

300617

1
2 ej



Universidad La Salle

ESCUELA DE INGENIERIA
Incorporada a la U. N. A. M.

FUNDAMENTOS PARA EL DISEÑO DEL IMPULSOR, VOLUTA
Y FLECHA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA DE TIPO RADIAL

Tesis Profesional

Que para obtener el Título de
Ingeniero Mecánico Electricista
Area Industrial
p r e s e n t a

FERNANDO ALONSO GARCIA

México, D. F.

HECHO CON
FALSA DE ORIGEN

1988



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

I N D I C E

	Pag.
INTRODUCCION	1
CAPITULO I. BOMBAS. GENERALIDADES Y APLICACIONES.	5
1.1 DEFINICION DE BOMBA CENTRIFUGA.	5
1.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS.	6
1.3 CARACTERISTICAS Y APLICACIONES GENERALES.	9
1.4 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.	10
1.4.1 Bombas Reciprocantes.	10
1.4.2 Bombas Rotatorias.	14
1.5 BOMBAS DINAMICAS.	24
1.5.1 Bombas Periféricas.	24
1.5.2 Bombas Especiales.	27
1.5.3 Bombas Centrifugas.	32
1.6 LIMITACIONES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.	53
CAPITULO II. ELEMENTOS DE CONTROL Y PLANEACION.	54
2.1 DESARROLLO DE UN PROYECTO DE DISEÑO.	54
2.2 ESTUDIO DE MERCADO.	57
2.2.1 Objetivo.	57
2.2.2 Programa de Mercadotecnia.	58
2.2.3 Métodos de Información.	58
2.3 HERRAMIENTAS DE PLANEACION Y CONTROL.	60
2.3.1 Gráfico de Gantt.	60
2.3.2 Diagrama de Proceso.	65
2.4 FLUJO DE PROCESO.	69
2.4.1 Departamento de Ingeniería.	69
2.4.2 Taller de Modelos.	70
2.4.3 Fundición.	71
2.4.4 Maquinado.	72
2.4.5 Ensamble.	73
CAPITULO III. PRINCIPIOS DE LAS TURBOMAQUINAS Y DE LA BOMBA CENTRIFUGA.	74
3.1 FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMAQUINAS.	74
3.2 CURVAS CARACTERISTICAS Y LEYES DE SEMEJANZA.	74
3.3 VELOCIDAD ESPECIFICA DE LAS BOMBAS.	81

	Pag.
3.4 ECUACION PARA UN VOLUMEN DE CONTROL.	83
3.5 CONSERVACION DE LA MASA.	90
3.6 ECUACION DE ENERGIA.	93
3.7 RENDIMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.	102
3.8 TRIANGULOS DE VELOCIDAD.	104
3.9 ECUACION DE EULER.	107
CAPITULO IV. PARAMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO HIDRAULICO.	 113
4.1 GENERALIDADES.	113
4.2 DISEÑO DE UNA BOMBA DE TIPO RADIAL. IMPULSOR.	 115
4.2.1 Velocidad.	116
4.2.2 Conexiones de tuberías y velocidades.	116
4.2.3 Pérdidas por fugas.	117
4.2.4 Dimensiones del Impulsor y del ángulo del álabe a la entrada.	 122
4.2.5 Dimensiones del Impulsor y del ángulo del álabe a la salida.	 128
4.2.6 Diseño de los álabes.	136
4.3 DISEÑO DE LA VOLUTA.	145
CAPITULO V. PARAMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO MECANICO.	 155
5.1 ESFUERZOS EN UN EJE DE TRANSMISION.	155
5.2 TORSION.	156
5.3 FLEXION.	159
5.4 ESFUERZOS MAXIMOS DE FLEXION Y CORTANTE.	162
5.5 VELOCIDAD CRITICA EN EJES DE TRANSMISION.	170
5.6 EMPUJE AXIAL Y EMPUJE RADIAL EN UNA BOMBA.	176
5.6.1 Empuje Axial.	176
5.6.2 Empuje Radial.	181
CAPITULO VI. CASO PRACTICO.	183
6.1 PLANEACION DEL PROYECTO DE DISEÑO.	183
6.2 DISEÑO DEL IMPULSOR.	186
6.2.1 Dimensiones del álabe a la entrada.	188
6.2.2 Dimensiones del álabe a la salida.	190
6.2.3 Diseño de los álabes.	192

	Pag.
6.3 DISEÑO DE LA VOLUTA.	196
6.4 DISEÑO DE LA FLECHA.	200
CONCLUSIONES.	209
ANEXO A	212
ANEXO B	219
ANEXO C	221
ANEXO D	223
ANEXO E	225
ANEXO F	227
ANEXO G	229
BIBLIOGRAFIA	231

INTRODUCCION

I N T R O D U C C I O N

Una persona que este interesada en el campo de las turbomáquinas, y en especial en el de las bombas centrífugas, se tiene que dar cuenta de la gran importancia que tienen estas máquinas.

Comencemos por dar una definición de bomba centrífuga. Una bomba centrífuga es un transformador de energía, es decir, recibe energía mecánica y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad. La gran mayoría de las bombas que se utilizan en todo el mundo pertenecen a las bombas dinámicas en sus diferentes grupos, ubicándose principalmente las del tipo centrífugo. Las bombas centrífugas son las más utilizadas tanto en la industria como en los servicios municipales, en la construcción, en el campo, en la aplicación industrial de la energía atómica y hasta en los vuelos espaciales.

Debido a la falta de desarrollo tecnológico y a que no existe una organización adecuada en la industria mexicana para la fabricación de bombas, esto genera una dependencia de información técnica de otros países como Estados Unidos, Alemania, Japón, etc.. En el desarrollo de un proyecto, sea de diseño, manufactura, distribución o servicios, y con el cual se desea obtener la solución al planteamiento de un problema determinado que satisfaga una necesidad en el mercado, no existe la estructura necesaria y suficiente

para que este se lleve a cabo de una manera óptima.

La falta de información publicada por las empresas fabricantes de bombas así como el que no exista una metodología que rijan el diseño de las partes principales de una bomba centrífuga (Impulsor, Voluta y Flecha), me llevan a preguntarme:

- 1.- ¿ Qué parámetros son los considerados en el diseño hidráulico (entiéndase por diseño Hidráulico, el Impulsor y la Voluta) de una Bomba Centrífuga?
- 2.- ¿ Qué parámetros se consideran para el diseño mecánico de la Flecha de una Bomba Centrífuga?
- 3.- ¿ Están definidos algunos elementos y/o herramientas que permitan controlar el diseño de una Bomba Centrífuga en forma de proyecto ?.

La formulación de un proyecto de diseño conjunta elementos técnicos, económicos, financieros y de organización, para visualizar las ventajas y desventajas desde todos los puntos de vista. Para un Ingeniero Mecánico-Electricista es de gran importancia conocer las bases teóricas sobre las cuales se rige el comportamiento y funcionamiento de las bombas centrífugas y si además aplica algunos conceptos que le permitan planear, organizar y controlar el diseño del Impulsor, Voluta y Flecha para una bomba centrífuga, entonces se le aclararán muchas situaciones que justifiquen la decisión tomada para darle visto bueno al proyecto.

Por todo lo que se ha mencionado anteriormente, el presente trabajo pretende dar a conocer los principales factores que han de considerarse en el diseño hidráulico - (Impulsor y Voluta) y mecánico (Flecha), por tanto los objetivos particulares de esta Tesis, son:

- 1.- Enunciar los fundamentos teóricos sobre los cuales se basa el funcionamiento y comportamiento de las bombas centrífugas.
- 2.- Describir los parámetros que intervienen en el diseño del Impulsor, Voluta y Flecha, así como su interrelación.
- 3.- Describir los elementos que permitan la sistematización de un diseño en forma de proyecto, así como sus aplicaciones.
- 4.- Ilustrar mediante un caso práctico los objetivos anteriores.

En forma adicional, esta tesis pretende servir de orientación a los futuros trabajos que se desarrollen sobre el tema.

La tesis está estructurada de la siguiente manera:

En primer lugar se presenta un panorama general de los tipos y variedades de bombas que existen, mencionando algunas de sus características y aplicaciones, seguido de los elementos necesarios para que un Ingeniero pueda lograr el control adecuado del desarrollo del diseño de la bomba centrífuga, por medio de gráficos de planeación den-

tro de la programación del flujo de proceso.

En segundo lugar se dan a conocer algunas bases teóricas que llevan a los algoritmos matemáticos los cuales le permiten al Ingeniero Mecánico-Electricista, formar una base sólida para comprender el comportamiento y funcionamiento de las bombas centrífugas, ya que son los parámetros sobre los cuales se fundamenta el diseño de las partes principales.

Por último, se realiza en un caso práctico el di seño hidráulico y mecánico de una bomba centrífuga para de terminadas condiciones de operación de gasto y carga.

En este trabajo únicamente se analizan algunos - aspectos técnicos basados en la teoría y práctica para el diseño, sin estudiar los aspectos económicos y financieros, ya que estos podrían ser trabajo para el desarrollo de otra tesis.

Es importante mencionar que todos los parámetros y fórmulas que son utilizados en el diseño de la bomba están en el sistema inglés, ya que en nuestro país todavía - es la forma en que se maneja ese tipo de información.

CAPITULO I

BOMBAS . GENERALIDADES Y APLICACIONES

C A P I T U L O I

BOMBAS. GENERALIDADES Y APLICACIONES.

1.1 DEFINICION DE BOMBA CENTRIFUGA.

Comencemos por dar una definición de lo que es -- una bomba centrífuga.

Una bomba centrífuga, es un transformador de energía, es decir, recibe energía mecánica, que puede proceder -- de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

En la mayoría de las aplicaciones de energía conferida por una bomba centrífuga es una mezcla de las tres, -- (energía de presión, de posición, de velocidad), las cuales se comportan de acuerdo con las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos y de las turbomáquinas.

Realizando una analogía con las máquinas eléctricas, una bomba es un generador hidráulico, diferenciándose -- de una turbina que es un motor hidráulico. Normalmente un -- generador hidráulico es accionado por un motor eléctrico, -- térmico, etc.

1.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

A continuación analizaremos los tipos de bombas que existen, con el fin de poder localizar nuestro objetivo, que en este caso son las bombas centrífugas, ya que sin una clasificación adecuada y/o completa nos podríamos perder en el estudio de las bombas.

La clasificación que a continuación se presenta es la del "Hydraulic Institute", considerada como una de las más completas. (Ver Fig. 1.2.1).

Quando se selecciona una bomba, es necesario determinar los objetivos que se desean cubrir con la misma, una vez conociendo ciertas variables se podrá tomar una decisión sobre la selección de una bomba de desplazamiento positivo o una bomba dinámica.

Es por ello, que se mencionan a continuación los principales factores que son necesarios para seleccionar el tipo de bomba que cubra nuestros requerimientos.

Para seleccionar una bomba de desplazamiento positivo, existen tres factores importantes a considerar; presión, gasto y las características del líquido a manejar, (PH, Viscosidad, temperatura, presión de vaporización del líquido a la temperatura de bombeo, densidad, materiales en suspensión, tamaño, condiciones de abrasión, etc.).

Quando se requiere manejar gastos grandes, presiones reducidas o medianas y líquidos de todos tipos, excepto viscosos, es conveniente seleccionar una bomba "dinámica" de tipo centrífugo.

Hoy en día, las bombas centrífugas tienen la ven-

taja de ser más ligeras y baratas gracias a los progresos en los motores eléctricos. Otras ventajas que tienen las bombas centrífugas son las condiciones de descarga constante, a una presión dada; además no presentan problemas de válvulas, que son comunes en las bombas recíprocas. Actualmente, las -- bombas centrífugas también cubren el campo de altas presiones, que se puede lograr por bombas de varios pasos accionadas a -- altas velocidades.

Podemos mencionar que las bombas centrífugas se -- han construido para capacidades (gastos) que van desde un ga-- lón por minuto a más de un millón por minuto.

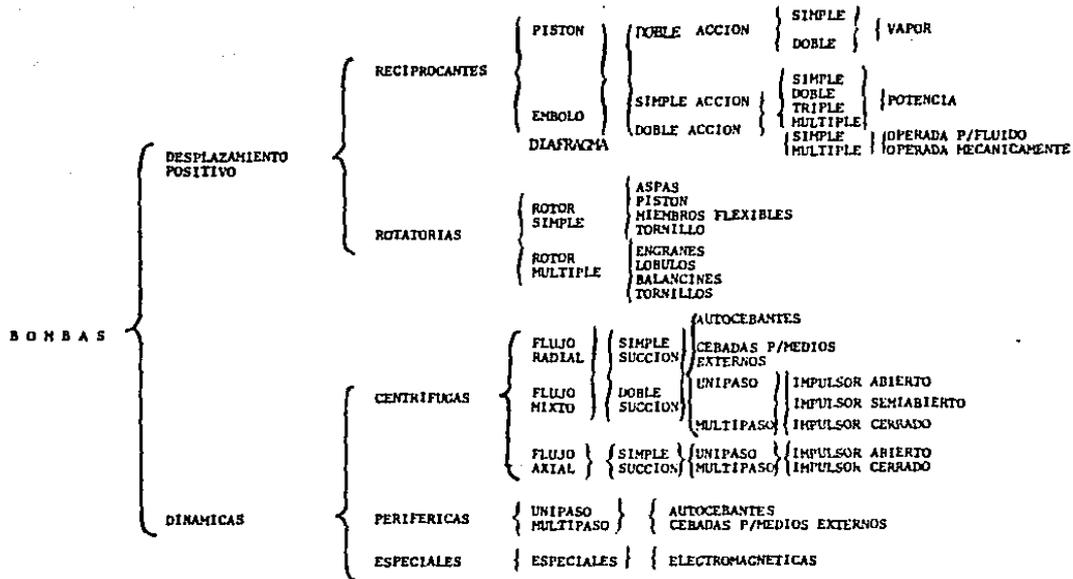


Fig. 1.2.1 Clasificación general de las Bombas.

1.3 CARACTERISTICAS Y APLICACIONES GENERALES.

A continuación hablaremos más sobre las características particulares de las bombas y de sus aplicaciones.

Para ello, es necesario no perder de vista ni olvidar la definición de una bomba. Una bomba es una máquina - capaz de cambiar la energía de movimiento en energía de presión.

Hay que tener presente que una bomba al impartir presión a un líquido, lo forzará a desplazarse a través de -- una red de tuberías; a penetrar en reactores, calderas, equipos de pruebas hidrostáticas, etc., a ser lanzado para producir chorros (como en una fuente); equipos contra incendio, -- etc.

Por tanto, las bombas tienen una multitud de aplicaciones ya sea en la industria, en el campo, en los servicios municipales, en la construcción y hasta en los vuelos espaciales o en la aplicación industrial de la energía atómica; por lo que no debe extrañarnos que existe una gran variedad - de diseños, tamaños y materiales de construcción de éstas.

1.4 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Comenzaremos por hablar de las bombas de desplazamiento positivo, que, como podemos observar éstas a su vez -- pueden ser bombas recíprocantes y rotatorias. Para cada una de éstas, existe una variedad con el fin de cubrir determinadas necesidades del mercado industrial potencial, el cual presenta una infinidad de problemas para el manejo de líquidos.

1.4.1 BOMBAS RECÍPROCANTES.

- Bombas de Pistón, Embolo y Diafragma

Las bombas de pistón o émbolo son consideradas recíprocantes debido al movimiento de vaivén de un pistón dentro de un cilindro, éstas requieren válvulas de admisión y escape, que funcionan automáticamente. Si el miembro que bombea (pistón), lo hace en una sola dirección entonces se dice que es de acción simple, y si lo hace en ambos sentidos, entonces es de doble acción.

Estas bombas pueden ser utilizadas en la industria química como bombas clasificadas, también utilizadas en la industria del acero y minería.

Pueden ser de uno o varios pistones. En el caso de las bombas clasificadas, el pistón está unido a un diafragma que es el que está en contacto con el líquido, protegiendo así al cilindro y al pistón, debido a que son muchos fluidos corrosivos los que se manejan. Siendo estas lubricadas por aceite.

La principal aplicación de las bombas de pistón -

en la actualidad es para casos en que se requiere un líquido con mucha presión y esto va desde pequeñas bombas lavadoras - de carrocerías en los servicios automotrices que levantan una presión de 400 psi, hasta las bombas para el descamado del --acero o el lavado de reactores que levantan 10,000 psi. El manejo de agua a esta presión, además de equipo muy especializado (mangueras, boquillas, coples, etc., para alta presión), requiere de personal especialmente adiestrado para el manejo de las pistolas, pues ha sucedido que con un descuido del operador éste se haya cercenado una pierna al dirigir mal el --chorro.

Algunas de las desventajas que tienen estas bom--bas es que el gasto que suministran es intermitente en forma de pulsos. En muchas aplicaciones, éste efecto no es de gran importancia, pero cuando éste puede ser nuestro problema en--tonces se acostumbra a usar bombas hasta de cinco pistones para tratar de corregir dicho problema, además de que en la descarga se recomienda utilizar botellas compensadoras de pulsaciones. (Ver Figura 1.4.1).

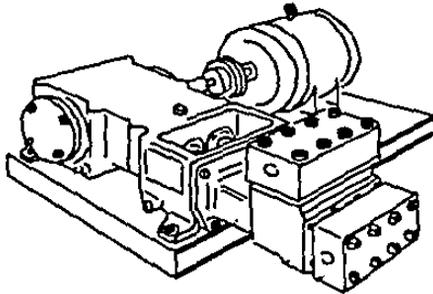


Fig. 1.4.1 (a) Bomba de Pistón doble: horizontal

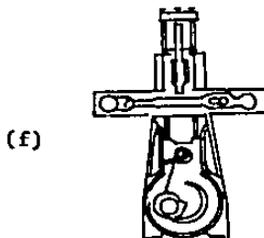
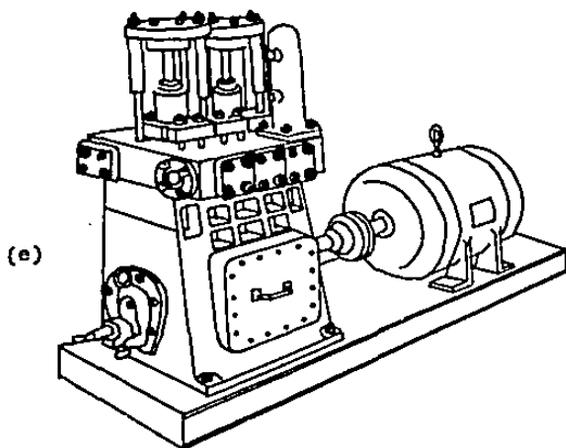


Fig. 1.4.1 e) Bomba de Pistón Duplex Vertical
f) Corte de Bomba de Pistón Vertical de acción simple

1.4.2 BOMBAS ROTATORIAS.

Para concluir con las bombas de desplazamiento positivo, hablaremos ahora de las rotatorias. Dentro de esta clasificación, existe una gran variedad de diseños.

Estas bombas, presentan una ventaja con respecto a las bombas reciprocantes, que el flujo suministrado por éstas es continuo. Pero también es conveniente mencionar que están en desventaja en cuanto al aspecto de que no van a alcanzar las grandes presiones que alcanzan las reciprocantes.

En cuanto a las aplicaciones de las bombas rotatorias, podemos decir que manejan líquidos viscosos, con suspensiones. Estas son utilizadas en laboratorios médicos para el bombeo de sangre, también en el manejo del chapopote, etc.

- Bombas de Aspas

Particularizando un poco más en cuanto a las aplicaciones, tendremos que las bombas de aspas o paletas se utilizan en el manejo de pinturas, para bombear mezclas de propano-butano, etc. (Ver figura 1.4.2)

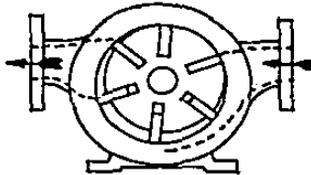


Fig. 1.4.2 Bomba de Aspas

- Bombas de Pistón

Las bombas de pistón rotor simple son utilizadas para el manejo de pequeñas cantidades de líquidos viscosos en industrias pequeñas. (Ver figura 1.4.3.).

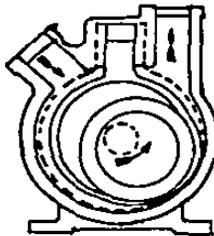
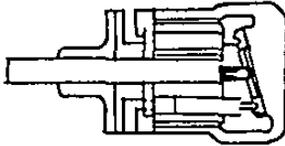
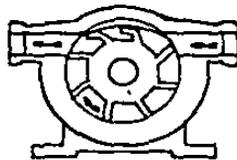


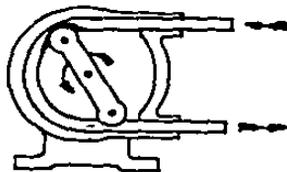
Fig. 1.4.3 Corte de Bombas de Pistón Rotatorio

- Bombas de Miembro Flexible

Las de miembro flexible se utilizan en laborato--
rios de vacunas o como parte de una maquinaria, bombeo de san
gre, sueros, etc., debido a que no destruye los elementos de
la sangre, tiene la ventaja de no producir turbulencia. (Ver
figura 1.4.4).



(a)



(b)

Fig. 1.4.4 a) Corte de bomba de Alabes Flexibles
b) Bomba de Tubo Flexible

- Bomba de Tornillo (Rotor Simple)

La bomba de tornillo se utiliza para el manejo de suspensiones de pastas. Es de gran utilidad en la industria alimenticia para enlatar purés, etc., también se utiliza en la industria plástica para la fabricación de mangueras, de tubos de plástico, etc., conocidos como estruders. Estas bombas presentan la desventaja de que las fuerzas producidas en su interior están desbalanceadas. Para el manejo de grandes volúmenes, se utilizan bombas de doble y triple tornillo con el fin de balancear hidráulicamente las fuerzas internas. (Ver figura 1.4.5).

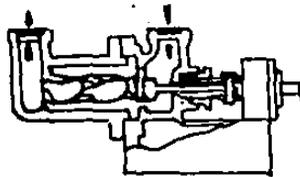


Fig. 1.4.5 Corte de Bomba de Tornillo de Rotor Simple

-Bombas de Engranés

Las bombas de engranes, que pertenecen a las rotatorias de rotor múltiple, son las que más uso tienen en la industria. Estas bombas son para el manejo de aceites lubricantes.

Las bombas de engranes internos son más grandes y producen más presión que las de engranes externos. Son utilizadas para la inyección de combustóleo o calderas grandes; manejo de pinturas; transferencia de lubricantes o de productos viscosos en las industrias petrolera y petroquímica. Son capaces de manejar hasta 20,000 S.S.U., de viscosidad. (Ver - figura 1.4.6).

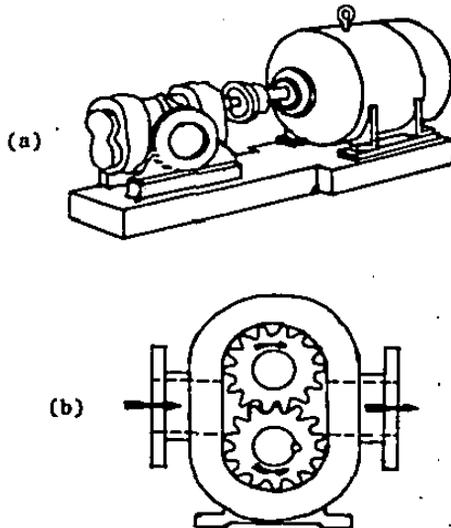


Fig. 1.4.6 a) Bomba de engranes Externos
b) Corte de una Bomba de Engranés Externos

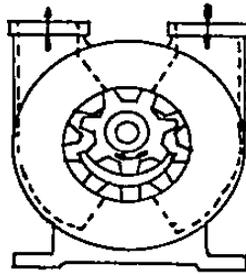
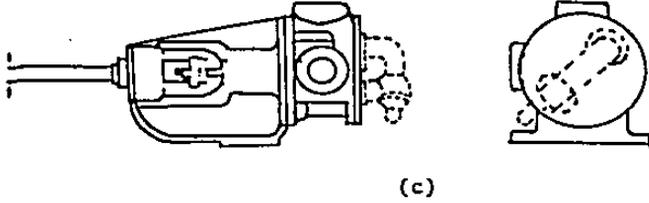


Fig. 1.4.6 c) Bomba de Engranés Internos
d) Corte de una Bomba de Engranés Internos

- Bombas de Lóbulo

Si ahora tratamos las bombas de lóbulos, sabemos que tienen una aplicación en la industria alimenticia, especialmente para productos lácteos. Pueden manejar productos -- muy espesos como las cremas, además por la ventaja que presentan, de que sus bordes son redondeados, pueden manejar líquidos en comparación con las cremas, como es la leche. (Ver figura 1.4.7.).

Para el manejo de estos productos, se presentan -- problemas específicos; debe utilizarse, para la construcción de éstas bombas, acero inoxidable tipo 316 y además darle un acabado interior de espejo, lo cual sería posible conseguirlo por medios electrolíticos. Este acabado es necesario, ya que si no es realizado entonces en cualquier rugosidad se introduciría el lactobacilo, el cual fermentaría el producto -- manejado. Estas bombas presentan la desventaja de que su -- costo es alto, sin embargo, es un equipo necesario para dicha industria.

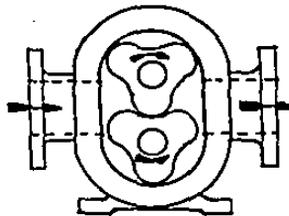


Fig. 1.4.7 Bomba de Lóbulos

- Bombas de Balancines

En cuanto a las bombas de balancines, podemos decir que también se les conoce con el nombre de bombas de flujo circunferencial. Estas bombas tienen aplicaciones muy específicas dentro de la industria química, que bombean productos que sufren descomposición al ser agitados, por lo que hay que evitar cualquier turbulencia en su manejo. El manejo de estos fluidos es por paquetes, para evitar que en la salida - se produzca turbulencia, por este motivo el diseño de cada rotor obliga a que los paquetes de líquido atrapado salgan alternativamente, generalmente son bombas pequeñas. (Ver figura 1.4.8).

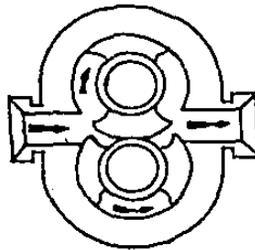
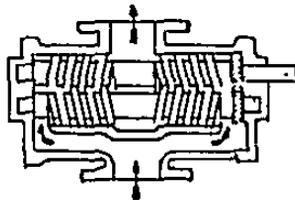


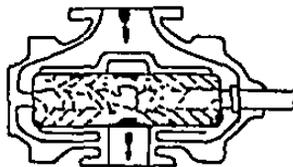
Fig. 1.4.8 Bomba de Balancines

- Bombas de Tornillo (rotor Múltiple)

Dentro de la clasificación de bombas de desplazamiento positivo tenemos, las bombas de tornillos. Estas bombas se utilizan para manejar grandes volúmenes de productos viscosos. Estas bombas tienen gran aplicación en la industria petrolera y en las fábricas de aceite (aceites comestibles, aceites lubricantes, etc.). (Ver figura 1.4.9).



(a)



(b)

Fig. 1.4.9 a) Corte de una Bomba de dos tornillos, Mostrando engranes de paso;
b) Corte de una Bomba de tres tornillos, Vista Superior

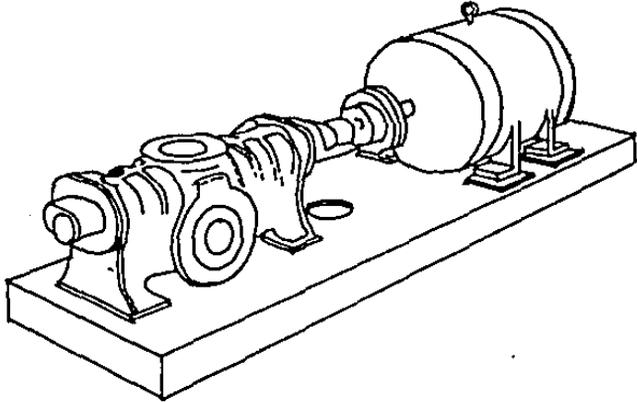


Fig. 1.4.9 Bomba de Tornillo

Por último podemos decir que la característica -- más común y principal de las bombas de desplazamiento positivo, es que la presión que producen puede llegar a ser tan --- grande, que en el sistema se rompe algún elemento importante; tal como una válvula, la tubería en un punto determinado, --- etc. Normalmente éstas bombas cuentan con una válvula de alivío que recircula el líquido bombeado entre la descarga y la succión de la bomba, evitando de esa manera el aumento de -- presión en el sistema.

1.5 BOMBAS DINAMICAS

1.5.1 BOMBAS PERIFERICAS.

Las bombas dinámicas de flujo periférico, también son conocidas como bombas tipo turbina regenerativa que es -- una mezcla entre el funcionamiento de tipo centrífugo y una -- re-presurización dentro de pequeños compartimientos distribuidos alrededor de un rodete o impulsor. Estas bombas son pe--queñas y pueden ser de uno o dos pasos. Se utilizan para requerimientos de gastos pequeños a presiones altas. Si mencionamos sus principales aplicaciones podemos decir que son para carga de pequeñas calderas presurizadoras para equipos con--tra incendio; equipos hidroneumáticos, transferencia de líquidos a alturas mayores que las bombas de paso equivalentes, de flujo radial, lavanderías, agua potable, cervecerías, alimentación a calderas pequeñas, procesos químicos, sistemas de rociado, etc.

El impulsor consiste de un disco sólido con un -- gran número de álabes pequeños fijos a su perifería. Este impulsor se encuentra dentro de una carcaza seccionada radial--mente, que tiene una abertura de succión radial y una abertura de descarga juntas entre sí, pero separadas por una divi--sión con claro muy pequeño con respecto a la periferia delimpulsor.

El líquido proveniente de la boquilla de succión entra en un álabe del impulsor y es forzado hacia afuera por la fuerza centrífuga. Sin embargo, este líquido choca con la carcaza y por tanto se regresa hacia adentro y vuelve a en--trar al impulsor en un álabe diferente. Este ciclo se repite muchas veces, aumentando la presión hasta que el líquido completa su viaje alrededor de toda la bomba, alcanza la abertura de descarga y es forzada hacia afuera de la carcaza (a tratra

vés de la boquilla de descarga) por el divisor de claro muy pequeño. (Ver figura 1.5.1).

Esta bomba con las ventajas de que es muy pequeña en tamaño y costo menor que las de desplazamiento positivo o centrífugas de pasos múltiples, para las mismas condiciones de servicio, puede manejar relativamente grandes cantidades de gas o vapor.

La desventaja que presenta este tipo de bomba es que debido a las altas velocidades y cerrados claros en las bombas, cualquier abrasivo que contenga el líquido originará rápido desgaste; no puede manejar sólidos en suspensión de ningún tamaño apreciable; es útil sólo para líquidos limpios de baja viscosidad (250 SSU). Requiere mantenimiento periódico y reemplazamiento de la carcasa interior debido a la erosión; es ligeramente ruidosa. Las holguras en su interior son tan pequeñas, que una hoja de papel no cabría entre ellas.

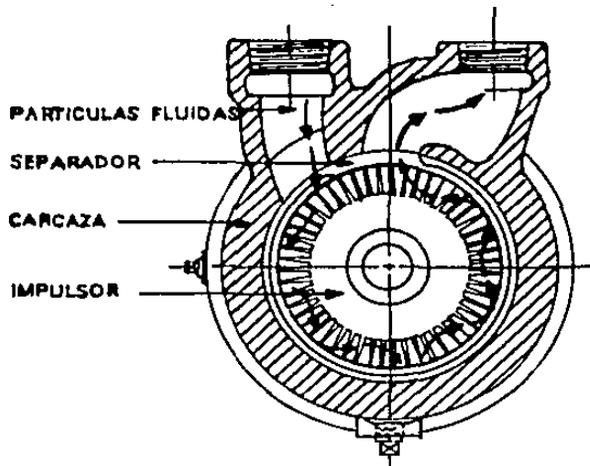


Fig. 1.5.1 a) Operación Esquemática de una Bomba de Turbina Regenerativa

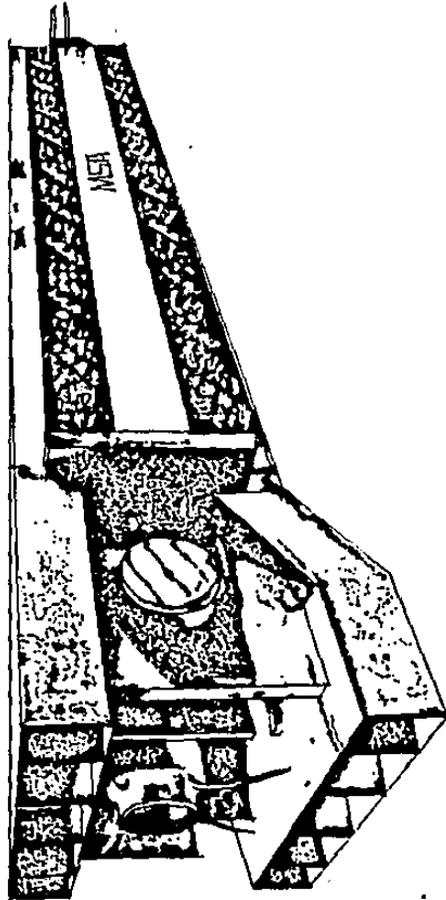


Fig. 1.5.1 b) Bomba Electromagnética de inducción lineal
(MSA Research Corporation)

1.5.2 BOMBAS ESPECIALES.

Dentro de la clasificación de las bombas especiales se pueden mencionar algunos sistemas de bombeo, de un fluido por medio de un eyector, éste también recibe el nombre de bomba de chorro.

Un eyector describe una bomba que no tiene partes en movimiento y que utiliza fluidos en movimiento bajo ciertas condiciones controladas. Específicamente, la potencia motora se proporciona por medio de una corriente de fluido a alta presión dirigida a través de una boquilla diseñada para producir la velocidad más alta posible. El chorro resultante de fluido a alta velocidad crea un área de baja presión en la cámara de mezclado, lo que origina que el fluido de succión fluya hacia esta cámara. Idealmente, existe un intercambio de momentum en este punto que produce una corriente uniformemente mezclada, viajando a una velocidad intermedia entre la velocidad motora y la de succión. El difusor tiene una forma adecuada para reducir la velocidad gradualmente y convertir la energía en presión en la descarga, con la mínima pérdida posible.

Las tres partes básicas de cualquier eyector son:

- a) La Boquilla
- b) El Difusor
- c) Cámara de Succión o Cuerpo

(Ver figura 1.5.2)

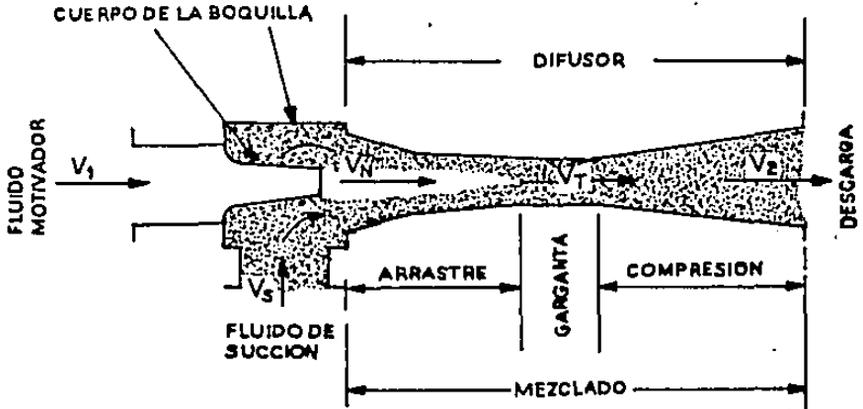


Fig. 1.5.2 Principio de Operación de una Bomba de Chorro

El nombre genérico de Eyector, es utilizado para -- describir todo tipo de bombas a chorro que descargan a una -- presión intermedia entre las presiones del motivador y de la succión. Dentro de los Eyectores, también se conocen los --- Eductores, los Inyectores, Compresores a Chorro y Sifónes.

- Eductor

Es una bomba a chorro, que utiliza un líquido como fluido motivador. (Ver figura 1.5.3).

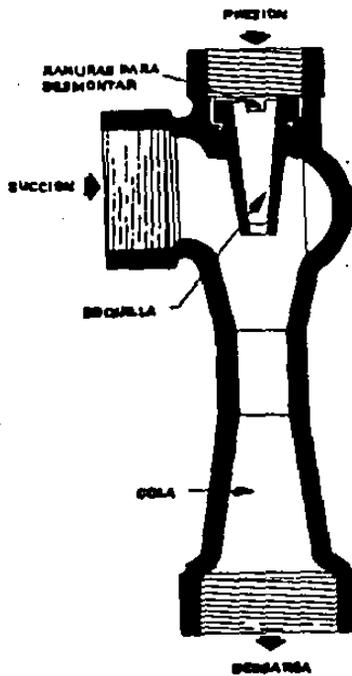


Fig. 1.5.3 Eductor para propósitos generales

- inyector

Tipo particular de bomba a chorro que utiliza un gas condensable para arrastrar un líquido y descargar contra una presión mayor que cualquiera de las presiones del motor o de la succión. Como ejemplo se puede citar un inyector para caldera. (Ver figura 1.5.4).

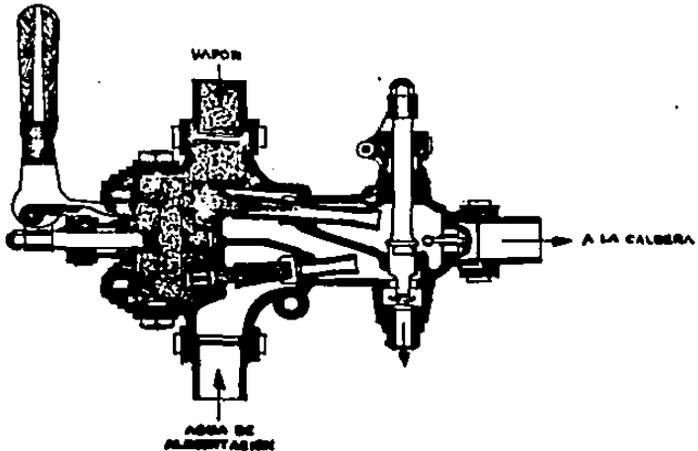


Fig. 1.5.4 Inyector para calderas en la posición inicial

- Sifón

Una bomba a chorro de líquido que utiliza un vapor condensable, normalmente vapor de agua, como fluido motivador. (Ver figura 1.5.6).

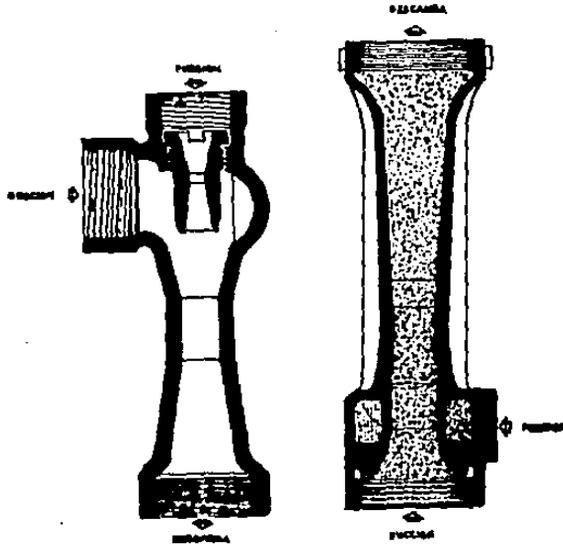


Fig. 1.5.5

Fig. 1.5.6

Fig. 1.5.5. Sifón Estándar.

Fig. 1.5.6. Sifón Anular.

- Compresores a Chorro

Es una bomba a chorro de gas utilizada para reforzar la presión de los gases.

Las ventajas que presentan los eyectores, son que además de ser autocebantes, de no tener partes en movimiento y de no requerir lubricación, estos se pueden hacer de cualquier material maquinable, materiales pétreos, teflón, vidrio resistente a la temperatura, fibra de vidrio.

En cuanto a las aplicaciones se puede decir que, - tienen un gran campo. Por ejemplo, existen los eductores para fines generales, que es utilizado para mezclado, bombeo de sumideros, en pozos profundos, bombas de carena en los barcos, eliminación de condensados. (Ver figura 1.5.3.).

Como ejemplos más específicos de los eyectores, se menciona la utilización de la marea para mover bombas de extracción, la utilización de la fuerza hélica para bombeo de líquidos.

1.5.3 BOMBAS CENTRIFUGAS.

A continuación, hablaremos sobre las características, aplicaciones, ventajas, y desventajas de las bombas centrífugas, que son el grupo que nos interesa conocer más a fondo, con el objetivo de que de alguna manera conozcamos su principio básico de funcionamiento y otras características particulares, y que así, nos permitan tomar una decisión y ciertos criterios para su diseño o selección.

Muchas de las bombas que se utilizan en todo el mundo, pertenecen a las bombas dinámicas, en sus diferentes clases, ubicándose principalmente en el tipo centrífugo. Las bombas centrífugas son las más utilizadas, tanto en la industria, como en el sector privado, debido a que cuenta con algunas ventajas sobre todas las demás bombas. Estas ventajas --

las mencionamos a continuación:

- 1) Estas bombas tienen un mejor aprovechamiento de la energía que se les suministra, lo cual las hace más eficientes sobre las otras.
- 2) Por ser más eficientes que otras, se aumenta su rentabilidad.
- 3) Tienen un gran marco de aplicaciones.

Las bombas centrífugas, como su nombre lo indica, aprovechan su tipo de movimiento tendiendo a hacer que el --- fluido manejado se mueve en dirección contraria al centro de donde se está produciendo dicho movimiento debido a la acción centrífuga.

En las bombas centrífugas podemos notar una ventaja muy grande sobre las de desplazamiento positivo. Esta es que cuando el sistema pudiese quedar cerrado, la bomba centrífuga, no acumularía presión hasta causar la ruptura de algún elemento de nuestro sistema, sin embargo, cualquier bomba de desplazamiento positivo causaría alguna ruptura. Lo que sucede en la bomba centrífuga es que el líquido bombeado recirculará dentro de la carcasa debido a las grandes tolerancias -- que existen entre el impulsor y ésta, sin pasar el líquido al sistema. En este caso, la energía de movimiento se transforma en energía calorífica.

Ahora podemos hacer un análisis más profundo sobre las bombas centrífugas, comenzando por dividir las según la manera de manejar el líquido bombeado. Las bombas centrífugas se clasifican en:

- a) Bombas de Flujo Radial
- b) Bombas de Flujo Axial
- c) Bombas de Flujo Mixto

También se puede clasificar a las bombas centrífugas en dos divisiones de acuerdo a la posición de trabajo.

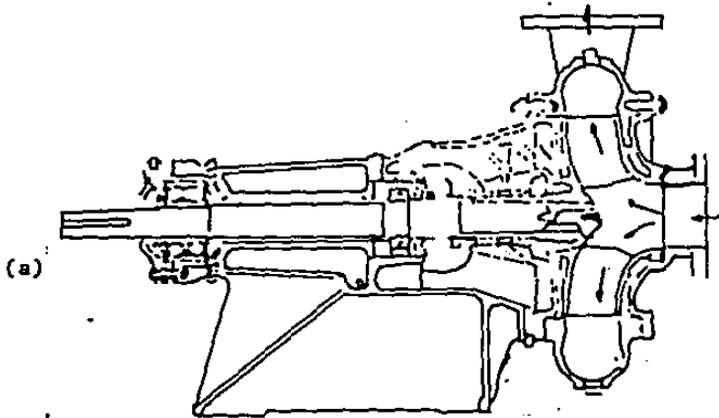
- a) Bombas horizontales
- b) Bombas verticales

Al hacer combinaciones con las dos clasificaciones anteriores, tendremos una gran variedad de tipos de bombas -- centrífugas que nos ayudarán a resolver una infinidad de problemas que se presentan a diario en todos los campos de aplicación.

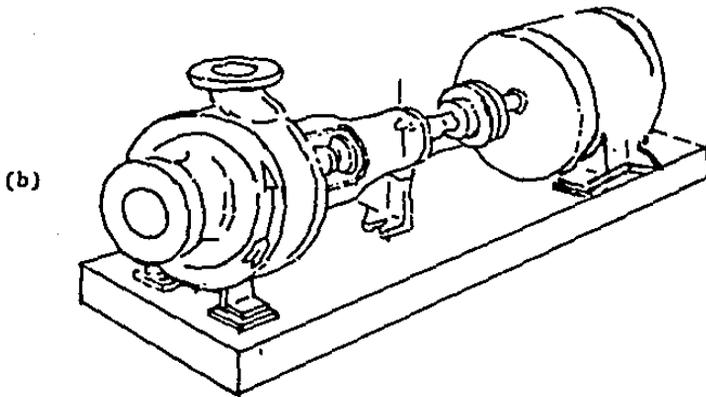
a) Bombas de Flujo Radial

Las bombas de flujo radial toman el líquido en un plano y le provocan un cambio de dirección en 90° , siguiendo entonces la dirección del radio del rodete o del impulsor. -- Este cambio brusco de dirección es aprovechado para provocar la generación de presión.

Gran parte de las bombas horizontales son de flujo radial. (Ver figura 1.5.7).



(a)



(b)

Fig. 1.5.7 a) Corte de una bomba centrífuga horizontal de --
succión lateral;
b) Bomba centrífuga horizontal de succión lateral
acoplada por medio de cople flexible a motor -
Eléctrico.

b) Bombas de Flujo Axial

En las bombas de flujo axial, el paso del líquido es paralelo siempre al eje con respecto al cual está girando el impulsor. Dicho paso, genera la menor cantidad de presión. (Ver figura 1.5.8).

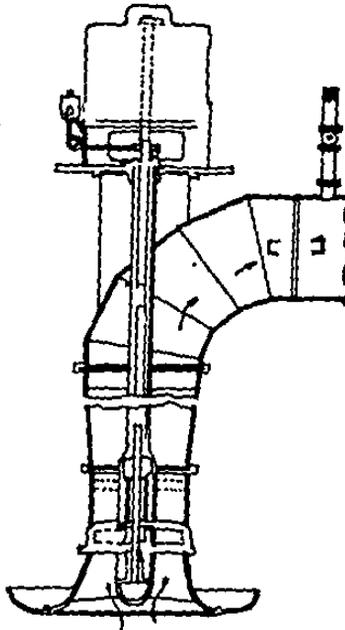


Fig. 1.5.8 Corte de una Bomba de Flujo Axial o Propela

c) Bombas de Flujo Mixto

Combinando las bombas de flujo radial y las de flujo axial, tendremos una bomba de flujo mixto. El fluido comenzará su viaje en una dirección paralela al eje de rotación, de la misma manera que en las de flujo axial; posteriormente cambiará su dirección, para que de ésta manera se genere una presión mayor que las bombas de flujo axial, pero menor que las de flujo radial por no experimentar un cambio de 90° en su dirección. (Ver figura 1.5.9).

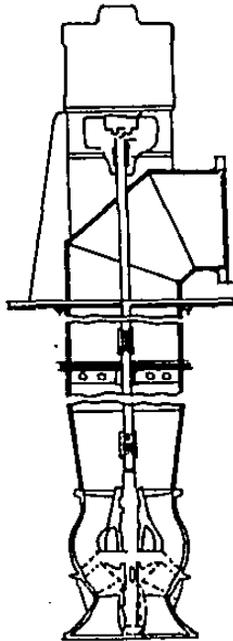


Fig. 1.5.9 Corte de una Bomba de Flujo Mixto

Al analizar las diferentes formas de manejar los -
fluidos entonces nos podemos dar cuenta de algunas aplicacio-
nes específicas.

El diseño de la bomba a utilizar no está limitado
por la cantidad de líquido manejado en determinado tiempo. -
En un caso de selección del diseño y equipo de nuestra bomba
a utilizar podríamos tener una limitación en el aspecto econó-
mico. Es por ello, que cuando se requiera hacer una selec---
ción, es conveniente realizar un análisis de factibilidad téc-
nica y económica; es decir, no seleccionar un equipo que so--
brepase nuestras condiciones requeridas, porque ésto implica-
ría un gasto no necesario; o por el contrario, si nosotros se-
leccionamos el equipo que no satisface nuestras necesidades,
al cabo de determinado tiempo será necesario poner el equipo
adecuado, habiendo realizado por tanto un gasto extra.

Cuando necesitamos realizar una conducción sobre -
el suelo, podemos entonces pensar en una bomba centrífuga
de tipo radial. (Ver figura 1.5.7).

Si necesitamos extraer agua del subsuelo y lo tene-
mos que hacer por un pozo que puede tener un diámetro de 8 --
pulg. ó 16 pulg. entonces no podremos utilizar una bomba cen-
trífuga de tipo radial, ya que en este caso de conseguirse la
presión brindada por una bomba de tipo radial, resultaría im-
posible volver a cambiar el flujo axial con el fin de que, si
guiendo la dirección del eje, sacara el agua hasta la superfi-
cie. Si pensamos en una bomba de flujo axial, para sacar el
líquido hasta la superficie, entonces nos encontramos con po-
ca presión que no sería suficiente para extraer el agua del -
sub-suelo hasta la superficie.

La bomba indicada para éste problema, sería la uti-
lización de una bomba de flujo mixto. (Ver figura 1.5.9).

La aplicación y utilización de la bomba de flujo - axial, es que puede manejar líquidos con grandes sólidos en - suspensión, por no tener en su diseño interior ningún tipo de canal auxiliar.

Es necesario hacer la aclaración de que en la práctica, solamente se le llama bomba de flujo mixto a la bomba - de gran capacidad, con diseño interior que permita el paso de grandes sólidos. También se llama bomba turbina vertical para pozo profundo a las que tienen un diseño interior con tolerancias estrechas, lo que redundo en una mayor generación de presión, a cambio de tener que manejar exclusivamente líquidos limpios, o sin grandes sólidos en suspensión. (Ver figuras 1.5.10, 1.5.11, 1.5.12, 1.5.13, 1.5.14 y 1.5.15).

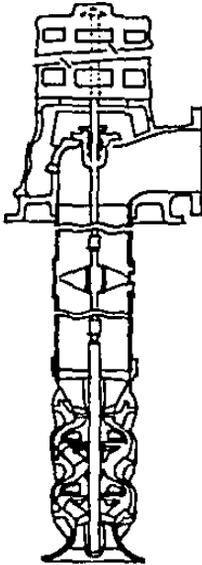


Fig. 1.5.10

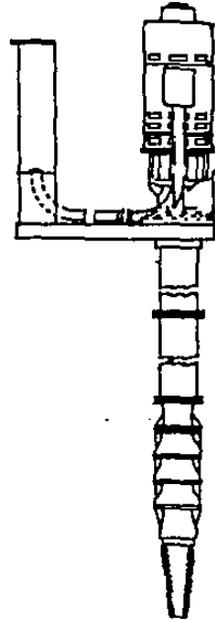


Fig. 1.5.11

Fig. 1.5.10 Corte de una Bomba de Turbina Vertical.
Lubricación por agua.

Fig. 1.5.11 Bomba de Turbina Vertical de Pozo Profundo.

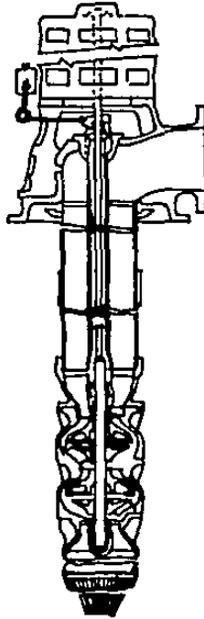


Fig. 1.5.12 Corte de una bomba de turbina Vertical. Lubricación por aceite y cabezal de descarga en fundición.

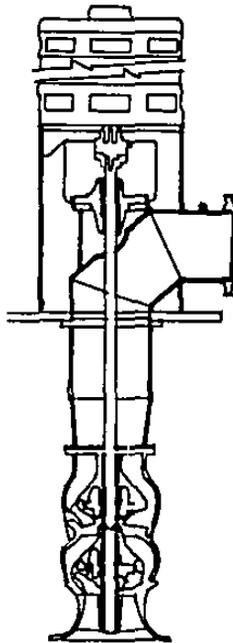


Fig. 1.5.13 Corte de una bomba de Turbina vertical con cabezal de descarga en ACERO Estructural.

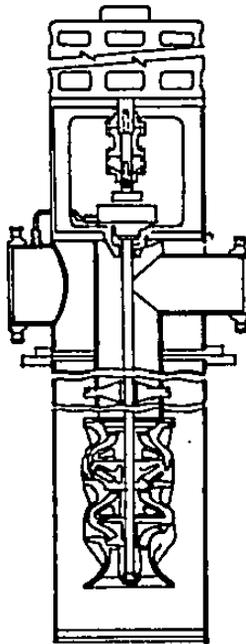


Fig. 1.5.14

Cortes de Bomba autoconténica se usa para --
compensar el balance de NPSH en el manejo de
líquidos con alta presión de vapor. Se usa
también como bomba Booster (Re-presurizadora)

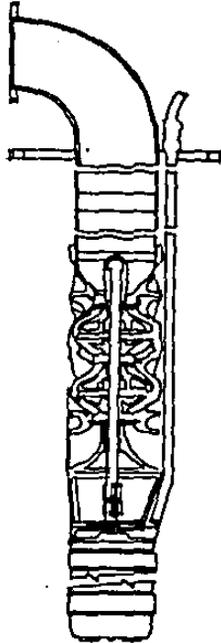


Fig. 1.5.15

Corte de Bomba Sumergible.

En este caso no se usa el motor de superficie, ni la flecha de transmisión, es el mismo cuerpo de tazones, pero con un motor eléctrico de diseño especial en su coraza, que le permite quedar sumergido permanentemente en el agua; la corriente eléctrica se hace llegar a través de un cable submarino, no se requiere cabezal de descarga.

Por lo anterior, nos podemos dar cuenta de que --- existen diferencias en el diseño y por tanto existirán tam--- bién diferencias en las aplicaciones.

- Bombas Verticalizadas

Una ventaja que presentan las bombas de flujo radial, es que normalmente trabajan en forma horizontal, sin em bargo, pueden verticalizarse para lograr un diseño adecuado - para ciertas aplicaciones en servicios municipales y aplica-- ciones industriales. Se pueden aplicar para el manejo de --- aguas negras. En estos casos, a éstas bombas se les llama -- bombas verticalizadas y no verticales como podría pensarse en un momento determinado. (Ver figuras 1.5.16 y 1.5.17).

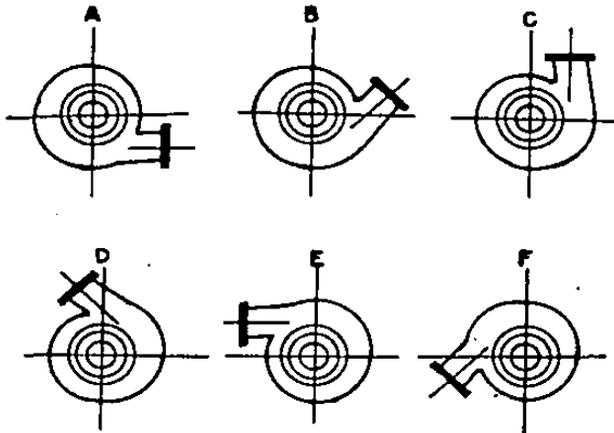
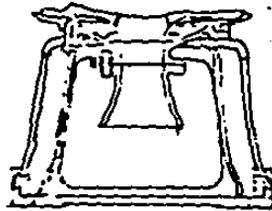
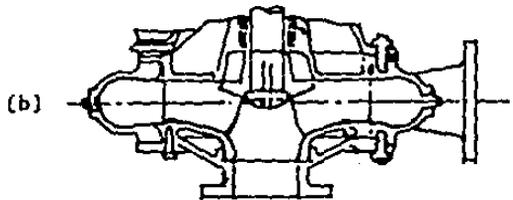


Fig. 1.5.16 Posiciones de las boquillas de descarga para un diseño específico de una bomba centrífuga de -- carcasa sólida y succión al extremo.



(a)



(b)



(c)

Fig. 1.5.17 a) Soporte inferior de bomba verticalizada para cárcamo húmedo
b) Carcaza de una centrifuga en posición vertical
c) Soporte inferior de bomba verticalizada para cárcamo seco.

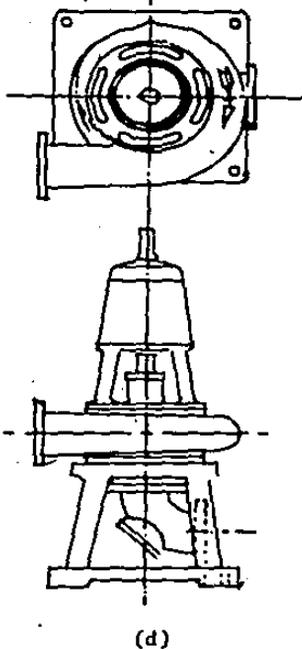


Fig. 1.5.17 d) Vista superior y lateral de una bomba verticalizada para cárcamo seco.

Podemos mencionar algunas ventajas de las bombas - verticales (flujo axial y flujo mixto). Dichas bombas descargan por la misma columna, por donde se transmite la potencia y entonces el flujo estará balanceado hidráulicamente para -- compensar los esfuerzos radiales, por tanto, siempre trabajan suspendidas. En el caso de las bombas de flujo radial que se verticalizan, estas bombas descargan por una tubería distinta y separada de la columna de transmisión, debido a que el flujo es difícil volverlo a axial, lo que hace entonces imposible compensar los esfuerzos radiales. Por ésta razón, en su gran mayoría, tienen que anclarse en el fondo del cárcamo por medio de un soporte interior, especialmente diseñado para este fin.

Hablando acerca de la transmisión de la potencia - del motor a la bomba, se puede realizar de varias maneras. -- Por medio de un cople flexible; por medio de poleas y de bandas; por medio de catarinas y cadenas; por medio de flecha mecánica, según lo requiera la aplicación, pero también es frecuente encontrar bombas de flujo radial formando una unidad - compacta con el motor. En este caso, éstas reciben el nombre de motobombas.

MOTOBOMBAS

Algunas de las ventajas que presentan las motobombas, es que los usuarios no tienen problemas tanto de alineación como de mantenimiento, ya que vienen integrados motor e impulsor en un sólo sistema. Este tipo de bombas se utiliza en pequeñas industrias que no cuentan con un departamento propio de mantenimiento, son utilizadas en casas y edificios habitacionales para suministrar agua a los tinacos. --- (Ver figura 1.5.18).

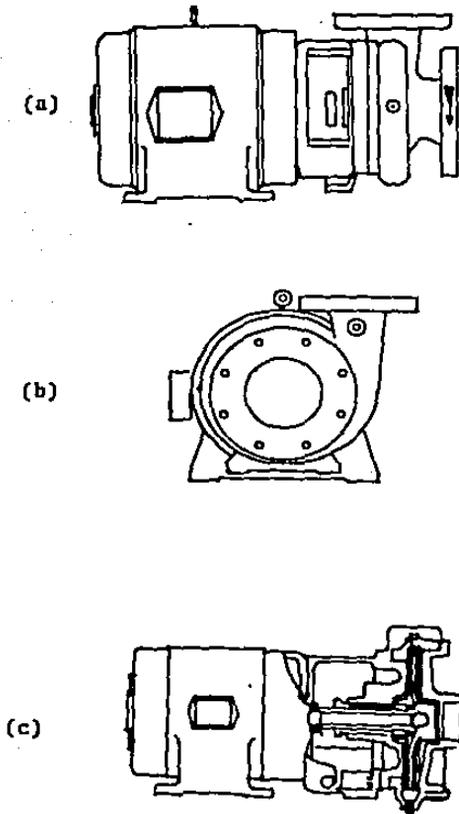


Fig. 1.5.18 a) Vista lateral de una motobomba de tipo industrial con motor trifásico;
b) Vista frontal de una motobomba de tipo industrial;
c) Vista lateral y corte de la carcasa de una motobomba tipo casero.

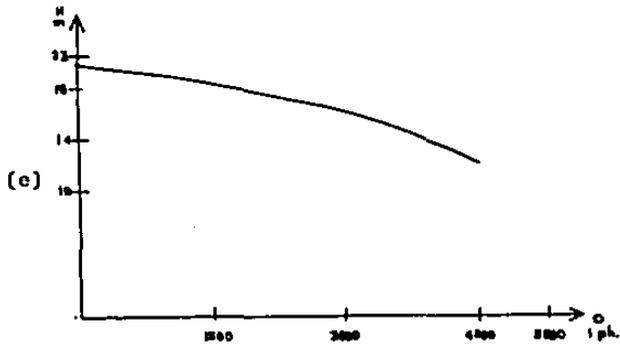
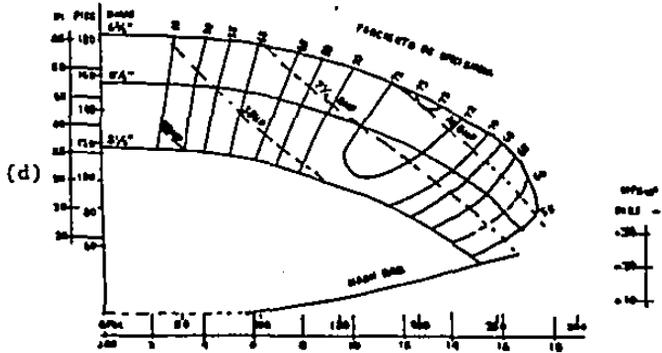


Fig. 1.5.18 d) y e) Curvas características de una motobomba de tipo industrial y casero respectivamente. Se puede observar el comportamiento del caudal Q contra la carga H , con el diámetro de impulsor y a qué eficiencia trabaja.

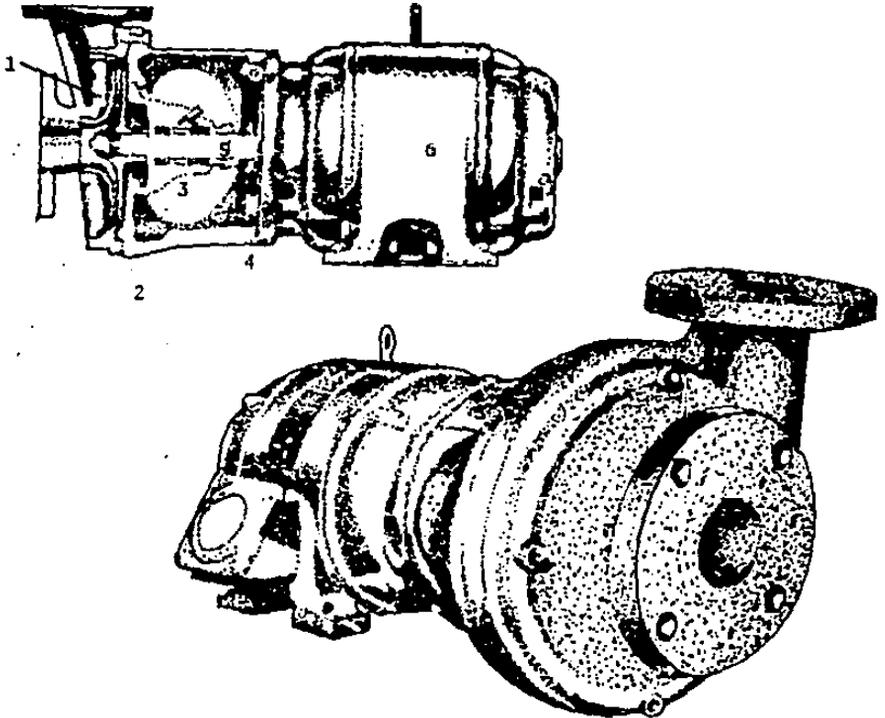


Fig. 1.S.18 f) Motobomba centrífuga horizontal de succión lateral.
1) Cuerpo; 2) Impulsor; 3) Caja de Empaque; -
4) Adaptador; 5) Flecha; 6) Motor.
Aplicaciones: Empacadoras, Panaderías, Embotelladoras; Condensadoras, Filtros, Refrigeración, etc.

Para que una bomba comience a trabajar deberá estar llena del líquido que se va a bombear, ya que de lo contrario, se corre el riesgo de quemar las caras del sello mecánico (si lo tiene) o de desgastar rápidamente la flecha que está en contacto con el empaque, una bomba que trabaja en seco consume el máximo de potencia, y por tanto, puede llegar a quemarse el motor si es que no cuenta con las protecciones necesarias y adecuadas. Para evitar éste problema, se han diseñado las bombas llamadas autocebantes. Estas bombas nos dan la seguridad de que después de cada paro, la bomba contará -- con la cantidad suficiente de líquido para poder arrancar de nuevo sin tener la preocupación de tener que revisar la bomba que esté cebada. (Ver figura 1.5.19).

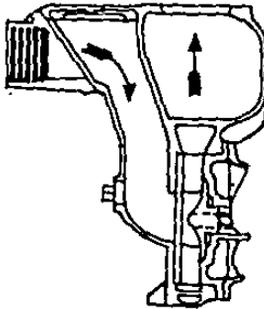


Fig. 1.5.19 Corte de una bomba de tipo autocebante mostrando los compartimientos de succión y descarga, y la carcasa con su impulsor.

1.6 LIMITACIONES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Muchas bombas centrífugas que se emplean en un intervalo determinado de velocidad específica sabemos que tienen aproximadamente la misma forma y las mismas características de funcionamiento. Esto nos lleva a pensar en realizar ciertas limitaciones generales basadas en las condiciones de flujo en el lado de succión de la bomba. Las limitaciones con que nos encontraremos ahora son necesarias para evitar un fenómeno que forma cavidades en el seno del líquido, definidas -- por burbujas del vapor dentro de la masa líquida y producida por una vaporización local debido a ciertas condiciones (de -- operación) dinámicas (alta velocidad relativa y consecuentemente una reducción de la presión local hasta el valor de la tensión del vapor a la temperatura actual del líquido); éste fenómeno recibe el nombre de cavitación.

Esto traería como consecuencia una disminución en la eficiencia hidráulica, pueden existir tensiones internas en el material de los álabes que den lugar a concentraciones de esfuerzos nocivos, desequilibrios mecánicos por efectos de vibraciones, pueden existir vibraciones en el rotor por falta de masa local, etc.

Las limitaciones de las que estamos hablando se encuentran publicadas en el Hydraulic Institute. Estas limitaciones están en función de la relación entre la carga y la velocidad específica con diferentes alturas o cargas en succión.

Otra desventaja es su NPSH el cual es limitado. -- Su gasto es relativamente bajo. Si no se manejan las válvu-- las adecuadas, el golpe de ariete es muy grande.

CAPITULO II

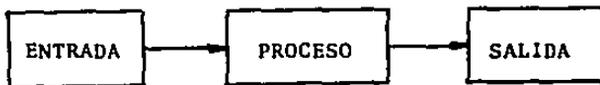
ELEMENTOS DE CONTROL Y PLANEACION

C A P I T U L O I I

ELEMENTOS DE CONTROL Y PLANEACION

2.1 DESARROLLO DE UN PROYECTO DE DISEÑO

El desarrollo de un proyecto de diseño para una -
bomba centrífuga se puede estructurar de la siguiente manera:



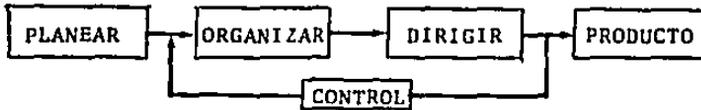
ENTRADA:

Es la información con que se cuenta para llevar a cabo dicho proyecto. En el caso de una bomba centrífuga es necesario contar con los siguientes aspectos:

- a) Conocer las necesidades que existen en la industria, por medio de un estudio de mercado.
- b) Tener los conocimientos teóricos suficientes sobre el comportamiento y funcionamiento de las bombas centrífugas, así como de los parámetros a considerar en el diseño del Impulsor, Carcaza y Flecha.
- c) Conocer el flujo del proceso de fabricación.

PROCESO.

Es la elaboración del proyecto de diseño y fabricación, desarrollándose de acuerdo a la siguiente dirección:



PLANEACION.

Una vez tomada la decisión sobre el proyecto de diseño y fabricación de la bomba centrífuga, entonces es necesario mencionar sus características, tales como: objetivos y actividades que deben realizarse para cumplir con las metas que se establecieron previamente. El programa de trabajo puede ser representado por una ruta de proceso donde se indiquen claramente las etapas y operaciones que se tienen que desarrollar durante todo el proyecto, indicando las fechas --tentativas de terminación, los tiempos estimados durante cada etapa, su interrelación y el orden de ejecución.

Durante el desarrollo del proyecto será posible hacer una inspección de la situación que prevalece a cada momento, y por tanto, de esta manera se podrán tomar acciones correctivas sobre los imprevistos o fallas presentadas, para que así, se logren las metas planteadas desde un principio -- del proyecto.

La ruta de proceso es la representación de un programa para la elaboración de un proyecto en el cual se --

muestra la secuencia correcta y la interdependencia existente entre sus actividades principales.

SALIDA.

Una vez conjuntando todos los elementos que se requirieron en un principio para plantear los objetivos del proyecto y dándoles un seguimiento, entonces se podrán tener los resultados que se desearon, es decir, contar con el diseño de las partes principales de la bomba centrífuga y con la -- descripción del proceso de fabricación requerido, incluyendo el equipo necesario para ello.

CRONOLOGIA DE ACTIVIDADES Y PROCESOS

El conocer la cronología de actividades es un factor importante para dominar el tiempo. Ya que es conocido el orden cronológico propuesto, hay que vigilar muy de cerca si se está cumpliendo con los planes trazados respecto al -- tiempo por medio de unas normas establecidas anteriormente para valorar la metodología seguida.

El nacimiento de un proyecto surge debido a que existe una idea de necesidad en el mercado de las bombas. La información que se obtiene en un estudio de mercado es -- superficial, más sin embargo, en ocasiones la magnitud de es ta necesidad es apreciable, entonces se justifica una inversión para el desarrollo completo y la continuación del pro-- yecto.

2.2 ESTUDIO DE MERCADO

2.2.1 OBJETIVO.

El estudio de mercado tiene como fin último el de estar seguro que va a existir un mercado potencial que presente una demanda latente y que a la vez sea una justificación para el desarrollo del proyecto de la bomba centrífuga, es decir, el estudio de mercado aportará información que auxilie y que oriente las acciones de la empresa sobre el nuevo producto a desarrollar, analizará la viabilidad del proyecto de acuerdo con los factores predominantes en el mercado de las bombas, comparará beneficios y evaluará la implantación de la planta, si es el caso, o la adquisición del equipo requerido.

En el estudio de mercado se deben de considerar cuatro aspectos fundamentales que a continuación se describen:

- a) Oferta: Contar con la suficiente capacidad de producción para las necesidades existentes.
- b) Demanda: Considerar el mercado potencial que va a existir.
- c) Precios: Los precios del nuevo producto se determinan considerando el proceso de fabricación, materia prima, etc...
- d) Comercialización: Dar a conocer por medio del departamento de ventas la existencia del nuevo producto, como una opción más a las necesidades.

2.2.2 PROGRAMA DE MERCADOTECNIA

En el caso de las bombas centrífugas se encuentran en una situación muy fluida y competitiva, por lo que es necesario ampliar la gama de bombas que ya existen en este mercado.

Para conocer el desarrollo del producto en el mercado es necesario tomar algunas medidas organizacionales adecuadas, realizar investigaciones y pronósticos detallados, emplear criterios analíticos para la toma de decisiones. Lo anterior nos lleva a tomar en cuenta el comportamiento del nuevo producto durante su ciclo de vida, que éste consta de cuatro etapas fundamentales y que a continuación se mencionan:

- 1.- Introducción
- 2.- Crecimiento
- 3.- Madurez
- 4.- Decadencia

2.2.3 METODOS DE INFORMACION

Para realizar el estudio de mercado a continuación se mencionan los métodos más comunes.

- a) Consulta de fuentes estadísticas
- b) Exploración directa del mercado
 - Observación directa.
 - Experimento.
 - Inventario de establecimiento.
 - Encuesta por correo.

- Entrevista telefónica.
- Panel de consumidores.
- Dustbin Check.
- Entrevista Personal.

c) Medición y Predicción de la demanda

- Cálculo de la demanda actual.
- Potencial total del mercado.
- Potencial Territorial.
- Cálculo de la demanda futura.

2.3 HERRAMIENTAS DE PLANEACION Y CONTROL

2.3.1 GRAFICO DE GANTT

Este gráfico es un elemento que puede mostrar la - desviación que existe entre lo planeado y lo que se ha avanzado en el proyecto durante un tiempo previamente predeterminado en base a estimaciones o en experiencias similares anteriores. De esta manera se pueden tomar algunas medidas correctivas que permitan cumplir con el objetivo planteado.

Un gráfico de Gantt expone lo importante que es el tiempo en el desarrollo del proyecto de diseño, y más específico en el proceso de fabricación. Básicamente el gráfico de Gantt representa un trabajo o una actividad realizada en un - tiempo.

En un gráfico de este tipo, una división de espacio representa una cantidad de tiempo (día, semana, mes, etc...)- que un cierto trabajo o actividad ha de realizarse. Las lí--neas trazadas horizontalmente a través de dicho espacio van indicar la relación entre la cantidad de trabajo o actividad realmente realizada en dicho tiempo contra lo que se ha programado. Ver figura 2.1.

Puesto que el conocimiento de lo que ha acontecido y cuando ha acontecido, ocasiona acción, el pasado se proyecta en el futuro, y las anotaciones consignadas de esta manera en el gráfico no quedarán sin movimiento y sin medidas correctivas. Cuando se emplea para planificar, no es un registro de lo que se hizo, no tiene valor y suele archivararse después que se ha cumplido con el programa. En el transcurso del programa, el proceso se anota como costumbre pero con el objetivo de indicar las medidas necesarias para complementar a tiempo el --plan trazado.

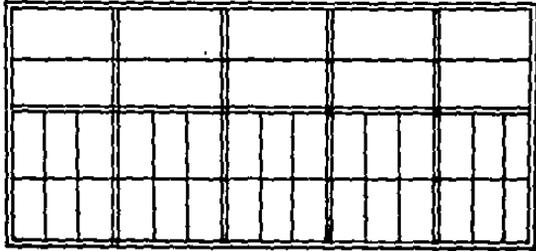


Fig. 2.1 Gráfico de Gantt

GRAFICO DE CARGA TIPO GANTT

Este gráfico advierte la carga de trabajo en perspectiva del desarrollo del diseño y del proceso de fabricación para las diferentes actividades del proyecto en los departamentos que intervienen. En este gráfico solo se indica la actividad y/o el trabajo que ha de realizarse, además de que ilustra hasta dónde, en el futuro, el personal capacitado estará ocupado por el desarrollo del proyecto. Ver figura 2.2 .

GRAFICO DE PROCESO TIPO GANTT

Este es utilizado para planificar cualquier proyecto en cualquier magnitud. Su objeto es indicar el proceso o desarrollo que se está realizando en la ejecución de un plan o programa.

Compara lo que se realiza contra lo que debiera haberse hecho, permitiendo preveer futuros acontecimientos con una exactitud considerable. En este gráfico además de -- que se precisa un plan establecido y definido, se comprende con detalle el tiempo para lograr una actividad, y se indica el efecto de resoluciones pasadas, y por tanto, las medidas que deberán considerarse y aplicarse. Ver figura 2.3.

2.3.2 DIAGRAMA DE PROCESO

En un diagrama de proceso se puede comprender la descripción más detallada para la realización de una cierta etapa o actividad dentro de un proyecto. En estos diagramas es conveniente tomar en cuenta la clasificación de las cinco actividades que pueden ocurrir durante un proceso determinado o en las etapas y actividades de un proyecto como lo es en nuestro caso el del diseño de una bomba centrífuga. A continuación se describen estas actividades dándoles el enfoque para un proceso donde también existe información.

- Operación. ○ Tiene lugar cuando en el proyecto de diseño se manipula una información, o cuando es necesario un cálculo o una planificación.
- Transporte. ⇨ Existe cuando la información se desplaza de un sitio para otro, excepto cuando el desplazamiento forme parte de la operación, incluyendo una revisión.
- Inspección. □ Cuando se examina o cuando se evalúa un objeto o la información para: Identificar, verificar determinadas características.
- Demora. D Es cuando las condiciones o características no permiten que se realice una ejecución inmediata para la siguiente acción planeada.
- Almacenaje. ▽ Es el entretenimiento, detención y/o protección de la información, del objeto frente a desplazamientos no autorizados.

El diagrama de proceso es la representación gráfica de los puntos en que los materiales o información es - introducida en el proceso y de la sucesión de inspecciones y operaciones totales, excepto aquellas comprendidas en el movimiento de los materiales. Puede incluirse otra información que se considere conveniente analizar tal como el tiempo de precisado, la posición, distancias recorridas, etc... Estos gráficos se diseñan de acuerdo a las necesidades del proceso que se representará. Ver figura 2.4. A continuación se describen los más usuales.

a) Diagrama de operaciones de proceso.

Muestra la secuencia cronológica de todas las operaciones en su proceso de fabricación o de cualquier índole, desde la llegada de la materia prima hasta el arreglo final del producto terminado. Con esta representación gráfica de los hechos se obtiene una visión panorámica de lo que sucede, y se entienden más fácilmente tanto los hechos en sí como su relación mutua.

b) Diagrama de curso o Flujo de proceso.

Es un esquema de distribución de planta - que muestra la localización de todas las actividades que aparecen en el diagrama de proceso.

Cada actividad o etapa se localiza e identifica en el diagrama de circulación por simbolos y números que corresponden a los que se - representan en el diagrama de proceso.

El diagrama de circulación es un complemento al de proceso cuando el movimiento representa un factor importante.

Este diagrama señala retrocesos, recorridos excesivos y hasta puntos de congestión de tráfico e indica el camino para lograr una distribución adecuada.

2.4 FLUJO DE PROCESO

Es importante que en el desarrollo de un proyecto se conozcan todos los pasos necesarios a seguir para cumplir con el objetivo fundamental del mismo, ya que de otra manera podría traernos como consecuencia la causa de tiempos muertos o contratiempos, costos elevados, mala calidad en la fundición de nuestras piezas y en el maquinado, etc..

En el diagrama de flujo de la figura 2.4 se representa el desarrollo de una bomba centrífuga desde su diseño hasta su ensamble, describiéndose la función (a grandes rasgos) de los departamentos que intervienen en su desarrollo.



Fig. 2.4. Diagrama de flujo para el proceso de fabricación de una bomba centrífuga.

2.4.1 DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

El departamento de Ingeniería tiene la responsabilidad del desarrollo de nuevas bombas que se requieran. Este departamento de Ingeniería, junto con el de Ventas y el de Comercialización, deben contar con la capacidad de detectar y de determinar las necesidades en las aplicaciones de las bombas centrífugas. La labor del departamento de Ingeniería es la de dar seguimiento a un proyecto de diseño en función de su capacidad de desarrollo y de sus limitaciones técnicas y económicas.

Se debe contar con Ingenieros capaces y conocedores de los métodos utilizados para el diseño de las partes principales de una bomba (impulsor, carcaza y flecha), los parámetros más importantes que intervienen en su diseño, la selección de partes menores de la bomba (estoperos, prensaestopas, anillos de desgaste, sellos mecánicos, etc.).

El departamento de Ingeniería requiere de las condiciones de operación (gasto y carga) para comenzar con el diseño. Es importante que se tenga presente que se utilizan bastantes resultados obtenidos experimentalmente en pozos de pruebas, o en bombas similares, ya que estos datos son de gran ayuda para el Ingeniero de Diseño.

2.4.2 TALLER DE MODELOS

Durante esta etapa se comienza propiamente con el proceso de fabricación de la bomba. Es necesario que se disponga de personal altamente calificado para el trabajo que se requiere desarrollar. Es un trabajo que se elabora en madera, y es por ello que adicional a que se requiere tener una gran habilidad, se deben tener conocimientos para la interpretación adecuada de los planos desarrollados por Ingeniería.

Un modelista, tiene como objetivo, hacer el modelo de las partes de una Bomba Centrífuga para que esten en condiciones de poder ser utilizadas en la fundición.

Un error en la interpretación de los planos de cualquier parte de la bomba, nos llevaría a problemas muy serios. Este error quizá sería difícil de detectar en el proceso de fabricación de la bomba centrífuga prototipo. Esta falla saldría a relucir en el comportamiento de la bomba du-

rante sus pruebas hidrostáticas en el pozo de pruebas. En principio se puede pensar en un mal diseño, en un mal ensamble, en una fundición o un maquinado no adecuados, en materiales de calidad baja, etc... y por tanto, todo lo anterior requiere de estudios detallados y hasta incluso muy costosos, como por ejemplo, cuando se necesitan hacer comparaciones ópticas entre los planos de diseño, el modelo y el prototipo.

2.4.3 FUNDICION

Para la fundición de las piezas de una bomba centrífuga se utilizan diferentes tipos de hornos que a continuación se mencionan.

- a) Horno de Cubilote
- b) Horno de Crisol

Para el proceso de fundición se preparan los moldes en los cuales será fundido el metal. Dentro de este proceso hay que incluir la limpieza de las piezas fundidas y la recuperación de la arena utilizada en la elaboración de los moldes.

La fundición de las partes principales de la Bomba Centrífuga es una fundición a la arena, la cual se puede llevar a cabo por dos métodos que dependen del tipo de modelo utilizado (modelo removible y modelo disponible).

Para lograr una calidad adecuada en las piezas de fundición es necesario considerar los siguientes factores:

- 1.- Procedimientos de moldeo.
- 2.- Modelos.
- 3.- Arena a utilizar.
- 4.- Corazones

- 5.- Equipo mecánico de moldeo.
- 6.- Metal.
- 7.- Vaciado y Limpieza.

2.4.4 MAQUINADO

Antes de comenzar las operaciones del maquinado se procede a hacer un rebabeo, y éste consiste en eliminar el metal que tiende a salir en los moldes cuando estos son unidos y entonces queda una pestaña de metal en dichas uniones. Esta pestaña de metal es eliminada por medio de una piedra de esmeril.

Durante esta etapa, se busca que el impulsor, la carcaza y la flecha adquieran un terminado de alta calidad con el objetivo de que la eficiencia de la bomba sea lo más alta posible, debido a que las superficies que estarán en contacto con el fluido serán más lisas y por tanto provocarán menos turbulencia en el fluido. Las partes que son rectificadas para obtener los resultados que se pretenden son principalmente el impulsor y la carcaza.

En la etapa de maquinado, se manufactura la flecha del Impulsor utilizándose el material requerido para el diseño con las dimensiones especificadas.

Las máquinas herramientas que principalmente son utilizadas para todos los maquinados necesarios son:

- a) Tornos Verticales.
- b) Tornos Paralelos.
- c) Fresadoras.

2.4.5 ENSAMBLE

El ensamble es la operación con que termina propiamente el proceso de fabricación. En esta etapa se integran todos los componentes principales y partes menores de la bomba centrífuga que anteriormente se habían diseñado, o en su defecto, que se han seleccionado.

Cuando se va a llevar a cabo el ensamble de la bomba es necesario dar un seguimiento específico con la finalidad de establecer el orden de colocación de las piezas, y de esa manera evitar tiempos muertos en la operación, mal manejo a las piezas en el montaje. Una vez que las piezas han sido integradas entre sí, hay que realizarles los ajustes requeridos en las diferentes secciones.

Se recomienda que para el ensamble de una bomba centrífuga se sigan dos etapas u operaciones principales:

La primera, es realizar el montaje de la flecha con sus baleros, tuercas de seguro, arandelas, etc..

La segunda etapa consta del montaje y la unión de las partes que se encuentran en contacto con el fluido (carcaza, impulsor, anillos, etc..) con las partes de la primera operación. Es importante mencionar que cuando la bomba centrífuga se va a acoplar a un motor como es en nuestro caso, se realice un alineamiento de ambas unidades (bomba y motor), es decir, verificar el espacio entre las mitades del cople, desviación angular y desplazamiento paralelo de las flechas.

CAPITULO III

PRINCIPIO DE LAS TURBOMAQUINAS Y DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

C A P I T U L O I I I

PRINCIPIOS DE LAS TURBOMAQUINAS Y DE LA BOMBA CENTRIFUGA

3.1 FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMAQUINAS.

La bomba centrífuga es una turbomáquina generadora que cuenta con un impulsor giratorio. Dicho impulsor giratorio cambia la velocidad del flujo, la presión en el fluido o ambas cosas. Cuando ocurre esto, se dice que la turbomáquina (en es te caso la bomba centrífuga) efectúa un trabajo sobre el fluido, en el caso que el fluido se utiliza para mover el impulsor, el trabajo se realiza sobre la máquina, lo que es conocido como una máquina hidráulica motora.

En nuestro caso, analizaremos a la turbomáquina que le proporcione trabajo al fluido, en donde podemos encontrar a las bombas, a los ventiladores y a los compresores, siempre y cuando no se varíe la velocidad y densidad. Las máquinas que absorben energía del fluido se les llaman, como se ha mencionado, turbomáquinas motoras y a las que le restituyen o dan energía al fluido se les conoce como turbomáquinas generadoras.

Las bombas pueden ser clasificadas por su tipo de -- flujo, y así se puede tener bombas axiales, bombas de flujo ra dial y de flujo mixto. (Ver figura 3.1.1).

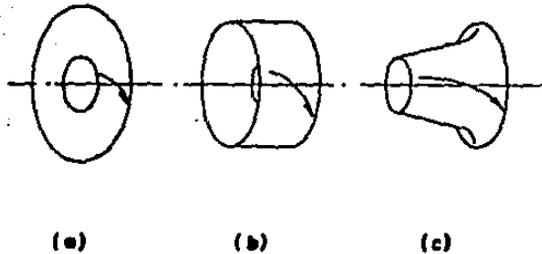


Fig. 3.1.1 Trayectoria de una Partícula de Fluido en el ---- Rodete de una Máquina.
a) Radial; b) Axial; c) Flujo Mixto.

En este trabajo, estudiaremos las bombas de flujo radial, las que deben que este flujo sea radial a un elemento denominado impulsor. Estas son las turbomáquinas generadoras que reciben el nombre de bombas centrífugas. A continuación se menciona, a grandes rasgos, la trayectoria que sigue el -- fluido en su recorrido por este tipo de máquinas hidráulicas (ver figura 3.1.2). El fluido pasa del tubo de succión o de admisión (1) al centro del impulsor desde el cual se desplaza hacia afuera por los álabes (2) hasta el borde exterior del - impulsor (3), posteriormente pasa por un conjunto de álabes - fijos que dan orientación al fluido denominados como corona - directriz (4) para posteriormente llegar a la carcasa o cu--- bierta (5), la cual en forma de voluta orienta al fluido has- ta la descarga de la bomba (6).

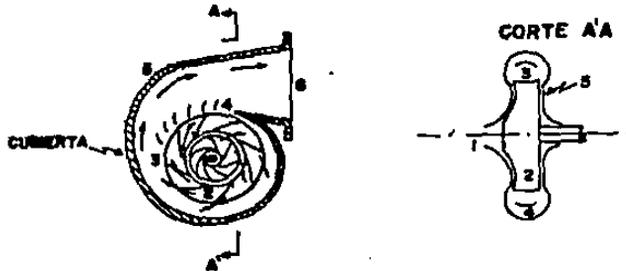


Fig. 3.1.2 Trayectoria del Fluido en un Sistema Difusor Básico.

Básicamente el sistema difusor de la bomba, como se ve en la figura 3.1.2, consta de tres elementos.

- a) Corona Directriz
- b) Caja Espiral o Voluta
- c) Cono Difusor

El papel de estos elementos es el de transformar la energía dinámica que da el rodete, en energía de presión -- con el mínimo posible de pérdidas. El nombre de caja espiral se deriva de una construcción especial de la misma, que consiste en una caja formada por dos planos paralelos y cerrada por una superficie cilíndrica cuya directriz es una espiral logarítmica. En este caso las secciones por planos serían rectángulos de área creciente, como corresponde a la difusión que se pretende.

La figura 3.1.3 representa otras secciones de ca-

jas. espirales o volutas más frecuentes.

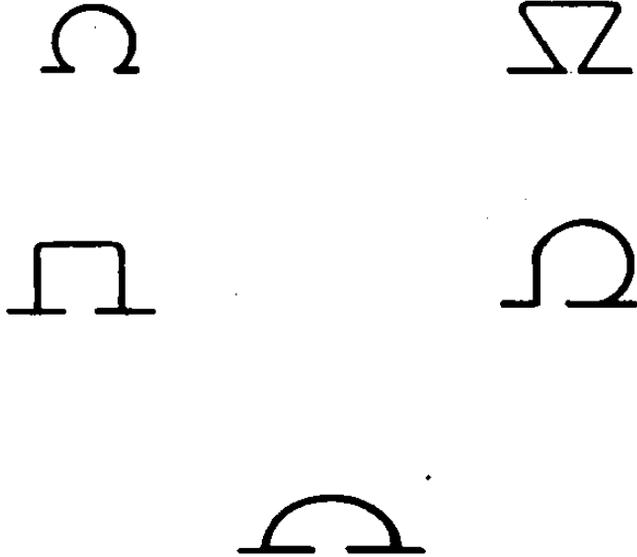


Fig. 3.1.3 Secciones de volutas más frecuentes

3.2 CURVAS CARACTERISTICAS Y LEYES DE SEMEJANZA.

Las curvas que definen el funcionamiento de una -- bomba reciben el nombre de curvas características o curvas de funcionamiento; se obtienen empíricamente al hacer una serie -- de pruebas de presión y flujo de una o varias bombas en un -- banco de pruebas.

Las curvas de funcionamiento se utilizan para prede cir operaciones prototipo a partir de pruebas en modelo o el -- efecto de los cambios de tamaño, velocidad o carga en una bom ba de acuerdo a las seis leyes de semejanza de las bombas --- hidráulicas.

Las tres primeras leyes se refieren a la misma bom ba y expresan la variación de las características de una mis ma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revolu ciones, y que a continuación se mencionan.

Primera Ley: Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones.

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad 3.2.1$$

Segunda Ley: Las alturas útiles son directamente proporcio nales a los cuadrados de los números de revolucio nes.

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad 3.2.2$$

Tercera Ley: Las potencias útiles son directamente proporcio nales a los cubos de los números de revolucio nes.

$$\frac{P}{P_T} = \left(\frac{n}{n_T}\right)^3 \quad 3.2.3$$

Las tres siguientes leyes se refieren a dos bombas geoméricamente semejantes pero de diámetro distinto y expresan la variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

Cuarta Ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros.

$$\frac{Q}{Q_T} = \left(\frac{D}{D_T}\right)^3 \quad 3.2.4$$

Quinta Ley: Las alturas útiles son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros.

$$\frac{H}{H_T} = \left(\frac{D}{D_T}\right)^2 \quad 3.2.5$$

Sexta Ley: Las potencias útiles son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de diámetros.

$$\frac{P}{P_T} = \left(\frac{D}{D_T}\right)^5 \quad 3.2.6$$

Las seis leyes anteriores se pueden fundir dos a dos haciendo que varíe primero el diámetro y luego el número de revoluciones, obteniéndose las fórmulas siguientes:

$$\frac{Q}{Q_T} = \frac{n}{n_T} \left(\frac{D}{D_T}\right)^3 \quad 3.2.7$$

$$\frac{H}{H_T} = \left(\frac{n}{n_T}\right)^2 \left(\frac{D}{D_T}\right)^2 \quad 3.2.8$$

$$\frac{P}{\rho T} = \left(\frac{n}{n_T}\right)^3 \left(\frac{D}{D_T}\right)^5 \quad 3.2.9$$

Haciendo una comparación de las bombas de flujo axial con las bombas centrífugas en su principio de funcionamiento, tenemos que en una bomba centrífuga de flujo radial existe un aumento de presión hacia el exterior debido en gran parte a la rotación del impulsor que desplaza la masa del fluido hacia la salida de la bomba, convirtiendo la velocidad en presión, cosa que no sucede con las bombas de flujo axial. Para un mejor entendimiento de esta diferencia podemos hacer una analogía con el concepto de variación de presión debido a la aceleración de un tanque con líquido, sometido a rotación respecto a su eje a velocidad angular constante ω , como se muestra en la figura 3.2.1.

En el tanque cilíndrico, sometido a velocidad angular constante, sucede que la energía del fluido desplazado es canalizada al exterior y transformada en energía de presión.

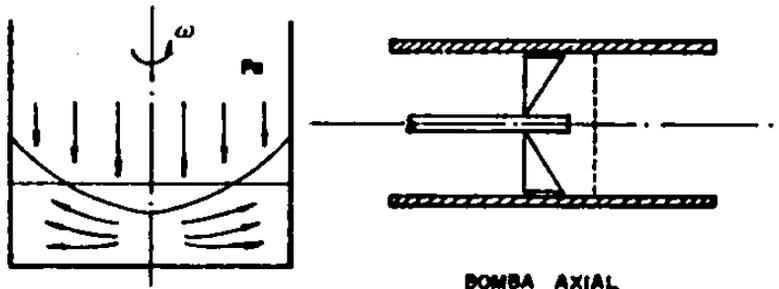


Fig. 3.2.1 Tanque Cilíndrico que gira con Velocidad Angular - Constante.

3.3 VELOCIDAD ESPECIFICA DE LAS BOMBAS

Nosotros sabemos que el funcionamiento de una bomba puede quedar definido por unos parámetros adimensionales - que reciben el nombre de coeficientes de potencia (C_p), de carga (C_h) y de descarga (C_o).

El número específico de revoluciones o velocidad específica puede ser obtenida eliminando la razón $\frac{D}{D_T}$ de las ecuaciones 3.2.8 y 3.2.9.

Despejando de la ecuación 3.2.8 $\frac{D}{D_T}$ tendremos:

$$\frac{D}{D_T} = \left(\frac{H}{H_T}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{n'}{n}$$

Llevando este valor a la ecuación 3.2.9

$$\frac{P}{P_T} = \left(\frac{H}{H_T}\right)^{5/2} \left(\frac{n'}{n}\right)^2$$

Reagrupando obtenemos:

$$n^2 P H^{-5/2} = n'^2 P' H'^{-5/2}$$

Extrayendo raíz cuadrada de ambos miembros nos queda:

$$n P^{\frac{1}{2}} H^{-5/4} = n' P'^{\frac{1}{2}} H'^{-5/4} \quad 3.3.1$$

El producto $n P^{\frac{1}{2}} H^{-5/4}$ es idéntico para todas las bombas geoméricamente semejantes obteniéndose finalmente la velocidad específica n_s en función de la potencia.

$$n_s = n P^{\frac{1}{2}} H^{-5/4} \quad 3.3.2$$

La velocidad específica también puede ser expresada en función del caudal, siendo ésta una de las expresiones más utilizadas.

$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

3.3.3

Donde: n Se expresa en rpm
Q Se expresa en GPM
H Se expresa en Pies

Se puede observar que la velocidad específica relaciona diferentes tipos de máquinas (turbomáquinas) sin tener en cuenta el tamaño.

3.4 ECUACION PARA UN VOLUMEN DE CONTROL

Ahora es necesario realizar la deducción de la ecuación para la carga de una bomba. Comenzaremos por obtener la ecuación general para un Volumen de Control, cuyo objetivo es el de ver como varía una propiedad extensiva determinada del sistema con respecto al tiempo. Una vez obtenida dicha ecuación, plantaremos en forma particular la conservación de masa y la ecuación de energía para un volumen de control.

Consideremos que nos interesa conocer la variación de una propiedad extensiva B. Como se sabe, una propiedad extensiva se puede convertir en una propiedad intensiva dividiendo por unidad de masa, y llamaremos nosotros a esta relación β .

$$\beta = \frac{B}{m}$$

Por consecuencia, si $\beta = \frac{B}{m} \Rightarrow B = \beta m$ 3.4.1

Si analizamos nuestro Volumen de Control desde un punto de vista diferencial de masa entonces tendremos:

$$B = \int \beta \, dm \quad 3.4.2$$

Y si por definición sabemos que densidad es la razón de la masa por unidad de volumen, es decir, $\rho = \frac{m}{V}$ implica que $dm = \rho \, dV$ 3.4.3

llevando la ecuación 3.4.3 a la ecuación 3.4.2 tendremos.

$$B = \int \beta \rho \, dV \quad 3.4.4$$

Ahora considérese que por un ducto fluye un fluido cualquiera y que nos interesa conocer la variación de su pro-

alidad B con respecto al tiempo. Analizaremos este fluido en el instante t , y en el instante $t + \Delta t$. En la figura 3.4.1 se muestra el fluido en dichos instantes, considerando la superficie de Control entre las secciones 1 y 2.

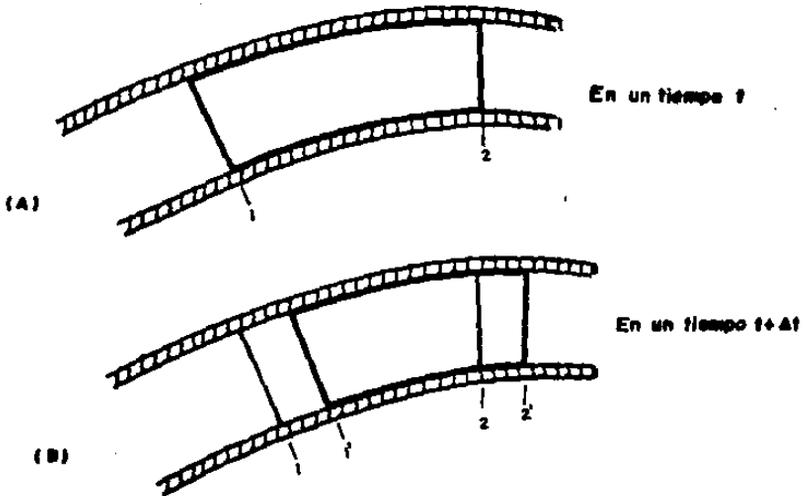


Fig. 3.4.1 a) Fluido en el Instante t
b) Fluido en el Instante $t + \Delta t$

Si a nosotros nos interesa conocer la variación de la propiedad B con respecto al tiempo, en nuestro Volumen de Control, podemos expresar de la siguiente manera en forma matemática.

Variación de B con respecto al tiempo = $\frac{dB}{dt}$

La expresión anterior es una derivada, que si la expresamos como dice su definición tendremos:

$$\frac{dB}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{B_{t + \Delta t} - B_t}{\Delta t} \right] \quad 3.4.5$$

Analizando los términos de la ecuación 3.4.5 podemos observar lo siguiente:

El término $B_{t + \Delta t}$ Es la propiedad del fluido en el instante $t + \Delta t$. Podemos notar que en éste tiempo, el fluido que se encuentra en nuestra superficie de Control ha tenido un movimiento, y por tanto podemos pensar que ha existido un flujo en nuestra superficie de control de la propiedad B; es decir, por la sección 1 ha entrado determinada cantidad de flujo con propiedad B y por la sección 2 ha salido también cierta cantidad de flujo con propiedad B.

Recordando la figura 3.4.1 (B)

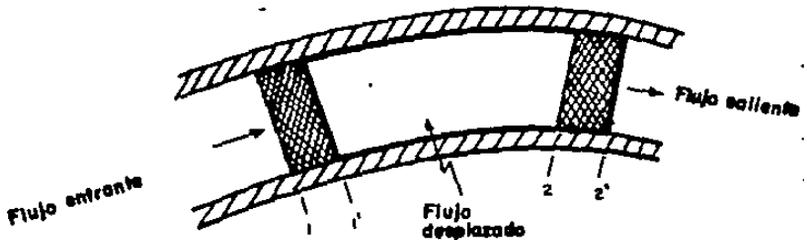


Fig. 3.4.1 b) Fluido en el Instante $t + \Delta t$

Continuando con el análisis de los términos de la ecuación 3.4.5 veremos la forma en que varía su propiedad del tiempo t al instante $t + \Delta t$.

En el instante $t + \Delta t$; de la figura anterior, vemos que la propiedad que existe en ese instante es la propiedad del flujo desplazado más la del flujo que se saldría de la sección 2, es decir:

$$(B_{F.D.} + B_{F.S})_{t + \Delta t} = B_{t + \Delta t}$$

En el instante t ; podemos observar, con cuidado, que será la propiedad del fluido desplazado más la del fluido que entraría, es decir:

$$(B_{F.D} + B_{F.E})_t = B_t$$

Llevando y substituyendo estas expresiones a la ecuación 3.4.5 obtenemos:

$$\frac{dB}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{(B_{F.D} + B_{F.S})_{t + \Delta t} - (B_{F.D} + B_{F.E})_t}{\Delta t} \right]$$

Reacomodando términos:

$$\frac{dB}{dt} = \text{Lim}_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{B_{F.D, t + \Delta t} + B_{F.S, t + \Delta t} - B_{F.D, t} - B_{F.E, t}}{\Delta t} \right]$$

$$\frac{dB}{dt} = \text{Lim}_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{B_{F.D, t + \Delta t} - B_{F.D, t}}{\Delta t} \right] + \text{Lim}_{t \rightarrow 0} \left[\frac{B_{F.S, t + \Delta t} - B_{F.E, t}}{\Delta t} \right]$$

3.4.6

Si a continuación analizamos, por separado, los términos de la ecuación 3.4.6, concluiremos lo siguiente.

El primer término del segundo miembro de la ecuación nos indica la variación de la propiedad B del fluido en nuestro volumen de control. Observamos que si $\Delta t \rightarrow 0$, implica que esa propiedad del fluido desplazado se nos aproxima a nuestro volumen de control (entre sección 1 y sección 2).

Entonces:

$$\text{Lim}_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\frac{B_{F.D, t + \Delta t} - B_{F.D, t}}{\Delta t} \right] = \frac{dB_{V.C}}{dt} \quad 3.4.7$$

Recordando la ecuación 3.4.4 y llevándola a la 3.4.7, tenemos:

$$\text{Si } B = \int \beta \rho dV \quad \text{entonces } \frac{dB_{V.C}}{dt} = \frac{d}{dt} \int \beta \rho dV \quad 3.4.8$$

El segundo término del segundo miembro de la ecuación 3.4.6 nos indica que es una cantidad de flujo de la propiedad B que sale y que entra respectivamente a nuestro volumen de control.

Para una mejor interpretación de éste término, realicemos un procedimiento en nuestra ecuación 3.4.4.

$$B = \int \beta \rho dV \quad 3.4.4$$

$$Q = \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}} = \bar{V}A \quad 3.4.8$$

Si el diferencial de volumen dV , lo ponemos por --
unidad de tiempo en función de la velocidad y el área, obten-
dremos:

$$\frac{dV}{dt} = \bar{v}dA \quad 3.4.9$$

Donde: \bar{v} = Velocidad normal del fluido por un dA

Notemos que si llevamos ésta expresión a la ecua-
ción 3.4.4 entonces tendremos una variación de la propiedad B
con respecto al tiempo que la podremos expresar de la manera
siguiente, en términos de flujo.

$$\text{Flujo de la propiedad } B = \dot{B} = \int \beta \rho \bar{v} dA \quad 3.4.10$$

Donde: \dot{B} = Variación de B con respecto al tiempo, expresa-
do en términos de flujo.

$B_{F.S, t+\Delta t}$ = Es el flujo que sale en Δt de nuestro
v.c.

$B_{F.E, t}$ = Es el flujo que entra en Δt a nuestro
v.c.

Estos términos, de flujo entrante y saliente los -
vamos a expresar de la siguiente manera:

$$\text{Flujo} = \int \beta \rho \bar{v} dA \quad 3.4.11$$

Deberá tomarse en cuenta, que en nuestra ecuación
3.4.6 el término de flujo entrante es negativo y el de flujo

saliente es positivo. Esta convención será la que se considere de ahora en adelante.

Llevando ahora las ecuaciones 3.4.8 y 3.4.11 a la ecuación 3.4.6, obtenemos la "ecuación general para el análisis de un volumen de control".

$$\frac{dB}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \beta \rho dV + \int_{sc} \beta \rho \bar{v} dA \quad 3.4.12$$

Hay que tomar en cuenta que si el flujo que analizamos en un momento determinado es estacionario o permanente, entonces la ecuación para el análisis de un volumen de control toma la forma.

$$\frac{dB}{dt} = \int_{sc} \beta \rho \bar{v} dA \quad 3.4.13$$

Ya que las propiedades y características del fluido no varían con el tiempo, el término de la derivada temporal desaparece.

3.5 CONSERVACION DE LA MASA

Una vez obtenida la ecuación general para el análisis de un volumen de control obtendremos una de las leyes básicas de la mecánica de fluidos eliminando las derivadas temporales.

Para nuestro caso, se puede empezar considerando - que la masa del sistema es constante, es decir:

$$m_{\text{sist}} = \text{constante}$$

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad 3.5.1$$

Si ahora queremos ver la forma en que varía la masa con respecto al tiempo en un volumen de control, será únicamente necesario hacer la siguiente analogía de variables, - para que posteriormente, se lleve a la ecuación 3.4.12.

$$B = m \quad \beta = \frac{dm}{dm} = 1$$

$$\frac{dB}{dt} = \frac{dm}{dt} = 0 = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho \vec{v} dA \quad 3.5.2$$

Esta ecuación es la forma integral de la ley de -- conservación de la masa para un volumen de control.

Si ahora suponemos que el flujo en el interior del volumen de control es estacionario o permanente ($\partial\rho/\partial t = 0$), entonces la ecuación anterior toma la forma:

$$\int_{sc} \rho \vec{v} dA = 0 \quad 3.5.3$$

Si se interpreta la expresión 3.5.3, podemos ob--

servar que en flujo estacionario o permanente, la suma algebraica de los flujos máscicos entrantes y salientes a un volumen de control deberán de compensarse idénticamente.

Además, si las entradas y salidas al volumen de control son unidimensionales tendremos que la ecuación 3.5.3, toma la siguiente forma para un flujo permanente.

$$\begin{aligned}\sum \dot{m}_{ent} &= \sum \dot{m}_{sal} \\ \sum (\rho \bar{v} A)_{ent} &= \sum (\rho \bar{v} A)_{sal}\end{aligned}\tag{3.5.4}$$

La ecuación 3.5.4 es la relación de la conservación de la masa.

Todavía podemos realizar el análisis del Volumen de Control cuando el flujo es incompresible, es decir, que las variaciones de la densidad son despreciables en la relación de conservación de la masa, y por lo tanto, de la ecuación 3.5.3 obtendríamos.

$$\int \bar{v} dA = 0\tag{3.5.5}$$

Y si las entradas y salidas son unidimensionales, entonces tendremos:

$$\begin{aligned}\sum (\bar{V} A)_{sal} &= \sum (\bar{V} A)_{ent} \\ \sum Q_{sal} &= \sum Q_{ent}\end{aligned}\tag{3.5.6}$$

Donde:

$Q = \bar{V} A =$ Flujo volumétrico o caudal (gasto)

Recuerdese que si las secciones de entrada y salida no son unidimensionales, entonces se debe integrar.

$$\int \bar{v} dA = 0$$

Las relaciones que se han obtenido, de conservación de la masa, no se pueden evitar en un problema de ingeniería donde sea requerido realizar un análisis de flujos. En cualquier análisis de flujos siempre se deben comprobar, como parte del análisis, el balance de masas y energía, y si no es así, entonces nuestros resultados no son realistas y probablemente estarían equivocados.

3.6 ECUACION DE ENERGIA

Ahora aplicaremos la primera ley de la termodinámica a la ecuación para el análisis de un volumen de control.

En éste caso, nos interesa conocer la variación de la variable E (energía). Realizando la analogía en forma similar para la deducción de la conservación de la masa, tendremos:

$$B = E \text{ y } \beta = \frac{dE}{dm} = e \quad 3.6.1$$

Recordemos que la primera ley de la termodinámica se puede expresar de la siguiente forma:

$$E = Q - W \quad 3.6.2$$

Donde: E = Es la Energía del Sistema
Q = Es el calor, que se transfiere entre el sistema y Medio Ambiente.
W = Es el trabajo que se realiza en/n por el sistema.

Si nos interesa conocer la variación de ésta propiedad con respecto al tiempo, entonces nos quedará:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt}$$
$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad 3.6.3$$

Si llevamos la ecuación 3.6.3 a la ecuación 3.4.12, podemos escribir la primera ley de la termodinámica para un volumen de control en la siguiente forma.

$$\frac{dB}{dt} = \frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} \rho p dV + \int_{s.c.} \rho \bar{V} dA \quad 3.6.4$$

Quando se trabaja con la Primera Ley de la Termodinámica hay que considerar:

- A) El calor Q positivo nos indica una transferencia de calor comunicado al sistema. Puede ser por efectos de conducción, convección y radiación. Cosa que no es de nuestro interés ahora.
- B) El trabajo positivo es el trabajo realizado por el sistema en análisis.

Este trabajo lo analizaremos desde tres puntos de vista.

- 1. Trabajo realizado por una máquina = \dot{W}_m
- 2. Trabajo del Fluido = \dot{W}_F
- 3. Trabajo debido a esfuerzos viscosos = \dot{W}_V

Analicemos el trabajo realizado por el fluido.

$$\text{Trabajo} = dW = Fdl \quad 3.6.5$$

En nuestro volumen de control, la fuerza es ejercida por la presión que actúa sobre determinada área; y la distancia que recorrerá la expresaremos como la velocidad que lleve el fluido (en forma normal al área transversal) en un intervalo de tiempo muy pequeño dt . Esto lo podemos notar mejor en la figura 3.6.1.

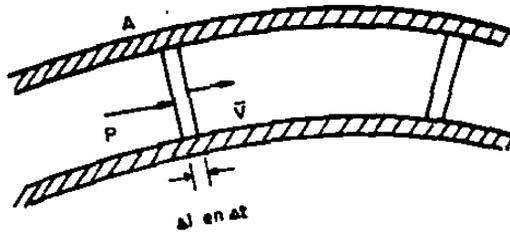


Fig. 3.6.1

En base a lo anterior se tiene:

$$F = PA \text{ y } dl = \bar{v}dt$$

sustituyendo en la ecuación 3.6.5 tenemos

$$dW = PA\bar{v}dt$$

$$\frac{dW}{dt} = PA\bar{v}$$

obteniendo finalmente:

$$\dot{W}_F = P\bar{v}A$$

3.6.6

- Donde:
- \dot{W}_F = Es el trabajo realizado por el fluido.
 - P = Es la presión que actúa sobre determinada área.
 - \bar{v} = Es la velocidad del fluido en forma normal al área.
 - A = Es el área de la sección transversal.

Si el flujo en la sección transversal no es unidimensional, tendríamos.

$$\dot{W}_f = \int p \bar{v} dA \quad 3.6.7$$

Finalmente el trabajo total realizado en un Volumen de Control vendría dado por la siguiente expresión.

$$\dot{W} = \dot{W}_m + \dot{W}_f + \dot{W}_v \quad 3.6.8$$

El trabajo debido a esfuerzos viscosos no se incluirá en nuestro análisis.

El trabajo total realizado en un Volumen de Control vendría dando la siguiente expresión.

$$\dot{W} = \dot{W}_m + \dot{W}_f \quad 3.6.9$$

C) La energía total del sistema e, por unidad de masa, es la suma de energías de varios tipos, - es decir:

$$e = e_{\text{interna}} + e_{\text{potencial}} + e_{\text{cinética}} + e_{\text{otras}} \quad 3.6.10$$

Donde se define:

$$e_{\text{interna}} = u$$

$$e_{\text{potencial}} = \frac{gz}{g}$$

$$e_{\text{cinética}} = \frac{v^2}{2}$$

e_{otras} = se refiere a cambios de composición química, reacciones nucleares y efectos electromagnéticos, que aquí despreciaremos.

Sustituyendo la ecuación 3.6.9 y la 3.6.10 en la ecuación 3.6.4, obtenemos:

$$\dot{Q} - (\dot{W}_m + \dot{W}_f) = \frac{d}{dt} \int (e_{int} + e_p + e_c) \rho dV + \int (e_{int} + e_p + e_c) \rho \bar{v} dA$$

Para el flujo estacionario

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W}_m - \dot{W}_f &= \int (e_{int} + e_p + e_c) \rho \bar{v} dA \\ \dot{Q} - \dot{W}_m &= \int (u + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz) \rho \bar{v} dA + \dot{W}_f \end{aligned} \quad 3.6.11$$

Si sustituimos la 3.6.7 $\dot{W}_f = \int P \bar{v} dA = \int P \frac{\rho}{\rho} \bar{v} dA$ en la 3.6.11:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W}_m &= \int (u + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz) \rho \bar{v} dA + \int \frac{P}{\rho} \rho \bar{v} dA; \text{ reacomodando:} \\ \dot{Q} - \dot{W}_m &= \int (u + \frac{P}{\rho} + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz) \rho \bar{v} dA \end{aligned} \quad 3.6.12$$

Nosotros sabemos que la entalpía $h = u + \frac{P}{\rho}$, entonces

$$\dot{Q} - \dot{W}_m = \int (h + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz) \rho \bar{v} dA \quad 3.6.13$$

Si el flujo es unidimensional, la ecuación 3.6.13, toma la forma:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W}_m &= \sum (h + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz) \rho \bar{v} A \\ \dot{Q} - \dot{W}_m &= \sum (h + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz) \dot{m} \end{aligned} \quad 3.6.14$$

Por la ecuación de conservación de la masa, es decir, si $\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$, entonces podemos dividir toda la ecuación 3.6.14 entre flujo masico, y quedará la ecuación de -----

energía por unidad de masa que es una ecuación muy utilizada en Ingeniería Mecánica, quedándonos:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} &= \sum (h + \frac{\sqrt{v}^2}{2} + gz) \quad \text{si } q = \frac{\dot{Q}}{m} \text{ y } w_m = \frac{\dot{W}}{m} \\ q - w_m &= \sum (h + \frac{\sqrt{v}^2}{2} + gz) \\ q - w_m &= \sum (u + \frac{p}{\rho} + \frac{\sqrt{v}^2}{2} + gz) \end{aligned} \quad 3.6.15$$

Si tenemos una entrada 1 y una salida 2 obtendremos:

$$\begin{aligned} q - w_m &= (u + \frac{p}{\rho} + \frac{\sqrt{v}^2}{2} + gz)_{sal} - (u + \frac{p}{\rho} + \frac{\sqrt{v}^2}{2} + gz)_{ent} \\ q - w_m &= u_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\sqrt{v_2}^2}{2} + gz_2 - (u_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\sqrt{v_1}^2}{2} + gz_1) \end{aligned}$$

Reagrupando:

$$u_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\sqrt{v_1}^2}{2} + gz_1 = u_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\sqrt{v_2}^2}{2} + gz_2 + w_m - q \quad 3.6.16$$

Si ahora dividimos todo entre g , tendremos la ecuación de la energía en términos de altura o carga.

$$\frac{u_1}{g} + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\sqrt{v_1}^2}{2g} + z_1 = \frac{u_2}{g} + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\sqrt{v_2}^2}{2g} + z_2 + \frac{w_m}{g} - \frac{q}{g} \quad 3.6.17$$

Por terminología, se acostumbra a poner el término de variaciones de carga debidas a las partes móviles y a la transferencia de calor con una "h", es decir:

$$h_m = \frac{w_m}{g}; \quad h_q = \frac{q}{g}$$

y tenemos entonces:

$$\frac{u_1}{g} + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{u_2}{g} + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_m - h_q \quad 3.6.18$$

La ecuación 3.6.18, la podemos comparar con la ecuación de Bernoulli si se hubieran despreciado efectos de fricción y de transferencia de calor y otros.

La ecuación 3.6.18 la podemos reagrupar así:

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 &= \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_m + \frac{u_2 - u_1}{g} - h_q \\ \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 &= \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_m + \frac{u_2 - u_1 - q}{g} \\ \text{si } h_1 &= \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \text{ y } h_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \\ h_1 &= h_2 + h_m + \frac{u_2 - u_1 - q}{g} \end{aligned} \quad 3.6.19$$

Donde h_1 , la carga total a la entrada, varía a la carga de salida h_2 debido al trabajo de partes móviles, transferencia de calor y otros efectos.

El término $\frac{u_2 - u_1 - q}{g}$ de la ecuación 3.6.19, sabemos que puede tener variaciones reversibles e irreversibles.

Aquí se consideran únicamente las irreversibles ya que no son recuperables y que son debidas a transferencia de calor y tienen lugar en flujos reales, en la fricción del fluido. La designaremos por h_f para indicar que son pérdidas por la fricción en una conducción.

Entonces:

$$\frac{u_2 - u_1 - q}{g} = hf \quad 3.6.20$$

Llevando la ecuación 3.6.20 a las expresiones ----
3.6.18 y 3.6.19 tendremos:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_m + h_f \quad 3.6.21$$

$$h_1 = h_2 + h_m + h_f \quad 3.6.22$$

Una máquina de Flujo Radial trabaja mejor para altas cargas y bajas descargas o gastos y la bomba aumenta su carga entre la salida y la entrada.

Volvemos a hacer notar que hemos despreciado efectos de calor y de transferencia de calor; y por tanto podemos representar ese cambio por la altura manométrica H.

$$H = \left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 - \left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 = h_m - h_f \quad 3.6.23$$

En base al desarrollo que se ha realizado, podemos obtener la potencia del fluido en función de la carga, analizando las transformaciones que a continuación recordamos.

En la ecuación de la Primera Ley tenemos el término \dot{W} que es el trabajo por unidad de tiempo y que es igual a la potencia.

Posteriormente está dividida por el flujo másico y tenemos:

$$w = \frac{\dot{W}}{m}$$

Y por último dividimos entre g , obteniendo un término de carga h .

$$h = \frac{W}{g}; \quad w = hg, \quad \dot{W} = w\dot{m}$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned}\dot{W} &= hgm \\ \dot{W} &= hgQ \\ W &= \gamma Qh\end{aligned}$$

3.6.24

Donde:

γ es el peso específico
 Q es el caudal
 H es la altura manométrica

La ecuación 3.6.24 es la potencia útil de la bomba, pero en muchos casos, nosotros necesitamos conocer la potencia necesaria para mover la bomba y que es llamada potencia al freno y que viene dada por la siguiente expresión:

$$P_f = \omega T$$

3.6.25

Donde:

ω es la velocidad angular del eje
 T es el par en el eje

3.7 RENDIMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

El rendimiento de una bomba centrífuga se define como la potencia de salida \dot{W} entre la potencia de entrada P_F (potencia al freno).

$$\eta = \frac{\dot{W}}{P_F} = \frac{\gamma Q H}{\omega T} \quad 3.7.1$$

Es de gran importancia, que al realizar el diseño de una bomba centrífuga, se desea buscar la eficiencia máxima en un rango más grande para valores del caudal Q .

La eficiencia de una bomba centrífuga es necesario considerarla que es función del rendimiento volumétrico, -- hidráulico y mecánico.

El rendimiento volumétrico viene dado por:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad 3.7.2$$

Donde: Q_L son las pérdidas de gasto, intersticiales, y pueden ser interiores y exteriores. Interiores son las debidas a la re circulación, y las exteriores son debidas por fugas al exterior.

Q es el gasto útil.

$Q + Q_L$ es el gasto teórico o gasto bombeado -- por el impulsor.

El rendimiento hidráulico es:

$$\eta_h = \frac{h_{total}}{h_s} = \frac{h_s - h_f}{h_s} = 1 - \frac{h_f}{h_s} \quad 3.7.3$$

Donde: h_s es la carga teórica de Euler.

h_f es la pérdida de carga por fricción.

Es conveniente mencionar las pérdidas que representan:

- 1) De desprendimiento de capa límite, llamadas también pérdidas de forma, presentándose en acoplamientos imperfectos.
- 2) Pérdidas por fricción o rozamiento, llamadas también de superficie.
- 3) Pérdidas por recirculación.

El rendimiento mecánico viene dado por:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_f} = \frac{P_f - P_{fm}}{P_f} = 1 - \frac{P_{fm}}{P_f} \quad 3.7.4$$

Donde: P_i es la potencia interna

P_f es la potencia de entrada o de accionamiento.

P_{fm} es la potencia producida por rozamiento o fricción de tipo mecánico.

Por definición, el rendimiento total, es el producto de estos tres factores o eficiencias (rendimientos).

$$\eta_t = \eta_v \eta_h \eta_m \quad 3.7.5$$

3.8 TRIANGULOS DE VELOCIDAD

A continuación comenzaremos a desarrollar la teoría de una bomba centrífuga, en la cual estará basado su diseño.

Comenzaremos por desarrollar la teoría del impulsor, en este punto se analiza la velocidad del flujo y sus componentes por medio de un diagrama vectorial, conocido también como triángulo de velocidades.

Si definimos los tres vectores de dicho triángulo, tenemos:

\vec{u} = Velocidad periférica o tangencial del impulsor

\vec{w} = Velocidad relativa del flujo con respecto al impulsor

\vec{c} = Velocidad absoluta del flujo con respecto a la carcasa

Recordando la definición y ecuaciones de movimiento relativo, podemos decir que la velocidad absoluta del flujo es igual a la suma vectorial de la velocidad relativa del flujo y la tangencial del impulsor, es decir:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad 3.8.1$$

Donde:

$$\vec{u} = \omega r \quad \text{ó} \quad \vec{u} = \vec{r} \times \vec{\omega}$$

ω es la Velocidad angular radial

r es el radio.

La ecuación 3.8.1, nosotros la analizaremos generalmente a la entrada y a la salida del impulsor, llamando entonces a sus diagramas correspondientes triángulos de veloci-

dades a la entrada y a la salida respectivamente.

En las figuras 3.8.1 y 3.8.2 mostramos los diagramas vectoriales o triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del impulsor.

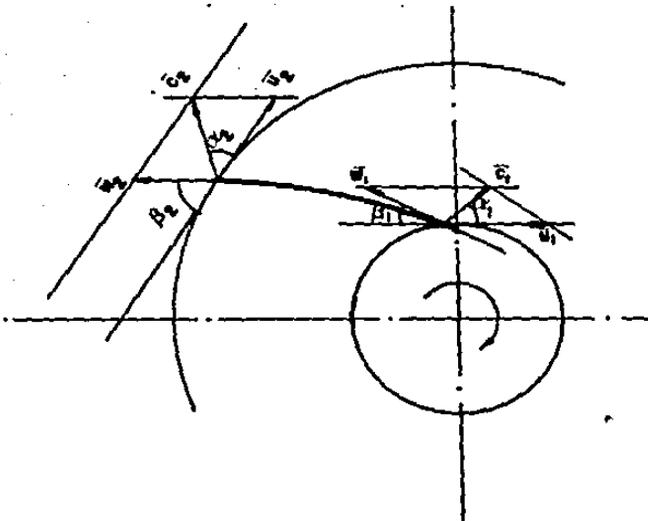
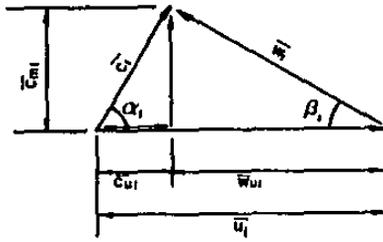


Fig. 3.8.1 Velocidades tangencial \vec{u} , absoluta \vec{c} y relativa \vec{w} en un impulsor, a la entrada y salida.

Las componentes normales de la velocidad absoluta a la velocidad periférica se designan como componentes meridianas o radiales c_m .

TRIANGULOS DE VELOCIDADES

(a) TV ENTRADA



(b) TV SALIDA

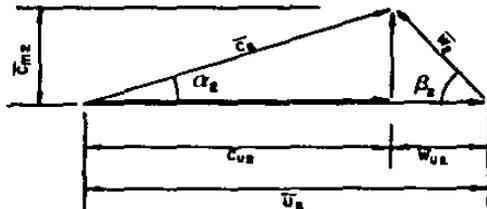


Fig. 3.8.2 a) Triángulo de Velocidades a la Entrada;
b) Triángulo de Velocidades a la Salida.

3.9 ECUACION DE EULER

Carga teórica para una bomba centrífuga.

Para obtener una expresión que nos dé la carga teórica para una bomba centrífuga es necesario aplicar el principio del momento angular a la masa del líquido que circula por el impulsor.

El principio del momento angular nos dice que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto a un eje de rotaciones es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo con respecto al mismo eje.

El cambio del momento hidráulico del contenido total del canal, en un impulsor, está dado por el cambio de momento de la masa dm que entra al impulsor y la masa dm que sale.

Este cambio del momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las dos aspas, es decir, en el canal.

Recordando la ecuación 3.4.3 en un diferencial de tiempo, entra un diferencial de volumen que tiene un diferencial de masa igual a:

$$dm = \rho dV = \frac{\gamma}{g} dv \quad 3.4.3$$

Recordemos que la cantidad de movimiento o impulso viene expresada por la 2a. Ley de Newton.

$$F = ma \quad \text{si } a = \frac{v}{t}$$

$$F = m \frac{v}{t}$$

$$Ft = m\bar{v} \quad 3.9.1$$

$$I = m\bar{v}$$

Donde: El término Ft recibe el nombre de Impulso o cantidad de movimiento = I

Llevando la ecuación 3.4.3 a la ecuación 3.9.1 tendremos:

$$I = \frac{\gamma V}{g} \bar{c} \quad \text{donde: } \bar{c} = \bar{v} \quad 3.9.2$$

Si denominamos con el subíndice 1 para la entrada y con el 2 para la salida del impulsor, tenemos:

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} V \bar{c}_1 = \text{Impulso a la entrada} \quad 3.9.3$$

$$I_2 = \frac{\gamma}{g} V \bar{c}_2 = \text{Impulso a la salida} \quad 3.9.4$$

Para obtener el momento hidráulico es necesario -- contar con la componente tangencial de la velocidad absoluta, es decir: (ver figura 3.9.1).

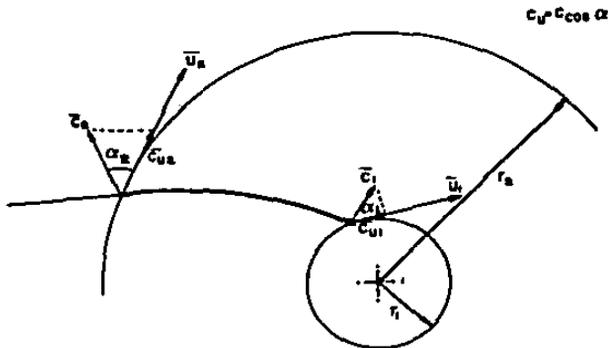


Fig. 3.9.1

Entonces el momento hidráulico a la entrada será:

$$M_{h_1} = \frac{\gamma}{g} \cdot v c_1 r_1 \cos \alpha_1 = \frac{I_1 r}{t} \quad 3.9.5$$

y el momento hidráulico a la salida será:

$$M_{h_2} = \frac{\gamma}{g} \cdot v c_2 r_2 \cos \alpha_2 = \frac{I_2 r}{t} \quad 3.9.6$$

Si tenemos que el impulso es $I = Ft$ y el momento hidráulico es:

$$M_h = I \cdot r \quad \text{ó} \quad M_h = F \cdot t \cdot r$$

entonces el par viene dado por:

$$T = \frac{M_h}{t} = \frac{\gamma \cdot V}{g \cdot t} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad 3.9.7$$

Si la ecuación 3.9.7 la multiplicamos por ω (velocidad angular) y recordando que $\frac{V}{t}$ es el caudal Q , tendremos:

$$T\omega = \frac{\gamma}{g} Q\omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad 3.9.8$$

Ahora bien si $T\omega = F r \omega$

$$T\omega = F \bar{V} = F \frac{r}{t} = \text{potencia} = \dot{W}$$

que también es llamada potencia al freno b.h.p.

$$\text{y } \omega r = u \quad \text{y} \quad c \cdot \cos \alpha = c_u$$

entonces la ecuación 3.9.8 queda:

$$\text{b.h.p.} = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad 3.9.9$$

Si ahora igualamos la ecuación 3.6.24 con la 3.9.9,

suponiendo que no hay pérdidas de carga entre el impulsor y el punto donde se mide la carga dinámica tendremos entonces:

$$\dot{W} = \gamma QH = Q \frac{\gamma}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

Resultando finalmente la siguientes expresión:

$$H = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad 3.9.10$$

Que es la ECUACION DE EULER.

En la ecuación de Euler, nosotros podemos observar que para obtener la carga máxima el término $u_1 \dot{c}_{u1}$ deberá ser mínimo, es decir,

$$u_1 c_{u1} = 0$$

y para que esto se cumpla, necesitamos que $c_{u1} = 0$, ya que u_1 jamás podrá ser cero.

Ahora, para que $c_{u1} = 0$ quiere decir que la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad periférica, a la entrada del impulsor, deberá de ser perpendicular a la misma.

Resumiendo lo anterior, decimos entonces que el líquido deberá penetrar radialmente al impulsor para que $c_{u1} = 0$ y entonces la ecuación de Euler quede reducida a:

$$H_{\max} = \frac{u_2 c_{u2}}{g} \quad 3.9.11$$

Aplicando la ley de Cosenos a la figura 3.8.1 ----
(triángulos de velocidad a la salida y a la entrada.)

Tendremos:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad 3.9.12$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1 \quad 3.9.13$$

Recordemos que $c_2 \cos \alpha_2 = c_{u2}$; $c_1 \cos \alpha_1 = c_{u1}$

$$\text{Por tanto: } w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_{u2} \quad 3.9.14$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_{u1} \quad 3.9.15$$

Despejando $u_2 c_{u2}$ y $u_1 c_{u1}$ tendremos:

$$u_2 c_{u2} = \frac{w_2^2 - c_2^2 - u_2^2}{-2} = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} \quad 3.9.16$$

$$u_1 c_{u1} = \frac{w_1^2 - c_1^2 - u_1^2}{-2} = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} \quad 3.9.17$$

Llevando las ecuaciones 3.9.16 y 3.9.17 a la ecuación general de Euler 3.9.10, y reagrupando tendremos:

$$H = \frac{\left(\frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} \right) - \left(\frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} \right)}{2}$$

$$H = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2 - \left(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2 \right)}{2g}$$

$$H = \frac{c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

$$H = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad 3.9.18$$

Que es otra expresi3n de la ecuaci3n de Euler.

Ahora 3nicamente analizaremos superficialmente los tres t3rminos de la ecuaci3n 3.9.18.

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

Es el t3rmino que muestra el cambio de la energ3a cin3tica.

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

Representa la presi3n generada por las fuerzas centr3fugas que act3an en las masas del l3quido que est3n en el canal.

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

Es un cambio de energ3a de presi3n debido al cambio de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor.

Si no conocemos las verdaderas velocidades y sus direcciones, entonces habr3 que dibujar los tri3ngulos de velocidades sobre los 3ngulos de las aspas y por medio de la ecuaci3n 3.9.18 calcular entonces la carga.

Los tri3ngulos dibujados de 3sta manera se llaman tri3ngulos de Euler y la carga obtenida se le conoce como carga de Euler.

La carga de Euler es un poco mayor que la carga te3rica y no es posible calcular con ella la verdadera potencia hidr3ulica.

CAPITULO IV

PARAMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO HIDRAULICO

C A P I T U L O I V

PARAMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO HIDRAULICO

4.1 GENERALIDADES.

Para comenzar con el diseño de una bomba centrífuga, es necesario conocer la velocidad específica en el punto de mejor eficiencia.

Una vez conocida la velocidad específica de la bomba, entonces podemos conocer y seleccionar la velocidad de operación y el número de pasos necesarios (si es el caso) para proporcionar la carga requerida.

La velocidad específica se puede determinar en función de las condiciones deseadas de operación como son el gasto suministrado y la carga requerida. Además de que también estará en base al número de revoluciones del motor.

Para realizar el diseño y trazo del impulsor, es necesario conocer una serie de constantes que son determinantes; y que a continuación se mencionan:

- A) Triángulos de Velocidad a la entrada y a la salida del impulsor(velocidades meridionales).
- B) Diámetro exterior del impulsor.
- C) Angulos de entrada y salida del álabe del impulsor.

sor.

Los parámetros mencionados anteriormente, nos van a determinar los triángulos de Euler a la entrada y a la salida del impulsor: Estos se escogerán únicamente para el punto de diseño.

4.2 DISEÑO DE UNA BOMBA DE TIPO RADIAL. IMPULSOR.

Para realizar el diseño de una bomba centrífuga, no es necesario seguir un procedimiento riguroso.

Cada compañía, desarrolla el diseño de una bomba de acuerdo a sus necesidades, aunque cada uno de estos procedimientos de diseño tiene pequeñas diferencias en el método de cálculo, pero las tolerancias fundamentales son similares.

Quando una compañía tiene deseos de sacar una bomba al mercado deberá de considerarse la competencia en los costos de la nueva bomba y al comportamiento que presenta el mercado potencial. Es importante que se conozcan las limitaciones de recursos que se presentan en la compañía, tales como Ingeniería del Producto (desarrollo del nuevo producto), económicos, tecnológicos y recursos humanos.

Para el método general de diseño se considera un rango determinado de velocidades, de proporciones y coeficientes que serán datos y/o tomadas de una serie de gráficas y tablas que fueron obtenidas empíricamente. Esto muestra que los valores usuales y promedios podrían ser alterados o excedidos de acuerdo a las condiciones impuestas por el diseñador.

El diseño usual de una bomba centrífuga es basado sobre ciertas condiciones de operación que se requieren en un momento determinado, como son la carga y la capacidad a la cual deseamos que la bomba opere correctamente. Dichas condiciones de operación, puede ser especificadas en el momento de la compra, así como el tipo de máquina motriz (motor, turbina, etc...).

4.2.1 VELOCIDAD

La velocidad de la máquina motriz puede ser especificada por el cliente. Las velocidades generalmente siguen un estándar de las velocidades de los motores que son de --- 3560 rpm, 1760 rpm de acuerdo a la potencia requerida.

En algunos casos, la velocidad específica es ajustada, a menos de que la carga sea bastante alta para uso de una máquina multipasos. Entonces la velocidad específica puede ser variada por el uso de diferentes números de pasos, sacrificándose características de la máquina como eficiencia, número de revoluciones, presión.

Si la velocidad de operación no es dada, entonces se puede escoger una velocidad específica compatible con la carga de la bomba y prevalectiendo su eficiencia y condiciones de succión. Al reducir el costo de la bomba, la velocidad puede ser seleccionada de modo que el impulsor para el cual el modelo esté disponible para poder utilizarse.

4.2.2 CONEXIONES DE TUBERIAS Y VELOCIDADES

Para reducir la cavitación es necesario que el diámetro del tubo de succión sea más grande que el diámetro de la brida de succión y ambos diámetros de succión (del tubo y de la brida) son más grandes que los diámetros de la brida y el tubo de descarga.

Los diámetros internos del tubo o brida estándar son de:

1", 1½", 2", 2½", 3", 4", 5", 6", 8", 10", ---
12", 14", 16", 18", 20", 24", 30", 36".

Estos tamaños mostrados son utilizados para evitar un gasto adicional y demoras o retrasos causados por especificaciones de tamaños extraños.

El diámetro de la brida de succión es seleccionado para conservar la velocidad del fluido en el punto de diseño (punto de máxima eficiencia) que es alrededor de 9 a 10 ---- pies/seg., en forma ideal. Esta velocidad depende también de las condiciones de succión, y puede tener un rango de 4 a 18 pies/seg.

El diámetro de la brida de descarga es generalmente basado en la velocidad promedio del punto de diseño de 18 a - 25 pies/seg. con un rango de 12 a 40 pies/seg.

4.2.3 PERDIDAS POR FUGAS

El fluido ha sido descargado por el impulsor a una presión más alta a la que es tomada el fluido en el ojo del impulsor. Si existe una holgura entre el impulsor y la carcasa, parte del fluido que ha sido descargado por el impulsor tenderá a recircularse hacia el lado de succión. Lo anterior se puede observar en la figura 4.2.1.

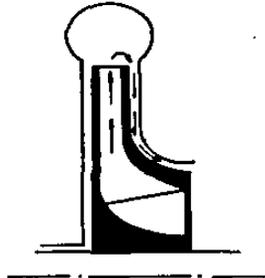


Fig. 4.2.1 Recirculación de Fluido en el Impulsor

El flujo total a través del impulsor es la suma de las pérdidas (por fugas y/o recirculación) más el flujo entregado. Así el impulsor manejará más fluido en la descarga si es que se elimina la recirculación. Las pérdidas del flujo deben de considerarse porque son sumadas al flujo entregado para la determinación de las dimensiones del impulsor.

Para la reducción de las pérdidas, se usan varios tipos de anillos de desgaste para sellar las holguras entre el impulsor y la carcasa, uno es fijando el anillo al impulsor y el otro a la carcasa.

NOTA: A.J. Stepanoff realizó un estudio extenso de las pérdidas por fugas en varios tipos de anillos, él expone un método por el cual las pérdidas del Flujo pueden ser estimadas.

La ecuación básica para calcular las fugas o pérdidas en cada anillo está dada por:

$$Q_L = CA \sqrt{2g H_L}$$

Donde:

- C Es el coeficiente de flujo que depende sobre el tipo de anillo.
- A Es el área por el cual hay fuga, medida en pies².
- H_L Es la carga perdida a través del anillo, medido en pies.
- Q_L Es el flujo que es perdido por fugas, medido en --- pies³/seg.

A. J. Stepanoff encontró que la carga perdida a través del anillo viene dada aproximadamente por la siguiente expresión:

$$H_L = \frac{3}{4} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \cdot \gamma \quad 4.2.0$$

Aunque esta puede diferir para impulsores que tienen proporciones diferentes desde que fueron utilizados en sus exámenes y experimentos.

La siguiente tabla (figura 4.2.2) muestra el rango de valores para el coeficiente C de flujo y el porcentaje de las pérdidas cuando se opera a las condiciones de diseño. Dicha tabla está basada sobre ensayos de bombas realizados -- por Stepanoff para varias velocidades, holguras y tipos de -- anillos.

Dichos resultados son basados sobre un anillo de 4 1/8" de diámetro a una velocidad de 1400 a 2500 rpm.

Los porcentajes de economía en las pérdidas para varios tipos de anillos es comparada con anillos planos del mismo ancho y misma holgura que pueden resumirse de la siguiente manera:

	Holgura	% de Economía		
1. Laberinto Sencillo	0.0122	41.0	a	46.6
2. Estrias Circular, borde rugoso	0.0170	32.2	a	35.5
3. Estrias circular, borde suave	0.0170	16.7	a	20.0
4. Estrias circular, borde suave	0.0294	2.2	a	4.0
5. Estrias espiral, paso sencillo	0.0115	20.8	a	27.0

	Holgura	% de Economía		
6. Estrias espiral, paso triple	0.0115	33.0	a	36.8
7. Estrias espiral, paso triple	0.0215	24.7	a	26.8
8. Anillo discontinuo o escalonado.	0.0100	24.0	a	33.0

El Área A de la holgura está en pulgadas cuadra--
das y viene dada por:

$$A = \frac{1}{2} \pi Ds$$

Donde: D Es el diámetro medio de la holgura.
s Es la holgura diametral.

NOTA: A. J. Stepanoff establece:

Para holguras de anillos de desgaste, los siguientes va
lores representan una buena norma: Para anillos de 6
pulgadas de diámetro y holgura pequeña es de 0.01 pul
gadas de diámetro, incrementándole en 0.001 pulg. por -
cada pulgada para un anillo de desgaste arriba de 6 --
pulgadas ó $s = 0.010 + (D - 6) 0.01$ pulg. donde s y D
están en pulgadas.

Para anillos de desgaste pequeños en una bomba --
con un maquinado muy exacto y baleros de bolas, la mínima hol
gura puede reducirse a 0.008 pulgadas.

	VELOCIDAD R.P.M			
	1400	1700	2000	2500
CAPACIDAD A MAXIMA EFICIENCIA (NORMAL) GPM	270	325	375	475
CARGA TOTAL A MAXIMA EFICIENCIA (NORMAL) pies	56	88	117.5	184
CARGA UTILIZANDO ANILLO. H_L en pies	35	55.5	74	116
CARGA USANDO ANILLO % DE CARGA TOTAL.	62.5	630	630	630

$$Q_L = 2 C A \sqrt{2 g H_L}$$

Donde: Q_L es la pérdida en ambos lados del impulsor.
 H_L es la carga del anillo
 C es el coeficiente de descarga
 A es el área de la holgura

TIPOS DE ANILLOS DE DESGASTE.	% de pérdidas por fugas				coeficiente de descarga				OBSERVACIONES
	velocidades RPM				velocidades RPM				
	1400	1700	2000	2500	1400	1700	2000	2500	
1  $L = 1 \frac{11}{16}''$ $t = 0.0122$	1.52	1.80	2.00	2.18	0.176	0.200	0.220	0.244	Reducción de pérdidas del 41 a 46% que el anillo 2.
2  $L = 1 \frac{11}{16}''$ $t = 0.0122$	2.85	3.32	3.52	3.70	0.330	0.366	0.388	0.414	Pérdidas por fugas por el pequeño recubrimiento son más pequeñas. La proyección del anillo de desgaste dominante contra el del proyecto y alrevés, tienen un pequeño efecto en el coeficiente de descarga.
3  $L = 7/8''$ $b = 3/16''$ $t = 0.0122$	3.08	3.60	3.86	4.17	0.356	0.400	0.424	0.468	
4  $L = 7/8''$ $t = 0.0122$	3.16	3.62	3.87	4.07	0.366	0.402	0.426	0.456	
5  $L = 11/16''$ $b = 3/16''$ $t = 0.0122$	3.68	4.17	4.38	4.50	0.426	0.462	0.482	0.504	
6  $L = 11/16''$ $t = 0.0122$	3.52	4.03	4.33	4.50	0.408	0.448	0.476	0.502	
7  $L = 11/16''$ $t = 0.017$	6.06	6.65	6.70	6.70	0.504	0.528	0.528	0.538	Las fugas son más grandes en la holgura debido al incremento del área de la holgura y al incremento del coeficiente de descarga.
8  $L = 11/16''$ $t = 0.0203''$	7.92	8.62	8.66	8.60	0.542	0.574	0.573	0.578	
9  $L = 11/16''$ $t = 0.0294''$	13.20	13.90	14.05	14.07	0.634	0.640	0.641	0.654	
10  $L = 11/16''$ $t = 0.039''$	18.72	19.65	19.85	20.00	0.678	0.682	0.684	0.700	
11  $L = 11/16''$ $t = 0.017''$	3.91	4.28	4.31	4.48	0.325	0.340	0.340	0.360	Reducción de fugas del 32.2 al 35.5% contra el anillo 7. A baja velocidad.
12  $L = 11/16''$ $t = 0.017''$	4.83	5.38	5.58	5.52	0.402	0.428	0.440	0.443	Reducción de fugas del 16.7 al 20% contra el No.7
13  $L = 11/16''$ $t = 0.0234''$	12.70	13.55	13.75	13.60	0.610	0.622	0.628	0.632	Las fugas decrecen del 2.2 al 4% contra el anillo 9.
14  $L = 11/16''$ $b = 1/8''$ $t = 0.013''$	4.42	4.88	5.04	5.05	0.481	0.508	0.521	0.521	CALCULADO
15  $L = 11/16''$ $b = 1/8''$ $t = 0.0115''$	3.18	3.68	3.94	4.08	0.390	0.432	0.460	0.485	
16  $L = 11/16''$ $b = 1/8''$ $t = 0.0115''$	2.52	2.88	2.92	2.98	0.309	0.338	0.342	0.354	Reducción de fugas del 27% contra el anillo 15, a alta velocidad.
17  $L = 11/16''$ $b = 1/8''$ $t = 0.0115''$	2.13	2.40	2.53	2.58	0.262	0.282	0.296	0.306	Reducción de fugas del 33% al 36.8% contra el anillo 15 a alta velocidad.
18  $L = 11/16''$ $b = 1/8''$ $t = 0.0215''$	8.53	9.04	9.15	9.19	0.560	0.568	0.572	0.584	CALCULADO
19  $L = 11/16''$ $b = 1/8''$ $t = 0.0215''$	6.24	6.68	6.89	6.82	0.410	0.420	0.430	0.432	Fugas reducidas del 24.7 al 26.8% contra el anillo 18.
20 $L = 11/16''$ $t = 0.010''$	1.94	2.18	2.27	2.40	0.274	0.295	0.305	0.398	Menos fugas que el anillo 22 del 24 al 33%
21 $L = 11/16''$ $t = 0.010''$	2.07	2.34	2.45	2.52	0.292	0.316	0.328	0.344	
22 $L = 11/16''$ $t = 0.010''$	2.55	3.03	3.28	3.44	0.360	0.410	0.440	0.470	CALCULADO

4.2.4 DIMENSIONES DEL IMPULSOR Y DEL ANGULO DEL ALABE A LA -- ENTRADA.

Antes de poder fijar las dimensiones del impulsor, es necesario determinar en forma aproximada el tamaño de la flecha. Es necesario tomar en cuenta y tener cuidado con el momento torsionante y con el momento flexionante, es necesario evitar una deflexión lateral excesiva, conservar la velocidad crítica y una distancia segura para la velocidad de operación.

El diámetro de la flecha está basado sobre el torque que aplicado a dicha flecha y viene dado por la ecuación:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau}} \quad 4.2.1$$

Donde: T Es el torque en libras-pulgadas basado en la potencia al freno, que a su vez viene dado por la ecuación.

$$T = \frac{63,000 \text{ bhp}}{n} \quad 4.2.2$$

Donde: n Es el número de rpm.

τ Son los esfuerzos cortantes permisibles, los cuales dependen del material.

El máximo momento flexionante M es debido al peso del impulsor y de la flecha más un desbalanceo radial debido a la actuación del impulsor, el cual debe ser estimado en el diseño.

El diámetro basado sólo por la resistencia de flexión viene dado, por la ecuación.

$$D_S = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi\sigma_t}} \quad 4.2.3$$

Donde: σ_t Son los esfuerzos permisibles de tensión o de flexión.

M Es el máximo momento flexionante en libras-pulgadas.

Una comprobación más exacta para los esfuerzos y la deflexión puede ser realizada después del diseño del impulsor y de la carga conocida.

Analizando un estado plano de esfuerzos, se puede demostrar que la máxima combinación de esfuerzos cortantes --

τ_{nm} asociados a un plano nm, debido al esfuerzo de flexión σ_x y al esfuerzo cortante τ_{xy} viene dada por:

$$\tau_{nm} = \frac{1}{2} \sqrt{4\tau_{xy}^2 + \sigma_x^2} \quad 4.2.4$$

y la máxima combinación de esfuerzos de tensión - σ_t' viene dada por:

$$\sigma_t' = \frac{1}{2} \sigma_t + \frac{1}{2} \sqrt{4\tau_{xy}^2 + \sigma_t^2} \quad 4.2.5$$

En forma preliminar, el diámetro puede ser basado en corte y flexión para usos permisibles bajos de esfuerzos - que compensen incertidumbres en las cargas.

El diámetro del núcleo Dh es de 5/16" a 1/2", más grande que el de la flecha, dependiendo del tamaño de la misma.

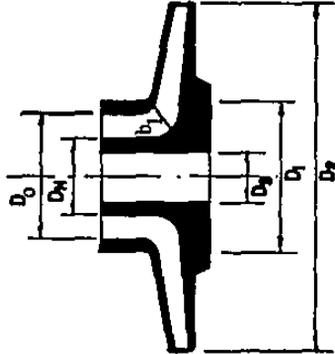


Fig. 4.2.3 Dimensiones de un Impulsor

La velocidad de entrada V_0 a través del ojo del impulsor es ligeramente mayor que la velocidad en la brida de succión, digamos un promedio de 10 a 15 pies/seg. Puesto que las pérdidas por turbulencia y por fricción son proporcionales al cuadrado de la velocidad, la velocidad de entrada se consideraría baja. Por otra parte, con los valores bajos de V_0 , resultan diámetros muy grandes del ojo del impulsor y por tanto unas proporciones deficientes del impulsor teniendo los valores de D_h y V_0 , entonces el diámetro del ojo del impulsor puede ser determinado por la ecuación de continuidad, quedando:

$$Q = V_0 A$$

4.2.6

- Donde: Q Es el gasto.
V₀ Es la velocidad en el ojo del impulsor.
A Es el área neta

$$Q = V_o \left[\frac{\pi D_o^2}{4} - \frac{\pi D_H^2}{4} \right] \frac{1}{144}$$

Despejando D_o , tenemos:

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{144Q}{V_o} + D_H^2} \quad 4.2.7$$

Donde: D_o Es el diámetro del ojo del impulsor en pies.

V_o Es la velocidad del fluido en el ojo del impulsor en pies/seg.

D_H Es el diámetro del núcleo en pies.

144 Es factor de conversión para el cambio de pulg² a pies².

Las pérdidas comunmente se toman entre el 2 y el 10% del flujo entregado. Por tanto, al aplicar la ecuación 4.2.7 al flujo total Q , deberá incrementarse dicha cantidad.

Después de que el diámetro de salida del impulsor ha sido fijado, las pérdidas del flujo pueden ser estimadas como se mencionó anteriormente.

El diámetro D_1 del borde del álabe a la entrada es casi igual que el diámetro del ojo del impulsor D_o para asegurar que el flujo es uniforme sin excesiva turbulencia. Si dicho borde del álabe a la entrada está inclinado como se muestra en la figura 4.2.3, entonces es usado un valor promedio para D_1 .

Si el fluido sube lentamente por el impulsor, entonces será más ineficiente que si subiera rápidamente, la velocidad radial a la entrada del álabe c_{m1} , es usualmente de 5 a 10% más alta que V_o . Los valores c_{m1} y D son determinados por la anchura del impulsor a la entrada b_1 (ver figura 4.2.3).

De lo anterior, podemos aplicar la ecuación de --
continuidad y tener la siguiente relación:

$$b_1 = \frac{144 Q}{\pi D_1 C_{m1} \epsilon_1} \quad 4.2.8$$

Donde: ϵ_1 Es el factor de contracción.

El espesor del área a la entrada, $\pi D_1 b_1$ no es --
disponible para el fluido, ya que se va reduciendo dicha área.
Es por ello la importancia de asumir el factor de contracción
 ϵ_1 el cual generalmente está entre 0.8 y 0.9 en los cálculos
preliminares del ancho b_1 del impulsor a la entrada. Después
de que el número de álabes y sus reducciones hayan sido deter-
minadas, el valor exacto del coeficiente ϵ_1 , puede ser encon-
trado y si es necesario, el ancho a la entrada es correctamen-
te dado para el área requerida.

Nosotros asumimos que el agua entra a los álabes
radialmente (como se plantea en el Capítulo III), de modo que
el ángulo α_1 es de 90° . Una vez determinada c_{m1} y u_1 , el -
ángulo β_1 , del álabe puede ser encontrado por:

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1} \quad 4.2.9$$

(Ver figura 4.2.4)

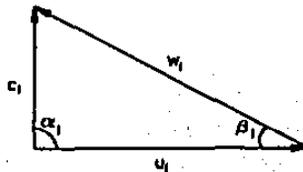


Fig. 4.2.4 Triángulo de Velocidades a la Entrada del Impulsor

El valor de la $\tan \beta_1$, es incrementado ligeramente para cuidar la contracción del flujo al pasar por el borde de entrada y la pre-rotación del agua. Esto es, el incremento es más alto en la elevación de succión y en la razón D_2/D_1 (impulsor de alta velocidad específica). Se ha observado, que en el diseño de álabes el valor del ángulo a la entrada cae entre los 10° y 25° .

La dirección del álabe podría ser puesta antes de que el impulsor dé una c_u , con un valor negativo y entonces - al aumentar la carga y la eficiencia total para las condiciones de operación, pero la carga y la eficiencia descenderían rápidamente en sus capacidades parcialmente.

FLUJO EN IMPULSORES

Antes de proceder con el diseño del impulsor, es importante considerar las condiciones existentes del paso del fluido a la salida del impulsor.

La magnitud del efecto de circulación es difícil de determinar. Varios experimentos se han realizado para determinar las condiciones existentes del flujo en el impulsor.

Fischer y Thomas usaron un impulsor de 6 álabes - de molde integral con tapa frontal y una placa circular de vidrio para la tapa trasera. Ellos inyectaron un tinte de color oscuro al agua y observaron el flujo por un rotoscopio y una cámara. Ellos encontraron que las condiciones del flujo, especialmente a bajas descargas, difieren enteramente de las suposiciones ideales. El paso del agua donde nunca ha estado completamente lleno con flujo activo, el flujo lejos de la superficie de los álabes, y el volumen de agua inactiva que pasa por el lado de baja presión de los álabes.

4.2.5 DIMENSIONES DEL IMPULSOR Y DEL ANGULO DEL ALABE A LA SALIDA.

La carga real viene expresada por la ecuación:

$$H_{r;\infty} = \frac{1}{g} \left[u_2^2 - \frac{u_2 c_{m2}}{\tan \beta_2} \right] \quad 4.2.10$$

y la carga total viene dada por la ecuación:

$$H = K \frac{u_2 c_{u2}}{g} = K H_{r;\infty} \quad 4.2.11$$

Combinando las ecuaciones 4.2.10 y 4.2.11 tenemos:

$$\frac{Hg}{K} = u_2^2 - \frac{u_2 c_{m2}}{\tan \beta_2}$$

$$\delta \quad u_2^2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} u_2 - \frac{Hg}{K} = 0 \quad 4.2.12$$

la cual es una ecuación cuadrática para u_2

Resolviendo la ecuación 4.2.12 para u_2 tenemos.

$$u_2 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right) + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right)^2 + \frac{4gH}{K}} \right] \quad 4.2.13$$

ya que $K = \eta_{\infty} \eta_{Hy}$ y $\eta_{\infty} = \frac{c' u_2}{c_{u2}}$

Donde: η_{∞} Es un factor de flujo circulatorio

$c' u_2$ Es la componente tangencial de c_2 basada en un número finito de álabes

η_{Hy} Es el rendimiento hidráulico.

c_{u2} Es la componente tangencial de c_2 de la recirculación de flujo.

Para impulsores de tipo radial, el factor de flujo circulatorio η_x varía entre 0.65 y 0.75, y finalmente K variará entre 0.6 y 0.7; el valor más grande es aplicado a impulsores de baja velocidad específica.

El diámetro a la salida puede obtenerse más fácilmente por el coeficiente Φ de carga:

$$D_2 = \frac{1840 \Phi \sqrt{H}}{n} \quad 4.2.13'$$

El valor de Φ varía entre 0.9 y 1.20 con un valor promedio muy cercano a la unidad. Puesto que éste valor varía con las dimensiones del álabe y del impulsor a la salida, habrá entonces un rango de valores para una carga, capacidad y velocidad específica determinada.

Las figuras, 4.2.5, 4.2.6, y 4.2.7, muestran los puntos del coeficiente Φ y estos factores son para diferentes grupos de bombas.

En estas gráficas se puede obtener el valor del coeficiente Φ para ciertas condiciones de operación.

El ángulo β_2 del álabe puede ser seleccionado dentro de un amplio rango admisible de límites.

En general, los álabes curvados hacia atrás son usados para impulsores de bombas, ya que como se muestra en la figura 4.2.8, la porción de la carga total la cual está en la forma de la velocidad, es en un mínimo para un álabe curva-

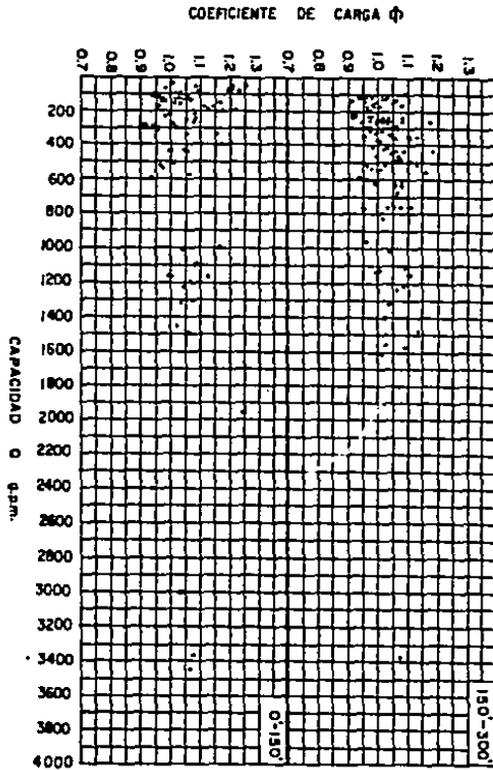


Fig. 4.2.5 Coeficiente de Carga ϕ - Capacidad para diversos rangos de Carga.

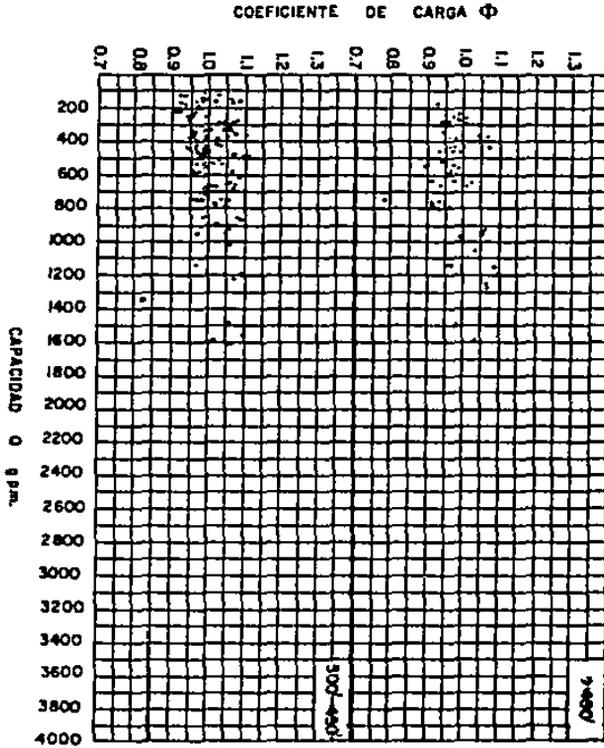


Fig. 4.2.5 Coeficiente de Carga Φ - Capacidad para diversos rangos de Carga.

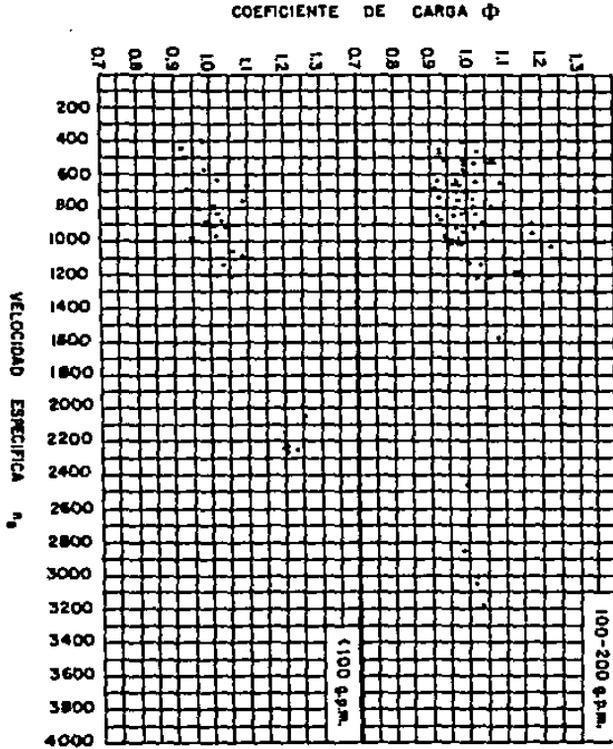


Fig. 4.2.6 Coeficiente de Carga Φ - Velocidad Especifica para diversos rangos de Capacidad.

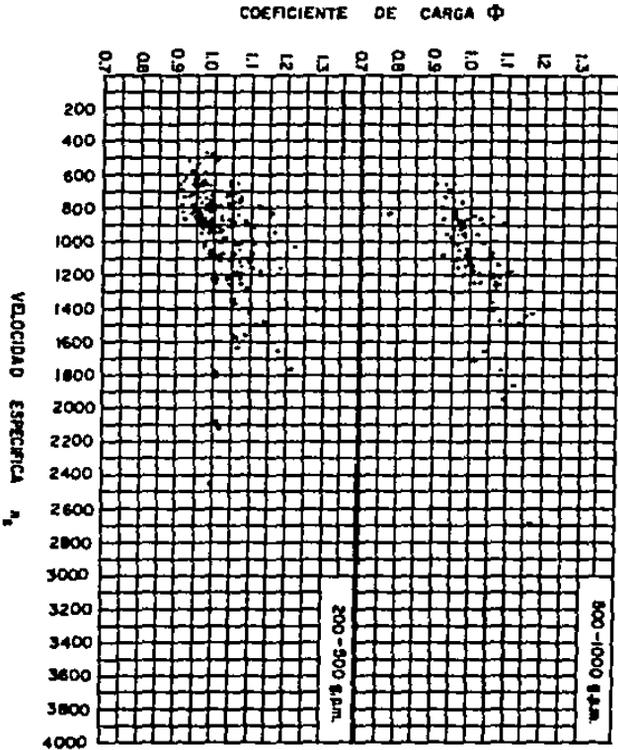


Fig. 4.2.6 Coeficiente de Carga Φ - Velocidad Especifica para diversos rangos de Capacidad.

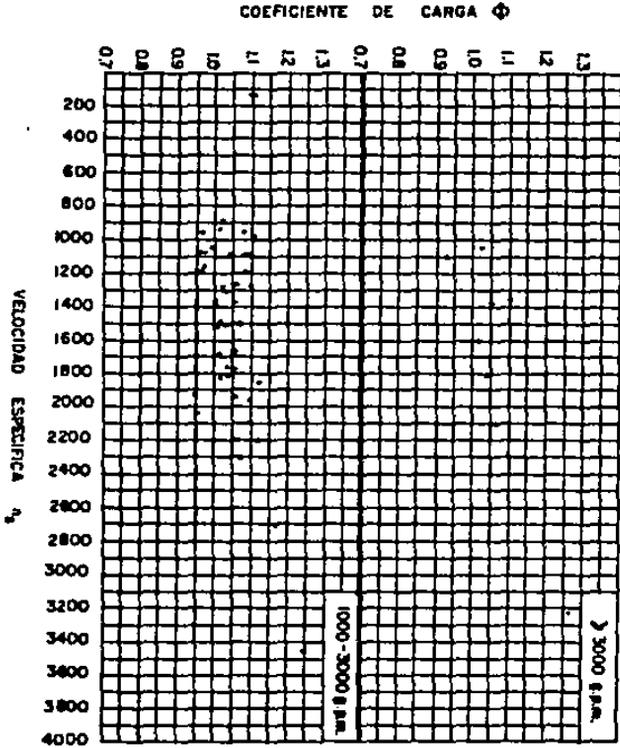


Fig. 4.2.7 Coeficiente de Carga ϕ - Velocidad Especifica para diversos rangos de Capacidad.

La velocidad radial de salida c_{m2} es ordinariamente igual o ligeramente menor (digamos en 15%) que la velocidad radial de entrada c_{m1} , con la finalidad de evitar cambios bruscos de velocidad.

La suposición de utilizar un factor de contracción ϵ_2 , para compensar el espesor a la salida del álabe, está sujeta a corrección después de haber determinado el número de álabes y su espesor. Este factor de contracción ϵ_2 usualmente está entre 0.90 y 0.95.

Aproximadamente el ancho a la salida, puede ser determinado por:

$$b_2 = \frac{1.44 Q}{c_{m2} D_2 \pi \epsilon_2} \quad 4.2.14$$

4.2.6 DISEÑO DE LOS ALABES

Una vez determinados los ángulos y diámetro de los álabes, el siguiente paso en nuestro diseño es obtener la forma del álabe.

El paso no debería de ser demasiado largo porque entonces se incrementarían las pérdidas por fricción y algún cambio en el área de la sección transversal podría ser gradualmente para evitar pérdidas por turbulencia. Una divergencia total de 10° a 12°, es decir de 5° a 6° en cada lado darían mejores resultados de acuerdo a las pruebas realizadas en pasos estacionarios.

La velocidad relativa al impulsor w , velocidad relativa del líquido, y la componente radial c_m de la velocidad

absoluta \bar{c} , ambas a la entrada y a la salida en los bordes -- del álabe son conocidas y pueden ser graficadas contra el radio del impulsor. Si estos dos puntos son conectados por una línea recta o suavemente curva, los valores intermedios pueden ser obtenidos para que no vayan existir cambios súbitos y que rompan el flujo. Cuando los valores de c_m y w son conocidos, la curva de β puede ser entonces gráfícada contra R , ya que:

$$\text{Sen } \beta = \frac{c_m}{w} \quad 4.2.15$$

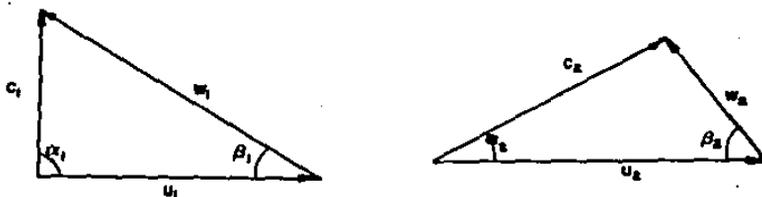


Fig. 4.2.9 Triángulos de Velocidades a la entrada y a la salida del impulsor.

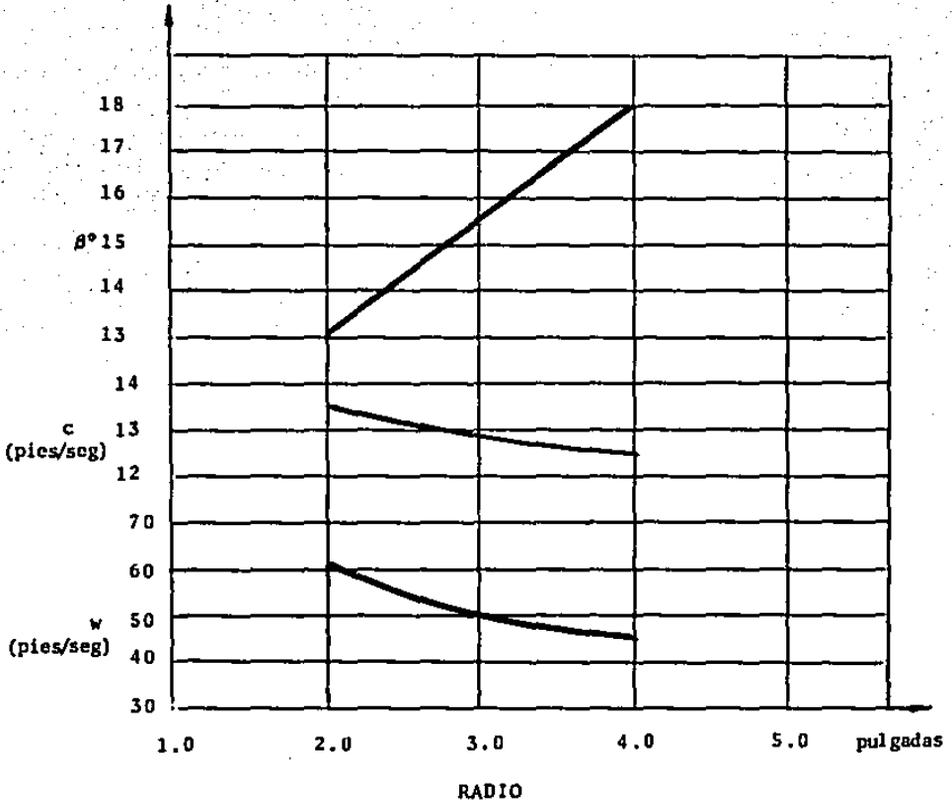


Fig. 4.2.10 Gráfica de velocidades y ángulos del álabe a un determinado radio del impulsor

El trazo del álabo puede ser obtenido por dos métodos que a continuación se describen y cuyas ecuaciones son deducidas:

- A) De los arcos tangentes circulares.
- B) Forma del álabo por coordenadas polares.

A) Método de los Arcos Tangentes Circulares

Para este método el impulsor es arbitrariamente dividido en un número determinado de "anillos" concéntricos entre los radios R_1 y R_2 . El radio del arco circular contenido en cualquier anillo está dado por.

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad 4.2.16$$

Donde: Los subíndices a y b se refieren a anillo interior o exterior respectivamente.

Lo anterior, se muestra en la figura 4.2.11

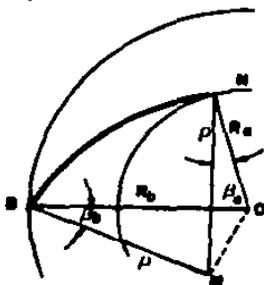


Fig. 4.2.11 Construcción del álabo por arcos tangentes circulares. NB es el arco circular. ρ es el Radio con centro en M.

El ángulo ONM tiene un lado perpendicular a u_a y otro perpendicular a la tangente de la curva NB en N, por tanto ONM es igual a β_a .

De forma similar, el ángulo OBM es igual a β_b . En el triángulo MBO por la ley de los cosenos tenemos.

$$\overline{OM}^2 = R_b^2 + \rho^2 - 2 \rho R_b \cos \beta_b.$$

$$\text{ó} \quad 2 \rho R_b \cos \beta_b = R_b^2 + \rho^2 - \overline{OM}^2 \quad 4.2.17$$

En el triángulo MNO tenemos:

$$\overline{OM}^2 = R_a^2 + \rho^2 - 2 \rho R_a \cos \beta_a$$

$$\text{ó} \quad 2 \rho R_a \cos \beta_a = R_a^2 + \rho^2 - \overline{OM}^2 \quad 4.2.18$$

Combinando las ecuaciones 4.2.17 y 4.2.18 tendremos:

$$2 \rho R_b \cos \beta_b = R_b^2 + \rho^2 - R_a^2 - \rho^2 + 2 \rho R_a \cos \beta_a$$

Reacomodando términos, tendremos:

$$2 \rho (R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a) = R_b^2 - R_a^2$$

de donde finalmente tenemos:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 (R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)}$$

que es la ecuación 4.2.16.

Los ángulos del álabe a R_a y R_b son tomados de la fig 4.2.10. Por tanto, el centro del primer arco circular puede ser localizado. Ya que los arcos adyacentes son tangentes a cada uno de los otros, el centro de ambos puede estar en la -

misma línea a lo largo del punto tangente, como se mostrará - más adelante en nuestro diseño.

B) FORMA DEL ALABE POR COORDENADAS POLARES.

En este método, los puntos de la superficie del - álabe son gráficasadas por coordenadas polares.

Para cualquier radio R el ángulo θ medido en grados según la suposición de la línea radial que pasa a lo largo de la intersección de la superficie del álabe con el radio R_1 está dado por la ecuación.

$$\theta^\circ = \frac{180}{\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \tan \beta} \quad 4.2.19$$

La ecuación anterior, puede ser resuelta por integración tabular, ya que β podría no variar de una manera simple matemáticamente con el radio.

El desarrollo es como sigue. Para ello, nos referimos a la figura 4.2.12.

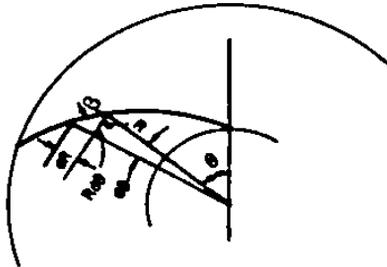


Fig. 4.2.12 Construcción del álabe por coordenadas polares.

Llamemos β al ángulo del álabe a un radio R .

En el triángulo infinitesimal que se muestra en -
la figura 4.2.12 tenemos:

$$\tan \beta = \frac{dR}{Rd\theta}$$

$$\text{ó} \quad d\theta = \frac{dR}{R \tan \beta} \quad 4.2.19$$

Donde: θ Está medido en radianes.

Integrando de R_1 a cualquier radio R tendremos:

$$\theta = \int_{R_1}^R \frac{dR}{R \tan \beta} \quad 4.2.20$$

y si θ se mide en grados, entonces tendremos:

$$\theta^\circ = \frac{180}{\pi} \int_{R_1}^R \frac{dR}{R \tan \beta} \quad 4.2.21$$

El impulsor usualmente es una pieza fundida con -
los álabes integrados a un mamelón o disco de refuerzo. ---
Ellos estan hechos de una fina y buena fundición, por lo que
entonces esto nos dará una resistencia mejor. Los álabes -
pueden ser hechos de un espesor constante, o la misma forma
de la curva puede ser usada para ambos lados, permitiendo un
cierto espesor, digamos 1/8", hacia el borde interno. El --
borde fino de un álabe podría darnos una alta eficiencia ---
cuando el ángulo del álabe correspondiente a la dirección --
del movimiento del fluido. Debido a un incremento en la tug
bulencia cuando los ángulos de los álabes no están acordes,
la eficiencia cae rápidamente. Para bordes internos redon--
dos, la eficiencia no alcanza el valor pico del borde del --

álabe, pero ninguno cae tan rápidamente para ángulos incorrectos.

El número de álabes Z es basado en la experiencia y encontrado una vez que la forma del álabe haya sido determinada. Así que los álabes pueden ser bastantes para la seguridad propia de la dirección del líquido. También podemos pensar que el exceso de los álabes nos aumentará las pérdidas por fricción, y una regla general es hacer la sección transversal del paso aproximadamente cuadrada, esto es, reducir la resistencia por fricción a un mínimo.

Pfleider, en su libro "Die Kreiselpumpen" da la siguiente ecuación para determinar el número Z de álabes, teniendo:

$$Z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \operatorname{sen} \beta_m \quad 4.2.22$$

Donde:

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad 4.2.23$$

Como se puede notar de la ecuación de Pfleider, la dimensión del ángulo del álabe requiere de más álabes para proporcionar dirección al líquido. El número de álabes generalmente usado es entre 5 y 12.

Después de que el espesor y el número de álabes ha sido decidido, la contracción del flujo, en cualquier punto es debido a los álabes y puede ser encontrado por la ecuación:

$$\epsilon = \frac{\pi D - \frac{Zt}{\operatorname{sen} \beta}}{\pi D} = 1 - \frac{Zt}{\pi D \operatorname{sen} \beta} \quad 4.2.24$$

Donde: ϵ Es el factor de contracción
Z Es el número de álabes
t Es el espesor normal del álabe

El ancho del paso del impulsor, b, en cualquier punto puede ser calculado por la ecuación:

$$\text{Area} = A = \pi D b \epsilon = \frac{144 Q}{c_m} \quad 4.2.25$$

$$\text{ó} \quad b = \frac{144 Q}{\pi D \epsilon c_m} \quad 4.2.26$$

Los valores ϵ y b pueden ser determinados para la entrada y la descarga también.

4.3 DISEÑO DE LA VOLUTA

El propósito de la voluta es convertir la carga de velocidad del agua que genera el impulsor tan eficiente como sea posible a carga de altura o presión.

El flujo que se describe en la voluta se puede su-
poner como un flujo espiral si el fluido tiene pura rotación,
es decir, que no tiene comportamiento laminar ni componente
de velocidad radial, entonces el flujo entre las placas para-
lelas diverge uniformemente. El tubo de corriente puede ser
considerado como una sección transversal trapezoidal o rectán-
gular.

Es importante conocer la relación que existe en-
tre la velocidad tangencial c_u y el radio R que a continua-
ción se determina.



Fig. 4.3.1 Líneas de corriente en un flujo rotacional.

La fuerza centrífuga actúa en el líquido produciendo una alta presión en la periferia. De acuerdo a la ecuación de Bernoulli, entonces habrá una velocidad baja.

Considerando de la figura 4.3.1 un diferencial de volumen dV del Fluido, tenemos:

$$dV = b R d\phi dR \quad 4.3.1$$

La fuerza centrífuga dF en el elemento será:

$$dF = dm a = dm \frac{c_u^2}{R} \quad 4.3.2$$

Si la masa se puede expresar como: $m = \frac{\gamma}{g} V$, entonces tendremos:

$$dF = \frac{\gamma}{g} dV \frac{c_u^2}{R} \quad 4.3.3$$

Llevando la ecuación 4.3.1 a la 4.3.3 obtenemos:

$$dF = \frac{\gamma b R d\phi dR}{g} \frac{c_u^2}{R} \quad 4.3.4$$

La presión en el diferencial de volumen dV a una distancia dR está dada por:

$$dP = \frac{dF}{dA} = \frac{\gamma b d\phi dR c_u^2}{g b R d\phi} = \frac{\gamma}{g} \frac{c_u^2 dR}{R} \quad 4.3.5$$

La ecuación de Bernoulli en forma diferencial y suponiendo que la elevación es constante, viene expresada -- por:

$$\frac{dP}{\gamma} + \frac{c_u dc_u}{g} = 0 \quad 4.3.6$$

Substituyendo la ecuación 4.3.5 en la 4.3.6 tenemos:

$$\frac{\gamma}{g} \frac{c_u^2}{\gamma R} \frac{dR}{R} + \frac{c_u}{g} \frac{dc_u}{c_u} = 0 \quad 4.3.7$$

Multiplicando ambos lados de la ecuación 4.3.7, - por g/c_u^2 obtenemos:

$$\frac{dR}{R} + \frac{dc_u}{c_u} = 0 \quad 4.3.8$$

Integrando la ecuación 4.3.8 entre los límites 1 y 2 se obtiene:

$$\int \frac{dR}{R} + \int \frac{dc_u}{c_u} = 0$$
$$\left[\log R \right]_1^2 + \left[\log c_u \right]_1^2 = 0$$

$$\log \frac{R_2}{R_1} + \log \frac{c_{u2}}{c_{u1}} = 0$$

$$\log \frac{R_2}{R_1} = - \log \frac{c_{u2}}{c_{u1}}$$

$$\log \frac{R_2}{R_1} = \log \frac{c_{u1}}{c_{u2}}$$

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{c_{u1}}{c_{u2}}$$

$$R_1 c_{u1} = R_2 c_{u2} = \text{constante} = C_1 \quad 4.3.9$$

La ecuación 4.3.9 muestra que la distribución de velocidades es una hipérbola como se puede observar en la - figura 4.3.1.

Si se analiza el flujo radial por la ecuación de continuidad, obtendríamos: (ver figura 4.3.2).

$$Q = A c_m = 2 \pi R b c_m \quad 4.3.10$$

Donde: c_m Es la velocidad Radial o meridional.

Para cualquier tubo de corriente $Q/2\pi$ es constante, quedando:

$$bR c_m = C_1 \quad 4.3.11$$

Si finalmente la distancia b entre las placas paralelas es constante, se obtiene:

$$R c_m = C_2 \quad 4.3.12$$

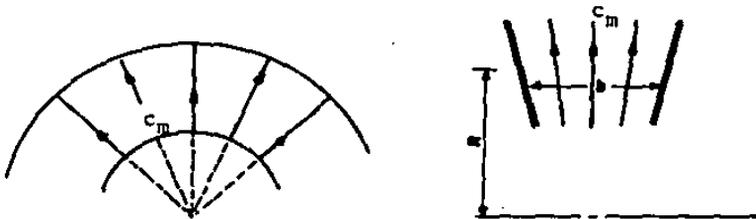


Fig. 4.3.2 Líneas de Corriente en un flujo Radial.

De las ecuaciones 4.3.9 y 4.3.12, se puede concluir que cuando existe un flujo rotatorio y un flujo radial resulta un flujo espiral, además de que se tendría una velocidad c (ver figura 4.3.3) inversamente proporcional al radio R . La tangente de la velocidad c es c_m/c_u , la cual es constante para cualquier radio. La espiral hace constante al ángulo α con la tangente, lo cual es una propiedad de la espiral logarítmica. Se supone ahora, que el flujo del líquido dejará al impulsor siguiendo la trayectoria de un espiral como se muestra en la figura 4.3.4.

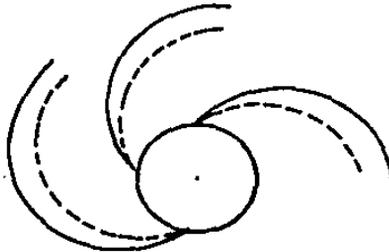


Fig. 4.3.3 Partículas con flujo espiral.

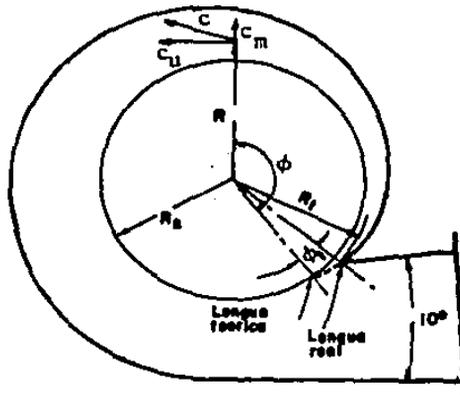


Fig. 4.3.4 Elevación de una Voluta.

Se puede asumir que el flujo del impulsor es uniforme cerca de la periferia, de manera que el flujo que pasa por cualquier sección de la voluta es $\phi/360$ del total, -- donde ϕ es el ángulo medido en grados desde la lengua teórica de la voluta como se muestra en la figura 4.3.4.

En la determinación del área de la sección transversal de cualquier punto en la voluta, el problema consiste en encontrar el área de la sección por la cual pasará el volumen $Q \phi/360$ con una velocidad $c_u = C/R$. Se notaría que el valor del gasto Q es utilizado del gasto entregado. No se incluyen pérdidas del flujo las cuales ahora se dividen en todo el flujo del impulsor y regresan a la succión a través de los anillos de desgaste.

Si la fricción es despreciada, el flujo por medio de una sección diferencial, como se muestra en la figura --- 4.3.5.

$$dQ_\phi = dA c_u = b dR c_u \quad 4.3.13$$

Pero si $c_u = C/R$, entonces $dQ_\phi = b \cdot dR C/R$ y el -- flujo total que pasa por la sección es:

$$Q_\phi = \int_{R_2}^{R_\phi} dQ = C \int_{R_2}^{R_\phi} b \frac{dR}{R} \quad 4.3.14$$

Donde: R_ϕ Es el radio externo de la sección a ϕ° , desde la lengua teórica.

Substituyendo para Q_ϕ el término $\phi Q/360$ resulta:

$$\phi^\circ = \frac{360 C}{Q} \int_{R_2}^{R_\phi} b \frac{dR}{R} = \frac{360 R_2 c_u^2}{Q} \int_{R_2}^{R_\phi} b \frac{dR}{R} \quad 4.3.15$$

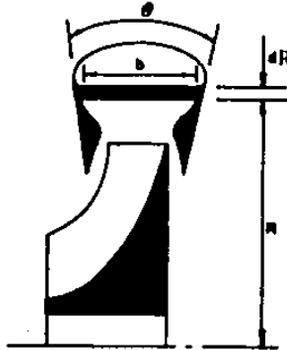


Fig. 4.3.5 Sección transversal de una Voluta.

Después de que la forma del lado de la pared de la voluta ha sido decidida, la integral puede ser resuelta por una integración tabular que en el desarrollo del diseño se hará.

La forma de la voluta es generalmente similar a la que se muestra en la figura 4.3.4.

El máximo ángulo θ está entre lados, generalmente es cercano a los 60° . Si es más grande, entonces el flujo será incapaz de seguir a los lados y por tanto resultará turbulencia e ineficiencia. Las volutas con un pequeño ángulo θ y un radio más grande dan mejores resultados, pero entonces el diámetro de la carcasa y su peso se incrementarán indebidamente. Si el ángulo de descarga del impulsor α'_2 es pequeño, un ángulo mayor entre lados puede ser usado dado que el flujo entonces se acerca más a ser tangente.

Para la simplificación de los cálculos se puede suponer que la parte superior de la voluta es paralela al --

eje de la flecha. Después de que las áreas han sido determinadas sobre estas bases, la pared superior de la voluta puede ser realizada de cualquier forma deseada por una substitución equivalente de áreas a las originales.

Dado que Rc_u es constante y $c_u = dQ/A$, en cada sección, puede verse que $dQ R/A$ debe ser constante también.

Por tanto: $R_a dQ/A_a = R_b dQ/A_b$

$$\text{ó} \quad A_a/R_a = A_b/R_b \quad \text{y} \quad A_b = A_a R_b/R_a \quad 4.3.16$$

Donde:

R_a y R_b Son las distancias respectivas desde el eje de la flecha al centro de gravedad del área correspondiente, como se muestra en la figura 4.3.6.

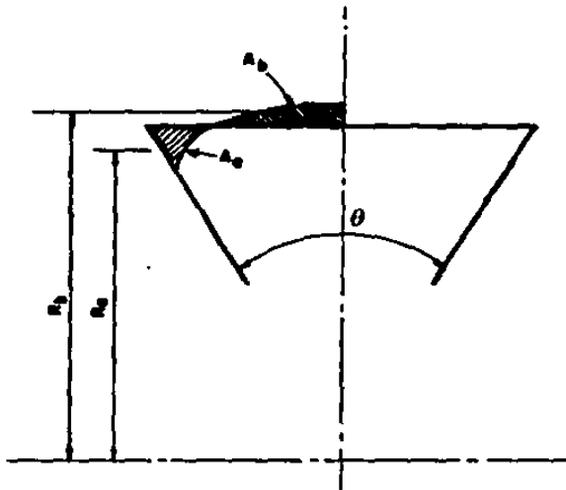


Fig. 4.3.6 Sección Horizontal del Pasaje de la voluta.

Estas correcciones pueden, en la mayor parte de los casos, ser despreciadas dado que la razón R_b/R_a es usualmente muy cercana a la unidad e inherente a las inexactitudes de la fundición destruyen los refinamientos extremos de los cálculos. Esto debiera ser recordado que los cálculos son basados en la fricción del flujo. Dado que la velocidad es baja, las áreas deben ser incrementadas arbitrariamente para cuidar esto. Estos incrementos arbitrarios en el área pueden -- ser muy grandes para que la corrección cambie la forma del -- paso.

Para evitar las pérdidas por choque, el ángulo de la lengua debería de ser el mismo ángulo de salida α'_2 cuando el agua deja el impulsor. El radio R_t , donde la lengua -- empieza deberá ser de 5 a 10% más que el radio exterior del impulsor para evitar la turbulencia y ruido y dar las velocidades del agua a las cuales se dejará el impulsor, después -- de que se llegue al contacto con la lengua.

El punto cero de la voluta (la lengua) o el punto en el cual el ángulo ϕ es medido, puede ser encontrado suponiendo que la trayectoria del flujo es una ecuación espiral logarítmica.

La ecuación espiral logarítmica es:

$$R = R_2 e^{\tan \alpha'_2 \bar{\phi}} \quad 4.3.17$$

Donde: $\bar{\phi}$ Es el ángulo medido en radianes

α'_2 Es el ángulo constante del espiral o el ángulo al cual el agua deja al impulsor.

e Es el logaritmo base natural = 2.718

Por tanto:

$$R = R_2 \cdot 2.718^{\tan \alpha'_2 \phi^\circ \frac{\pi}{180}} \quad 4.3.18$$

Donde: ϕ° Es el ángulo medido en grados.

Sacando logaritmos a ambos lados de la ecuación:

$$\log_{10} R = \log_{10} R_2 + \tan \alpha'_2 \cdot \frac{\pi \phi^\circ}{180} \log_{10} 2.718 \quad 4.3.19$$

Por lo tanto tenemos:

$$\phi^\circ = \frac{132 \log_{10} R/R_2}{\tan \alpha'_2} \quad 4.3.20$$

Para el radio de la lengua $R = R_t$ tenemos:

$$\phi_t^\circ = \frac{132 \log_{10} R_t/R_2}{\tan \alpha'_2} \quad 4.3.21$$

En el paso entre la voluta y la brida de descarga, toma lugar la conversión de la carga de velocidad en carga - de presión, especialmente en bombas de alta carga, fabricándolo en divergencia.

Para evitar la turbulencia, la divergencia total en el paso no deberá de exceder de 10° .

La velocidad en este punto, nunca será más grande que la velocidad mínima en la voluta, de otra manera la energía de presión podría reconvertirse a energía de velocidad.

CAPITULO V

PARAMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO MECANICO

C A P I T U L O V
PARAMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO MECANICO

5.1 ESFUERZOS EN UN EJE DE TRANSMISION.

Si la flecha es el elemento que debe transmitir la potencia, entonces su diseño requiere de tomar en consideración el momento torsionante en la flecha, así como el peso del rotor y hasta incluso los empujes radiales y axiales que actúan sobre el impulsor.

El eje de transmisión es una barra sometida a carga de flexión y torsión que actúan de una manera combinada. La resistencia estática y la de fatiga son consideraciones importantes que hay que analizar en el diseño, puesto que el eje puede estar sometido en forma simultánea a la acción de esfuerzos estáticos completamente invertidos en forma alternante y repetidos sin cambio de sentido.

Si la carga que existe en la flecha es debida a la combinación de esfuerzos de flexión y de torsión, entonces - hay que determinar una ecuación que nos dé la fatiga para en contrar esta combinación de esfuerzos.

5.2 TORSION.

Para determinar el esfuerzo cortante debido a que existen cargas que hacen que la barra se tuerza alrededor de su eje longitudinal consideremos las dos proyecciones de un árbol circular macizo como se muestra en la figura 5.2.1

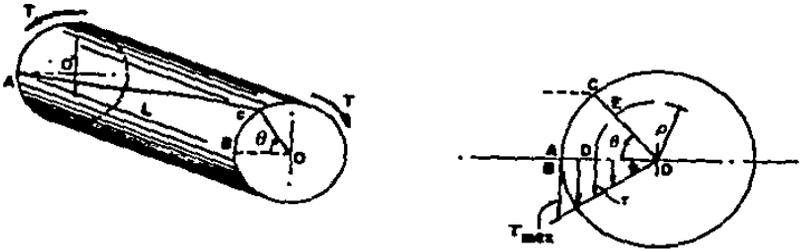


Fig. 5.2.1 Deformación de un árbol circular

Al aplicar el momento torsionante T a los extremos del árbol, una generatriz AB , se tuerce tomando la posición AC , al tiempo que la sección B gira un cierto ángulo θ respecto de la sección en A .

De la figura 5.2.1 obtenemos:

$$\delta = \overline{DE} = \rho \theta \quad 5.2.1$$

Recordando que la deformación angular viene dada - por:

$$\gamma = \frac{\delta}{L} \quad 5.2.2$$

y que el esfuerzo cortante, según la Ley de Hooke es:

$$\tau = G\gamma \quad 5.2.1$$

combinando las ecuaciones 5.2.1, 5.2.2 y 5.2.3 tenemos:

$$\tau = \left(\frac{G\theta}{L}\right) \rho \quad 5.2.4$$

En la figura 5.2.1 se puede observar que la distribución de esfuerzos a lo largo de cualquier radio varía linealmente con la distancia al centro de la sección. Es evidente que el esfuerzo cortante máximo, τ_{\max} , tiene lugar en las fibras exteriores.

Realizando un corte transversal y trazando el diagrama de cuerpo libre correspondiente representado en la figura 5.2.2 tendremos:

$$dP = \tau \, dA \quad 5.2.5$$

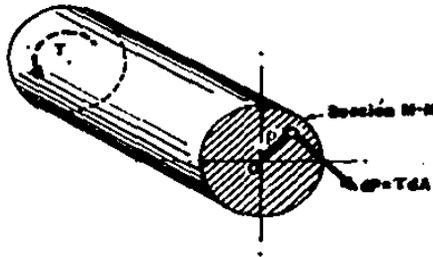


Fig. 5.2.2 Diagrama de cuerpo libre de un árbol

Para que el elemento se encuentre en equilibrio estático, apliquemos la condición $\sum M = 0$, es decir, que el par torsor resistente ha de ser igual al momento torsionante aplicado.

El par resistente T_r es la suma de los momentos --
respecto al centro de todas las fuerzas diferenciales dP :

$$T = T_r = \int \rho dP = \int \rho r dA \quad 5.2.6$$

Sustituyendo la ecuación 5.2.4 en la 5.2.6 tene--
mos:

$$T = \frac{G\theta}{L} \int \rho^2 dA \quad 5.2.7$$

Si recordamos que el momento polar de inercia J es
ta dado por $J = \int \rho^2 dA$, tendremos finalmente:

$$T = \frac{G\theta}{L} J \quad 5.2.8$$

ó también

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad 5.2.9$$

donde: θ es el ángulo de giro expresado en radianes
 T es el par torsionante aplicado a la flecha
 L es la longitud de la flecha
 J es el momento polar de inercia
 G es el módulo de rigidez de la flecha

Si de la ecuación 5.2.9 obtenemos:

$$\frac{G\theta}{L} = \frac{T}{J} \quad 5.2.9'$$

y llevando este valor a la ecuación 5.2.4 tendremos:

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad 5.2.10$$

que es la fórmula de torsión.

donde:

τ es el esfuerzo cortante
 T es el par torsionante aplicado a la flecha
 ρ es la distancia a la cual se determina un esfuer
zo
 J es el momento polar de inercia

5.3 FLEXION.

Para determinar el esfuerzo debido a la flexión - considérese una viga sujeta a la acción de una carga P como se muestra en la figura 5.3.1



Fig. 5.3.1 Viga sujeta a la acción de un carga P

Si se consideran las deformaciones de la viga bajo la acción de las cargas, entonces se puede observar que las fibras superiores se acortan y que las inferiores se alargan. Existe un punto en el cual la longitud de la fibra no varía, llamándose al plano que las contiene superficie neutra, y - por tanto, estas fibras no están sujetas a esfuerzo alguno. Lo anterior lo podemos observar en la figura 5.3.2

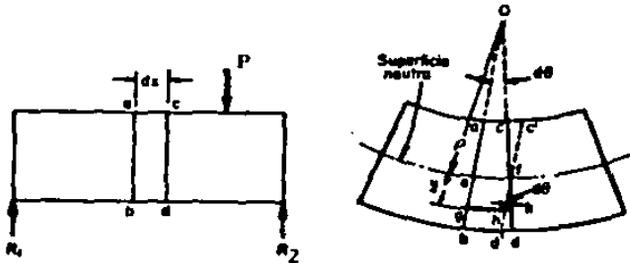


Fig. 5.3.2 Deformación en una viga.

Si realizamos un corte en cualquier sección de la viga y haciendo el diagrama de cuerpo libre correspondiente podremos observar la distribución de esfuerzos como se muestra en la figura 5.3.3.

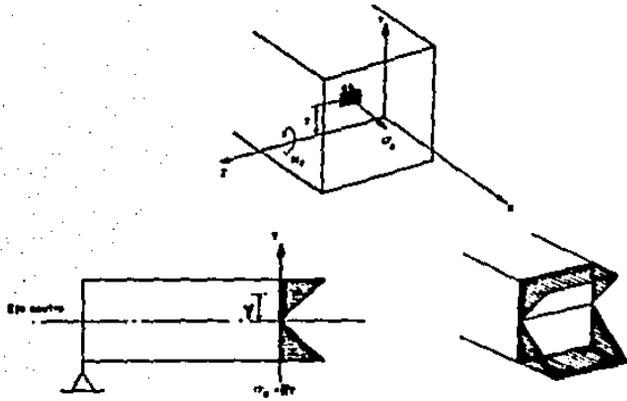


Fig. 5.3.3 Distribución de esfuerzos en una viga

De la figura 5.3.3. obtenemos:

$$M_z = \int_A \sigma_x y dA \quad 5.3.1$$

$$\sigma_x = ky \quad 5.3.2$$

Sustituyendo 5.3.2 en 5.3.1 tenemos:

$$M_z = \int_A ky^2 dA \quad 5.3.3$$

$$M_z = k \int_A y^2 dA$$

Recordando que $\int y^2 dA = I_z$

$$M_z = k I_z$$

$$K = \frac{M_z}{I_z}$$

5.3.4

Finalmente llevando la ecuación 5.3.4 la 5.3.2 obtenemos la fórmula del esfuerzo de flexión, que viene dada - por:

$$\sigma_x = \frac{M_z y}{I_z}$$

5.3.5

donde:

σ_x Es el esfuerzo actuante que depende de las -- cargas (En diseño, el esfuerzo máximo depende del material).

M_z Es el momento flexionante, y depende de las - cargas.

I_z Es el momento de inercia y depende de la geo- metría de la sección.

y Es la distancia a la cual se determina el es- fuerzo (Ver figura 5.3.3)

5.4 ESFUERZOS MAXIMOS DE FLEXION Y CORTANTE.

Si ambos esfuerzos existen sobre la misma sección, entonces hay que determinar el esfuerzo total analizando los esfuerzos que actúan sobre cada punto del cuerpo. El esfuerzo en un punto queda definido por los esfuerzos que actúan sobre las caras del elemento que rodean a dicho punto. Los esfuerzos en la cara del elemento varían cuando lo hace la posición angular de este elemento.

Si consideramos un elemento inicial sujeto a las componentes de un esfuerzo como se muestra en la figura --- 5.4.1 entonces se podrán expresar en forma analítica las variaciones de los esfuerzos en las caras del elemento.

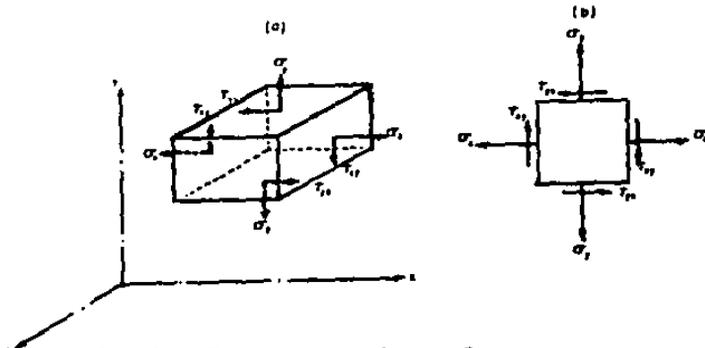


Fig. 5.4.1 Componentes del esfuerzo

Cortando el elemento inicial mediante un plano y aplicado a una de las partes las condiciones del equilibrio estático se obtiene la variación de las componentes del esfuerzo. Ver figura 5.4.2

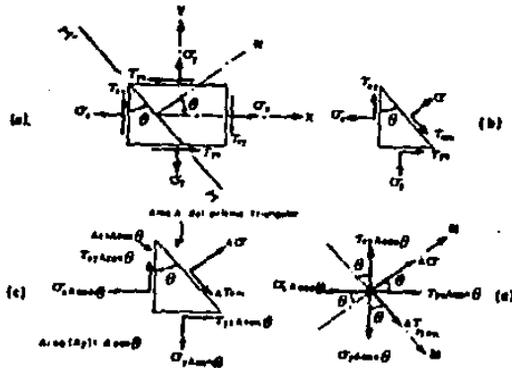


Fig. 5.4.2 Variación de las componentes del esfuerzo. a) Estado inicial de esfuerzo; b) Esfuerzos que actúan en el prisma triangular; c) Diagrama de cuerpo libre; d) Diagrama de fuerzas en un punto.

En la figura 5.4.2 b) se muestran las componentes normal y cortante del esfuerzo que actúa sobre un plano cuya normal N forma un ángulo θ con el eje X (Fig. 5.4.2 a). El elemento triangular de la figura 5.4.2 b) está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas que proceden de los esfuerzos que existen en todas sus caras. Sea A el área de la cara -- inclinada; en el diagrama de cuerpo libre de la figura --- 5.4.2 c) se representan todas las fuerzas, y en la figura --- 5.4.2 d) aparece la reducción en un punto correspondiente a estas fuerzas.

Realizando una sumatoria de fuerzas a lo largo - de los ejes n y m tenemos:

$$\sum F_n = 0 (+) /$$

$$A\sigma + \tau_{xy}A \cos \theta \operatorname{sen} \theta + \tau_{yx}A \operatorname{sen} \theta \cos \theta - \sigma_x A \cos \theta \cos \theta - \sigma_y A \operatorname{sen} \theta \operatorname{sen} \theta = 0$$

$$A\sigma = \sigma_x A \cos^2 \theta + \sigma_y A \operatorname{sen}^2 \theta - \tau_{xy}A \operatorname{sen} \theta \cos \theta - \tau_{yx}A \operatorname{sen} \theta \cos \theta$$

5.4.1

$$\sum F_m = 0 (+) \setminus$$

$$A\tau_{nm} + \sigma_y A \operatorname{sen} \theta \cos \theta + \tau_{yx}A \operatorname{sen} \theta \operatorname{sen} \theta - \tau_{xy}A \cos \theta \cos \theta - \sigma_x A \cos \theta \operatorname{sen} \theta = 0$$

$$A\tau_{nm} = \sigma_x A \operatorname{sen} \theta \cos \theta - \sigma_y A \operatorname{sen} \theta \cos \theta + \tau_{xy}A \cos^2 \theta - \tau_{yx} A \operatorname{sen}^2 \theta$$

5.4.2

Dividiendo ambos miembros de las ecuaciones 5.4.1 y 5.4.2 entre el área A, y teniendo en cuenta que τ_{xy} es numéricamente igual a τ_{yx} , y sustituyendo:

$$\operatorname{Sen} \theta \cos \theta = \frac{\operatorname{sen} 2 \theta}{2}$$

$$\cos^2 \theta = \frac{1 + \cos 2 \theta}{2}$$

$$\operatorname{sen}^2 \theta = \frac{1 - \cos 2 \theta}{2}$$

en dichas ecuaciones obtenemos:

$$\sigma = \sigma_x \frac{1 + \cos 2 \theta}{2} + \sigma_y \frac{1 - \cos 2 \theta}{2} - \tau_{xy} \frac{\operatorname{sen} 2 \theta}{2} - \tau_{xy} \frac{\operatorname{sen} 2 \theta}{2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2 \theta - \tau_{xy} \operatorname{sen} 2 \theta$$

5.4.3

$$\tau_{nm} = \sigma_x \frac{\operatorname{sen} 2 \theta}{2} - \sigma_y \frac{\operatorname{sen} 2 \theta}{2} + \tau_{xy} \frac{1 + \cos 2 \theta}{2} - \tau_{xy} \frac{1 - \cos 2 \theta}{2}$$

$$\tau_{nm} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen} 2 \theta + \tau_{xy} \cos 2 \theta$$

5.4.4

Para obtener el plano en que aparecen los esfuerzos normales máximos y mínimos derivemos la ecuación 5.4.3 con respecto a θ e igualémosla a cero.

$$\frac{d\sigma}{d\theta} = -(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\theta - 2\tau_{xy} \cos 2\theta = 0$$

$$\tan 2\theta = -\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad 5.4.5$$

Para obtener el plano en que aparecen los esfuerzos cortantes máximos derivemos la ecuación 5.4.4 con respecto a θ e igualémosla a cero.

$$\frac{d\tau_{nm}}{d\theta} = (\sigma_x - \sigma_y) \cos 2\theta - 2\tau_{xy} \sin 2\theta = 0$$

$$\tan 2\theta = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad 5.4.6$$

De la ecuación 5.4.5. se puede formar el siguiente triángulo rectángulo, obteniéndose de él sus relaciones trigonométricas correspondientes.- Fig. 5.4.3

$$\tan 2\theta = \frac{-2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad 5.4.5$$

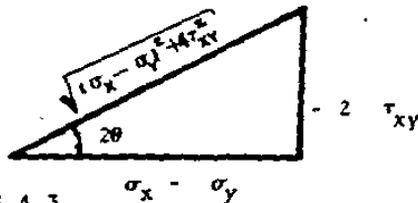


Fig. 5.4.3

$$\sin 2\theta = \frac{-2\tau_{xy}}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad 5.4.7$$

$$\cos 2\theta = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad 5.4.8$$

De manera análoga, de la ecuación 5.4.6 también se pueden obtener las relaciones trigonométricas correspondientes restantes. Fig. 5.4.4.

$$\tan 2\theta = \frac{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}{\tau_{xy}} \quad 5.4.6$$

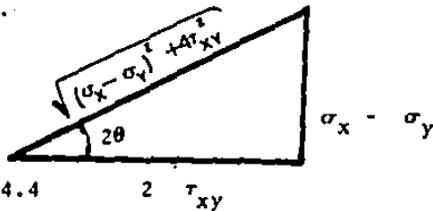


Fig. 5.4.4

$$\sin 2\theta = \frac{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad 5.4.9$$

$$\cos 2\theta = \frac{2\tau_{xy}}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad 5.4.10$$

Para obtener la expresión de los esfuerzos principales máximo, sustituyamos las expresiones derivadas de la ecuación 5.4.5 (Ecuaciones 5.4.7 y 5.4.8) en la ecuación 5.4.3.

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \quad 5.4.3$$

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \frac{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + 4(\tau_{xy})^2}} - \tau_{xy} \frac{-2\tau_{xy}}{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}{2\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + (\tau_{xy})^2} \quad 5.4.11$$

Finalmente, obtengamos la expresión del cortante máximo sustituyendo las ecuaciones 5.4.9 y 5.4.10 en la ecuación 5.4.4.

$$\tau_{nm} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen} 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta$$

$$\tau_{nm} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cdot \frac{\sigma_x - \sigma_y}{\pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}} +$$

$$+ \tau_{xy} \frac{2\tau_{xy}}{\pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}}$$

$$\tau_{nm} = \pm \frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}{2\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}}$$

$$\tau_{nm} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{nm} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad 5.4.12$$

Una vez que se han determinado las expresiones para los esfuerzos principales de flexión y del esfuerzo cortante máximo, entonces se pueden expresar en función del momento torsionante y del momento flexionante llevando las expresiones 5.2.10 y 5.3.5 a las ecuaciones 5.4.11 y 5.4.12.

Teniendo en consideración que para cargas torsionantes, en un eje macizo, el esfuerzo cortante τ_{xy} viene dado por:

$$\tau_{xy} = \frac{T \rho}{J} = \frac{16 T}{\pi D^3} \quad 5.2.10$$

y que para cargas de flexión, en un eje macizo, el esfuerzo de flexión σ es:

$$\sigma = \frac{M_z}{I_z} y = \frac{32 M_z}{\pi D^3} \quad 5.3.5$$

Se obtiene finalmente que los esfuerzos máximos de flexión y cortante son:

$$\sigma = \frac{16}{\pi D^3} [M + (M^2 + T^2)^{1/2}] \quad 5.4.13$$

$$y \quad \tau = \frac{16}{\pi D^3} [M^2 + T^2]^{1/2} \quad 5.4.14$$

donde:

σ es el esfuerzo máximo de flexión

τ es el esfuerzo máximo cortante

D es el diámetro de la flecha

M es el momento flexionante en el eje

T es el momento torsionante aplicado

Sin embargo, es necesario tomar en cuenta cuando los esfuerzos varían debido a la rotación de la flecha y al tipo de carga al que esta sometida, pudiendo provocar una alteración en la estructura interna del material y por tanto una falla en la flecha. Para ello, el código ASME recomienda el uso de factores combinados de choque y fatiga aplicados al momento flector y al momento de torsión.

Introduciendo dichos factores en las expresiones 5.4.13 y 5.4.14 se obtiene

$$\sigma = \frac{16}{\pi D^3} \left[k_m M + \left((k_m M)^2 + (k_t T^2) \right)^{1/2} \right] \quad 5.4.15$$

$$\tau = \frac{16}{\pi D^3} \left[(K_m M)^2 + (K_t T)^2 \right]^{1/2} \quad 5.4.16$$

donde: K_t y K_m son los factores combinados de choque y fatiga.

A continuación se dan los valores de K_m y K_t para diferentes condiciones de carga.

Para ejes estacionarios.

(Esfuerzos de flexión sin inversión)

	K_m	K_t
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0

Para ejes en rotación.

(Esfuerzos de flexión con inversión)

Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque Menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

Es necesario hacer mención de algunas prescripciones del código ASME para el proyecto de árboles de transmisión.

El esfuerzo cortante permisible de cálculo es:

$\tau = 30\%$ de la resistencia de fluencia en tracción (límite elástico).

$\tau = 18\%$ del esfuerzo último en tracción.

El esfuerzo normal permisible de cálculo es:

$\sigma = 60\%$ de la resistencia de fluencia en tracción (límite elástico).

$\sigma = 36\%$ de la resistencia máxima a la tracción.

El esfuerzo tomado en el cálculo se deberá reducir en un 25% si existen cuñeros en el eje de transmisión.

5.5 VELOCIDAD CRITICA EN EJES DE TRANSMISION.

Los ejes de las bombas estan sometidos a numerosas cargas, por ejemplo: la flexión que es debida a la presencia de cargas tales como el cople, el impulsor, las fuerzas de empuje axial y radial causadas por el fluido y la fuerza centrifuga, además de que también le son transmitidas cargas torsionales.

El centro de gravedad de un cuerpo giratorio simétrico no coincide generalmente con su centro de rotación. Lo anterior se debe a las siguientes causas:

- 1.- En la práctica es imposible conseguir que la masa esté uniformemente distribuida - alrededor del centro geométrico del cuerpo.
- 2.- El árbol sobre el cual gira el cuerpo se deforma flexionándose por efecto de las cargas, desplazando el centro de gravedad fuera del eje verdadero, el cual pasa por el eje geométrico o línea central de los puntos de apoyo.

La rotación puede comenzar alrededor del eje geométrico, pero a una cierta velocidad, la fuerza centrifuga del centro de gravedad desplazado será igual a las fuerzas de deformación que actúan sobre el eje. Este eje, con los cuerpos de que es solidario, vibrará entonces lentamente, ya que la fuerza centrifuga varía de sentido cuando gira la flecha y entonces existen deflexiones dinámicas, llamándose entonces a esta velocidad "Velocidad Crítica" cuando se alcanzan las máximas deformaciones.

La velocidad crítica suele estar cerca de la frecuencia natural sin amortiguar, y es función de:

- 1.- La longitud entre los soportes y diseño.
- 2.- Diámetro y material del eje.
- 3.- Fuerzas que actúan sobre el eje.
- 4.- Propiedades de los lubricantes.
- 5.- Rigidez y amortiguamiento de los sellos y anillos de desgaste.
- 6.- Condiciones de apoyo en la carcasa.

Quando en un eje de transmisión existe un -- desbalanceo debido a cualquier elemento, entonces se origina que la fuerza centrífuga va a aumentar cuando la deflexión sea mayor a altas velocidades. La flexión del eje sigue la forma más sencilla en la primera velocidad crítica. (Fig. 5.5.1) . En la segunda velocidad crítica, la -- flexión del eje sigue la segunda forma más sencilla. (Fig. 5.5.2) .

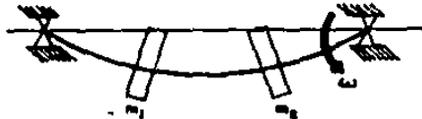


Fig. 5.5.1

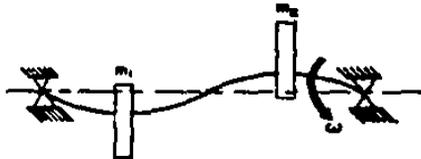


Fig. 5.5.2

Fig. 5.5.1 Deformación de un eje en la primera velocidad crítica.

Fig. 5.5.2 Deformación de un eje en la segunda velocidad crítica.

En la proyección de ejes de transmisión, generalmente la primera velocidad crítica, y ocasionalmente la segunda, tienen importancia, ya que entonces la fuerza centrífuga aumentaría como consecuencia de las deflexiones, pudiendo sufrir un deterioro o una falla por fatiga.

Para determinar la primera velocidad crítica supongamos que una masa de peso W se encuentra montada sobre una flecha y que el conjunto flecha-masa gira con respecto a un eje geométrico. Debido a la rotación de la flecha, ésta se tiende a deformar como se muestra en la figura 5.5.3, flexionándose el centro del disco una distancia " y " del eje de rotación.

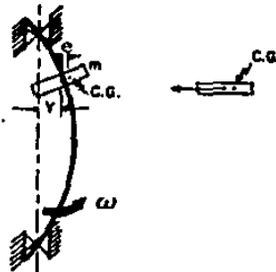


Fig. 5.5.3

Cuando la flecha gira, entonces se produce una fuerza centrífuga que viene dada por la ecuación:

$$F = m a \quad 5.5.1$$

Recordando que la aceleración se puede expresar como $a = \omega^2 r$, entonces se obtendría:

$$F = m \omega^2 (y+e) \quad 5.5.2$$

donde: $r = y+e$

Cuando un eje gira más rápido, entonces se producirá una deflexión mayor en la flecha y provocando que la fuerza es proporcional a la deformación sufrida, es decir:

$$F \propto y$$

$$F = k y \quad 5.5.3$$

donde: k es una constante para el tipo de cargas y soportes que actúan en el eje.

Igualando las ecuaciones 5.5.2 y 5.5.3 obtenemos:

$$m \omega^2 (y + e) = k y \quad 5.5.4$$

Despejando el valor de y de la ecuación 5.5.4 se obtiene:

$$y = - \frac{m \omega^2 e}{m \omega^2 - k} \quad 5.5.5$$

El caso más crítico se presentará cuando $y \rightarrow \infty$, y para que esto sea posible, el denominador de la expresión anterior tiene que ser cero, es decir:

$$m \omega^2 - k = 0$$
$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 5.5.6$$

donde: ω se mide en radianes/seg.

Si se logra determinar la deformación debida al peso propio del impulsor o de otras cargas que actúen sobre la flecha, entonces podremos relacionarla con la velocidad crítica de esta de la siguiente manera.

Si sabemos que $W = k \cdot y$ por tanto tenemos:

$$k = \frac{W}{y} \quad 5.5.7$$

Llevando este valor de k a la ecuación 5.5.6 obtenemos:

$$\omega = \sqrt{\frac{W}{ym}} = \sqrt{\frac{g}{y}} \quad 5.5.8$$

Se puede obtener un valor muy aproximado de la velocidad crítica si en la ecuación anterior consideramos que la deformación "y" puede ser obtenida por la siguiente -- expresión:

$$y = \frac{W L^3}{C E I} \quad 5.5.9$$

donde:

- W Es el peso total de los elementos giratorios, expresado en libras.
- L Es la separación entre soportes, en pies.
- E Es el módulo de elasticidad del material.
- I Es el momento de inercia promedio de la flecha en pulg⁴.
- C Es una constante numérica que toma en consideración el soporte y la distribución de carga. Se puede obtener de la fig. 5.5.4

- A.J. Stepanoff, Ph.D.
Centrifugal and Axial Flow
P U M P S .
Theory, Design and Application.
John Wiley & Sons, Inc. 1948

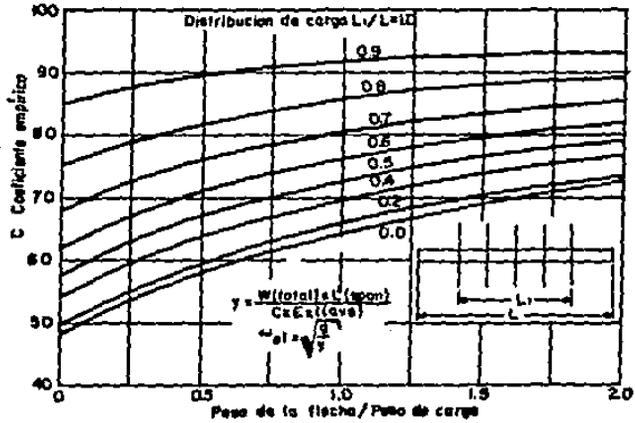


Fig. 5.5.4 Coeficiente C de deflexión dinámica para -
rotadores simétricos.

5.6 EMPUJE AXIAL Y EMPUJE RADIAL EN UNA BOMBA.

5.6.1 EMPUJE AXIAL

Cuando se va a diseñar la flecha de una bomba centrífuga es necesario tomar en consideración el empuje axial y el empuje radial que recibe ésta y que son proporcionados por el fluido a través del impulsor y por la velocidad de rotación.

En una bomba centrífuga de succión simple, el empuje axial que recibe el impulsor es debido a la existencia de fuerzas opuestas que actúan sobre ambas caras, como consecuencia de la presión que se ejerce sobre las mismas.

Para obtener el empuje axial que existe en el impulsor, es necesario tomar en consideración la presión de succión en el ojo del impulsor y la presión de descarga. Si se define como A_a a la superficie de la cara anterior del impulsor y como A_b a la superficie de la cara posterior, entonces podremos obtener la fuerza resultante sobre el impulsor. Ver figura 5.6.1 .

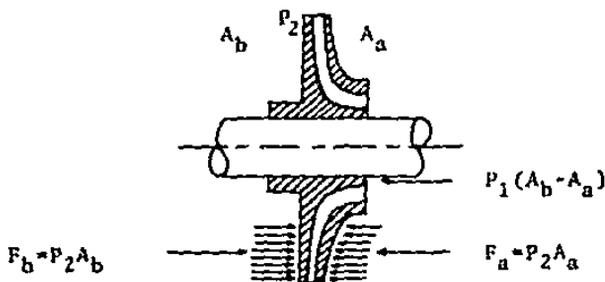


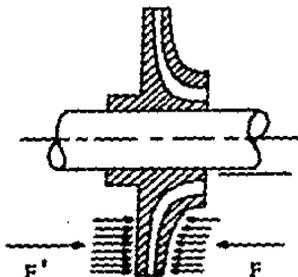
Fig. 5.6.1

En la cara anterior actúan la presión P_2 de descarga y la presión P_1 de succión originando entonces una fuerza resultante hacia la izquierda que se puede expresar como:

$$F = P_1 (A_b - A_a) + P_2 A_a \quad 5.6.1$$

En el disco posterior del impulsor sólo actúa la presión de descarga P_2 que origina una fuerza resultante hacia la derecha expresada por:

$$F' = P_2 A_b \quad 5.6.2$$



El empuje axial que va existir en el impulsor se determina sumando vectorialmente las ecuaciones 5.6.1 y 5.6.2 .

$$F_{tot} = F - F'$$

$$F_{tot} = P_1 (A_b - A_a) + P_2 A_a - P_2 A_b$$

$$F_{tot} = P_1 A_b - P_1 A_a + P_2 A_a - P_2 A_b$$

$$F_{tot} = P_1 (A_b - A_a) + P_2 (A_a - A_b)$$

$$F_{tot} = (P_1 - P_2) (A_a - A_b) \quad 5.6.3$$

donde:

F_{tot} es el empuje axial expresado en lbf.

P_1 es la presión de succión, en lbf/pulg², y se puede determinar por la expresión:

$$H_L = H \left(1 - k_3^2 \right) - \frac{1}{4} \cdot \frac{u_2^2 - u_r^2}{2g} \quad 5.6.4$$

El valor de k_3 se puede obtener de la figura 5.6.2.

u_r es la velocidad periférica en el anillo del impulsor.

P_2 es la presión en la voluta en lbf/pulg².

La magnitud de $P_1 - P_2$ puede ser estimada por la expresión 4.2.0:

$A_a - A_b$ es la diferencia de áreas entre los discos del impulsor, en pulg².

La fuerza resultante depende de las diferencias de presión de aspiración y descarga, así como de la diferencia de áreas en los discos. La fuerza axial que recibe el impulsor es transmitida a la flecha, y por tanto es de vital importancia que se considere en el proyecto como se mencionó anteriormente.

Hay que tener presente que para obtener las ecuaciones anteriores se ha supuesto que las presiones en las caras del impulsor son constantes, lo cual implica el

caso más crítico para el empuje axial sobre el impulsor sin la introducción de un factor de corrección.

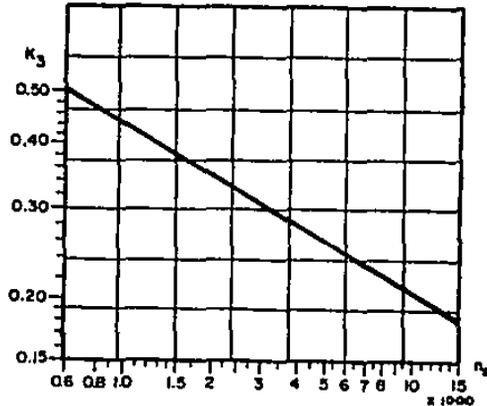


Fig. 5.6.2

Para compensar el empuje axial se pueden considerar las siguientes alternativas:

- a) El empuje axial ha de ser absorbido por un cojinete de empuje, que se determina conociendo la fuerza resultante.
- b) Si en la cara posterior del impulsor se intercalan unos pequeños álabes radiales, entonces se disminuirá considerablemente la presión sobre las caras del impulsor y por tanto el empuje axial, ya que los álabes conducirán al fluido hacia la periferia. Ver figura 5.6.3

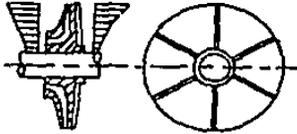


Fig. 5.6.3 Alabes radiales para compensar el empuje axial en un impulsor.

- c) Si en la cara posterior del impulsor se realizan unos orificios próximos al eje, entonces se lograría reducir la presión, trayendo como consecuencia que las fuerzas F y F' tenderían a igualarse. Ver figura 5.6.4

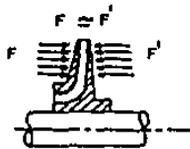


Fig. 5.6.4. Cara posterior del impulsor con orificios para compensar las fuerzas F y F' .

5.6.2 EMPUJE RADIAL

Las volutas originan un empuje radial pequeño en el punto de diseño, pero aumentando cuando nos aproximamos a capacidades grandes y especialmente a las pequeñas. El empuje radial es debido a que la presión en la periferia de la entrada de la voluta deja de ser constante como se suponía en el punto de diseño.

En un diseño de carcasa tipo voluta, a la capacidad de diseño existen presiones uniformes en la carcasa, siendo la reacción resultante radial igual a cero. Sobre el impulsor actúan presiones uniformes o casi uniformes cuando la bomba opera a su capacidad de diseño. Ver figura 5.6.5 .

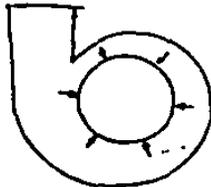


Fig. 5.6.5

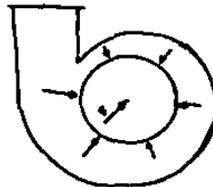


Fig. 5.6.6

Fig. 5.6.5. Presiones uniformes en la carcasa, siendo la reacción resultante igual a cero.

Fig. 5.6.6. Presiones no uniformes en la carcasa,-- originándose una reacción radial F .

Cuando una bomba opera a otras capacidades, las presiones alrededor del impulsor no son uniformes, y entonces existe una reacción radial resultante que habrá de considerarse en el diseño de la flecha. Ver figura 5.6.6

Independientemente del diseño de la carcaza o del punto de operación, la distribución de presión en la descarga del impulsor raramente es uniforme alrededor de la periferia. Lo anterior conduce a un Empuje radial que es -- función de la carga total, del ancho de la descarga y del diámetro del impulsor. La reacción radial resultante se puede determinar por la expresión 5.6.5 .

$$F_R = 0.433 k \rho H D_2 b_2 \quad 5.6.5$$

F_R es la fuerza radial expresada en lbf.

k es el factor de empuje radial y se puede obtener de la figura 5.6.7

ρ es la densidad relativa del fluido.

H es la carga de la bomba en pies.

D_2 es el diámetro del impulsor en pulg.

b_2 es el ancho del impulsor a la descarga en pulgadas.

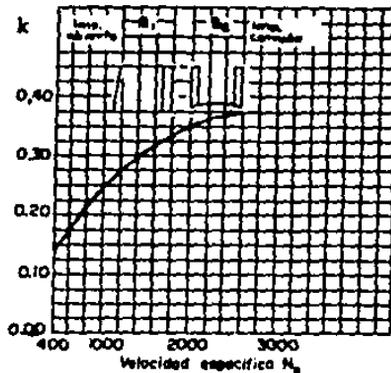


Fig. 5.6.7

CAPITULO VI

CASO PRACTICO

CAPITULO VI

CASO PRACTICO

6.1 PLANEACION DEL PROYECTO DE DISEÑO.

Para la planeación del proyecto de diseño de una Bomba Centrífuga, se utilizará el Gráfico de Carga y el Gráfico de Proceso para el Departamento de Ingeniería.

En el Gráfico de Carga se puede observar el tiempo que estará cada uno de los diferentes departamentos ocupado en el desarrollo específico de esta bomba centrífuga, por lo cual no se puede contar con los servicios de las personas que estén asignadas a este trabajo durante el período planeado. Así mismo se podría dar una idea del equipo que será utilizado en el proceso de fabricación, y por tanto realizar una planeación del equipo y maquinaria para ser utilizada y no provocar alteraciones en la planeación. (Ver Fig. 6.1).

Para especificar las actividades de un departamento, se utiliza el Gráfico de Proceso, en el cual se detalla el tiempo en que se elaborará una función determinada. Para el diseño de las partes principales de una Bomba Centrífuga (Impulsor, Voluta y Flecha), se hace el Gráfico de Proceso para el Departamento de Ingeniería detallando los días que se llevará a cabo en el diseño de cada una de las partes mencionadas. (Ver Figura 6.2).

6.2 DISEÑO DEL IMPULSOR

El diseño del impulsor, de la Voluta y de la Flecha se realizará para las siguientes condiciones de operación:

$$H = 200 \text{ pies. (60.90 mts).}$$

$$Q = 450 \text{ gpm} = 1 \text{ p}^3/\text{seg. (28.32 lts/seg).}$$

$$n = 3460 \text{ rpm.}$$

La velocidad específica n_s de nuestra bomba se obtiene de acuerdo con la ecuación 3.3.3.

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 1380.10$$

La potencia del fluido \dot{W}_f se obtiene de la expresión 3.6.24, y recordando que 1 H.P. = 550 lbf-pie/seg se obtiene:

$$\dot{W}_f = \gamma Q H = 22.72 \text{ H.P. (16942.30 W)}$$

Para las condiciones de operación de la bomba, se obtiene del anexo A una eficiencia $\eta = 70\%$, y por tanto se tiene que la potencia al freno b.h.p. es:

$$\text{b.h.p.} = \frac{\dot{W}_f}{\eta} = 32.45 \text{ H.P. (24198 W)}$$

Para determinar el diámetro de la flecha, es necesario obtener el torque al que estará sujeta, y este se puede determinar por la relación 4.2.2.

$$T = \frac{63000 \text{ b.h.p.}}{n} = 590.85 \text{ lbf}\cdot\text{pulg} \\ (66.76 \text{ N}\cdot\text{m})$$

Finalmente, de la ecuación 4.2.1 se obtiene el diámetro de la flecha, aunque este se determinará detalladamente después para cada uno de los tramos que la componen. Considerando que se utilizará un acero comercial con un esfuerzo permisible de 6000 lbf/pulg^2 tendremos:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau}} = 0.7941 \text{ pul. (20.20 mm)}$$

Seleccionando el diámetro del mamelón D_H de la figura 4.2.3 se tiene:

$$D_H = 1 \frac{3}{8}'' = 1.375 \text{ pulg. (34.925 mm)}$$

Para calcular el diámetro de la brida de succión suponemos que la velocidad de succión $V_{su} = 10 \text{ pies/seg}$ (3.05 mts/seg) en la brida, y de la relación 4.2.6 se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{144 Q}{V_{su}}} = 4.282 \text{ pulg. (108.80 mm)}$$

El diámetro de la brida de succión se deja finalmente en 4.0 pulgadas (101.60 mm), ya que este valor es comercial.

Una vez que se ha determinado el valor del diámetro de la brida de succión a 4.0 pulg., es necesario recalcular la velocidad en la brida de succión por la ecuación 4.2.6:

$$V_{su} = 11.46 \text{ pies/seg. (3.50 mts/seg)}$$

La velocidad en el ojo del impulsor V_o , se obtiene incrementando en un 10% la velocidad de la brida de succión, es decir:

$$V_o = 12.5 \text{ pies/seg. (3.81 mts/seg)}$$

Para hallar el diámetro del ojo del impulsor - consideremos que existirán unas pérdidas del 2%, y utilizando la relación 4.2.7 se obtiene:

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot 144 \cdot (\text{Perd} + Q)}{\pi V_o^2} + D_H^2} = 4.105 \text{ pulg.} \\ (104.30 \text{ mm})$$

Dejamos en 4.125 pulgadas (104.80 cm) el valor del diámetro del ojo del impulsor.

6.2.1 DIMENSIONES DEL ALABE A LA ENTRADA

El diámetro a la entrada del álabe lo suponemos ligeramente mayor que el del ojo del impulsor en $\frac{1}{16}$ " (1.588 mm), quedando:

$$D_1 = 4 \frac{3}{16} \text{ pulgadas. (106.40 mm)}$$

Para determinar la velocidad tangencial a la entrada del álabe utilizamos la expresión:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{12 \times 60} = 63.21 \text{ pies/seg. (19.27 mts/seg)}$$

La velocidad meridional c_{m1} a la entrada, es ligeramente mayor que la velocidad en el ojo del impulsor, digamos en un 7.5%, se obtiene entonces:

$$c_{m1} = 13.50 \text{ pies/seg. (4.11 mts/seg)}$$

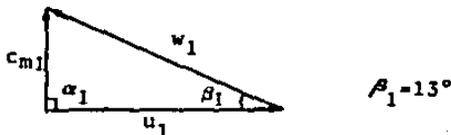
El espesor b_1 a la entrada del álabe se calcula de acuerdo con la relación 4.2.8, suponiendo un factor de contracción $\epsilon_1 = 0.85$.

$$b_1 = \frac{144 Q}{\pi D_1 c_{m1} \epsilon_1} = 0.973 \text{ pulg. (24.70 mm)}$$

El ángulo β_1 se determina por la expresión -
4.2.9 :

$$\beta_1 = \text{ang tang } \frac{c_{m1}}{u_1} = 12.05^\circ$$

Aumentando el ángulo de entrada a 13° para compensar la prerrotación y la contracción.



6.2.2 DIMENSIONES DEL ALABE A LA SALIDA.

Para obtener el diámetro D_2 a la salida, se utiliza la relación 4.2.13', realizando previamente una lectura en las figuras 4.2.5, 4.2.6 y 4.2.7 para determinar el coeficiente Φ . Para nuestras condiciones de operación $\Phi = 1.0583$:

$$D_2 = \frac{1840 \Phi \sqrt{H}}{n} = 8.00 \text{ piig (203.20 mm)}$$

El ángulo de salida β_2 se halla por la expresión 4.2.12. Calculando la velocidad periférica a la salida del impulsor, se tiene:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{12 \times 60} = 120.78 \text{ pies/seg. (36.81 mts/seg)}$$

y suponiendo que c_{m2} es menor en 7.5% que c_{m1} , es decir: $c_{m2} = 12.5$ pies/seg (3.81 mts/seg) y que k tiene un valor de 0.65 se obtiene finalmente:

$$\beta_2 = \text{ang tang } \frac{u_2 c_{m2}}{u_2^2 - \frac{H g}{k}} = 18^\circ$$

El espesor b_2 a la salida del álabe se obtiene por la ecuación 4.2.14, suponiendo un factor de contracción $\epsilon_2 = 0.925$.

$$b_2 = \frac{144 Q}{\pi \epsilon_2 D_2 c_{m2}} = 0.505442 \text{ pulg. (12.84 mm)}$$

El área neta a la salida del impulsor es:

$$A_2 = \frac{144 Q}{c_{m2}} = 11.75 \text{ pulg}^2. (75.81 \text{ cm}^2)$$

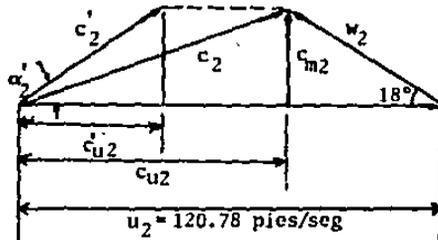
TRIANGULOS DE VELOCIDAD

De la figura 4.2.9 se puede determinar que la velocidad c_{u2} viene dada por:

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} = 82.31 \text{ pies/seg. (25.1 mts/seg)}$$

Para calcular la componente tangencial de c_2 basada en el número de álabes, utilizamos el factor de flujo circulatorio η_{∞} que aparece en la relación 4.2.13 y se considera con un valor de 0.70, es decir:

$$c'_{u2} = \eta_{\infty} c_{u2} = 57.62 \text{ pies/seg. (17.56 mts/seg)}$$



De la figura anterior se obtiene el ángulo α_2'

$$\alpha_2' = \text{ang tang } \frac{c_m}{c_{u2}} = 13^\circ$$

Determinando la velocidad absoluta c_2' se tiene:

$$c_2' = \sqrt{c_{m2}^2 + c_{u2}^2} = 58.96 \text{ pies/seg. (17.97 m/s)}$$

6.2.3 DISEÑO DE LOS ALABES

Datos a la entrada
del álabe.

$$\begin{aligned} D_1 &= 4.1875 \text{ pulg.} \\ u_1 &= 63.21 \text{ pies/seg.} \\ c_{m1} &= 13.5 \text{ pies/seg} \\ b_1 &= 0.973 \text{ pulg.} \\ \beta_1 &= 13^\circ \end{aligned}$$

Datos a la salida
del álabe.

$$\begin{aligned} D_2 &= 8.00 \text{ pulg.} \\ u_2 &= 120.78 \text{ pies/seg.} \\ c_{m2} &= 12.5 \text{ pies/seg.} \\ b_2 &= 0.505442 \text{ pulg.} \\ \beta_2 &= 18^\circ \\ c_{u2} &= 82.31 \text{ pies/seg.} \\ c_{u2}' &= 57.62 \text{ pies/seg.} \\ \alpha_2' &= 13^\circ \\ c_2' &= 58.96 \text{ pies/seg.} \end{aligned}$$

De acuerdo con la expresión 4.2.15 se determinan las velocidades relativas w a la entrada y a la salida del álabe, quedando:

$$w_1 = \frac{c_{m1}}{\text{sen } \beta_1} = 60.01 \text{ pies/seg. (18.29 m/seg)}$$

$$w_2 = \frac{c_{m2}}{\text{sen } \frac{\alpha}{2}} = 40.45 \text{ pies/seg. (12.33 mts/seg)}$$

A) DISEÑO DEL ALABE POR ARCOS TANGENTES.

De la expresión 4.2.16, y de la figura 4.2.10 se obtiene el radio de curvatura ρ a un radio R, con el ángulo β correspondiente. La información y los resultados se muestran abajo en forma tabular, y la forma del álabe en el dibujo No. 1.

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 (R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)}$$

Anillo	Radio (pulg)	Radio (mm)	β°	ρ (pulg)	ρ (mm)
1	2.0	50.80	13.0	2.38	60.44 *
2	2.5	63.50	14.4	2.93	74.40
3	3.0	76.20	15.5	3.53	89.71
4	3.5	88.90	16.78	4.14	105.10
5	4.0	101.16	18.0		

* Para la determinación del radio de curvatura ρ , se ejemplifica en el anexo B.

B) DISEÑO DEL ALABE POR COORDENADAS POLARES.

De acuerdo con la ecuación 4.2.19 se obtiene el ángulo θ para cualquier radio R. La forma del álabe, se muestra en el dibujo No. 1.

$$\theta^{\circ} = \frac{180}{\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \tan \beta}$$

Radio (pulg)	Radio (mm)	β°	θ°
2.0	50.80	13.0	0.0
2.5	63.50	14.4	15.39 *
3.0	76.20	15.5	36.15
3.5	88.90	16.78	62.80
4.0	101.60	18.0	96.17

El espesor del álabe que se selecciona es de 1/8", con el borde del álabe a la salida redondeado.

Una vez determinado el perfil del álabe, entonces es necesario determinar el número de álabes que tendrá el impulsor de acuerdo con la ecuación 4.2.22 :

$$z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \operatorname{sen} \vartheta_m = 6.5 \frac{8\text{pulg} + 4\text{pulg}}{8\text{pulg} - 4\text{pulg}} \operatorname{sen} 15.5$$

$$z = 5.21$$

Se deja el número de álabes que llevará el impulsor en cinco.

* Para la determinación de θ° , se jemplifica en el anexo C.

Para concluir con los cálculos del flabe, se determinará el ancho del impulsor b, para cualquier radio R por las expresiones 4.2.24 y 4.2.26 .

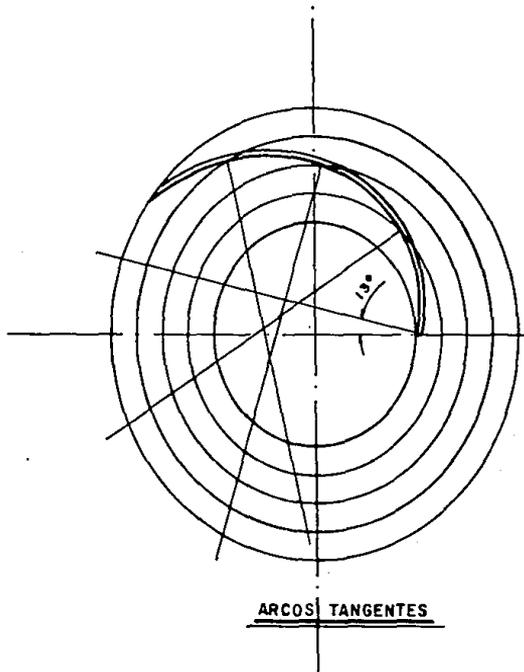
$$\epsilon = \frac{\pi D - \frac{Z t}{\text{sen} \beta}}{\pi D} \quad 4.2.24$$

$$b = \frac{144 Q}{\pi D \epsilon \text{ cm}} \quad 4.2.26$$

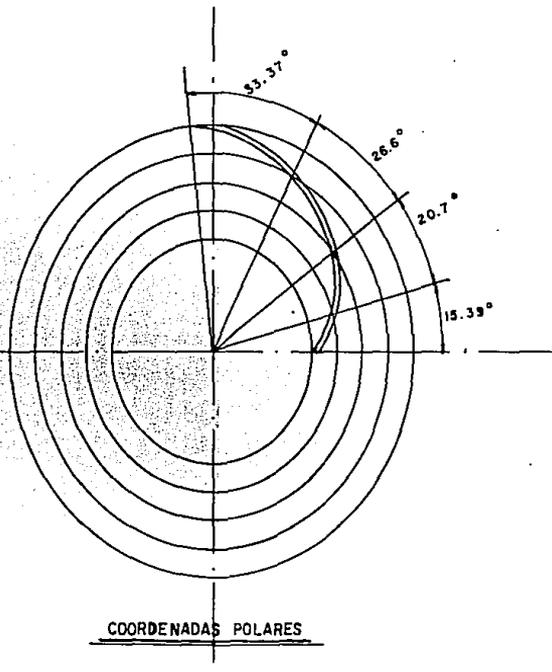
Radio (pulg)	(mm)	β°	b	
			(pulg)	(mm)
2.0	50.80	13.0	1.180	29.97
2.5	63.50	14.4	0.8835	22.44
3.0	76.20	15.5	0.7211	18.32
3.5	88.90	16.78	0.6011	15.27
4.0	101.60	18.0	0.5195	13.20

En el dibujo No. 2, se muestra un corte del impulsor.

- * Para la obtención del ancho del impulsor b, se muestra en el anexo D.

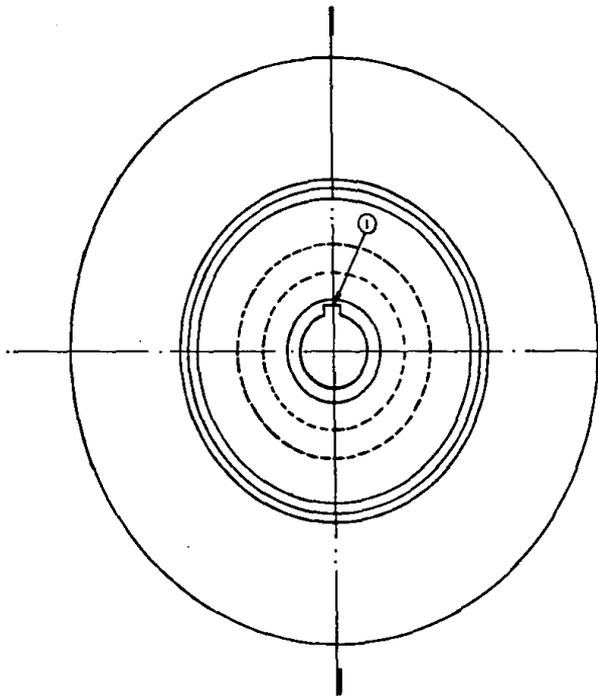


ARCOS TANGENTES

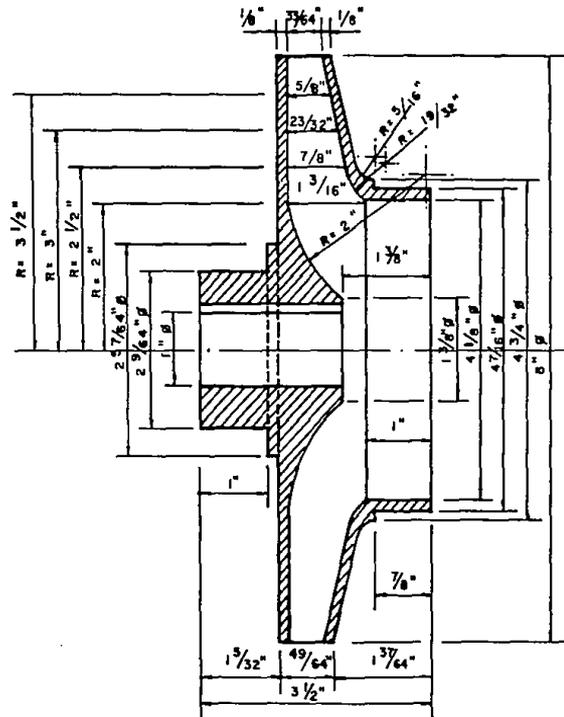


COORDENADAS POLARES

ULSA	
TESIS: FERNANDO ALONSO GARCIA	
ALABE	
ESCALA: 1:2	FECHA: AGOSTO 87
ACOTS: PULG.	DIBUJO: FERNANDO A. G.
DIB. NO.: 1	APROBO: F.A.G. Y A.R.B.



① CUERO DE 1/4" X 1/4"



ULSA

TESIS: FERNANDO ALONSO GARCIA

IMPULSOR

ESCALA: 1:1.5

FECHA: AGOSTO 87

ACOTS.: PULG

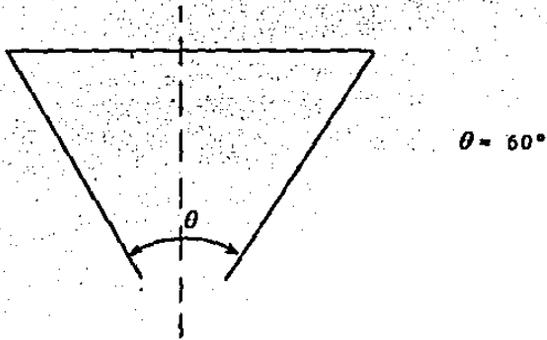
DIBUJO: FERNANDO A. G.

DIB. NO.: 2

APROBO: F.A.G. Y A.R.B.

6.3 DISEÑO DE LA VOLUTA

La sección transversal de la voluta se obtiene a partir de un trapecio como el que se muestra en la siguiente figura.



El ancho de la base a la salida del impulsor es 0.5195 pulg (13.20 mm) cuando R es 4.0 pulg(101.6 mm).

Para calcular el ancho de la voluta b_2' cuando R=4 pulg.(101.60 mm) se considera que el espesor de las cubiertas del impulsor es $1/8''$ para cada lado y el claro -- que va existir entre el impulsor y la voluta será de $3/16''$ (4.76 mm).

$$b_2' = b_2 + 2 (3/16'') + 2 (1/8'') = 1.1445 \text{ pulg. (29.07 mm)}$$

Dejamos el valor de $b_2' = 1 \frac{5}{32}''$ (29.36 mm)

Para hallar el ancho de la voluta en cualquier punto, se puede aplicar la siguiente relación:

$$b' = b_2' + 2\Delta R \tan 30^\circ$$

y para obtener el ángulo ϕ , se utiliza la ecuación 4.3.15:

$$\phi^\circ = \frac{360 R c_u^2}{144 Q} \int_{R_2}^{R_1} \frac{dR}{b R}$$

Radio (pulg)	(mm)	ancho (pulg)	b (mm)	ϕ°
4.0	101.60	1.1562	29.37	0.0
		1.2415	31.53	
4.1	104.14	1.330	33.78	17.27 *
4.2	106.68	1.445	36.70	35.74
4.3	109.22	1.560	39.62	55.34
4.4	111.76	1.676	42.57	76.00
4.5	114.30	1.791	45.49	97.70
4.6	116.84	1.907	48.44	120.38
4.7	119.38	2.022	51.36	144.00
4.8	121.92	2.138	54.31	168.53
4.9	124.46	2.253	57.23	193.93

* Para la determinación del ángulo se ejemplifica en el anexo E.

Radio		ancho b		ϕ°
(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	
5.0	127.00	2.369	56.82	220.15
5.1	129.54	2.484	63.09	247.20
5.2	132.08	2.600	66.04	275.00
5.3	134.62	2.715	68.96	303.50
5.4	137.16	2.831	71.91	332.75
5.5	139.70	2.946	74.83	362.70
5.6	142.24	3.061	77.75	393.30
5.7	144.78			424.50

Para determinar el radio de la lengua, se considera que este es un 7.5% más grande que el radio exterior del impulsor, es decir:

$$R_t = 4.30 \text{ pulg. (109.22 mm)}$$

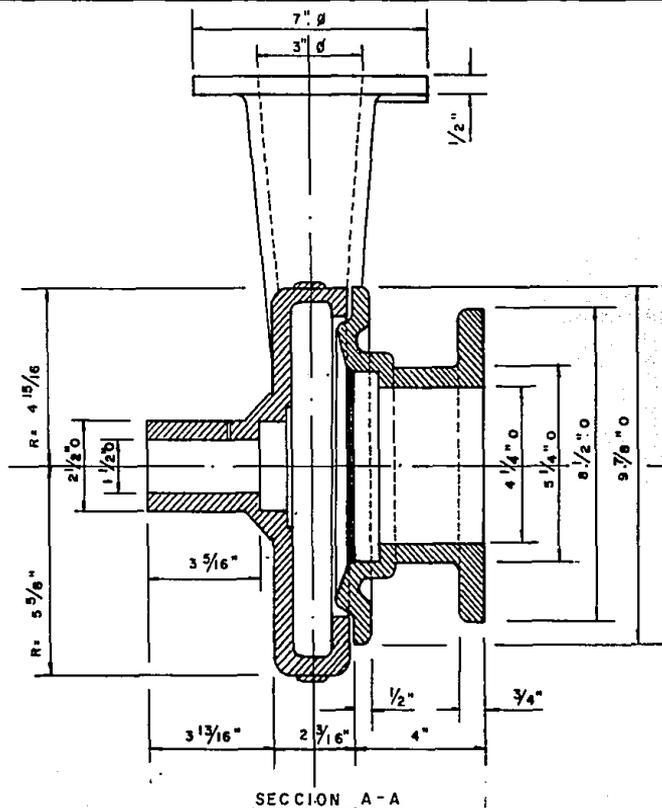
El ángulo ϕ_t de la lengua se obtiene utilizando la relación 4.3.21 :

$$\phi^\circ = \frac{132 \log_{10} \frac{R_t}{R_2}}{\tan \alpha'_2} = 17.96^\circ$$

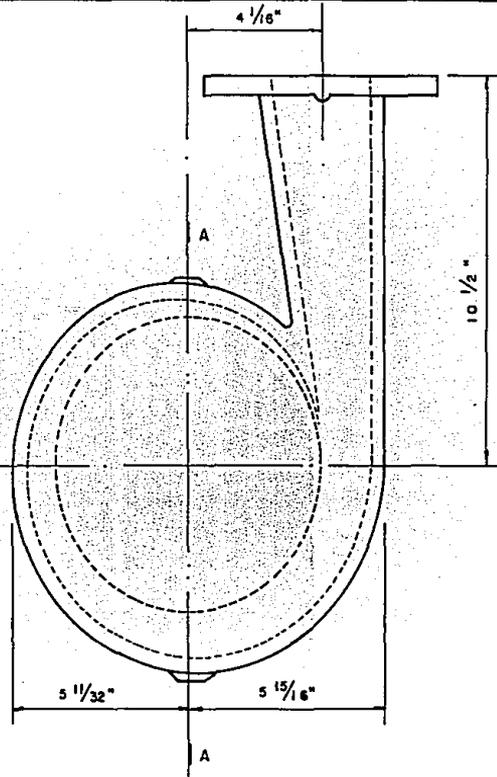
Ya que se ha determinado el espesor de la base del trapecio para cada punto, esta puede ser modificada por una equivalencia de áreas.

Para obtener una velocidad de 25 pies/seg - (7.62 mts/seg) en el punto de diseño, se requiere un área de 5.76 pulg² (37.16 cm²), es decir, contar con un diámetro de 3 pulgadas (76.20 mm) en la brida de descarga, ya que este valor también es comercial y es el más cercano al teórico - que sería de 2.71 pulgadas (68.83 mm).

El pasaje de la voluta tendrá una divergencia de 10° en la brida de descarga, como se puede observar en el dibujo No. 3.



SECCION A-A



ULSA	
TESIS: FERNANDO ALONSO GARCIA	
CARCAZA	
ESCALA: 1:3.1	FECHA: AGOSTO 87
ACOTS: PULG	DIBUJO: FERNANDO A G
DIB. NO.: 3	APROBO: F.A.G. Y A.R.B.

6.4 DISEÑO DE LA FLECHA

Para comenzar con el diseño de la flecha, es necesario realizar algunas consideraciones que deben incluirse en el proyecto de la flecha, tales como:

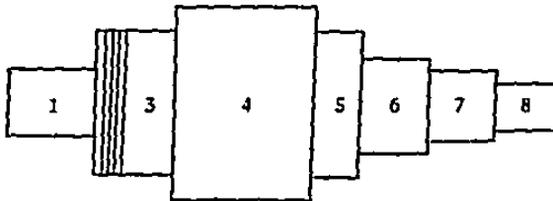
Peso del Impulsor: 10 lbf. (44.482 N)

Peso del Cople: 6 lbf. (26.69 N)

Los tramos que se requieren para una flecha convencional y que es la que se utilizará en nuestra bomba son:

1.- Tramo del Cople	3.5 pulg (88.90 mm)
2.- Tca. de Seguridad	0.5 pulg (12.70 mm)
3.- Tramo del balero axial	1.0 pulg (25.40 mm)
4.- Tramo central	6.0 pulg (152.40 mm)
5.- Tramo del balero radial	1.0 pulg (25.40 mm)
6.- Tramo sin cubierta y donde va el prensa- topas	3.0 pulg (76.20mm)
7.- Tramo del sello	4.0 pulg (101.60 mm)
8.- Tramo del Impulsor	2.125 pulg (53.98mm)

Longitud Tot. 21.125 pulg (536.60 mm)

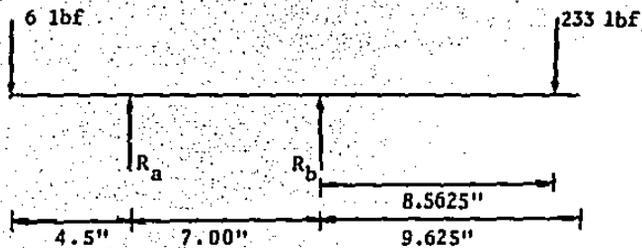


Para realizar el diagrama de cuerpo libre de la flecha, también es importante considerar el empuje radial que actúa sobre el impulsor debido al fluido. El empuje radial se halla por la expresión 5.6.5 :

$$F_r = 0.433 k \rho_r H D_2 b_2$$

donde $k = 0.36$ para el caso más crítico. *

$$F_r = 223 \text{ lbf (992 N)}$$



Determinando las reacciones R_a y R_b se tiene:

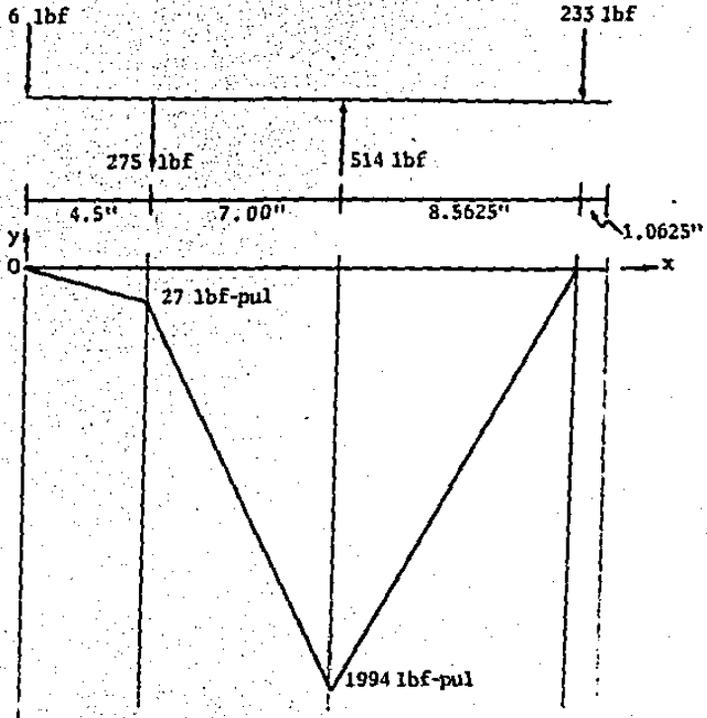
$$\begin{aligned} \sum M_a F &= 0 \quad + \\ 233 \text{ lbf (15.625 pulg)} - R_b (7 \text{ pulg}) - 6 \text{ lbf (4.5 pulg)} &= 0 \\ R_b &= 514.143 \text{ lbf (2287 N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \quad +\uparrow \\ R_a + R_b - 6 \text{ lbf} - 233 \text{ lbf} &= 0 \\ R_a &= -275 \text{ lbf (-1233.25 N)} \end{aligned}$$

Si ahora se dibuja el diagrama del momento flexionante para cada intervalo, y sobre el cual se -

* Para la determinación del valor de $k = 0.36$ consultar el anexo F.

obtendrán los diámetros correspondientes, tenemos:



- Intervalo 1: $0 \leq x \leq 4.5$ $M_F = 6x$
- Intervalo 2: $4.5 \leq x \leq 11.5$ $M_F = 281x - 1237.5$
- Intervalo 3: $11.5 \leq x \leq 20.0675$ $M_F = -233x + 4673.5$
- Intervalo 4: $20.06 \leq x \leq 21.125$ $M_F = 0$

Anteriormente se determinó que la potencia al freno que requiere la bomba es de 32.5 H.P. Subiendo este valor al más próximo que existe en el mercado, entonces se tendrá que utilizar un motor de 40 H.P., y así tomar en consideración el Momento Torsionante que le transmitirá a la flecha por la relación 4.2.2 :

$$T = \frac{63000 \text{ b.h.p.}}{n} = 728.324 \text{ lbf-pulg} \\ (82.289 \text{ N}\cdot\text{m})$$

Para hallar el diámetro de los diferentes tramos de que se compone la flecha, se utiliza la ecuación 5.4.16 considerando que se le aplica una carga súbita con poco choque, es decir: $k_m = 1.5$ y $k_t = 1.0$.

$$D^3 = \frac{16}{\pi \tau} \left[(k_m M)^2 + (k_t T)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Tramo 1: } M_f = 6 x = 27 \text{ lbf-pulg (3.0505 N}\cdot\text{m)}$$

Aplicando la ecuación 5.4.16 y considerando que llevará cuñero, se obtiene $D=0.8523$ pulg (21.65 mm). Subiendo este valor a 1.0 pulg (25.4 mm) para condiciones de los barrenos pilotos que traen los coples.

Los diámetros de los tramos 2,3 y 5 se obtienen por la selección de baleros que se realizará posteriormente.

Para determinar el diámetro del tramo 4, se utiliza el Momento flexionante máximo que se presenta en esta sección, y que es de 1994 lbf-pulg (225.29 N·m) Se obtiene que el diámetro en este tramo es de 2.5935 pulg. (65.87 mm), pero hay que considerar que posteriormente se incrementará para que los baleros tengan donde asentar, y para que el valor de la velocidad crítica sea mayor.

Para el diámetro del tramo 6 se considera - que el Momento flexionante tiene un valor de 1877.5 lbf-pulg. (212.13 N·m) y se halla un valor de 1.2280 pulg (31.20 mm) de la expresión 5.4.16, aunque este valor se aumenta a -- 1.75 pulg (44.45 mm) para que el cambio de diámetro de una sección a otra sea menos brusco.

Para la sección donde irá la camisa de la carcasa con el sello de la bomba se reducirá lo suficiente para que de un diámetro exterior de 1.75 pulg (44.45 mm), considerando que la camisa tiene un espesor de $\frac{3}{16}$ pulg - (4.763 mm) y que se utilizará una empaquetadura de $\frac{3}{16}$ " para aplicaciones múltiples en presencia de agua, vapor, ácidos y alcalis, solventes y gases hasta 500°F (260°C), teniendo finalmente un diámetro de 1.0 pulg (25.4 mm) en esta sección.

Finalmente, para la determinación del tramo donde irá el impulsor se obtiene que se requiere de un diámetro de 0.8849 pulg (22.48 mm), dejándolo finalmente en - 1.0 pulg. (25.4 cm).

Para seleccionar los diámetros de las secciones 2, 3 y 5, que son donde van los baleros y la tuerca de seguridad es necesario conocer el empuje radial y axial que se va a recibir en la flecha, y de esta manera se puede de-

terminar la carga dinámica que se requiere para seleccionar el balero.

El empuje radial se tiene que es 223 lbf (991.95 N) como se determinó anteriormente por la expresión 5.6.5 .

Para hallar el empuje axial se aplican las expresiones 4.2.0 y 5.6.3, obteniéndose:

$$F_{tot} = - (P_1 - P_2) (A_a - A_b)$$

$$P_2 - P_1 = \frac{3}{4} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \gamma$$

$$P_2 - P_1 = 53.45 \text{ lbf/pulg}^2 \text{ (36.85 N/cm}^2\text{)}$$

$$D_a = 4.125 \text{ pulg (104.775 mm)}$$

$$D_b = 1.375 \text{ pulg (34.92 mm)}$$

$$F_{tot} = 635 \text{ lbf (2824.61 N)}$$

Restando el momentum que ejerce el fluido, y aplicando la ecuación:

$$M_h = \frac{\dot{m} V_o}{g}$$

Donde: V_o es la velocidad en el ojo del impulsor = 12.5 pies/seg.

\dot{m} es el flujo másico = 62.48 lb/seg.

Se consideran unas pérdidas del 2%.

$$M_h = 24.74 \text{ lbf (110.048 N)}$$

Por tanto:

$$F_{tot \text{ axial}} = 610.26 \text{ lbf (2714.56 N)}$$

Para reducir la carga axial basta con realizar unos barrenos en la cara posterior del impulsor, y entonces este empuje axial se puede reducir de un 90 a un 75%. Considerando que se reduce en un 82% tenemos que finalmente el Empuje axial que se ejerce es de 110 lbf (489.302 N)

En base a estos valores se determina la utilización de dos baleros 6310 del Programa Standard FAG, y que a continuación se dan sus dimensiones principales.

Diámetro Interior = 50 mm (1 31/32")
Diámetro Exterior = 110 mm (4.331 pulg)
Espesor = 27 mm = 1 1/16 pulg.

Por tanto, quedan determinados los diámetros para los tramos 3 y 5 en 1 31/32 pulg (50 mm).

El tramo de la tuerca de seguridad se deja en 1 29/32 pulg (48.42 mm).

DETERMINACION DE LA VELOCIDAD CRITICA.

Para determinar la velocidad crítica, es necesario conocer la carga total que soporta el eje, la longitud entre apoyos, el peso propio de la flecha, el momento de Inercia de la flecha y el módulo E de Elasticidad del material. Para nuestro caso se tiene:

Cargas: Impulsor	10 lbf	(44.482 N).
Cople	6 lbf	(26.690 N).
Tuercas	2 lbf	(8.896 N).
Peso Flecha	14 lbf	(62.275 N).
Peso Total	32 lbf	(142.34 N).

Longitud entre apoyos:

$$L = 7.00 \text{ pulg (177.80 mm)}$$

Módulo de Elasticidad E para un acero

$$A-36: E = 30 \times 10^6 \text{ lbf/pulg}^2.$$

$$\frac{L_{\text{carga}}}{L_{\text{total}}} = 0.9497$$

$$\frac{\text{Peso Flecha}}{\text{Peso Carga}} = 0.7778$$

De la figura 5.5.4 se obtiene un Coeficiente C de deflexión dinámica, que para nuestras condiciones de carga y de distribución es:

$$C = 92$$

El Momento de Inercia ponderado para nuestra Flecha se determina que es:

$$I = 0.34052 \text{ pulg}^4 \text{ (14.17 cm}^4\text{) } *$$

Por la relación 5.5.9 se halla un valor aproximado de la deflexión y .

$$y = \frac{W L^3}{C E I}$$

$$y = \frac{(32 \text{ lbf})(7 \text{ pulg})^3}{92 (30 \times 10^6 \text{ lbf/pulg}^2)(0.34052 \text{ pulg}^4)}$$

$$y = 1.14 \times 10^{-5} \text{ pulg}$$

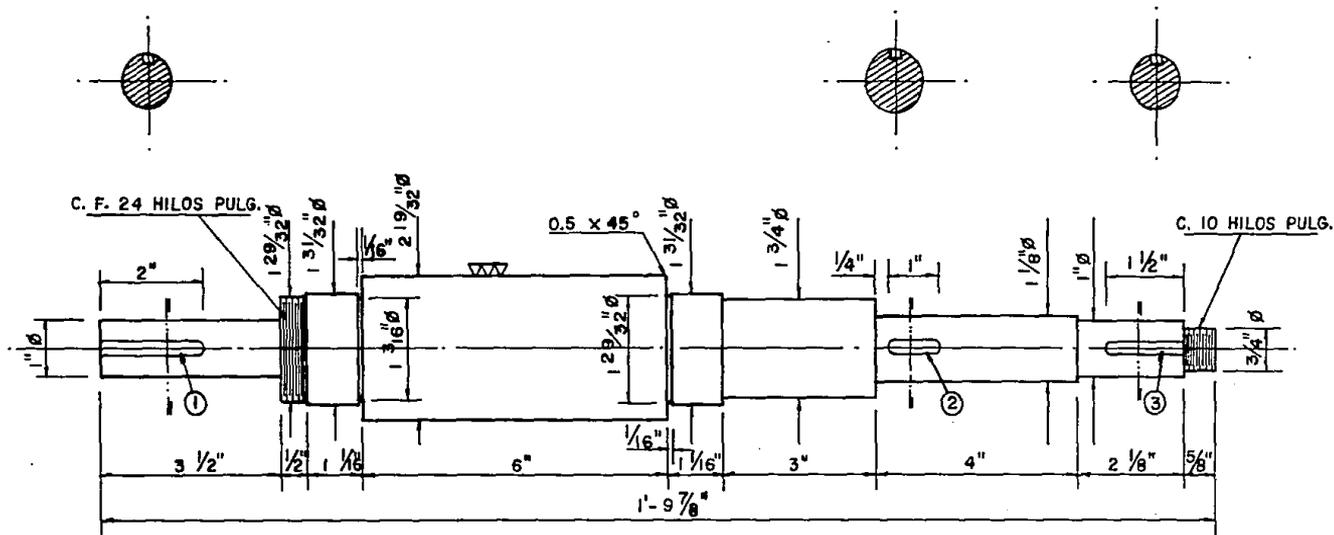
* Para la justificación del Momento de Inercia ponderado, consultar el anexo G.

Finalmente, se obtiene de la ecuación 5.5.8 el valor de la velocidad crítica para la flecha de nuestra bomba, teniendo entonces:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{y}} = 5818 \text{ rpm.}$$

La velocidad de operación de nuestra bomba - debe ser menor a $0.8 \omega_c$, o sea:

$$\omega_c = 4655 \text{ rpm.}$$



CUÑEROS 1, 2, 3 DE $\frac{1}{4}'' \times \frac{1}{8}''$

U L S A	
TESIS: FERNANDO ALONSO GARCIA	
FLECHA	
ESCALA: 1:2	FECHA: AGOSTO 87
ACOTS.: PULG.	DIB. NO.: 4
DIBUJO: FERNANDO A. G.	APROBO: F. A. G. Y A. R. B.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

No he tenido éxito en responder a todas mis preguntas. Ciertamente, a veces siento que no he contestado a ninguna de ellas completamente. Las respuestas que he encontrado sirven únicamente para que surja un conjunto completo de nuevas interrogantes. En cierta manera siento que estoy tan confundido como siempre, pero pienso que estoy confuso en un nivel más alto y acerca de cosas más importantes.

Anónimo.

C O N C L U S I O N E S

El diseño de la bomba centrífuga se ha quedado únicamente en la etapa teórica, ya que si es muy importante que el Ingeniero dedicado al diseño de estas turbomáquinas tenga un cúmulo de experiencias con qué contar, para que le permitan seleccionar adecuadamente los valores de los parámetros que intervienen en el diseño del Impulsor, Voluta y Flecha, con el objetivo de que se obtengan las máximas eficiencias para el punto de operación que se pretende.

Al haber dejado este trabajo de tesis en el desarrollo teórico de las dimensiones del Impulsor, del perfil del álabe, de la Voluta y de la Flecha, queda como un futuro trabajo de investigación el desarrollo físico del modelo en madera y de la bomba centrífuga prototipo para que se obtenga la curva característica en un pozo de pruebas y así se puedan ir modificando sus características hasta obtener el punto óptimo de eficiencia para ciertas condiciones de operación.

Al no existir una planeación adecuada para llevar a cabo un proyecto de diseño, sería interesante y de gran ayuda la utilización de los gráficos de planeación para lograr el control adecuado de las etapas del proyecto, de las cargas que tienen los departamentos involucrados en todo el proyecto, así como del personal especializado. Adicionalmente, se pueden utilizar otros tipos de diagramas que se describen, pero su utilización y aplica-

ción sería de gran importancia y ayuda dentro del proceso de fabricación, ya que si este estuviera sistematizado e identificado plenamente, seguramente se obtendrían mejores resultados en la calidad del producto (fundición, maquinado, ensamble), y así se observaría el comportamiento de los parámetros que se seleccionaron para el diseño con el fin de tomar una conclusión particular, por ej. cambiar criterios.

Las relaciones que se han obtenido en los capítulos anteriores como la ecuación para un Volumen de Control y algunas de sus aplicaciones (conservación de la masa, ecuación de energía), ecuación de Euler, etc. han ayudado de una manera importantísima en el entendimiento de los conceptos sobre los cuales se rige el comportamiento de las bombas centrífugas, ya que no se pueden evitar en un problema de Ingeniería donde sea requerido realizar un análisis de flujos. En cualquier problema de este tipo, siempre se deben comprobar el balance de masa y energía, y es por ello que en Capítulo III de esta Tesis se resaltan estos conceptos. Si no se trataran estos conceptos en el problema, nuestros resultados no serían realistas y probablemente estarían equivocados.

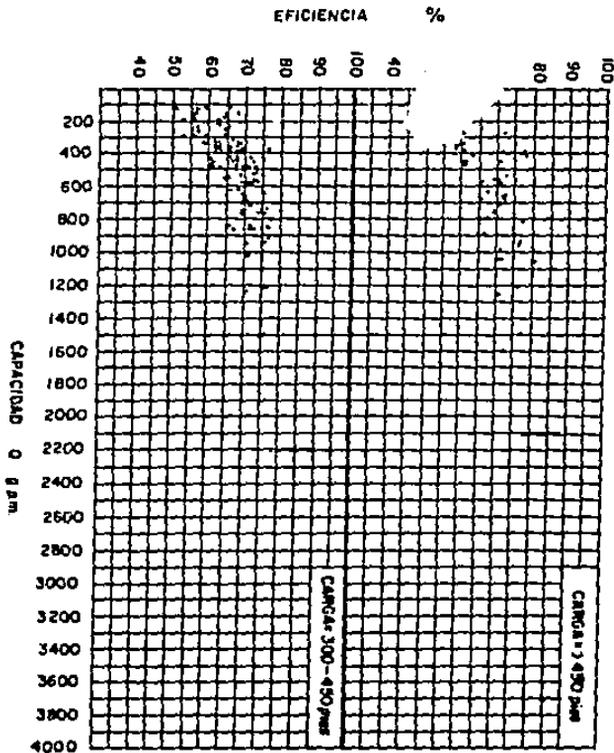
En esta tesis no se realizan estudios de tipo financiero y de mercado, por lo que es importante considerar que para que comience un proyecto de esta naturaleza también se tomen las medidas adecuadas y se incluyan en todo el desarrollo.

Se puede concluir que es muy importante para un Ingeniero Mecánico-Electricista, el conocer estas bases, para que así el pueda tener un criterio y un panorama más amplio de lo que pretende si es que su campo se limita únicamente a la selección de equipos y sistemas de bombeo.

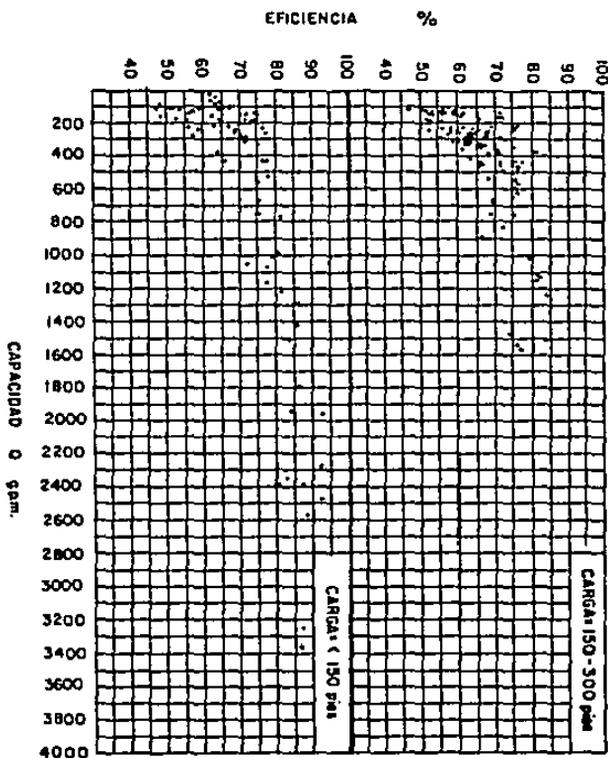
Con la información que se ha proporcionado en los capítulos IV y V, se puede lograr que las dimensiones de un Impulsor, Carcaza y Flecha se obtengan de una manera muy fácil, y por tanto serviría para que se realicen comparaciones con bombas existentes cuyo comportamiento no es confiable. Se sobreentiende que un objetivo de este trabajo es que una vez conociendo todos los parámetros que intervienen en el diseño de una bomba centrífuga de tipo radial, se apliquen y se obtengan resultados.

Si en nuestra Industria fabricante de bombas estuviera apoyada la investigación en estos tópicos, entonces - esta información sería de gran utilidad para los especialistas en bombas, y probablemente comenzaría a tener aplicaciones específicas, creando un gran campo de acción muy interesante, y conocido por muy pocas personas en México.

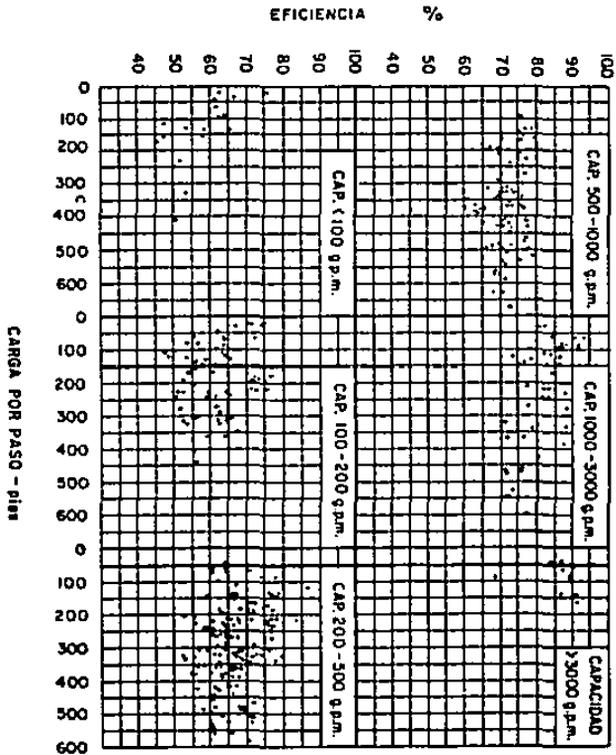
ANEXO A



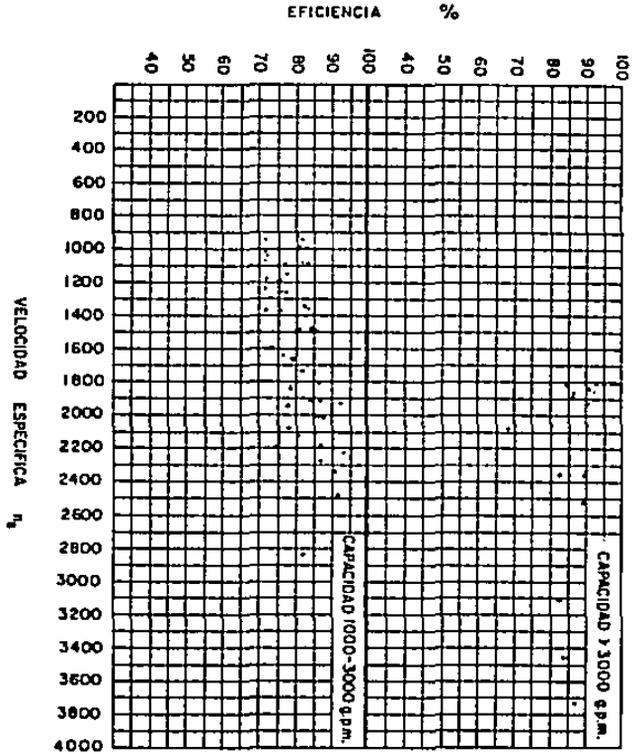
Puntos de Eficiencia-Capacidad para diversos rangos de Carga.



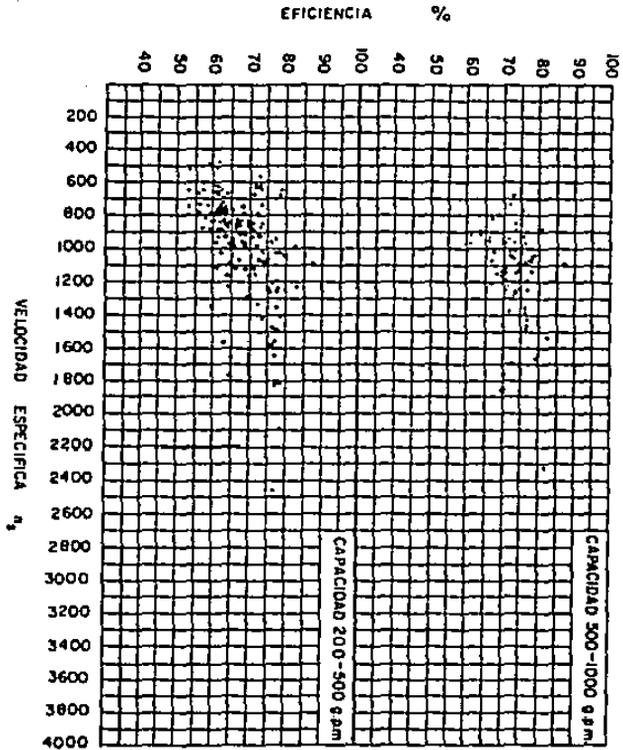
Puntos de Eficiencia-Capacidad para diversos rangos de Carga.



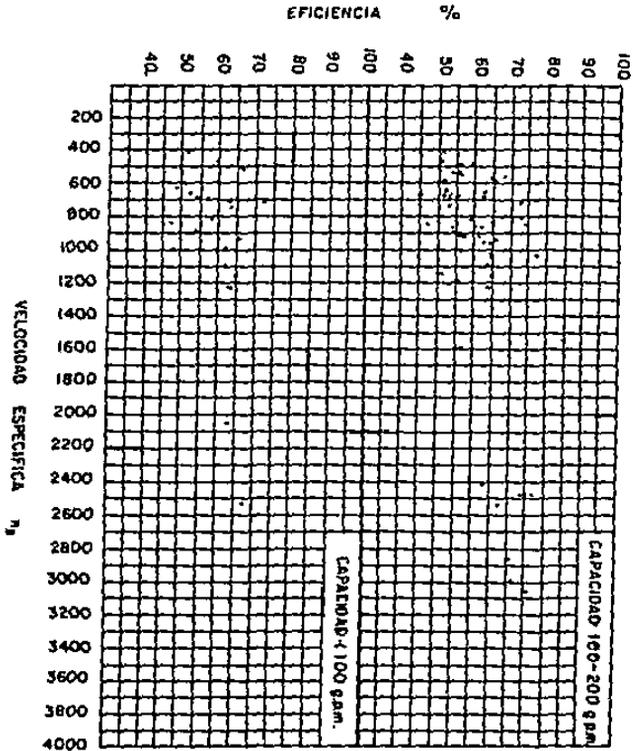
Puntos de Eficiencia-Carga para diversos rangos de Capacidad.



Puntos de Eficiencia-Velocidad Especifica para diversos rangos de Capacidad.



Puntos de Eficiencia-Velocidad Especifica para diversos rangos de Capacidad.



Puntos de Eficiencia-Velocidad Especifica para diversos rangos de Capacidad.

ANEXO B

Ejemplo numérico para la obtención de ρ en el diseño del álabe por arcos tangentes.

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)}$$

Anillo	R	R ²	β	cos β	R cos β	$R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ
1	2	4	13.0	0.9744	1.9487	0.47272	2.25	2.38
2	2.5	6.25	14.4	0.9686	2.4215			

ANEXO C

Ejemplo numérico para la obtención de θ° en el diseño del álabo por coordenadas polares.

$$\theta^\circ = \frac{180}{\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \tan \beta}$$

Radio (pulg)	β°	$\tan \beta$	$\frac{1}{R \tan \beta}$ (pulg) ⁻¹	$\frac{1}{(R \tan \beta)_{av}}$ (pulg) ⁻¹	ΔR (pulg)	θ°
2.0	13.0	0.2309	2.16574	1.86182	0.5	15.39
2.5	14.4	0.2568	1.5579			

ANEXO D

Ejemplo numérico para la determinación del ancho b del impulsor.

$$\epsilon = \frac{\pi D - \frac{zt}{\sin \beta}}{\pi D}$$

$$b = \frac{144 Q}{\pi D \epsilon c_m}$$

R (pulg)	D (pulg)	πD (pulg)	t (pulg)	$\sin \beta$	$\frac{zt}{\sin \beta}$ (pulg)	ϵ	c_m pics/sec	b (pulg)
2.0	4.0	12.566	0.125	0.2249	3.33	0.7351	13.5	1.180

ANEXO E

Ejemplo numérico para la determinación del ángulo ϕ de la Voluta.

$$\phi^\circ = \frac{360 R c_u^2}{144 Q} \int_{R_2}^{R_1} \frac{dR}{b' R}$$

R (pulg)	ΔR (pulg)	R_{av} (pulg)	b_{av} (pulg)	$\frac{b \Delta R}{R_{av}}$ (pulg)	$\Delta \phi$	ϕ°
4.0			1.1562			0.0
	0.1	4.05	1.214	0.02997	17.27	
4.1						17.27

ANEXO F

Para la determinación del empuje radial, se puede aplicar la expresión 5.6.5, donde aparece una constante k experimental y que es el factor de empuje radial.

Esta constante k se puede obtener de la figura 5.6.7 ó bien puede ser determinada por la expresión:

$$k = 0.36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right]$$

Donde: Q es una capacidad cualquiera.
 Q_n es la capacidad normal.

De esta expresión se puede observar que a una capacidad normal, el valor de la constante k es nulo, y por tanto, el empuje es nulo. Para el caso más crítico, que es a válvula cerrada y cuando el empuje es máximo la constante k toma el valor de 0.36.

ANEXO G

Determinación del momento de Inercia ponderado.

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Tramo	d (pulg)	l (pulg)	d l (pulg)
1	1.0000	3.5	3.500
2	1.9531	0.5	0.9765
3	1.9687	1.0	1.9687
4	2.5935	6.0	15.5610
5	1.9687	1.0	1.9687
6	1.2280	3.0	3.6840
7	1.1250	4.0	4.5000
8	1.0000	2.125	2.1250
		<hr/>	<hr/>
		21.125	34.28395

$$d = \frac{34.28395}{21.1250} = 1.6229$$

$$I = \frac{(1.6229 \text{ pulg})^4}{64} = 0.3405229 \text{ pulg}^4$$

BIBLIOGRAFIA

B I B L I O G R A F I A

H.B. MAYNARD

MANUAL DE INGENIERIA DE LA PRODUCCION INDUSTRIAL.
Ed. Reverté S.A. 1a. Edición 1956.

Igor Karassik.

MANUAL DE BOMBAS.
Ed. Mc. Graw Hill Co.

Diego Alvarez de los Corrales M.
MANUAL DE BOMBAS CENTRIFUGAS.
Infotec.

A.J. Stepanoff.

CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS.
Theory, Design and Application.
John Wiley, 1948.

Worthington PSI.

PUMP SELECTOR FOR INDUSTRY.

Byron Jackson Pumps, Inc.

SINGLE STAGE PROCESS PUMPS.
Enero 1980. Sección 1-250.

Irving H. Shames

MECHANICS OF FLUIDS.
Mc. Graw Hill Int. Book Co. 2nd. Ed.

Igor J. Karassik y Roy Carter.
BOMBAS CENTRIFUGAS.
Selección, Operación y Mantenimiento.
Compañía Editorial Continental S.A.

Victor L. Streeter and E.B. Wylie.
FLUID MECHANICS.
Mc. Graw Hill Co. 8th. Ed. 1985.

Virgil Moring Faires.
DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS.
Montaner y Simón S.A. Barcelona. 1a.Ed. 1970.

Joseph E. Shigley.
DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA.
Mc. Graw Hill Co. 2a. Ed. 1978.

Joseph E. Shigley and Mitchel.
MECHANICAL ENGINEERING DESIGN.
Mc. Graw Hill Co. 4th. Ed.

Oficina Internacional del Trabajo. OIT.
INTRODUCCION AL ESTUDIO DEL TRABAJO.
3a. Ed. 1980.

Edward V. Krick
INGENIERIA DE METODOS.
Ed. Limusa. 1a. Ed 1967. Reimp 1985.

G. Velázquez Mastretta.
ADMINISTRACION DE LOS SISTEMAS PRODUCTIVOS.
Ed. Limusa. 4a. Ed. 1977, Reimp 1982.

G. Baca Urbina.

EVALUACION DE PROYECTOS.

Mc. Graw Hill Co. 1a Ed. 1987.

Fairbanks Morse S.A. de C.V.

CATALOGOS TECNICOS.

Ingeniería de Aplicación.