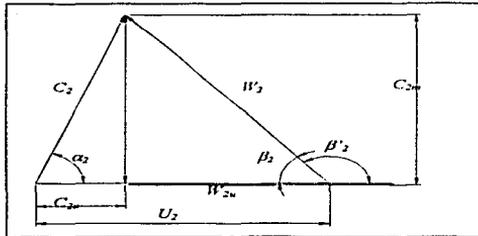


Fig. 7-11 Triángulo de velocidades a la salida y en el diámetro exterior del inductor.

$$Q = vA = \frac{C_{2m} \pi (D_e^2 - D_n^2)}{4}$$

$$C_{2m} = C_1 = \frac{4Q}{\pi(D_e^2 - D_n^2)} = \frac{4(0.0027041)}{\pi((0.033)^2 - (0.011)^2)} = 3.55692 \text{ m/s}$$

$$U_{ext} = \frac{\pi D_{ext} n}{60} = \frac{\pi * 0.033 \text{ m} * 3450 \text{ rpm}}{60} = 5.961 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_m}{W_{2u}} \quad ; \quad W_{4u} = \frac{C_m}{\tan \beta} = \frac{3.557}{\tan 40} = 4.239$$

$$C_{2u} = U_2 - W_{2u} = 5.961 - 4.239 = 1.72 \text{ m/s}$$

$$H_R = \frac{C_{2u} U_2}{g} = \frac{1.72 * 5.961}{9.81} = 1.045 \text{ m}$$

Aquí en este cálculo nos damos cuenta que la carga de Euler cambia de 1.5m a 1.045m, por lo tanto, la carga de Euler se modifica de 1.5m a 1.045m

Para el ángulo de entrada, se considera que el fluido entra sin prerrotación tenemos:

$$\tan \beta_2 = \frac{C_s}{U_s} ; \beta_2 = \tan^{-1} \frac{C_m}{U_{ext}} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{5.962} = 30.825^\circ$$

Diámetro medio (D_m).

Como el flujo entra sin prerrotación y el diámetro medio, sabemos que vale $0.022m$,

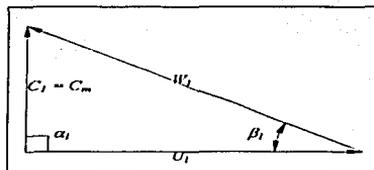


Fig. 7-12 Triángulo de velocidades a la entrada y en el diámetro medio del inductor.

$$U_m = \frac{\pi D_m n}{60} = \frac{\pi * 0.022m * 3450rpm}{60} = 3.9796m/s$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_m} ; \beta_1 = \tan^{-1} \frac{C_1}{U_m} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{3.9496} = 41.79^\circ$$

Para el triángulo de velocidades a la salida:

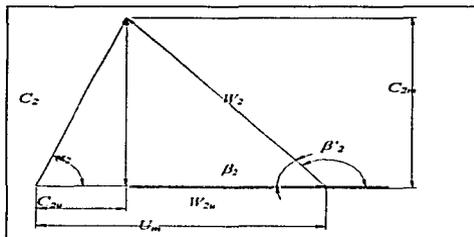


Fig. 7-13 Triángulo de velocidades a la salida y en el diámetro medio del inductor.

$$H_B = \frac{C_{2v}U_m - C_{1v}U_m}{g} = \frac{C_{2v}U_m}{g} \quad \text{por que } C_{2u} = 0$$

$$C_{2v} = \frac{H_B g}{U_m} = \frac{1.045 \times 9.81}{3.9796} = 2.576 \text{ m/s}$$

$$W_{2u} = U_m - C_{2v} = 3.9796 - 2.576 = 1.4036 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2v}}{W_{2u}} ; \beta_2 = \tan^{-1} \frac{C_{2v}}{W_{2u}} = \tan^{-1} \frac{3.557}{1.4036} = 68.46^\circ$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Díametro del cubo (D_n).

Como el flujo entra sin prerrotación y el diámetro del cubo, sabemos que vale $0.011m$,

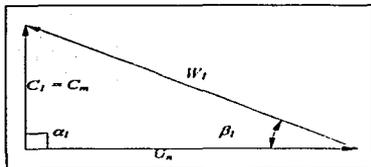


Fig. 7-14 Triángulo de velocidades a la entrada y en el diámetro del cubo del inductor.

$$U_n = \frac{\pi D_n n}{60} = \frac{\pi * 0.011m * 3450rpm}{60} = 1.987m/s$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_n} ; \beta_1 = \tan^{-1} \frac{C_1}{U_n} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{1.987} = 60.81^\circ$$

Para el triángulo de velocidades a la salida:

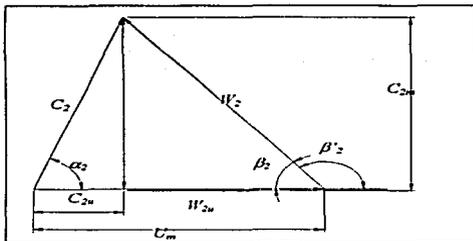


Fig. 7-14 Triángulo de velocidades a la salida y en el diámetro del cubo del inductor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$H_E = \frac{C_{2u}U_m - C_{1u}U_m}{g} = \frac{C_{2u}U_m}{g} \quad \text{por que } C_{2u} = 0$$

$$C_{2u} = \frac{H_E g}{U_m} = \frac{1.045 * 9.81}{1.987} = 5.15 \text{ m/s}$$

$$W_{2u} = U_m - C_{2u} = 1.987 - 5.15 = -3.172 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta'_2 = \frac{C_2}{W_{2u}} ; \beta'_2 = \tan^{-1} \frac{C_{2m}}{W_{2u}} = \tan^{-1} \frac{3.55692}{-3.172} = 48.27^\circ$$

$$\beta_0 = 180 - \beta'_2 = 180 - 48.27 = 131.73^\circ$$

Resumiendo los ángulos de encontrados, para la **carga de Euler modificada**:

Tabla 7-2 Triángulos de velocidades, en base a la carga de Euler.

	Dn	Dm	$Dext$
β_1 (entrada)	60.81°	41.79°	30.82°
β_2 (salida)	131.73°	62.46°	40°

Si vemos los perfiles obtenidos:

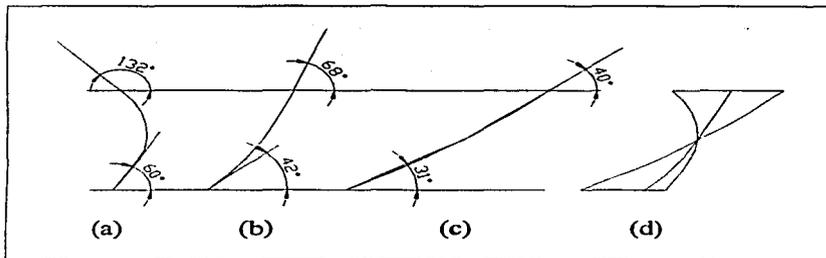


Fig. 7-15 Bosquejo de los perfiles del álabo a diferentes diámetros del inductor, en base a la carga de Euler de 1.045 mcH₂O (a) en el diámetro del cubo, (b) en el diámetro medio, (c) en el diámetro exterior (d) perfiles unidos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si obtenemos más datos realizando el mismo procedimiento anterior, tenemos las siguientes tablas:

Tabla 7- 3 Resultados de los triángulos de velocidades a los diámetros indicados.

Diámetro (mm)	Triángulos de velocidades a la entrada									
	Q (m ³ /s)	Cm (m/S)	U1 (m/S)	W1 (m/S)	W1u (m/S)	C1 (m/S)	C1u (m/s)	α_1	β_1	
11	0.0027041	3.557	1.98705735	4.07438902	1.98705735	3.557	0		80.8108353	
22	0.0027041	3.557	3.97411471	5.33346386	3.97411471	3.557	0		41.8298817	
33	0.0027041	3.557	5.96117206	6.94174483	5.96117206	3.557	0		30.8243048	
11	0.0027041	3.557	1.98705735	4.07438902	1.98705735	3.557	0	90	80.8108353	
17	0.0027041	3.557	3.07090682	4.69922522	3.07090682	3.557	0	90	49.1946834	
23	0.0027041	3.557	4.15475628	5.46939199	4.15475628	3.557	0	90	40.5677318	
27	0.0027041	3.557	4.87732259	6.03659877	4.87732259	3.557	0	90	36.1030302	
33	0.0027041	3.557	5.96117206	6.94174483	5.96117206	3.557	0	90	30.8243048	

Tabla 7- 4 Triángulos de velocidades tomando en cuenta la carga de Euler.

Diámetro (mm)	Triángulos de velocidades a la salida									
	U2 (m/S)	W2 (m/S)	W2u (m/S)	C2 (m/S)	C2m	C2u (m/s)	α_2	β_2	He (m)	
11	1.98705735	4.78593906	-3.17205392	6.26647255	3.557	5.15911128	34.5847028	-48.2741256	1.045	
22	3.97411471	3.8206078	1.39455907	4.3938999	3.557	2.57955564	54.0501738	68.5918168	1.045	
33	5.96117206	5.53554897	4.2414683	3.95090243	3.557	1.71970378	64.1976127	90	1.045	
11	1.98705735	4.78593906	-3.17205392	6.26647255	3.557	5.15911128	34.5847028	-48.2741256	1.045	
17	3.07090682	3.56703246	-0.26734185	4.87812096	3.557	3.33824847	46.8170965	-85.701769	1.045	
23	4.15475628	3.93692986	1.68735524	4.32900877	3.557	2.46740105	55.2519312	64.6214614	1.045	
27	4.87732259	4.51170043	2.77546244	4.13169353	3.557	2.10186015	59.4208139	52.0357304	1.045	
33	5.96117206	5.53554897	4.2414683	3.95090243	3.557	1.71970378	64.1976127	39.9840266	1.045	

Aún con el cambio en la carga de Euler el ángulo en la salida del cubo es muy brusco y se trata de que se sea lo mas suavizado posible, por lo que, en el diámetro medio se va a conservar tal cual, y a partir de este ángulo hacia el ángulo del cubo se forzará a que en la salida del ángulo del cubo sea de 90° (área sombreada en la tabla 7-3), o sea que por lo menos sea en ángulo recto, entonces los perfiles quedarán de la siguiente manera:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

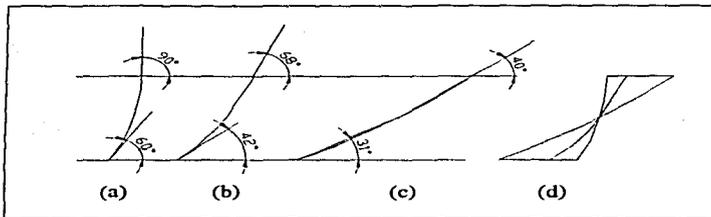


Fig. 7 - 16 Bosquejo de los perfiles del álabo a diferentes diámetros del inductor modificando la salida a 90° (a) en el diámetro del cubo, (b) en el diámetro medio, (c) en el diámetro exterior (d) perfiles unidos.

Éste será el perfil final del álabo.

Ahora solo falta trazar los perfiles del álabo a diferentes diámetros, para sacar una buena aproximación del perfil del álabo, estos perfiles se calcularon, primeramente relacionando los diferentes diámetros a una circunferencia que sería una longitud plana relacionada a un ángulo en el espacio, es decir el perímetro valdrá 360°, esto es:

$$\pi * D = \text{Perímetro} = 360^\circ \quad (7-1)$$

y para poder hacer una buena aproximación de los ángulos de salida respecto a los de entrada se harán incrementos a lo largo axialmente de la longitud disponible para los álabos, que anteriormente se había establecido de 30 mm, estos incrementos se harán cada 5mm, lo que da un total de 6 incrementos.

Como ejemplo se expondrá el desarrollo del perfil en el **diámetro del cubo**:

Primeramente se hace un recuadro el cual corresponde al perímetro en las partes horizontales y en la parte vertical será una parte fija para todos los diámetros que la de 30cm, y esta última se dividirá en los incrementos arriba obtenidos en la tabla, esto se ilustra a continuación:

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

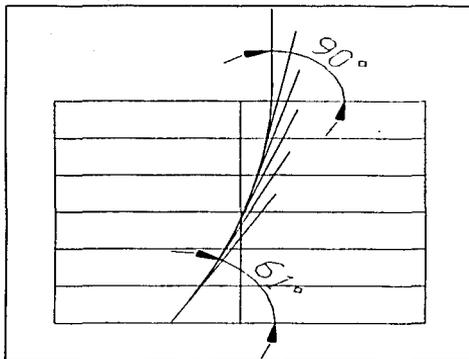


Figura 7-17 Desarrollo del perfil del álabe.

Aquí se encuentra el trazo del perfil pero con líneas, a esta se le dará un suavizamiento, es decir se trazara un arco que siga el perfil generado, para evitar que el perfil quede escalonado y así poder determinar la distancia entre la línea vertical central y el punto donde se intersecta el perfil con las líneas horizontales, y así poder determinar el ángulo en el espacio que seguirá este perfil en el cubo del rotor, basándonos en la Ec. (7-1) lo mismo pasara con todos los diámetros.

La línea vertical que se encuentra al centro se tomara como referencia, esta línea será el centro tanto radial como axialmente de los álaves, por lo que será el centro para todos lo perfiles obtenidos y este será un punto axial en común y radialmente será una línea.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Midiendo la distancia:

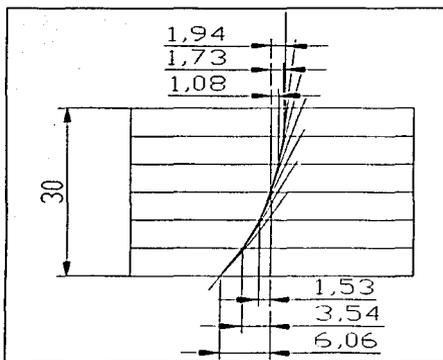


Fig. 7-18 Medición de distancia a partir de un centro axial.

Esta distancia como ya se había mencionado se relaciona con el perímetro y con el ángulo en el espacio cada distancia (*long plana*) se relacionará mediante la siguiente regla de tres, como el diámetro del cubo es de 11mm, entonces:

$$\angle_{esp} = \left| \frac{360^\circ}{\pi * D_n} \right| \left| d \right| = \left| \frac{360^\circ}{\pi * 33} \right| \left| d \right| \quad (7-2)$$

y los resultados se muestran en la siguiente tabla:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 7-5 Resultados de ángulos obtenidos y su correlación con los ángulos espaciales.

Datos para diseño del alabe interpolado a la salida									
	diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	Final
longitud(mm)	11	34.5575192	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	11	34.5575192	60.81	65.675	70.54	75.405	80.27	85.135	90
long plana	11	34.5575192	-6.06	-3.54	-1.53	0	1.08	1.73	1.94
Áng. Espacio	11	34.5575192	-63.1295667	-36.8778677	-16.938653	0	11.2508139	18.022137	20.2097953
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	14	43.9822972	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	14	43.9822972	54.58	59.3166	64.0532	68.7898	73.5264	78.263	83
long plana	14	43.9822972	-8.15	-4.89	-2.19	0	1.71	2.97	3.8
Áng. Espacio	14	43.9822972	-66.7088049	-40.025283	-17.9254335	0	13.9965713	24.3098344	31.1034919
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	17	53.4070751	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	17	53.4070751	49.19	53.658	58.126	62.594	67.062	71.53	76
long plana	17	53.4070751	-10.24	-6.25	-2.85	0	2.35	4.25	5.71
Áng. Espacio	17	53.4070751	-69.0246597	-42.1293089	-19.2109649	0	15.8406201	29.64793	38.4893366
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	20	62.8318531	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	20	62.8318531	44.55	48.625	52.7	56.775	60.85	64.925	69
long plana	20	62.8318531	-12.42	-7.68	-3.57	0	3.01	5.58	7.71
Áng. Espacio	20	62.8318531	-71.1614183	-44.0031958	-20.4548106	0	17.2460442	31.971072	44.1750833
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	23	72.256631	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	23	72.256631	40.56	44.1333	47.7066	51.2799	54.8532	58.4265	62
long plana	23	72.256631	-14.63	-9.3	-4.28	0	3.77	7.29	10.38
Áng. Espacio	23	72.256631	-72.8902273	-46.3348677	-21.3240036	0	18.7830593	36.3205576	51.715691
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	25	78.5398163	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	25	78.5398163	38.225	41.475	44.725	47.975	51.225	54.475	57.73
long plana	25	78.5398163	-16.48	-10.65	-5.14	0	4.64	8.8	12.44
Áng. Espacio	25	78.5398163	-75.5387714	-48.8160143	-23.5600294	0	21.2681978	40.3362372	57.0207716
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	27	84.8230016	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	27	84.8230016	36.1	38.75	41.4	44.05	46.7	49.35	52
long plana	27	84.8230016							
Áng. Espacio	27	84.8230016	0	0	0	0	0	0	0
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	29	91.106187	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	29	91.106187	34.176	36.364	38.552	40.74	42.928	45.116	47.305
long plana	29	91.106187	-20.42	-13.12	-6.29	0	5.81	11.19	16.18
Áng. Espacio	29	91.106187	-80.6884289	-51.8429083	-24.854565	0	22.9578732	44.2166268	63.9343163
diámetro	perímetro	inicial	1A	2A	3A	4A	5A	final	
longitud(mm)	33	103.672558	0	5	10	15	20	25	30
β (°)	33	103.672558	30.82	32.35	33.88	35.41	36.94	38.47	40
long plana	33	103.672558	-23.72	-15.34	-7.45	0	6.87	13.71	19.89
Áng. Espacio	33	103.672558	-82.3670694	-53.2877422	-25.8699269	0	23.8558924	47.6076105	69.0674962

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Entonces una vez obtenidos los ángulos en el espacio se sacaran los puntos correspondientes, como se ilustra a continuación:

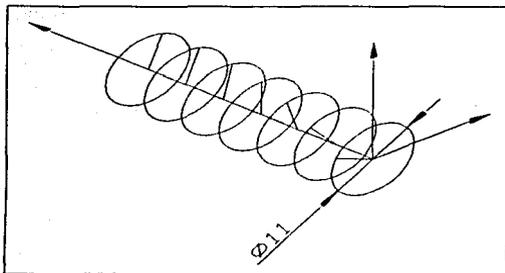


Fig. 7-19 Ángulos en el espacio.

y entonces se trazara el perfil en el espacio,

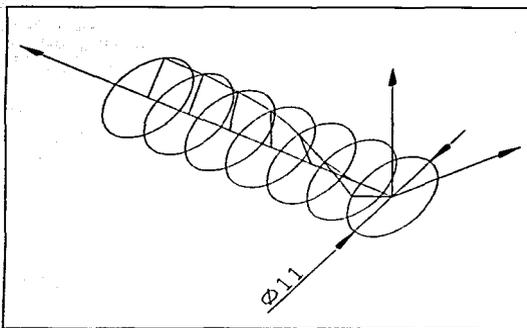


Fig. 7-20 Trazo del perfil espacial.

y así sucesivamente para cada diámetro indicado en la tabla 7-5 hasta tener todos los perfiles espaciales

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7.1.3 Perfiles Obtenidos del Inductor.

Los perfiles en el plano son los siguientes:

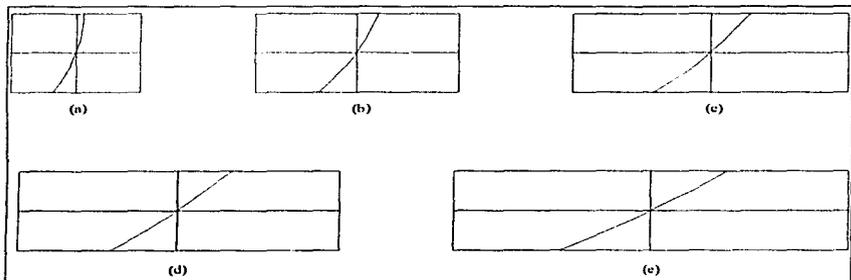


Fig. 7-21 Perfiles en el plano (a) $\phi = 11\text{mm}$ (b) $\phi = 17\text{mm}$ (c) $\phi = 23\text{mm}$ (d) $\phi = 27\text{mm}$ (e) $\phi = 33\text{mm}$.

Las medidas de las intersecciones se dan en la tabla 7-5 y los perfiles espaciales son:

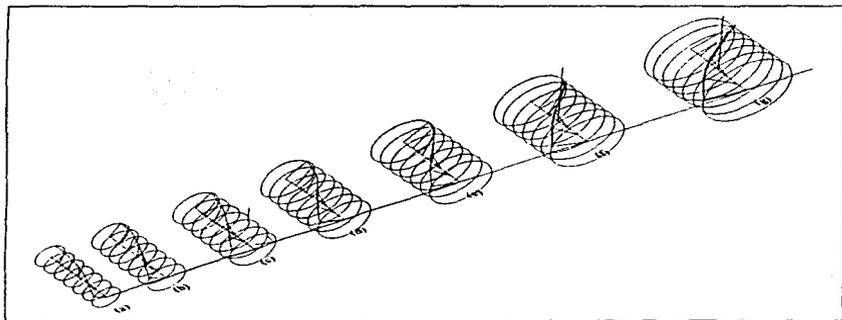


Fig. 7-22 Perfiles en el espacio (a) $\phi = 11\text{mm}$ (b) $\phi = 14\text{mm}$ (c) $\phi = 17\text{mm}$ (d) $\phi = 20\text{mm}$ (e) $\phi = 25\text{mm}$ (f) $\phi = 27\text{mm}$ (g) $\phi = 33\text{mm}$.

Uniendo los perfiles

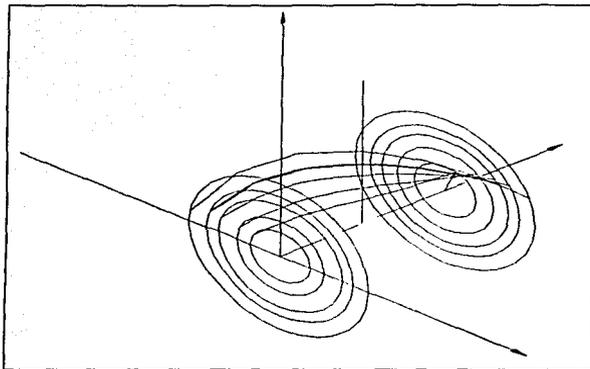


Fig. 7-23 Trazos de los perfiles espaciales.

Y al unir los perfiles se verán de la siguiente manera:

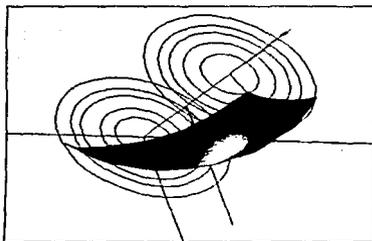


Fig. 7-24 Átabe espacial.

Esta es la forma que deberán tener los álabes una vez calculados los ángulos de entrada y de salida, en base a los triángulos de velocidad y manteniendo una carga de Euler constante.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7.2 CONSTRUCCIÓN

7.2.1 Cubo del Rotor.

La construcción parcial del cubo del rotor se hizo en el torno de control numérico, en este se maquinó una barra de cobre de ½ pulgada a la medida que se requería que era de 7/16 de pulgada, así como también la rosca en el cubo que era una rosca fina estándar la cual debería de ser de 20 hilos por pulgada, el programa para el torno de control numérico es el siguiente:

[BILLET X15 Z60;	N170 G01 Z-60;
[TOOLDEF T01;	N180 G01 X13;
[TOOLDEF T05;	N190 G70 P090 Q140 F60;
N10 G21;	N200 G00 X13 Z3;
N20 G28 U0;	N210 G28 U0;
N30 G28 W0;	N220 G28 W0;
N40 M06 T01;	N230 M06 T05;
N50 M03 S800;	N240 M03 S250;
N60 G00 X13 Z13;	N250 G00 X13 Z-43.55;
N70 G71 U.3 R1;	N260 G01 X11.55;
N80 G00 X0 Z3;	N270 G76 P031560 Q150 R01;
N90 G00 X0;	N280 G76 X9.555 Z-53.55 R0.0 P780 Q200
N100 G01 Z0;	F1.27;
N110 G01 X11.11 Z-5;	N290 G00 X13;
N120 G01 Z-10.55;	N300 G00 Z3;
N130 G01 X11 Z-10.55;	N310 G00 M05;
N140 G01 X11.11 Z-10.55;	N320 G00 U0;
N150 G01 X11.11 Z-53.55;	N330 G00 W0;
N160 G01 X11;	N340 M05;



Foto 7-1 Torno CNC.



Foto 7-2 Tornando cubo del inductor.

Y la pieza máquinada es la siguiente:

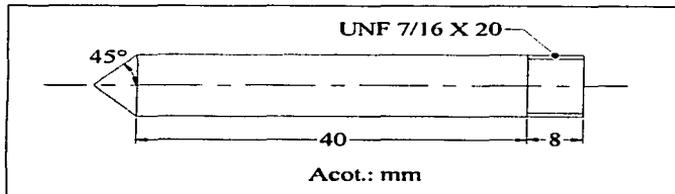


Fig. 7-25 Cubo del inductor.

Una vez realizado el eje se procedió a máquinar el hexágono para poder usar una llave común para tuercas, este hexágono debería de ser de 3/8 de pulgada para poder usar una llave estándar de dicha medida.

El hexágono fue realizado en una fresadora horizontal con cabezal divisor



Foto 7-3 Torciendo el hexágono del cubo del inductor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7.2.2 Álabes.

Los álabes se obtuvieron a partir de los perfiles espaciales ya esquematizados anteriormente, en estos se desarrollo el perfil cuadrículado, y se midió cada cuadro para posteriormente realizar el perfil en el plano, a continuación se muestra el procedimiento

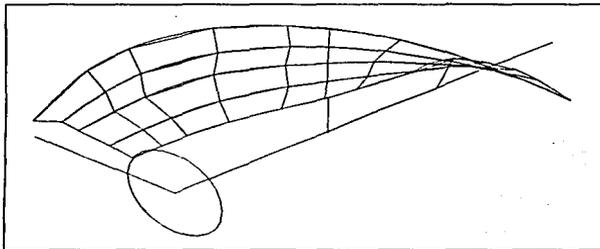


Fig. 7-26 Álabes el inductor cuadrículado.

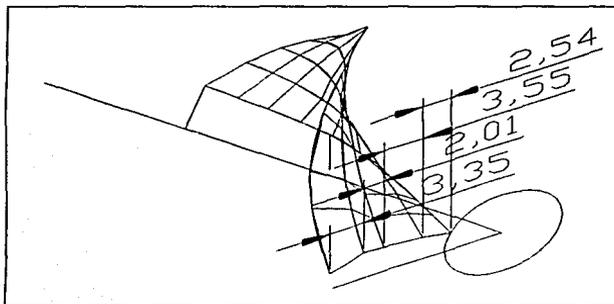


Fig. 7-27 Determinación de dimensiones del cuadrículado.

Una vez medido cada cuadro se pasaron las dimensiones en un plano para determinar la plantilla de álabes.

Teniendo la plantilla se prosiguió a la elaboración de los álabes, estos se hicieron de *lamina de cobre calibre 20 de cobre.*

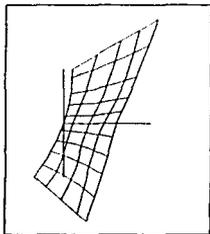


Fig. 7-28 Álabe en el plano.



Foto 7-4 Álabe recortado.

Una vez recortados los álabes, el trabajo a realizar es la curvatura de éstos, en este paso siguiente se ideó un método para hacer los dobleces ya que estos cambian tanto radial como axialmente, así que se realizaron también plantillas de tubo con los perfiles obtenidos del álabe a diferentes diámetros, a continuación tenemos la fotografía de este paso, y de las piezas del cubo del rotor y el álabe.

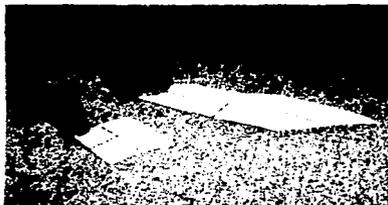


Foto 7-5 Plantillas.



Foto 7-6 Cubo y álabe

Y mediante estas plantillas se realizaron los dobleces de los álabes, y una vez teniendo el eje del inductor así como los álabes se procedió al ensamble.

7.3 ENSAMBLE

El ensamble fue hecho por soldadura de estaño, la técnica fue primero depositar soldadura sobre el cubo del rotor, al igual que en las orillas de los álabes donde iban a unirse para posteriormente quedar soldados.

Los inductores que se fabricaron fueron de dos y tres álabes.

Primeramente se ilustra como iba a quedar el ensamble, este se realizó en el programa de autocad en 3D y como quedaron realmente

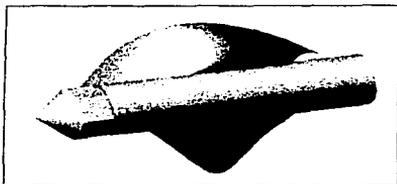


Fig. 7-29 Inductor 2 álabes.

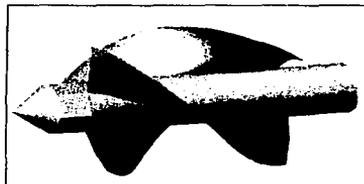
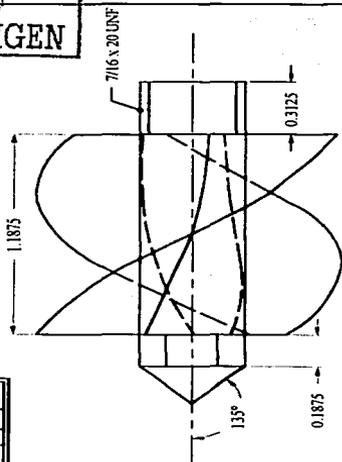
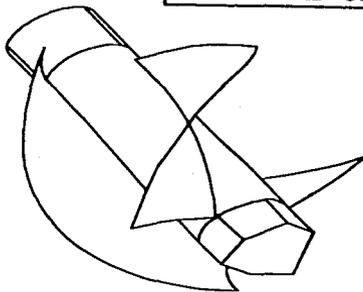


Fig. 7-30 Inductor 3 álabes.



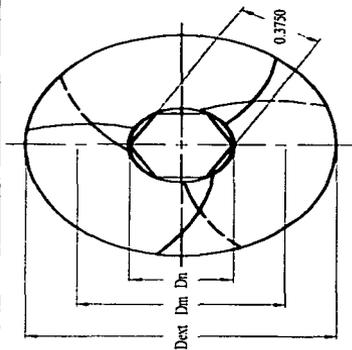
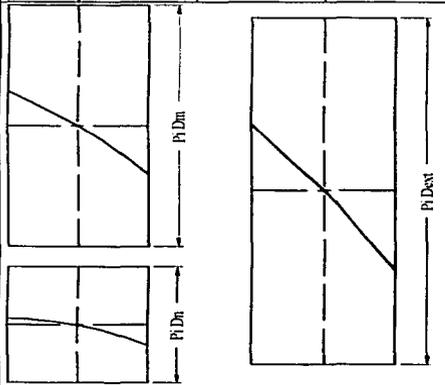
Foto 7-7 Inductores de 2 y 3 álabes.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Perfiles planares

Dn = Diám. c/so | Dm = Diám. medio | Dext = Diám. exterior
Ese. 1:1 | Dn = 0.4375 | Dm = 0.9375 | Dext = 1.3125



ESC. : 2:1

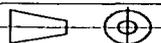
UNAM FES - CUAUTITLAN (TESIS)

FECHA : 25/IV/03

DIB. : MGT

ACOT. : in

REV. : JASG



INDUCTOR

No. : 2

8 **ACOPLAMIENTO DEL INDUCTOR AL IMPULSOR**

El acoplamiento se realizo mediante una unión roscada interna del impulsor con la rosca externa del cubo del inductor, esta rosca, como ya se indicó es de 7/16 de 20 hilos por pulgada tipo fina (*UNF 7/16 X 20*).



Foto 8 - 1 Bomba sin voluta, se muestra el ensamble del impulsor al motor.

A continuación se muestra el esquema del ensamble, primero se muestra un ensamble hecho en el programa de autocad en 3D y después se muestra realmente.

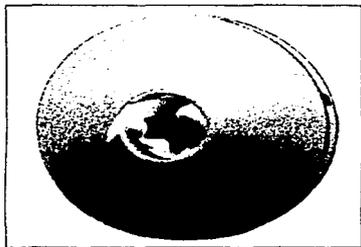


Fig. 8 - 1 Esquema de acoplamiento del inductor de 2 álabes al impulsor.

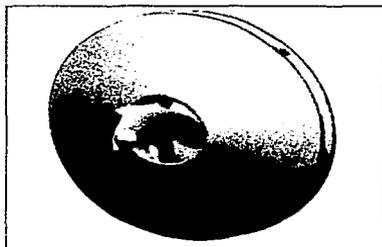


Fig. 8 - 2 Esquema de acoplamiento del inductor de 3 álabes al impulsor.



Foto 8-2 Ensamblando el inductor.

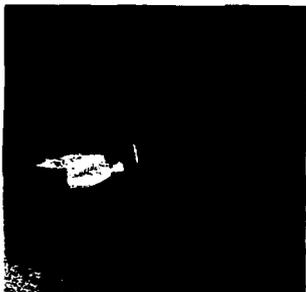


Foto 8-3 Acoplamiento del inductor de 2 álabes al impulsor.



Foto 8-4 Acoplamiento del inductor de 3 álabes al impulsor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

8.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las pruebas realizadas son las mismas que a la bomba sola, las cuales fueron descritas en el capítulo 6, la diferencia aquí es que las pruebas fueron realizadas con los inductores fabricados y acoplados, al mismo tiempo se volvió a probar el impulsor simple. Por lo tanto los siguientes datos son resultado de las pruebas realizadas con *el impulsor simple, el inductor con dos álabes y el inductor con tres álabes.*

Como ya está definido el coeficiente de caudal del venturi, sólo se muestran los datos obtenidos en cada prueba, en base a las ecuaciones descritas en el capítulo 6.

Las pruebas se realizaron a r.p.m. constantes y variando la presión de descarga, los datos obtenidos son los siguientes.

Los datos del *impulsor simple* se dan a continuación

Tabla 8-1 Datos de prueba, impulsor simple.

Datos de prueba de impulsor simple						
LECTURA	Ps (cmHg)	Pd (Kg/cm ²)	hs (cmHg)	hd (cmHg)	voltaje (V)	Amperaje (A)
1	5	2.55	17	0	117	13
2	15	2.25	28.6	3	115	14.5
3	21	2	38.4	6	116	15.2
4	32	1.75	37.6	10	116	16
5	43	1.5	49	14	115	16.5
6	45.2	1.25	53.4	15.6	116	17
7	46.5	1	54	16	115	16.6
8	48	0.75	55.4	17	115	16.2
9	49	0.55	56	17.2	115	15.8

Y los resultados obtenidos del tratamiento matemático son los siguientes:

Tabla 8-2 Resultados de prueba, impulsor simple (primera parte).

Resultados (parte 1)										
datos	Qt: caudal teórico			Qr: caudal real			Vs (m/s)	Vd (m/s)	Pd (mCH2O)	Ps (mCH2O)
	Vt1 (m/s)	(m3/s)	(l/min)	(m3/s)	(l/min)					
1	0	0	0	0	0	0	0	0	25.5	2.312
2	3.26347817	0.00182723	109.633677	0.00109791	65.8743879	1.13737332	1.96969226	22.5	3.8896	2.312
3	4.61525509	0.00258409	155.045433	0.00156267	93.1604527	1.60848877	2.7855655	20	4.9504	2.312
4	5.9582687	0.00333605	200.162794	0.00200449	120.269627	2.07655008	3.5961498	17.5	5.1136	2.312
5	7.0499186	0.00394726	236.835811	0.00237175	142.304942	2.45700719	4.25502159	15	6.664	2.312
6	7.44187522	0.00416672	250.003249	0.00250361	150.216716	2.59361021	4.49158941	12.5	7.2624	2.312
7	7.53668	0.0042198	253.188132	0.00253551	152.130382	2.62665117	4.54880942	10	7.344	2.312
8	7.76863193	0.00434967	260.980353	0.00261354	156.812409	2.70749005	4.68880543	7.5	7.5344	2.312
9	7.81419614	0.00437518	262.511043	0.00262887	157.732138	2.72336989	4.71630599	5.5	7.618	2.312

Tabla 8-3 Resultados de prueba, impulsor simple (segunda parte).

Resultados (parte 2)						
Datos	Delta V	Delta P	Hn (m)	Pn (W)	Pelec (W)	Efic. Neta (%)
1	0	27.812	27.992	0	1262.43	0
2	0.13180782	26.3896	26.7014078	287.586509	1384.025	20.7789967
3	0.26381565	24.9504	25.3940156	386.794892	1463.456	26.4302372
4	0.43935942	22.6136	23.2329594	456.854867	1540.48	29.6566568
5	0.61510318	21.664	22.4591032	522.552766	1574.925	33.1795333
6	0.68540069	19.7624	20.6278007	506.627719	1636.76	30.9530853
7	0.70297507	17.344	18.2269751	453.365338	1603.56	28.2724275
8	0.74691101	15.0344	15.961311	409.229321	1546.29	26.4652375
9	0.7556992	13.116	14.0516982	362.382118	1508.11	24.0288917

Las pérdidas se obtendrán de igual forma que en capítulo 6; los datos y los resultados son los siguientes:

Tabla 8-4 Datos para evaluar pérdidas en la succión.

SUCCIÓN						
Q (l/min)	Re succión	$\xi_{(S A C)}$	$\xi_{(S A A)}$	$\lambda_{(S T C)}$	$\lambda_{(S T A)}$	
0	0	12.16	0.335	0	0	
65.8743879	39526.5381	0.335	0.335	0.0334	0.0329	
93.1604527	50314.9111	0.335	0.0334	0.0329	0.0318	
120.269627	71156.0297	0.335	0.032	0.0318	0.0353	
142.304942	91862.0394	0.335	0.0318	0.0353	0.0351	
150.216716	108692.631	0.335	0.031	0.0351	0.0345	
152.130382	114735.65	0.335	0.0308	0.0345	0.0344	
156.812409	116197.31	0.335	0.0307	0.0344	0.0343	
157.732138	119773.446	0.335	0.0306	0.0343	0.0342	

Tabla 8-5 Datos para evaluar pérdidas en la descarga.

DESCARGA					
Q (l/min)	Re descarga	ξ (D.A.C)	ξ (D.A.A)	λ (D.T.C)	λ (D.T.A)
0	0	3.18	0.205	0	0
65.8743879	50314.9111	3.18	0.205	0.0201	0.0345
93.1604527	71156.0297	3.18	0.205	0.019	0.0349
120.269627	91862.0394	3.18	0.205	0.018	0.0345
142.304942	108692.631	3.18	0.205	0.0177	0.0344
150.216716	114735.65	3.18	0.205	0.0176	0.0343
152.130382	116197.31	3.18	0.205	0.0175	0.0342
156.812409	119773.446	3.18	0.205	0.0174	0.0341
157.732136	120475.935	3.18	0.205	0.0173	0.034

Tabla 8-6 Pérdidas en la succión.

RESULTADOS		
H_s (m)	H_d (m)	H_L (m) [H_s+H_d]
0.45	0	0.45
1.35137555	1.00724049	2.35861604
2.2464642	1.9929278	4.229392
3.44726325	3.25405177	6.70131502
4.63854942	4.5344355	9.17298492
5.11402665	5.04435738	10.158384
5.23237595	5.16518775	10.3975637
5.52995575	5.47896785	11.0089236
5.58838573	5.53427578	11.1226615

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Las curvas características se muestran a continuación:

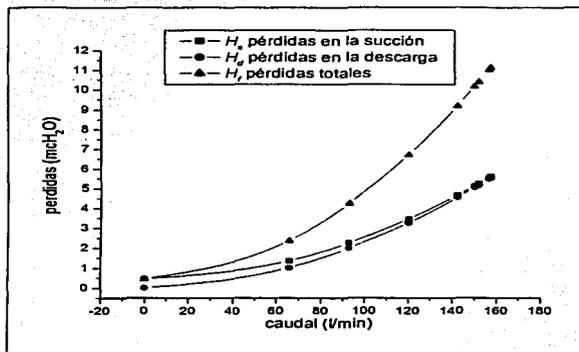


Fig. 8-3 Gráfica de pérdidas en la instalación.

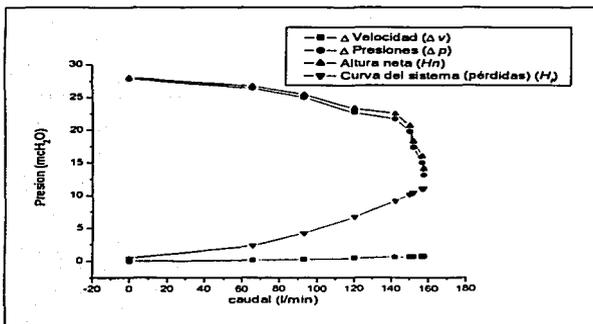


Fig. 8-4 Gráfica de incrementos y pérdidas del sistema.

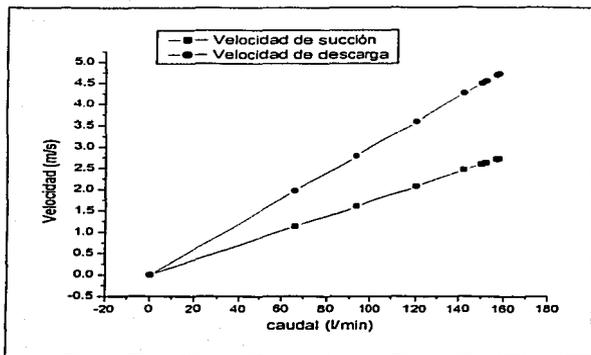


Fig. 8-5 Gráfica de velocidades.

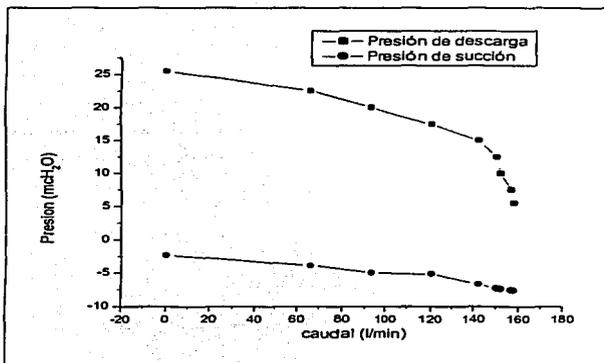


Fig. 8-6 Gráfica de presiones.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

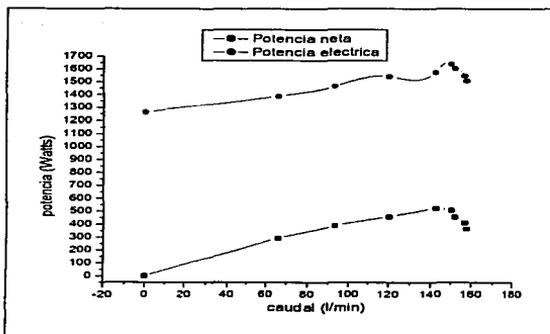


Fig. 8-7 Gráfica de potencias.

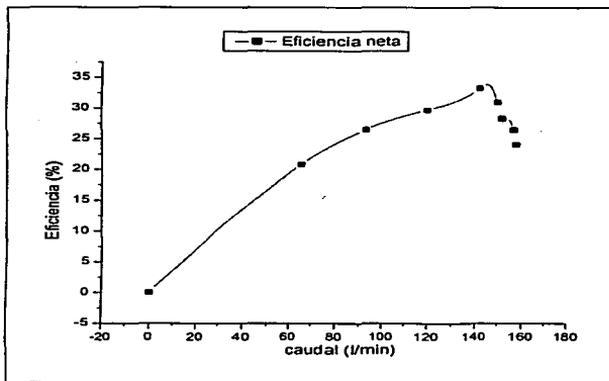


Fig. 8-8 Gráfica de eficiencia.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los datos del *inductor de dos álabes* son los siguientes:

Tabla 8-7 Datos de prueba, inductor de dos álabes.

Datos de prueba de inductor de dos álabes						
LECTURA	Ps (cmHg)	Pd (Kg/cm2)	hs (cmHg)	hd (cmHg)	voltaje (V)	Amperaje (A)
1	6	2.5	15	0	120	13
2	18	2.25	25	3	119	14
3	31	2	35	7.6	119	15
4	41.5	1.75	45	11.2	118	15.5
5	42.5	1.5	47	11.6	117	15.0
6	46.5	1.25	51	12	117	15.5
7	48	1	52.6	13.2	115	15.1
8	50	0.75	54.5	13.2	115	14.8
9	51	0.5	53	13	115	14.2
10	52	0.2	57	15.4	115	13.5

Y sus respectivos resultados son:

Tabla 8-8 Resultados de prueba, inductor de dos álabes
(Primera parte).

datos	Resultados (parte 1)								
	Qt: caudal teórico				Qr: caudal real				
	V1 (m/s)	(m ³ /s)	(l/min)	(m ³ /s)	(l/min)	Vs (m/s)	Vd (m/s)	Fd (mCH ₂ O)	Ps (mCH ₂ O)
1	0	0	0	0	0	0	0	25	2.04
2	3.26347817	0.00182723	109.633677	0.00109791	65.8743879	1.13737332	1.96969226	22.5	3.4
3	5.19429823	0.0029083	174.497878	0.00174748	104.84863	1.81029439	3.13505054	20	4.76
4	6.30563889	0.00353054	211.83239	0.00212136	127.28141	2.19761403	3.80580701	17.5	6.12
5	6.41725178	0.00359303	215.581926	0.00215891	129.534353	2.23651288	3.87317166	15	6.392
6	6.52695634	0.00365446	219.267355	0.00219581	131.748776	2.27474664	3.93938452	12.5	6.936
7	6.84552956	0.00383283	229.969542	0.00230299	138.179282	2.3857744	4.13166134	10	7.1536
8	6.84552956	0.00383283	229.969542	0.00230299	138.179282	2.3857744	4.13166134	7.5	7.412
9	6.79347155	0.00380368	228.220698	0.00228547	137.128473	2.36763137	4.1002414	5	7.208
10	7.394017	0.00413992	248.395495	0.00248751	149.250682	2.57693088	4.4627043	2	7.752

Tabla 8-9 Resultados de prueba, inductor de dos álabes
(Segunda parte).

Resultados (parte 2)						
Datos	Delta V	Delta P	Hn (m)	Pn (W)	Pelec (W)	efic. Neta (%)
1	0	27.04	27.22	0	1294.8	0
2	0.13180782	25.9	26.2118078	282.313291	1382.78	20.4163563
3	0.33391316	24.78	25.2739132	433.264401	1481.55	29.2439946
4	0.49208255	23.62	24.2920825	505.530638	1518.07	33.300878
5	0.50965692	21.392	22.0816569	467.664468	1514.916	30.8706535
6	0.5272313	19.436	20.1432313	433.903831	1505.205	28.8268928
7	0.57995443	17.1536	17.9135544	404.708621	1441.295	28.0795133
8	0.57995443	14.912	15.6719544	354.065693	1412.66	25.0637587
9	0.57116724	12.208	12.9591672	290.551079	1355.39	21.4387141
10	0.6766135	9.752	10.6086135	258.876549	1288.575	20.0901421

Los respectivos datos y resultados en la red de tubería son:

Tabla 8-10 Datos para evaluar pérdidas en la succión.

SUCCIÓN					
Q (l/min)	Re succión	ξ (S A C)	ξ (S A A)	λ (S T C)	λ (S T A)
0	0	12.16	0.335	0	0
65.8743879	39526.5381	12.16	0.335	0.02039	0.0339
104.84863	50314.9111	12.16	0.335	0.0195	0.032
127.28141	80083.4693	12.16	0.335	0.0243	0.0318
129.534353	97217.6444	12.16	0.335	0.019	0.0316
131.748776	98938.4443	12.16	0.335	0.0189	0.0311
138.179282	100629.822	12.16	0.335	0.0188	0.031
138.179282	105541.448	12.16	0.335	0.0188	0.031
138.179282	105541.448	12.16	0.335	0.0188	0.031
149.250682	105541.448	12.16	0.335	0.0178	0.0309

Tabla 8-11 Datos para evaluar pérdidas en la descarga.

DESCARGA					
Q (l/min)	Re descarga	ξ (D A C)	ξ (D A A)	λ (D T C)	λ (D T A)
0	0	3.18	0.205	0	0
65.8743879	50314.9111	3.18	0.205	0.0201	0.036
104.84863	80083.4693	3.18	0.205	0.0185	0.035
127.28141	97217.6444	3.18	0.205	0.01788	0.0342
129.534353	98938.4443	3.18	0.205	0.0175	0.0341
131.748776	100629.822	3.18	0.205	0.0174	0.03405
138.179282	105541.448	3.18	0.205	0.0174	0.034
138.179282	105541.448	3.18	0.205	0.0174	0.034
138.179282	105541.448	3.18	0.205	0.0174	0.034
149.250682	113997.793	3.18	0.205	0.0172	0.0339

Tabla 8-12 Pérdidas en la succión.

RESULTADOS		
H_s (m)	H_d (m)	H_f (m) [H_s+H_d]
0.45	0	0.45
1.32644746	1.00902016	2.33546762
2.66411005	3.44008179	6.10419184
3.74747576	3.8365905	7.38406626
3.82507964	3.74430236	7.569382
3.93992013	3.86726943	7.80718956
4.28788821	4.25373535	8.54162356
4.28788821	4.25373535	8.54162356
4.28788821	4.25373535	8.54162356
4.91735387	4.94691444	9.86426831

Las gráficas correspondientes son:

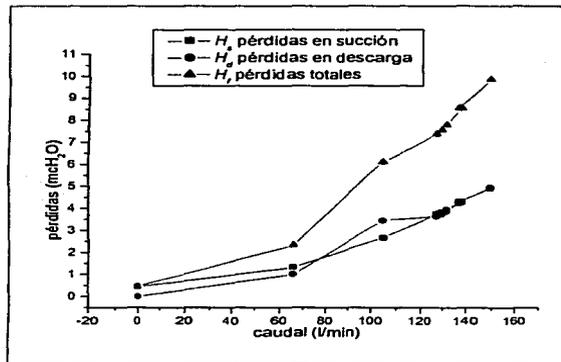


Fig. 8-9 Gráfica de pérdidas en la instalación.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

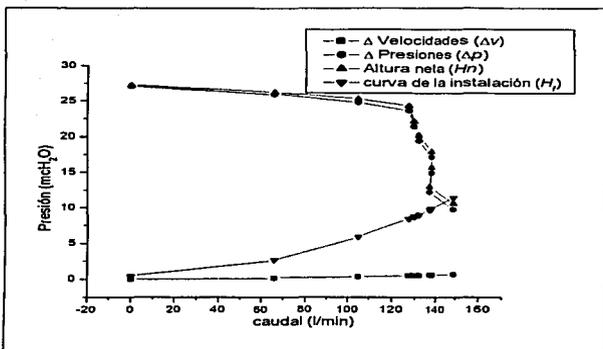


Fig. 8-10 Gráfica de incrementos y pérdidas del sistema.

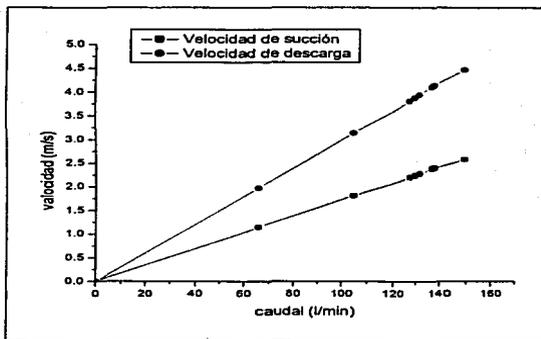


Fig. 8-11 Gráfica de velocidades.

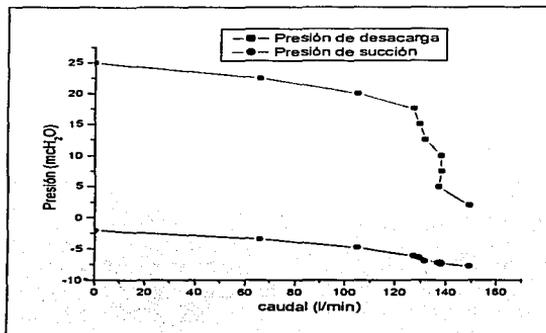


Fig. 8-12 Gráfica de presiones.

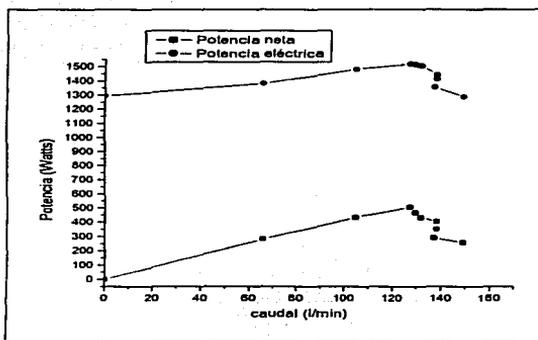


Fig. 8-13 Gráfica de potencias.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

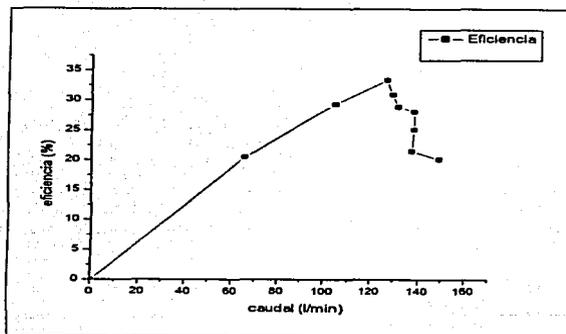


Fig. 8-14 Gráfica de eficiencia.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los datos obtenidos del **inductor de tres álabes** son los siguientes:

Tabla 8-13 Datos de prueba, inductor de tres álabes.

Datos de prueba de inductor de tres álabes						
LECTURA	Ps (cmHg)	Pd (Kg/cm ²)	hs (cmHg)	hd (cmHg)	voltaje (V)	Amperaje (A)
1	5	2.46	14	0	120	13.05
2	13	2.25	20	2.2	119	14.1
3	17.1	2	20	5.5	116	15.05
4	25	1.75	28.2	9.2	117	15.8
5	34	1.5	38.4	13.2	116	16.5
6	38	1.25	42	14.8	115	16.9
7	39.1	1	45	16	116	16.5
8	42	0.75	48	17.4	116	16
9	43	0.61	49	18.4	115	16

Y sus respectivos resultados:

Tabla 8-14 Resultados de prueba, inductor de tres álabes (Primera parte).

Resultados (parte 1)									
Datos	Qt: caudal teórico			Qr: caudal real		Vs (m/s)	Vd (m/s)	Pd (mCH ₂ O)	Ps (mCH ₂ O)
	Vt1 (m/s)	(m ³ /s)	(l/min)	(m ³ /s)	(l/min)				
1	0	0	0	0	0	0	0	24.6	1.904
2	2.79487574	0.00156474	93.8846722	0.00094019	56.4114555	0.97398832	1.68674388	22.5	2.72
3	4.41877033	0.00247408	148.444701	0.00148657	89.19434281	5.4001075	2.66697592	20	2.72
4	5.71497057	0.00319982	191.989407	0.00192264	115.3585741	9.99175686	3.44930553	17.5	3.8352
5	6.84552956	0.00383283	229.969542	0.00230289	138.179282	2.3857744	4.13168134	15	5.2224
6	7.24854872	0.00405848	243.508548	0.00243857	146.314317	2.5282322	4.37490481	12.5	5.712
7	7.53668	0.0042198	253.188132	0.00253551	152.130382	6.26651174	5.4880942	10	6.12
8	7.85949621	0.00440055	264.032859	0.00264411	158.6465342	7.39157684	7.4364712	7.5	6.528
9	8.08218889	0.00452523	271.514023	0.00271903	163.14166	2.816769574	8.87805466	6.1	6.684

Tabla 8-15 Resultados de prueba, inductor de tres álabes (Segunda parte).

Resultados (Parte 2)						
Datos	Delta V	Delta P	Hn (m)	Pn (W)	Pelec (W)	efic. Neta (%)
1	0	26.504	26.684	0	1299.78	0
2	0.09665907	25.22	25.4966591	235.162647	1392.657	16.8858984
3	0.24164788	22.72	23.1416477	337.481013	1449.014	23.2903901
4	0.40421066	21.3352	21.9194107	413.424785	1534.338	26.9448313
5	0.57995443	20.2224	20.9823544	474.03991	1588.62	29.8397294
6	0.65025194	18.212	19.0422519	455.536192	1613.105	28.2397111
7	0.70297507	16.12	17.0029751	422.920397	1588.62	26.6218729
8	0.76448538	14.028	14.9724854	388.366932	1540.48	25.210774
9	0.80842133	12.764	13.7524213	366.82743	1527.2	24.0196065

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Los datos respectivos con los resultados en la red de tubería son:

Tabla 8-16 Datos para evaluar pérdidas en la succión.

SUCCIÓN					
Q (l/min)	Re succión	ξ (S A C)	ξ (S A A)	λ (S T C)	λ (S T A)
0	0	12.16	0.335	0	0
56.4114555	33848.505	12.16	0.335	0.0229	0.0338
89.1943428	43087.1157	12.16	0.335	0.0225	0.0322
115.358574	68126.7117	12.16	0.335	0.0191	0.0318
138.179282	88110.9728	12.16	0.335	0.0188	0.031
146.314317	105541.448	12.16	0.335	0.0186	0.0309
152.130382	111754.994	12.16	0.335	0.018	0.0308
158.646534	118197.31	12.16	0.335	0.0178	0.0306
163.14166	121174.352	12.16	0.335	0.0176	0.0305

Tabla 8-17 Datos para evaluar pérdidas en la descarga.

DESCARGA					
Q (l/min)	Re descarga	ξ (D A C)	ξ (D A A)	λ (D T C)	λ (D T A)
0	0	3.18	0.205	0	0
56.4114555	43087.1157	0.45	0.205	0.0215	0.0359
89.1943428	68126.7117	1.096281	0.205	0.0205	0.035
115.358574	88110.9728	2.0631562	0.205	0.0199	0.0341
138.179282	105541.448	3.127618	0.205	0.0178	0.03405
146.314317	111754.994	4.28788821	0.205	0.0175	0.034
152.130382	118197.31	4.75097901	0.205	0.0174	0.0339
158.646534	121174.352	5.09327815	0.205	0.01732	0.0338
163.14166	124607.733	5.49686554	0.205	0.01731	0.0337

Tabla 8-18 Pérdidas en la succión.

RESULTADOS		
H_s (m)	H_s (m)	H_L (m) [$H_s + H_d$]
0.45	0	0.45
1.096281	0.75502887	2.01966516
2.0631562	1.85852925	4.3741629
3.127618	3.07835419	7.01405431
4.28788821	4.27999824	9.86799097
4.75097901	4.77662804	11.0095656
5.09327815	5.15541008	11.8657466
5.49686554	5.59896528	12.8646245
5.7842948	5.91911108	13.5781086

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Las gráficas que se obtuvieron son:

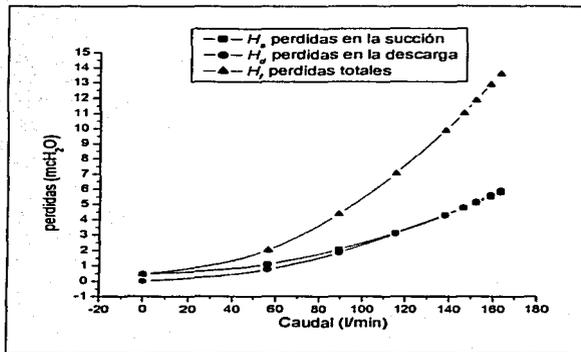


Fig. 8-15 Gráfica de pérdidas en la instalación.

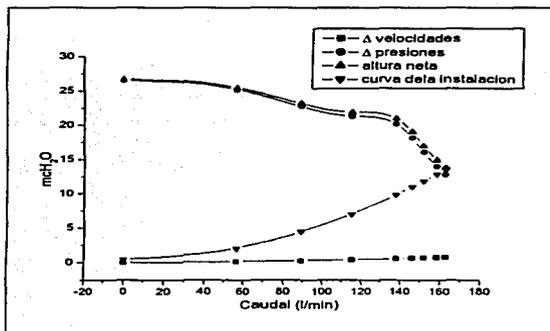


Fig. 8-16 Gráfica de incrementos y pérdidas del sistema.

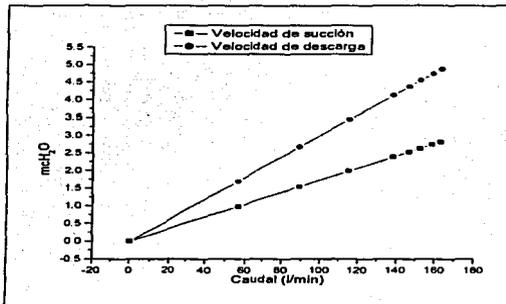


Fig. 8-17 Gráfica de velocidades.

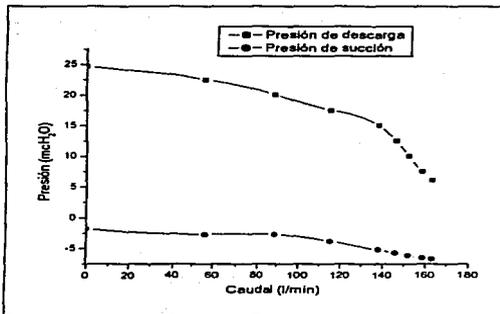


Fig. 8-18 Gráfica de presiones.

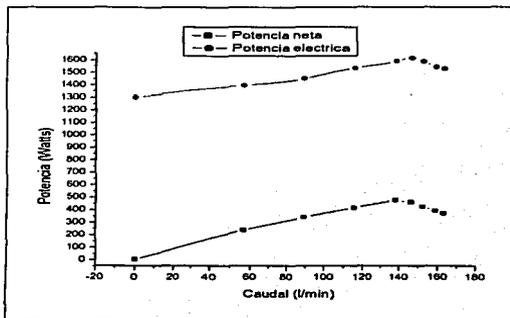


Fig. 8-19 Gráfica de potencias.

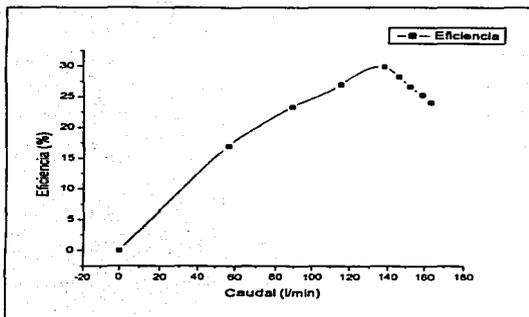


Fig. 8-20 Gráfica de eficiencia.

9. COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se analizarán los resultados obtenidos, solo se presentan las gráficas, pues todos los resultados están resumidos en estas, en función del impulsor simple, así como al acoplarle los inductores, de dos y tres álabes.

Si analizamos las gráficas siguientes:

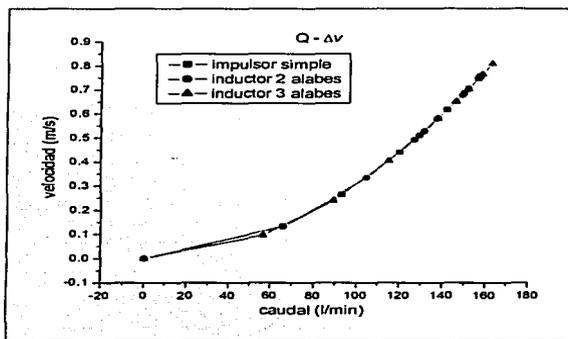


Fig. 9-1 Gráfica de incrementos de velocidades.

En esta gráfica podemos observar que las velocidades se mantienen constantes, pues, para cualquier caudal que se maneje en el sistema este presentara la misma velocidad con cualquier aditamento, en este caso con los inductores.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

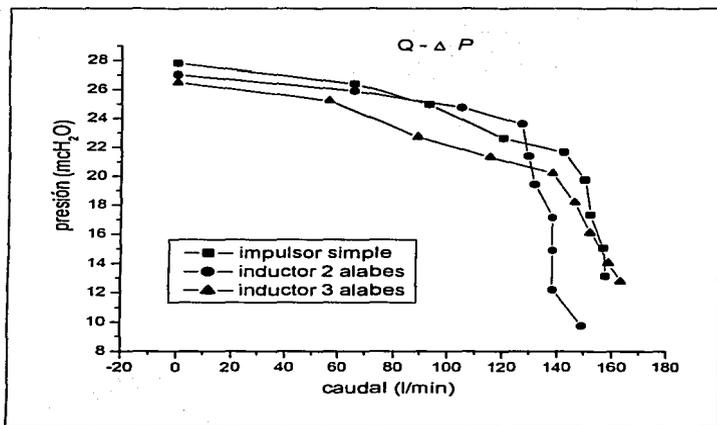


Fig. 9-2 Gráfica de incrementos de presiones

En esta gráfica vemos la diferencia o el incremento de presiones de la presión de descarga y la presión de succión, que como ya se definió en la carga de Euler, este es la que mayor afecta a la altura neta (H_n), y como podemos observar que con el inductor de tres álabes se aplana esta curva, lo que significa un mayor desempeño de la bomba.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

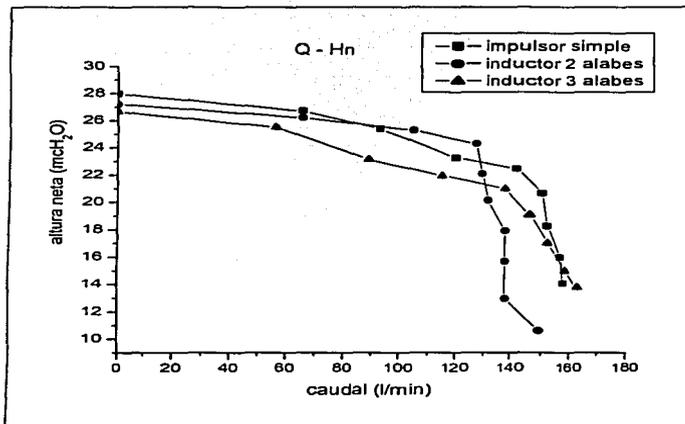


Fig. 9-3 Gráfica de altura neta.

En esta gráfica sucede lo mismo que con la anterior, acoplado el inductor de tres álabes se aplana la curva de altura neta, esto representa un mejor desempeño, en el inductor de dos álabes se cae bruscamente en aproximadamente en el caudal de 130 l/min pues en este punto la bomba comienza a cavitarse y es por este motivo que la curva cae.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

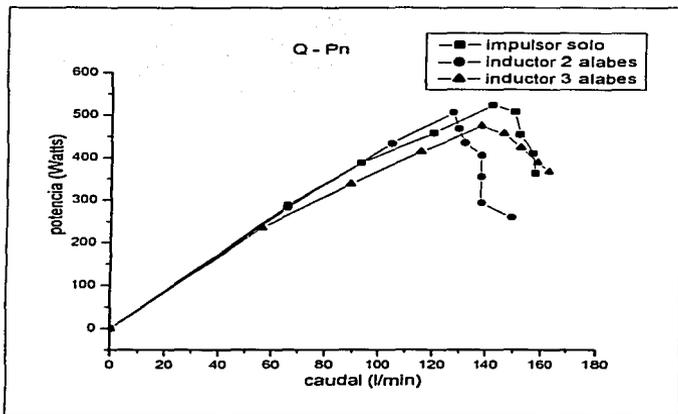


Fig. 9-4 Gráfica de potencia neta.

En esta gráfica la potencia neta entregada por la bomba, para el impulsor simple, al parecer presenta un mejor desempeño, empero, la curva del inductor de tres álabes es mas suavizada; y nuevamente vemos que la curva del inductor de dos álabes cae bruscamente, debido a la cavitación que se presenta en ese punto, y es por eso que se observa la caída de la curva.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

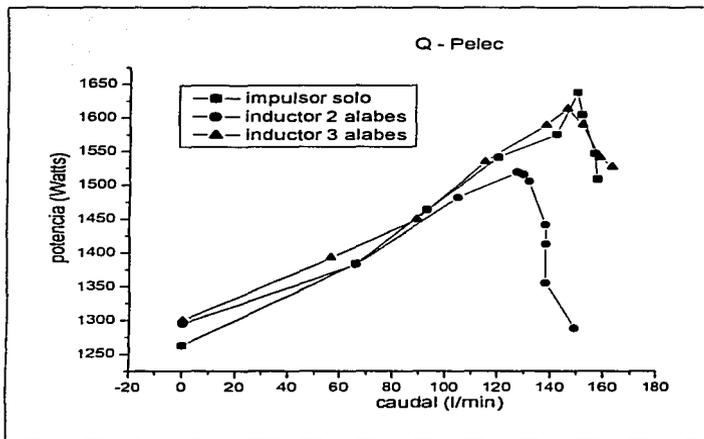


Fig. 9-5 Gráfica de potencia eléctrica.

En la gráfica de potencia eléctrica podemos observar la energía consumida para cada prueba, en esta el inductor de dos álabes requirió menor potencia eléctrica, pero de igual forma cae bruscamente por el motivo antes mencionado.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

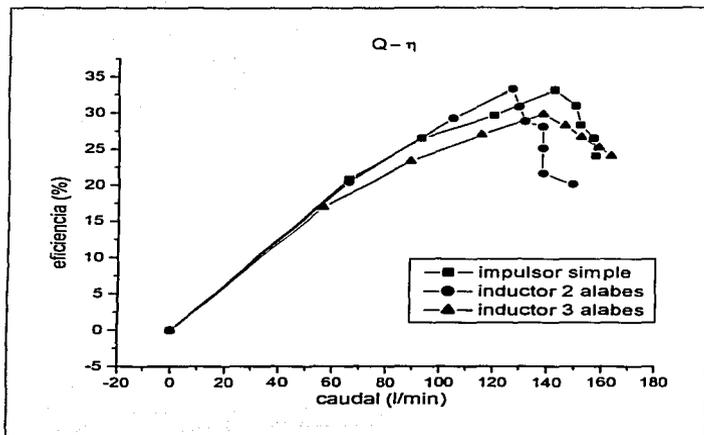


Fig. 9-6 Gráfica de eficiencia.

En esta gráfica, vemos que la eficiencia para el inductor de dos álabes fue la mayor, aunque también cae bruscamente, el de tres álabes no alcanzó la mayor eficiencia, aunque, la gráfica es mas suavizada, lo que significa que la bomba se vuelve más estable.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

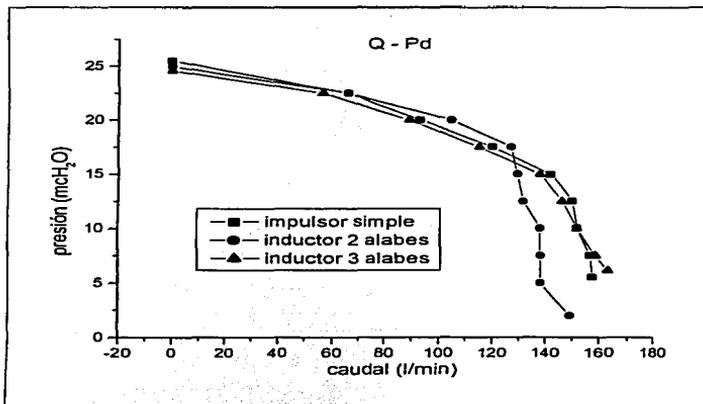


Fig. 9-7 Gráfica de presión de descarga.

En esta gráfica observando el inductor de dos álabes, se puede ver el efecto de la cavitación en la presión, esta cae, mientras que para el impulsor simple y para el de tres álabes, se mantiene, y volvemos a ver una curva más estable para este último.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

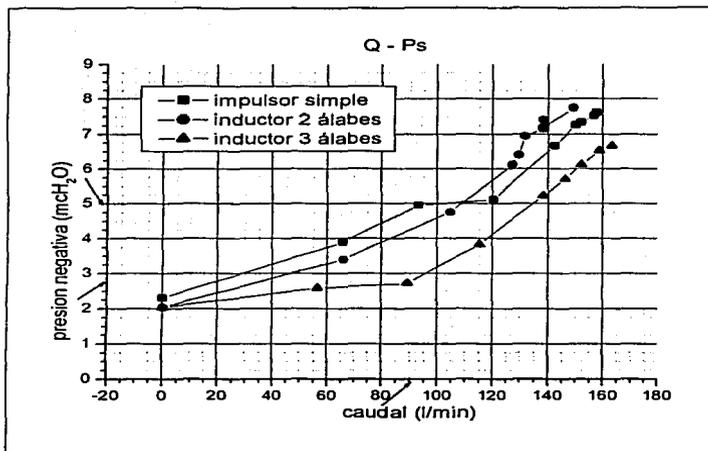


Fig. 9-8 Gráfica de presión de succión.

Esta última gráfica, es la más importante de este proyecto, pues aquí representa lo que realmente se obtuvo de ganancia en la bomba. Esta nos representa la presión de succión manejada por la bomba, y desde luego, observamos que para los inductores de dos y tres álabes, la presión manejada por la bomba para un mismo caudal, es menor en gran medida. En uno de sus puntos donde está marcado con flechas, podemos ver que para el manejo de un mismo caudal, la presión requerida por la bomba es menor hasta en 2.2 mch₂O, respecto al impulsor simple, lo que significa que la bomba podrá colocarse a una mayor altura sin presentar el fenómeno de la cavitación, o también, bombear líquidos a mayor temperatura.

Con esta gráfica se demuestra realmente el objetivo de este proyecto, que fue el de reducir las pérdidas en la succión y efectivamente, estas se lograron reducir, lo que significa una bomba con mayor rendimiento.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para tener una idea mas clara acerca de las diferencias de alturas nos basaremos en la gráfica anterior y en la figura siguiente, donde se alcanzó el punto de máxima diferencia y que esta marcado, analizaremos los NPSH en la instalación:

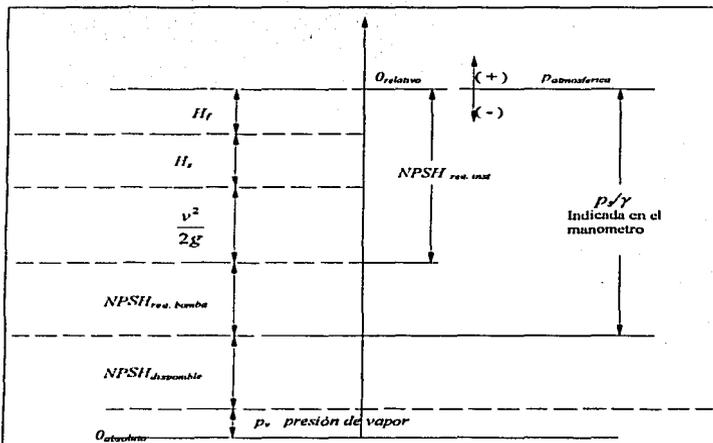


Fig. 9-9 Diferentes presiones en el sistema de bombeo.

Como se puede ver claramente en la figura, el $NPSH_{req. bomba}$ se puede calcular de la siguiente manera:

$$NPSH_{req. bomba} = \frac{P_s}{\gamma} - \frac{v^2}{2g} - H_s - H_f$$

y el $NPSH_{disponible}$ en el sistema será:

$$NPSH_{disponible} = P_{atmosférica} - \left(\frac{P_s}{\gamma} + p_v \right)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La presión atmosférica para la el lugar donde se desarrollo el proyecto, el Laboratorio de Termofluidos es de $7.956 \text{ mCH}_2\text{O}$; y la presión de vaporización a la temperatura que se realizó la prueba es de $0.2382 \text{ mCH}_2\text{O}$.

Resumiendo los datos de la gráfica 9-8 en el punto donde se obtuvo la máxima ganancia en $NPSH_{disponible}$, observamos que realmente la diferencia es muy significativa mediante el acoplamiento de los inductores respecto al impulsor simple.

Tabla 9-1 Análisis de alturas resultantes.

<i>Análisis de alturas</i>			
	<i>Impulsor simple</i>	<i>Inductor 2 álabes</i>	<i>Inductor 3 álabes</i>
$P_{atmosferica} \text{ (mCH}_2\text{O)}$	7.956	7.956	7.956
$H_f \text{ (mCH}_2\text{O)}$	2.2	2.4	2.5
$H_s \text{ (mCH}_2\text{O)}$	0.45	0.45	0.45
$V^2/2g \text{ (mCH}_2\text{O)}$	0.132	0.167	0.1208
$p_v \text{ (mCH}_2\text{O)}$	0.2382	0.2382	0.2382
$P_s / \gamma \text{ (mCH}_2\text{O)}$	5	4.5	2.75
$NPSH_{req \text{ bomba}} \text{ (mCH}_2\text{O)}$	2.218	1.483	0.3208
$NPSH_{disponible} \text{ (mCH}_2\text{O)}$	2.7178	3.2178	4.9678

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

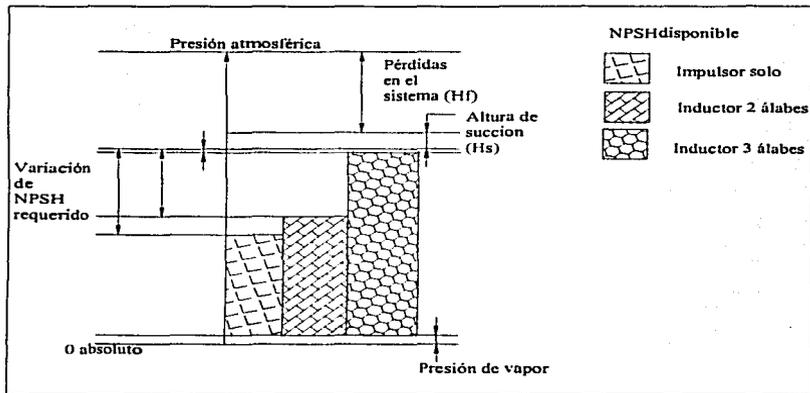


Fig. 9-10 Gráfica de las presiones obtenidas.

En la figura anterior se puede observar la ganancia en el $NPSH_{disponible}$, pues esto indica la altura que se ganó, pues el $NPSH_{requerido}$ de la bomba disminuye, y esto se traduce en la ganancia del disponible, todo esto en la succión del líquido, por lo que sí aumentará la presión de vaporización debido a la temperatura, con el impulsor solo cavitaria, mientras que con el inductor acoplado aún seguiría bombeando líquido.

Otra manera de interpretar es que, la bomba puede estar más arriba del espejo del agua, pues en el impulsor simple, como se vio en la tabla este puede alcanzar una altura de 2.71 m a la succión, mientras que para los inductores se alcanzan alturas de 3.21 y 4.96 m, que son superiores a las del impulsor simple ya mencionado.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

10. CONCLUSIONES

- DE ACUERDO A EL NPSH DISPONIBLE EN UN SISTEMA DE BOMBEO, LA BOMBA PUEDE CAVITAR Y ESTO PUEDE CAUSAR DAÑOS MUY GRAVES AL SISTEMA.
- EL NPSH DISPONIBLE EN UN SISTEMA DE BOMBEO SE PUEDE INCREMENTAR SI SE LE AÑADE UN ADITAMENTO AL IMPULSOR, COMO EL INDUCTOR QUE SE DISEÑO EN ESTE TRABAJO E INCREMENTAR EL NÚMERO DE ACCESORIOS EN LA SUCCIÓN DE LA BOMBA.
- LA EFICIENCIA NO ES INCREMENTADA CON EL INDUCTOR, PERO SÍ SE INCREMENTA EL RENDIMIENTO DE LA BOMBA.
- CON EL INDUCTOR ACOPLADO SE REDUCEN PROBLEMAS DE NPSH REQUERIDO POR LA BOMBA, POR LO QUE SE TIENE MAYOR ALTURA DE SUCCIÓN DISPONIBLE.
- LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS RADIALES SE HACEN MÁS EFICIENTES CUANDO SE LES ACOPLA UN ADITAMENTO AUXILIAR, COMO ES EL INDUCTOR.
- ESTE INCREMENTO DEL NPSH DISPONIBLE SE PUEDE UTILIZAR PARA INCREMENTAR LA ALTURA DE SUCCIÓN DE LA BOMBA, PERMITE QUE SE MANEJE AGUA A MAYOR TEMPERATURA, O BIEN, QUE SE INCREMENTE EL FLUJO CON RESPECTO A LA BOMBA SIN INDUCTOR ANTES DE QUE APAREZCA LA CAVITACIÓN.

- EN CASO QUE LA INSTALACIÓN REQUIERA UN TUBO MÁS LARGO EN LA SUCCIÓN ESTO SERA PERMITIDO, Y NO SE PRESENTARÁ LA CAVITACIÓN, TAMBIEN SE PODRAN SUBIR LAS PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN, COMO ES AGREGAR ACCESORIOS, DEBIDO A QUE TENEMOS MAS CARGA DISPONIBLE A LA SUCCIÓN QUE SIN INDUCTOR.
- EL INDUCTOR REPRESENTA UNA SOLUCIÓN MODERNA PARA UNA GRAN VARIEDAD DE PROBLEMAS REALES DE CONDICIONES DE BAJA SUCCIÓN.
- EL INDUCTOR FUE CONSTRUIDO DE COBRE PERO PUEDE SER CONSTRUIDO DE OTROS MATERIALES TALES COMO ACERO INOXIDABLE, BRONCE, ETC. EL CUAL EMPUJA AL FLUIDO SOBRE EL IMPULSOR AUMENTANDO EL RENDIMIENTO SIN PROBLEMAS DE CAVITACIÓN EN RANGOS DE CUALQUIER FLUJO DESEADO. EL RESULTADO ES MUY APROVECHABLE REDUCIENDO EL NPSH REQUERIDO, SUPERANDO A LOS RANGOS DE OPERACIÓN DE BOMBAS NORMALES.
- SE PUEDE VER QUE EL INCREMENTO EN LA GRAFICA 9-7 FUE HASTA DE 2.2 mH_2O ; ESTO SIGNIFICA QUE SE PUEDE SUBIR LA BOMBA, O QUE EL ESPEJO DEL AGUA DESCIENDA A ESTA ALTURA SIN PRESENTAR CAVITACIÓN, SIN EMBARGO CON EL IMPULSOR SIMPLE YA ESTARÁ PRESENTÁNDOSE ESTE FENÓMENO, POR LO QUE EL INDUCTOR REPRESENTA UN GRAN AVANCE EN EL CAMPO DE APLICACIÓN DE BOMBAS.

11 BIBLIOGRAFÍA

- 1 — *Azevedo, J. M. Y Acosta Guillermo; "Manual de hidráulica"*
Harla México, 1973
- 2 — *Bertin, John; "Mecánica de fluidos para ingenieros"*
Prentice Hall, México, 1984
- 3 — *Egea Gil Pedro; "Mecanismos hidráulicos"*
Editorial Gustavo Gili, S. A. Barcelona, 1980
- 4 — *Ferrero José H.; "Tratado de hidráulica"*
Alambra, Madrid, 1981
- 5 — *Mataix Claudio; "Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas"*
Harla México, 1970
- 6 — *Martí Miguel Celedonio; "Mecánica y automática del agua"*
Marcombo, S.A., 1976
- 7 — *Psahkov N. N. y Dolqachev, F. M.; "Hidráulica y máquinas hidráulicas"*
MIR — Moscú, 1985
- 8 — *Reyes Aguirre Miguel; "Curso de máquinas hidráulicas"*
Representaciones y servicios de ingenieros, México, 1988
- 9 — *Sánchez Gutiérrez Jose Antonio; "Apuntes de la materia de Turbomáquinaria"*
Cuautitlan, 2001
- 10 — *Streeter, Victor L; E. Benjamin Wylie; "Fluids Mechanics"*
Mc Graw Hill, Kogakusha, L. T. D., 1975

- 11 — *Tyler G. Hicks; "Bombas su selección y aplicación"*
Compañía editorial continental, 1990
- 12 — *Viejo Zubicaray, Manuel; "Bombas teoría, diseño y aplicaciones"*
Limusa, México, 1983
- 13 — *Valiente Barderas Antonio; "Problemas de flujo de fluidos"*
Limusa, México, 1988
- 14 — *White Frank M.; "Mecánica de fluidos"*
Mc Graw – Hill, 1979