



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**Escuela Nacional de Estudios Profesionales
ARAGON**



012

ENEP-ARAGON

**SELECCION Y EVALUACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS
PARA EL PROYECTO DE LA PLANTA HIDRODESULFURADO-
RA DE NAFTA DE SALINA CRUZ, OAXACA.**

Sist. 29592.

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
FERNANDO ARELLANO CASTILLO**

México, D. F.

1983



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS
PROFESIONALES A R A G O N
INGENIERIA

San Juan de Aragón, Edo. de Méx., 21 de Julio de 1982

Tesis que desarrollará el Sr. (la Srita.) FERNANDO ARELLANO

CASTILLO.

CARRERA INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

TITULO:

SELECCION Y EVALUACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS PARA EL PROYECTO
DE LA PLANTA HIDRODESULFURADORA DE NAFTA DE SALINA CRUZ, OAXACA.

CAPITULOS:


- CAPITULO 1 : GENERALIDADES
- CAPITULO 2 : TEORIA DE BOMBAS CENTRIFUGAS
- CAPITULO 3 : CALCULO Y SELECCION PRELIMINAR
- CAPITULO 4 : NORMAS Y ESPECIFICACIONES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS.
- CAPITULO 5 : EVALUACION TECNICO-ECONOMICA

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA




ING. JUAN A. GÓMEZ VELÁZQUEZ
COORDINADOR DE INGENIERIA


ING. SERGIO ANGELES CRAVIOTO

DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIAS

Con admiración y respeto:

A mi madre

Sra. Julia Castillo Vda. de Arellano

GRACIAS MADRE...

Por la confianza que me tuviste
Por tu ímpetu para mostrarme el camino
hacia la meta.
Por tu dedicación al hogar y a tus hijos
Por tus desvelos, alegrías y consuelos
Y ... por tu bendición...

¡ Gracias Madre !

F e r n a n d o

A mis hermanos: Enrique, Federico, Ma. Teresa,
Salvador, Rosa María, Antonio,
Marcela y Jaime.

A mi escuela

A mis profesores y compañeros de generación

A Jaqueline

Al departamento de Ingeniería Mecánica de la
Subdirección de Ingeniería de Proyectos de Plantas
Industriales del Instituto Mexicano del Petróleo.

A todas las personas que colaboraron directa
o indirectamente en la elaboración de este trabajo.

G R A C I A S

I N D I C E

I N D I C E

	Pág.
INDICE	1
SIMBOLOGIA	5
1.0 GENERALIDADES	9
1.1 Introduucción	10
1.2 Descripción de la Planta	12
1.2.1 Descripción del Proceso	12
1.3 Bases de Diseño de la Planta	18
1.3.1 Capacidad	18
1.3.2 Especificaciones y Condiciones de Alimentación	18
1.3.3 Especificaciones y Condiciones de los Productos	20
1.3.4 Servicios Auxiliares	21
1.3.5 Lista de Equipo	23
1.3.6 Condiciones Climatológicas	24
1.3.7 Condiciones de Operación de los Equipos de Bombeo	25
2.0 TEORIA DE BOMBAS CENTRIFUGAS	26
2.1 Clasificación	27
2.1.1 Definición de Máquina	27
2.1.2 Clasificación General	27
2.1.3 Tipos de Bombas Centrífugas	28
2.2 Principio Básico de Funcionamiento de las Bombas Centrífugas	30
2.3 Comportamiento de las Bombas Centrífugas	34
2.3.1 Leyes de Afinidad	34
2.3.2 Curvas Características	35

2.3.3	NPSH y Cavitación	36
2.3.4	Velocidad Específica	39
2.3.5	Empuje Axial	41
2.4	Componentes y Características Constructivas	
	Principales	44
2.4.1	Carcasa	44
2.4.2	Flecha y Camisas de Flecha	44
2.4.3	Impulsor	45
2.4.4	Empaques, Sellos y Estoperos	46
2.4.5	Anillos de Desgaste	48
2.4.6	Cojinetes	49
2.4.7	Acoplamientos	51
2.4.8	Resumen y Definición de los Componentes de una Bomba Centrífuga	52
2.5	Definición de Términos Usados en Bombas Centrífugas	54
3.0	CÁLCULO Y SELECCIÓN PRELIMINAR	57
3.1	Cálculo de la NPSH Disponible	58
3.2	Cálculo de la Potencia Hidráulica	70
3.3	Selección Preliminar	71
4.0	NORMAS Y ESPECIFICACIONES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS ..	75
4.1	Propósito	76
4.2	Especificaciones de Referencia	76
4.3	Generalidades	77
4.4	Diseño	79
4.4.1	Carcasa	79
4.4.2	Impulsor	79
4.4.3	Flechas y Camisas de Flecha	80
4.4.4	Acoplamientos	81

4.4.5 Sellos	81
4.4.6 Cojinetes	83
4.5 Materiales	84
4.6 Sistema de Lubricación	85
4.7 Accionadores	86
4.8 Inspección y Pruebas	87
4.9 Información y Necesidades Específicas del Proyecto	89
4.9.1 Generalidades	89
4.9.2 Propósito	89
4.9.3 Condiciones Atmosféricas	89
4.9.4 Agua de Enfriamiento	89
4.9.5 Condiciones Eléctricas	90
4.9.6 Condiciones de Vapor	91
4.9.7 Adiciones a las Especificaciones	
Generales	91
4.9.8 Información Mínima que Debe Suministrar el Fabricante	91
5.0 EVALUACION TECNICO-ECONOMICA	92
5.1 Evaluación Técnica	99
5.2 Evaluación Económica	103
5.2.1 Análisis de Costos	107
5.3 Cuadro Comparativo	112
5.4 Recomendación de los Equipos	112
CONCLUSIONES	113
ANEXOS	116
BIBLIOGRAFIA	138

S I M B O L O G I A

SIMBOLOGIA

A	Area transversal de la tuberfa (m^2)
AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
API	Instituto Americano del Petr3leo
ASTM	Asociaci3n Americana para Pruebas y Materiales
bar	Unidad de presi3n
BPD	Barriles por dfa
u	Velocidad perif3rica del impulsor (m/s)
w	Velocidad relativa del flujo (m/s)
c	Velocidad absoluta del flujo (m/s)
cm	Componente de c normal a u (m/s)
cu	Componente de c paralela a u (m/s)
CP	Centipoises (1 poise = $1.01937 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)
Cr	Cromo
D	Diámetro interior de la tuberfa (m)
d	Diámetro del impulsor (m)
dm	Diferencial de masa ($\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{m}$)
dV	Diferencial de volumen (m^3)
f	Coefficiente de fricci3n (adimensional)
g	Aceleraci3n de la gravedad ($9.81 \text{ m}/\text{s}^2$)
H	Carga total (m)
Hes	Carga estática de succi3n (m)
Hed	Carga estática de descarga (m)
Hf	P3rdidas por fricci3n totales (m)
Hfp	P3rdidas por fricci3n primarias (m)
Hfs	P3rdidas por fricci3n secundarias (m)
Hr	Hora
I	Impulso ($\text{kg} \cdot \text{s}$)
kg	Kilogramo
Kw	Kilowatt
lpm	Litros por minuto
L	Longitud de los tramos rectos de tuberfa (m)
Le	Longitud equivalente de accesorios (m)

m	Metros
m.c.l.	Metros de columna de líquido
N	Potencia hidráulica (KW)
Na	Potencia al freno (KW)
Ni	Níquel
NPSH	Carga Neta Positiva de Succión (m)
NPSHd	Carga Neta Positiva de Succión disponible (m)
NPSHr	Carga Neta Positiva de Succión requerida (m)
Ns	Velocidad específica (adimensional)
Nt	Newton (9.81 Nt = 1kg)
n	Velocidad rotativa (rpm)
P	Presión (bar)
Pa	Presión atmosférica (bar)
Pd	Presión de descarga de la bomba (bar)
ppm	Partes por millón
Ps	Presión de succión de la bomba (bar)
Pst	Presión de succión total en la bomba (bar)
Pv	Presión de vapor del líquido (bar)
Q	Caudal (lpm)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
RC	Radio corto de codos a 90°
RL	Radio Largo de codos a 90°
r	Radio del impulsor (m)
rpm	Revoluciones por minuto
s	Segundos
v	Velocidad media del líquido (m/s)
α	Angulo formado por c y u
β	Angulo formado por w y u
Δ	Incremento
ξ	Rugosidad absoluta de la tubería (m)
η	Rendimiento de la bomba (%)
μ	Viscosidad dinámica del líquido (kg-s/m ²)
ν	Viscosidad cinemática del líquido (m ² /s)

π	Parámetro adimensional (3.14159)
ρ	Densidad del líquido (kg-s ² /m ⁴)
ρr	Densidad relativa (adimensional)
ϕ	Diámetro (m)
ω	Velocidad angular del impulsor (rad/s)
Σ	Sumatoria
ϵ/D	Rugosidad relativa de la tubería (adimensional)

CAPITULO 1.0

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCION

El petróleo como recurso no renovable, requiere de una adecuada explotación y óptimo procesamiento en las plantas de refinación y petroquímicas para la transformación de los productos que de él se derivan.

Los hidrocarburos son los principales componentes del petróleo, contiene además pequeñas cantidades de azufre, nitrógeno y oxígeno.

Los hidrocarburos tienen gran demanda en el mercado y en plantas de proceso, por lo que, se someten a procesos físicos y fisicoquímicos para obtenerlos con propiedades sujetas a normas y estándares.

En las plantas de proceso existe la necesidad de transportar los hidrocarburos en estado líquido con determinadas condiciones de presión, caudal y temperatura por lo que se requiere el uso de las bombas.

El presente trabajo está encaminado a seleccionar el equipo de bombeo centrífugo de la Planta Hidrodesulfuradora de Naf-tas de Salina Cruz, Oaxaca.

El objetivo principal es recomendar los equipos más óptimos, a partir de una evaluación técnica y económica para cubrir los servicios satisfactoriamente de acuerdo a las condiciones del proceso.

Para esto, primeramente hago la descripción de la planta, del proceso y de las bases de diseño de la planta. La descripción de la planta a fin de conocer el objetivo del proceso. La descripción del proceso con la finalidad de dar a conocer

las condiciones de operación de los equipos. Las bases de diseño con el fin de saber la capacidad de la planta, las condiciones de los productos y los servicios auxiliares para el buen funcionamiento de los equipos.

Posteriormente, hago una clasificación general de las bombas para introducirme dentro del campo centrífugo, dado que adelante solamente me refiero a este tipo de bombas. También analizo el principio de funcionamiento de estas máquinas generadoras, describo las partes principales que la forman y los términos hidráulicos que le aplican.

Con los datos obtenidos del proceso y de la instalación, elaboro el cálculo de una de las bombas. Con esta información complemento los datos de las condiciones de operación para hacer la selección preliminar de los equipos.

Posteriormente hago referencia a las normas y especificaciones para bombas centrífugas de proceso, que normalizan los requerimientos mínimos para el diseño y fabricación de éstos equipos. Estas especificaciones tratan de evitar cualquier mal entendido entre el fabricante y el comprador de la bomba.

Finalmente hago la selección de los equipos mediante una evaluación técnica y económica para determinar cuales equipos cubren lo solicitado. Para lo anterior son tabulados los datos correspondientes de los distintos fabricantes, para hacer una comparación más homogénea. También realizo un análisis de costos, el cual llevo a cabo por el método del valor presente. Posteriormente hago un estudio detallado de las cacterísticas de construcción y así realizar una evaluación más completa.

Con la información anterior elaboro los cuadros comparativos, que muestran más claramente la posibilidad de seleccionar los equipos.

1.2 DESCRIPCION DE LA PLANTA

La planta hidrodesulfuradora de naftas procesa las naftas ligeras procedentes de la planta de destilación primaria, a fin de obtener la carga para la planta reformadora.

La corriente de nafta después de mezclarse con el hidrógeno de recirculación, se aumenta su temperatura a fin de inyectarse al reactor de lecho fijo y llevar a cabo la hidrogenación catalítica.

Después de desulfurar la mezcla, se produce una separación de los hidrocarburos ligeros e hidrógeno de los hidrocarburos pesados, los cuales son alimentados a la torre desisohexanizadora. En esta torre se desprenden los vapores de hidrocarburos que contienen compuestos de azufre, los cuales se condensan para recuperar hidrocarburos pesados.

Una corriente de hidrocarburos pesados del fondo de la torre, aumenta su temperatura a fin de recircularse, la segunda, se divide a su vez en dos corrientes, la primera alimenta los tanques de almacenamiento y la segunda será la carga de la planta reformadora.

1.2.1 DESCRIPCION DEL PROCESO (Anexo 1.1)

La planta hidrodesulfuradora de naftas, se divide en dos secciones, la sección de reacción, donde se eliminan los compuestos de azufre, nitrógeno y oxígeno en el reactor catalítico de lecho fijo, y la sección de fraccionamiento, que se ocupa de la preparación de la carga de la planta reformadora en la torre desisohexanizadora.

La corriente de nafta procedente de la planta de desti

lación primaria constituye la alimentación a la sección de reacción.

Sección de Reacción.- Eliminación de azufre, nitrógeno y oxígeno.

La corriente de nafta, que viene a 4.2 bar de presión manométrica y una temperatura de 37.8°C, se recibe en el tanque de carga FA-401 y mediante la bomba de alimentación al reactor GA-401, es enviada a 65 bar de presión manométrica y una temperatura de 37.8°C hasta mezclarse con la corriente de hidrógeno proveniente de la compresora de recirculación GB-401. Esta mezcla, se envía al precalentador de carga EA-401 que la recibe a 62.2 bar de presión manométrica y una temperatura de 48.1°C, donde aumenta su temperatura a 294°C al intercambiar calor con el efluente del reactor DC-401 que entra a 53.8 bar de presión manométrica y una temperatura de 364°C.

La mezcla a estas condiciones pasa al calentador de carga BA-401 a 59.8 bar presión manométrica y una temperatura de 294°C, con el fin de alcanzar la temperatura necesaria para efectuar la reacción en el reactor catalítico de lecho fijo DC-401.

La temperatura requerida en el reactor es de 350°C, y es controlada a la salida del calentador de carga BA-401 por un control que aumenta o disminuye el flujo de combustible que se alimenta al equipo.

La mezcla totalmente vaporizada se envía al reactor DC-401 con el objeto de efectuar las reacciones de hidrogenación correspondientes.

El efluente del reactor sale a 53.8 bar de presión manométrica y una temperatura de 364°C y se enfría parcialmente al intercambiar calor con la carga en el precalentador EA-401.

A la corriente que sale del precalentador EA-401, se inyecta una corriente intermitente de agua de lavado, a fin de eliminar las incrustaciones de sales que pudieron depositarse.

Esta corriente disminuye su temperatura en el enfriador EA-402 hasta 110.7°C y pasa al tanque separador de alta presión FA-404, separándose la fase gaseosa y la fase líquida formadas durante la condensación. Las condiciones de operación de este equipo son, 51.3 bar de presión manométrica y una temperatura de 51.7°C.

La fase gaseosa se envía al tanque de la compresora FA-402 a 51.3 bar de presión manométrica y una temperatura de 51.7°C, con el fin de eliminar las partículas de líquido que pudiera arrastrar la corriente gaseosa.

Esta corriente constituida por hidrógeno al 92%, es recirculada por medio de la compresora GB-401 y mezclada con el hidrógeno de reposición proveniente de la planta reformadora a 62.9 bar de presión manométrica y una temperatura de 116°C. Posteriormente se mezcla a su vez con la corriente de nafta proveniente de la planta de destilación primaria.

El agua de lavado que se suministró a la corriente a la salida del precalentador de carga EA-401, es eliminada en la pierna del tanque separador de alta presión FA-404, y el líquido formado de hidrocarburos pesados,

se envía a 51.3 bar de presión manométrica y una temperatura de 51.7°C como alimentación a la sección de fraccionamiento.

Sección de Fraccionamiento.- Preparación de la carga para la planta reformadora.

El producto desulfurado proveniente de la sección de reacción a 51.3 bar de presión manométrica y una temperatura de 51.7°C, se expande hasta una presión de 11.95 bar manométrica antes de alimentarse al precalentador de carga EA-404. Posteriormente, se lleva a cabo una separación de hidrocarburos ligeros e hidrógeno de los hidrocarburos pesados en el primer separador de baja presión FA-405. Las condiciones de operación de éste equipo son, 10.9 bar de presión manométrica y una temperatura de 199°C.

La corriente gaseosa formada por los hidrocarburos ligeros (hidrógeno y compuestos de azufre) pasa a través del enfriador de gas amargo EA-405, que disminuye su temperatura a 43.3°C con el fin de recuperar los hidrocarburos vaporizados que se encuentran en la mezcla.

El efluente del enfriador EA-405 pasa al segundo tanque separador de baja presión FA-406, que tiene sus condiciones de operación a 10.5 bar de presión manométrica y una temperatura de 43.3°C, donde se recupera la mayor parte de hidrocarburos ligeros. La corriente gaseosa que sale de este tanque, está constituida por gas amargo que se envía a la planta de tratamiento de gas amargo a 10.5 bar de presión manométrica y una temperatura de 43.3°C.

Las corrientes líquidas que salen del primero y segundo tanque separador de baja presión, se mezclan y alimentan a 9.5 bar de presión manométrica y una temperatura de 196°C al plato número once de la torre desisohexanizadora DA-401.

Los vapores de hidrocarburos que salen del domo de la torre, se condensan parcialmente al pasar a través del condensador EA-403, donde alcanzan una temperatura de 48.9°C. A estas condiciones, pasan al tanque acumulador FA-403 que trabaja a 6.7 bar de presión manométrica y temperatura de 48.9°C, donde se separan dos corrientes, la fase gaseosa constituida por gas amargo, que es enviada a la planta de tratamiento de gas amargo a 5.6 bar de presión manométrica y una temperatura de 47.9°C, y la fase líquida, que a su vez se divide en dos partes, una se recircula a la torre por medio de la bomba de reflujo GA-403 a 10.87 bar de presión manométrica y una temperatura de 48.9°C y la otra se manda a la planta catalítica mediante la bomba de productos de domos GA-402 a 16.1 bar de presión manométrica y una temperatura de 48.9°C.

Los fondos de la torre se dividen en dos corrientes, la primera se recircula a la torre por medio de la bomba de fondos GA-405 a 16.39 bar de presión manométrica y una temperatura de 253.3°C, pasandola previamente por el calentador de fondos BA-402 que proporciona temperatura y vaporización necesarias para el balance térmico, la segunda, se envía al tanque acumulador de fondos FA-407 a 6.27 bar de presión manométrica y una temperatura de 115°C. El efluente de este tanque se divide a su vez en dos corrientes, una (4 395 BPD) se envía a almacenamiento disminuyendo su temperatura a 40.1°C

en el enfriador de productos EA-406, y la otra (20 000 BPD) se envía a la planta reformadora mediante la bomba de alimentación GA-404 a 16.64 bar de presión manométrica y una temperatura de 115.56°C.

1.3 BASES DE DISEÑO DE LA PLANTA

1.3.1 CAPACIDAD

La planta hidrodesulfuradora de naftas fué diseñada con el fin de procesar 25 000 BPD de naftas procedentes de la planta de destilación primaria a 4.2 bar de presión manométrica y una temperatura de 37.8°C, con un contenido máximo de azufre de 650 ppm.

La capacidad normal de la planta es la capacidad de diseño (25 000 BPD), mientras que la capacidad mínima es el 60% de la capacidad de diseño (15 000 BPD).

Esta planta tendrá un factor de servicio de 0.91, o sea 331 días de 365 de un año.

Los productos podrán contener 0.5 ppm de azufre como máximo.

1.3.2 ESPECIFICACIONES Y CONDICIONES DE ALIMENTACION

- a) Nafta pesada proveniente de la planta de destilación primaria.

Especificaciones

Componente	% mol
n-Pentano	1.556
i-Hexano	1.855
n-Hexano	3.053
Heptanos	7.592
Octanos	6.375
Nonanos 1	5.392
Nonanos 2	7.074

Nonanos 3	10.127
TBP 171.1°C.	15.857
TBP 182.2°C.	17.252
TBP 193.1°C.	17.344
TBP 208.3°C.	6.523

100.000

Condiciones

Azufre	650	ppm
Densidad relativa	0.761	(adimensional)
Capacidad	25 000	BPD
Presión normal	4.2	bar manométrica
Temperatura normal	37.8	°C

b) Gasolinas de plantas hidrodesulfuradoras de naftas de destilados intermedios.

Especificaciones

Componente	% mol
Acido Sulhídrico	2.156
Metano	0.118
Etano	0.959
Propano	3.471
i - Butano	2.156
n - Butano	3.382
i - Pentano	19.184
n - Pentano	4.539
i - Hexano	1.092
n - Hexano	1.203
TBP 72.2°C.	22.603
TBP 100.0°C.	39.137

100.000

Condiciones

Azufre	400	ppm (máx.)
Densidad relativa	0.694	(adimensional)
Capacidad	577	BPD
Presión normal	2.8	bar manométrica
Temperatura normal	37.8	°C

c) Hidrógeno procedente de los límites de la planta.

Especificaciones

Hidrógeno	79.427
Metano	6.757
Etano	6.307
Propano	3.951
i - Butano	0.915
n - Butano	1.102
i - Pentano	0.497
n - Pentano	0.265
i - Hexano	0.653
n - Hexano	0.126
	<hr/>
	100.000

Condiciones

Presión normal	62.9	bar manométrica
Temperatura normal	116.0	°C

1.3.3 ESPECIFICACIONES Y CONDICIONES DE LOS PRODUCTOS.

Especificaciones

El flujo normal de nafta desulfurada y Desisohexanizada será de 24 395 BPD, de los cuales se enviarán 20 000 BPD a la planta reformadora y 4 395 BPD a almacenamiento, conteniendo como máximo 5% mol de isohexano y más ligeros y 0.5 ppm de azufre.

El gas amargo se enviará a la planta de tratamiento de gas amargo, para eliminar el ácido sulfhídrico.

Condiciones

PRODUCTO	ESTADO	PRESION NORMAL bar man.	TEMPERATURA NORMAL °C
Nafta desiso hexanizada	Líquido	16.65	115.56
Nafta desiso- hexanizada	Líquido	3.43	40.0
Isohexano y más ligeros	Líquido	13.73	49.0
Gas amargo	Gas	0.59	44.4

1.3.4 SERVICIOS AUXILIARES

Para el diseño y operación de la planta, Petróleos Mexicanos proporcionará todos los servicios auxiliares en los límites de la planta a las condiciones que se indican.

a) Vapor:

Servicio	Presión Normal bar man.	Temperatura Normal °C
Media presión	16.9	310.0
Baja presión	4.08	183.0

b) Agua de enfriamiento:

Temperatura de suministro	32°C (máx.)
Presión de suministro	4.2 bar manométrica
Temperatura de retorno	46°C (máx.)
Presión de retorno	2.54 bar manométrica (mín.)
Fuente	pozo o manantial
Sistema de enfriamiento	torre de enfriamiento

c) Aire de planta:

Petróleos Mexicanos lo suministrará en los límites de la planta. La presión del sistema será 7.0 bar manométrica.

d) Alimentación de Energía Eléctrica:

La energía eléctrica será generada por Petróleos Mexicanos y suministrada mediante un doble alimentador en los límites de la planta.

	Volts	Fases	Ciclos
Motores de 0.186 a 0.56 kw	115	1	60
Motores de 0.75 a 149.1 kw	440	3	60
Motores de 150 a 1491 kw	4160	3	60
Motores de 1492 a 10291 kw	13800	3	60
Alumbrado	277	3	60
Instrumentos de control	120	1	60

1.3.5 LISTA DE EQUIPO

CLAVE	SERVICIO
BA - 401	Calentador de carga al reactor
BA - 402	Calentador de fondos de torre desasohexanizadora
DA - 401	Torre desisohexanizadora
DC - 401	Reactor Catalítico de lecho fijo
EA - 401	Precalentador de carga al reactor
EA - 402	Enfriador de efluentes de reactor
EA - 403	Condensador de torre desisohexanizadora
EA - 404	Enfriador de fondos de torre desisohexanizadora
EA - 405	Enfriador de gas amargo
EA - 406	Enfriador de producto
FA - 401	Tanque de carga
FA - 402	Tanque de succión de compresora
FA - 403	Tanque acumulador de torre desisohexanizadora
FA - 404	Tanque separador de alta presión
FA - 405	Primer tanque separador de baja presión
FA - 406	Segundo tanque separador de baja presión
FA - 407	Tanque acumulador de fondos de torre desisohexanizadora
GA - 401	Bomba de alimentación al reactor
GA - 402	Bomba de producto de torre desisohexanizadora
GA - 403	Bomba de reflujo de torre desisohexanizadora
GA - 404	Bomba de alimentación a la planta reformadora
GA - 405	Bomba de fondos de torre desisohexanizador
GB - 401	Compresora de recirculación

1.3.6 CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS

a) Altura sobre el nivel del mar 10.0 m

b) Temperaturas

máxima	40.0°C.
máxima promedio	38.0°C.
mínima	14.5°C.
mínima promedio	17.0°C.
de bulbo húmedo promedio.	28.0°C.

c) Humedad:

máxima	96.9% a 38°C.
mínima	37.7% a 17°C.

d) Vientos:

Dirección vientos reinantes N y SSW a S y NNE

Dirección vientos dominantes NW a SE

Velocidad media 100 km/hr.

Velocidad máxima 200 km/hr.

1.3.7 CONDICIONES DE OPERACION DE LOS EQUIPOS DE BOMBEO

Clave Condición	GA-401	GA-402	GA-403	GA-404	GA-405
LIQUIDO	Nafta Pesada	Hidrocarburo	Hidrocarburo	Hidrocarburo	Hidrocarburo
TEMPERATURA °C	37.8	48.9	48.9	115.56	253.3
VISCOSIDAD CP	0.33	0.1932	0.1932	0.24	0.1354
DENS. REL. adim.	0.761	0.6	0.6	0.724	0.625
CAUDAL lpm	3077.2	96.9	798.64	2600.3	6788.34
P. SUCCION bar man.	2.07	6.78	6.73	5.29	7.49
P. DESCARGA bar man.	65.0	16.1	10.87	16.64	10.39
ΔP bar	62.93	9.32	4.14	11.35	8.9
P. DE VAPOR bar abs.	0.148	7.57	7.57	0.435	8.18

CAPITULO 2.0

TEORIA DE BOMBAS CENTRIFUGAS

2.1 CLASIFICACION

2.1.1 DEFINICION DE MAQUINA

Máquina es un dispositivo que tiene como función principal transformar energía. Una de las energías que interviene debe ser mecánica. Además, en uno o más de sus elementos puede existir movimiento relativo entre si.

Existen principalmente dos tipos generales de máquina, la motriz (accionador) y la conducida (accionada).

La máquina motriz o que induce, recibe una forma de energía del exterior y la transforma en energía mecánica.

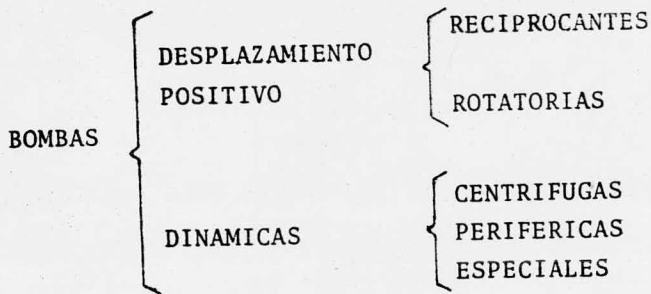
La máquina conducida recibe energía mecánica y la transforma en otra forma de energía.

2.1.2 CLASIFICACION GENERAL

La bomba es una máquina conducida, recibe energía mecánica y la transforma en energía de presión y de velocidad; esta energía es transmitida al fluido de trabajo. Por tanto, la función principal de la bomba es transmitir estas formas de energía a un fluido para que éste pueda ser enviado de un punto a otro.

Existen en general dos tipos de bombas; las de desplazamiento positivo y las dinámicas.

Las primeras se caracterizan cuando la manifestación de energía de un ciclo se lleva a cabo mediante movimiento lineal alternativo. Se basan en el principio de desplazamiento positivo. Las segundas se caracterizan cuando la manifestación de energía de un ciclo se lleva a cabo mediante movimiento circular. Se basan en la ecuación de Euler.

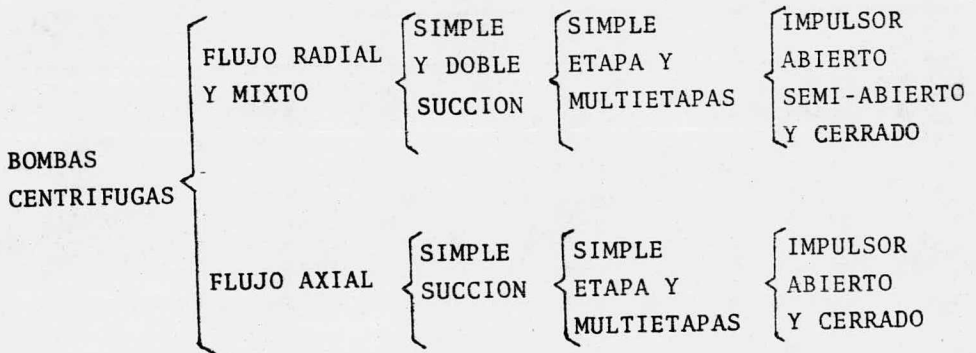


Debido a que este trabajo está basado únicamente en bombas centrífugas, trataré en adelante solamente de éste tipo de máquinas.

2.1.3 TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Una bomba centrífuga es una máquina conducida y dinámica que recibe energía mecánica y la suministra al fluido en forma de energía hidráulica por medio de un impulsor.

Las bombas centrífugas pueden clasificarse según la dirección del flujo, como sigue:



2.2 PRINCIPIO BASICO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

En el principio de Euler se basa el funcionamiento de las máquinas de movimiento circular (bombas, compresores, ventiladores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas).

La teoría de Euler comprende el análisis de las componentes de la velocidad del flujo en condiciones estacionarias entre la entrada y la salida del impulsor. Es posible observar mejor ésta teoría recurriendo al procedimiento gráfico con el uso de vectores. A la forma de diagrama vectorial se conoce como triángulo de velocidades, y es mostrado en el anexo 2.2 B. En esta figura:

- u - es la velocidad periférica del impulsor;
- w - es la velocidad relativa del flujo;
- c - es la velocidad absoluta del flujo;
- cm- es la componente de la velocidad absoluta, normal a la velocidad periférica;
- α - es el ángulo formado por las velocidades c y u;
- β - es el ángulo formado por las velocidades w y u;
- 1- es el índice a la entrada del impulsor;
- 2- es el índice a la salida del impulsor;
- ω - es la velocidad angular del impulsor;
- cu- es la componente de la velocidad absoluta, paralela a la velocidad periférica.

La expresión para la carga dinámica teórica de una bomba centrífuga puede obtenerse aplicando el principio del momento angular a la masa del líquido que circula a través del impulsor. Este principio establece que: El cambio de momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo con respecto al mismo eje: El momento hidráulico de una vena líquida es el que se origi-

na por el impulso de esa vena con respecto al eje de rotación. El cambio de momento hidráulico del contenido total del canal (entre álabes) está dada por el cambio de momento de la masa "m" que entra al impulsor y la masa "m" que sale de él, éste cambio de momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido que se está moviendo entre los dos álabes. En un cierto tiempo dt entra un volumen dV cuya masa es:

$$dm = \rho \, dV \quad \text{y} \quad \rho = \frac{\gamma}{g}$$

substituyendo

$$dm = \frac{\gamma}{g} \, dV \left[\frac{\text{kg seg}^2}{\text{m}} \right]$$

donde:

dV = diferencial de volumen m^3

ρ = densidad $\frac{\text{kg seg}^2}{\text{m}^4}$

γ = peso específico $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

g = aceleración de la gravedad $9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$

Por otra parte, se tiene que el impulso es igual a la cantidad de movimiento (la masa multiplicada por la velocidad); aplicando este principio al punto 1;

$$I_1 = \left(\frac{\gamma}{g} \, dV \right) c_1$$

ahora para el punto 2

$$I_2 = \left(\frac{\gamma}{g} \, dV \right) c_2$$

entonces el momento hidráulico a la entrada será;

$$Mh_1 = \frac{\gamma}{g} dV c_1 l_1$$

y el momento hidráulico a la salida será;

$$Mh_2 = \frac{\gamma}{g} dV c_2 l_2$$

donde l_1 y l_2 son los brazos de momento de las velocidades ab solutas c_1 y c_2 con respecto al eje de giro de la máquina. El par (torque) por unidad de tiempo será igual a la diferencia de momentos en la salida menos la entrada, o sea;

$$T = \Delta Mh$$

$$T = \frac{\gamma}{g} \frac{dV}{dt} (c_2 l_2 - c_1 l_1)$$

ahora multiplicando toda la ecuación anterior por ω que es la velocidad angular del impulsor, queda de la siguiente forma;

$$T\omega = \frac{\gamma}{g} \frac{dV}{dt} (\omega c_2 l_2 - \omega c_1 l_1) \quad - - (1)$$

también se tiene que:

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad - - (2)$$

del anexo 2.2 B del apéndice se obtiene a la entrada;

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad - - (3)$$

y a la salida;

$$l_2 = r_2 \cos \alpha_2 \quad - - (4)$$

ahora substituyendo (2), (3) y (4) en (1) se tiene:

$$T\omega = \frac{\gamma}{g} Q (\omega c_2 r_2 \cos \alpha_2 - \omega c_1 r_1 \cos \alpha_1) \quad - - (5)$$

el primer término de la ecuación es igual a la potencia hidráulica aplicada al líquido por los álabes del impulsor. Dado que las turbomáquinas producen diferencia de presión exclusivamente por cambios de velocidad del fluido, la velocidad del rotor expresada en forma de velocidad periférica del impulsor con un diámetro "d" en metros o centímetros y una velocidad en la flecha en rpm, la velocidad periférica en m/seg está dada por;

$$u = \frac{\pi d n}{60} \quad \text{o} \quad u = \omega r \quad - - (6)$$

volviendo al triángulo de velocidades se tiene que:

$$\cos \alpha_1 = \frac{cu_1}{c_1} \quad ; \quad cu_1 = c_1 \cos \alpha_1 \quad - - (7)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{cu_2}{c_2} \quad ; \quad cu_2 = c_2 \cos \alpha_2 \quad - - (8)$$

substituyendo (6), (7) y (8) en (5) se tiene;

$$N = T \omega = \frac{\gamma Q}{g} (cu_2 u_2 - cu_1 u_1) \quad - - (9)$$

considerando que no existen pérdidas entre el impulsor y un punto en la descarga de la bomba, la potencia en la salida es;

$$N = \gamma Q H \quad - - (10)$$

substituyendo (10) en (9) y eliminando términos se tiene finalmente;

$$H = \frac{u_2 cu_2 - u_1 cu_1}{g}$$

La ecuación anterior representa la ecuación de Euler ideal para determinar la carga teórica de una bomba centrífuga, y en general, es aplicable en todas las máquinas de movimiento circular de flujo radial o axial.

2.3 COMPORTAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

2.3.1 LEYES DE AFINIDAD

Las leyes de afinidad expresan en forma matemática la relación entre algunas variables involucradas en el funcionamiento de las bombas centrífugas.

Las tres primeras leyes se refieren a la misma bomba pero funcionando en condiciones diferentes, o sea, expresan la variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones por minuto.

Primera Ley.- La relación de caudales es directamente proporcional a la relación de número de revoluciones.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Segunda Ley.- La relación de cargas es directamente proporcional al cuadrado de la relación de números de revoluciones:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Tercera Ley.- La relación de potencias es directamente proporcional al cubo de la relación de número de revoluciones.

$$\frac{Na_1}{Na_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Las tres leyes siguientes se refieren a dos bombas geométricamente semejantes pero con diámetro de impulsor diferente y expresan la variación de las características de dos bombas geométricamente semejantes en tamaño manteniendo el número de revoluciones constante.

Cuarta Ley.- La relación de caudales es directamente proporcional a la relación de diámetros.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

Quinta Ley.- La relación de cargas es directamente proporcional al cuadrado de la relación de diámetros.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

Sexta Ley.- La relación de potencias es directamente proporcional al cubo de la relación de diámetro.

$$\frac{Na_1}{Na_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3$$

2.3.2 CURVAS CARACTERISTICAS

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que opera a velocidad constante puede suministrar capacidades que varían de cero a un máximo, dependiendo del tamaño de la bomba, diseño y condiciones de succión. Las curvas características muestran la relación existente entre caudal, carga, potencia y eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa. Generalmente se trazan, carga, potencia y eficiencia en función del caudal a velocidad constante. Pero en casos especiales es posible señalar en las gráficas tres variables cualesquiera contra una cuarta.

La curva Q-H muestra la relación entre el caudal y la carga dinámica total, y es llamada curva de carga-capacidad, éste puede ser creciente, decreciente o con gran inclinación, dependiendo del tipo de impulsor usa

do y de su diseño.

Cuando una bomba opera a varias velocidades, puede dibujarse una gráfica que muestre el comportamiento completo para una elevación de succión dada. Para formar este tipo de gráfica, las curvas Q-H se trazan para las diferentes velocidades que se consideran. Después se sobreponen las curvas que tienen la misma eficiencia. Estas curvas de eficiencia permiten encontrar la velocidad requerida y la eficiencia para cualquier condición de carga-capacidad dentro de los límites de la gráfica.

El primer grupo de curvas características muestra el comportamiento de la bomba para un diámetro de impulsor específico, generalmente el diámetro máximo. Sin embargo, generalmente pueden usarse varios diámetros en una carcasa dada.

Las curvas de carga del sistema se obtienen combinando la curva de carga de fricción del sistema y las diferencias de presiones que puedan existir. Una curva de carga de fricción, es una curva de la relación entre el flujo y la fricción en la tubería, válvulas y accesorios de las líneas de succión y descarga.

Puesto que la carga de fricción varía aproximadamente en forma proporcional al cuadrado del flujo, la curva es generalmente parabólica. La carga estática es la diferencia en elevación entre los niveles de líquido entre la succión y la descarga.

2.3.3 NPSH Y CAVITACION

La limitación de succión de las bombas centrífugas está

determinada por el hecho de que el impulsor no imparte energía al líquido si no se encuentra entre los álambes del impulsor.

Entonces, la Carga Neta Positiva de Succión (NPSH) medida en la abertura de succión de la bomba, es la energía disponible o requerida que puede utilizarse para pasar el líquido por la tubería de succión hasta los álambes del impulsor. En otras palabras, es la carga total de succión menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, expresandose ambas en metros de líquido que se está manejando, en unidades manométricas o absolutas.

Es importante mencionar la diferencia que existe entre la NPSH disponible y la NPSH requerida.

La NPSH disponible es función del sistema en el cual opera una bomba centrífuga y representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura dominante.

La NPSH requerida, es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una capacidad determinada.

Tanto la NPSH requerida como la disponible varían con el caudal. A una cierta presión estática o diferencia de elevación en el lado de la succión de una bomba centrífuga, la NPSH disponible se reduce con los aumentos de caudal por las pérdidas de fricción en la tubería de succión. Por otra parte, la NPSH requerida, que es función de las velocidades en los conductos de succión de la bomba y la entrada del impulsor, aumenta básica-

mente con el caudal elevado al cuadrado.

Para que un arreglo funcione correctamente la NPSH disponible debe ser mayor que la NPSH requerida.

Cuando no se cuente con suficiente NPSH disponible para permitir que la bomba desarrolle sus características normales de operación se producirá el fenómeno llamado cavitación.

La cavitación es un fenómeno que se presenta cuando la presión a la succión de la bomba es menor que la presión de vapor del fluido manejado a la temperatura de bombeo.

Cuando la bomba opera con elevación de succión mínima se desarrolla una presión de succión baja en la entrada de la bomba y se puede crear un vacío, originando que el líquido se convierta en vapor si la presión en la succión es más baja que la presión de vapor del líquido.

Cuando la presión de entrada está a punto de alcanzar la presión de vaporización, las bolsas de vapor forman burbujas y estas son acarreadas con el líquido hasta los álabes del impulsor donde sufren un aumento de presión y por lo tanto se condensan. Este proceso va acompañado de un colapso violento de las burbujas, el líquido golpea al álabe con fuerza y puede producirse una picadura y erosión, haciendo un ruido definido de crepitación.

La cavitación por tanto es resultado directo de la presión insuficiente en la succión de la bomba (operación con NPSH disponible insuficiente).

En términos generales se puede decir que la única manera de prevenir los efectos no deseables de la cavitación es garantizar o asegurar que el NPSH disponible en el sistema sea mayor que el NPSH requerido por la bomba.

2.3.4 VELOCIDAD ESPECIFICA

Con el progreso logrado en el estudio de modelos, se ha podido analizar el funcionamiento de una bomba centrífuga. Sir Isaac Newton estableció la teoría de la similaridad dinámica, introduciendo así el respaldo matemático a las investigaciones con modelos. Este principio expresa el hecho de que dos bombas geométricamente similares una a otra tendrán características de funcionamiento similares. Con el objeto de contar con alguna base de comparación entre varios tipos de máquinas centrífugas se hizo necesario plantear un concepto que eslabonara los tres factores principales de sus características de funcionamiento, caudal, carga y velocidad rotativa en un sólo término, llamado velocidad específica.

En su forma básica, la velocidad específica es un número índice adimensional que es numericamente igual a la velocidad giratoria de un modelo exacto teórico a la que tendría que operar con el objeto de descargar una unidad de capacidad contra una unidad de carga total. Matemáticamente se expresa como sigue:

$$N_s = \frac{n (Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}}$$

donde:

N_s = Velocidad específica

n = Velocidad rotativa

Q = Caudal

H = Carga

de las cuales "n" está expresada en revoluciones por minuto, "Q" se expresa en galones por minuto (3.785 lt/min) y "H" en pies (0.305 m).

Velocidad Específica de Operación.- La presentación acostumbrada de las características de funcionamiento de una bomba centrífuga consiste en trazar su carga, consumo de energía y eficiencia como ordenadas contra el caudal de la bomba como abscisa a una velocidad rotativa constante. Puesto que la velocidad, caudal y carga entran en el concepto de velocidad específica para cualquier condición de operación dada, es también posible calcular la velocidad específica para cualquier condición dada de carga y capacidad y trazar esta velocidad específica de operación contra el caudal de la bomba.

Velocidad Específica Tipo.- La velocidad específica tipo, es aquella velocidad específica de operación que da la eficiencia máxima para una bomba en particular, y es el número que identifica el tipo de bomba.

La variación normal de velocidades específicas que se encuentran en diseños de impulsores de simple succión es de 500 a 15 000. Básicamente, mientras menor es la velocidad específica, es más alta la carga por etapa que puede desarrollarse con la bomba.

Normalmente, las condiciones de servicio para las que se fabrica una bomba están cercanas al punto de máxima eficiencia, y la velocidad específica determinada de las condiciones de servicio será una indicación apro-

ximada del tipo de bomba.

Una de las aplicaciones más importantes del concepto de velocidad específica radica en el hecho de que todos los tamaños de bombas pueden catalogarse en un índice según la velocidad rotativa de sus modelos de unidad de capacidad y unidad de carga. Así, el concepto de velocidad específica puede usarse de tal manera que para diseños homólogos, el funcionamiento de cualquier impulsor de la serie se puede predecir con el conocimiento del funcionamiento de cualquier otro impulsor de la serie. Debido a que las características físicas y el contorno general de los perfiles de impulsores está íntimamente conectados a sus respectivas velocidades específicas tipo, el valor de esta última describirá inmediatamente la forma aproximada del impulsor en cuestión. Como una ilustración a esta aseveración, el anexo 2.3 A representa unos cuantos contornos típicos de impulsores unidos a sus velocidades específicas tipo. Esta figura indica también las variaciones máximas de eficiencias que se pueden obtener de los impulsores de bomba de diferentes velocidades específicas tipo.

2.3.5 EMPUJE AXIAL

En bombas centrífugas de uno o varios pasos con el sentido del flujo en la misma dirección, se ejercen fuerzas tanto en sus partes estacionarias como rotatorias.

El empuje axial hidráulico es la suma de las fuerzas no equilibradas del impulsor que actúan en dirección axial. Existen cojinetes con los cuales se controla el empuje axial.

Teóricamente, un impulsor de doble succión está en equilibrio hidráulico axial con las presiones de un lado y

contrarrestando las del otro (anexo 2.3 B)

El impulsor de simple succión y flujo radial (anexo 2.3 C) está sujeto a empuje axial, porque una sección de la pared frontal está expuesta a la presión de succión, y una sección o superficie de pared posterior a la presión de descarga.

El empuje axial de un impulsor de simple succión, puede eliminarse colocando anillos de desgaste al frente y atrás con el mismo diámetro interior para igualar las áreas de empuje, además se localiza una cámara compensadora en la parte posterior del impulsor para mantener aproximadamente una presión igual a la de succión (anexo 2.3 D). Otra manera de eliminar o reducir el empuje axial en los impulsores de simple succión es reduciendo la presión en la caja posterior del impulsor, y esto se logra colocando álabes de descarga en la caja posterior (anexo 2.3 E).

Las fuerzas axiales que actúan sobre un impulsor en cantiliver no se afectan por los cambios en la presión de succión, pero cuando se trabaja con una elevación de succión, la fuerza axial adicional es muy baja. Por lo tanto, la bomba puede operar en un amplio margen de presiones de succión, el cojinete de empuje de las bombas de simple succión e impulsores en cantiliver se deben diseñar para resistir el empuje axial resultante.

Las bombas de varios pasos, generalmente se construyen con impulsores de simple succión.

Uno de los arreglos para bombas de varios pasos con impulsores de simple succión, es montar un número par

de impulsores en una flecha, la mitad de ellos en dirección opuesta a la otra mitad. Con este arreglo el empuje axial de una mitad se compensa con el empuje en dirección opuesta de la otra mitad. Este montaje de impulsores es llamado frecuentemente de "impulsores opuestos". Generalmente, se tiene un empuje residual en este arreglo, a menos que se coloquen los anillos de desgaste.

Una vez que una bomba se balancea con un diseño de impulsores opuestos, se debe determinar la mejor secuencia en la que se deben arreglar los pasos por separado dentro de la cubierta de la bomba. El anexo 2.3 F muestra cuatro posibilidades lógicas para una bomba de seis pasos.

2.4 COMPONENTES Y CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS PRINCIPALES

2.4.1 CARCAZA

La carcaza es un elemento estacionario que tiene la función de convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor, en energía de presión. Es to se lleva a cabo mediante la reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

En las bombas centrífugas la carcaza puede estar dividida axial o radialmente.

La carcaza dividida axialmente o paralela al eje de rotación, es de una construcción más simple, además tiene ventaja para inspeccionarse y darseles mantenimiento a las partes internas levantando la parte superior sin desconectar la bomba, ya sea de su base o de las tuberías de succión y descarga, las cuales se encuentran normalmente en la mitad inferior de la carcaza.

Las carcazas divididas radialmente o perpendiculares al eje de rotación, son usadas en diseños de acoplamiento directo. En esta clase se encuentran las carcazas tipo barril, que consiste en encerrar las partes móviles con una carcaza interior, la cuál se encierra por una segunda carcaza o barril. La presión de descarga se mantiene en el espacio entre ambas carcazas con el fin de suministrar la fuerza de sello necesaria para mantener las mitades de la carcaza juntas. Estas bombas son usadas para altas presiones, las cuales sobrepasan las capacidades de diseño de las divididas axialmente.

2.4.2 FLECHA Y CAMISAS DE FLECHA

La flecha es el elemento giratorio que transmite el movimiento que le imparte el accionador a todos los ele-

mentos que giran con ella, incluyendo al impulsor.

Un factor muy importante en la selección de los diámetros de la flecha es la velocidad crítica. Esta, se determina cuando la flecha de la bomba gira a cierta velocidad, la cual corresponde a su frecuencia natural, teniendo pequeños desequilibrios que aumentan en dicha velocidad.

Existen dos tipos de flechas; rígidas y flexibles. Las flechas rígidas se caracterizan por tener su velocidad de operación abajo de la primer velocidad crítica, por lo general a 1750 rpm o menos.

Las flechas flexibles se caracterizan por tener su velocidad de operación arriba de la primera velocidad crítica, por lo general a 3600 rpm o más.

Debido a que la flecha es una pieza bastante cara y en la sección de los empaques o de los apoyos hay desgaste, es necesario colocar camisas de flecha, la cual tiene la función de protegerla y ser una pieza de cambio, sobre la cual trabajan los empaques.

La camisa de flecha se fija a la flecha por medio de una cuña o también puede ser atornillada con una rosca contraria al sentido de rotación de la flecha.

2.4.3 IMPULSOR

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Tiene la función de convertir la energía mecánica recibida por la flecha en energía de velocidad y de presión al fluido por la teoría del impulso, originando la carga de la bomba.

Los impulsores además de ser clasificados de acuerdo con la velocidad específica, también se identifican de

acuerdo a la forma en que entra el líquido a ellos, el detalle de sus álabes, y el uso para el que se destina.

De acuerdo a su forma existen tres tipos de impulsores: abiertos, semiabiertos y cerrados.

Los impulsores abiertos consisten únicamente de álabes radiales, que están sujetos a un cubo central para montarse en la flecha. Se utilizan en bombas pequeñas.

Los impulsores semi-abiertos consisten de una cubierta en un solo lado. Se utilizan en bombas de succión por el extremo.

Los impulsores cerrados tienen cubiertas laterales que encierran totalmente las vías de líquido del impulsor desde el ojo de succión hasta la periferia, ya sea por un lado o por los dos lados (simple o doble succión).

2.4.4 EMPAQUES, SELLOS Y ESTOPEROS

Estos elementos, tienen la función de evitar fugas del fluido bombeado hacia el exterior en el punto donde la flecha atraviesa la carcasa, y además evita el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

El estopero es una cavidad concéntrica que aloja a los empaques, debido a la presión que ejercen éstos sobre la flecha o camisa de flecha se origina una fuerza de fricción que eleva la temperatura; ésta se contrarresta con algún medio de lubricación o enfriamiento. El enfriamiento se logra introduciendo una jaula de sello, que es una pieza de forma acanalada, que recibe de la carcasa o de una fuente externa un líquido de enfriamiento. También se puede enfriar con chaquetas, en las cuales el agua absorbe el calor generado por la -

fricción, mejorando las condiciones de servicio de el empaque.

El empaque del estopero es básicamente un dispositivo de abatimiento de presión, debe ser algo plástico para que se pueda ajustar a la operación adecuada. El ajuste de los empaques se lleva a cabo mediante el prensaestopas, que es una pieza metálica que se mueve por medio de tornillos.

Existen diferentes materiales para el empaque del estopero, cada uno de los cuales se adapta a una condición especial de servicio. El empaque de asbesto es apropiado para bajas temperaturas, empaque metálico (babbit, aluminio y cobre), babbit usado para medianas y bajas temperaturas, el aluminio y el cobre se utiliza para temperaturas medianas y altas.

En los casos en que se usa el empaque y prensaestopas, debe dejarse un pequeño goteo, ya que de otra manera el calor y fricción generado sobre la flecha o camisa es muy grande, dañandola y haciendo que el motor tome más potencia.

Ahora en los casos en que no se desea que se produzca ninguna fuga o que el líquido ataque a los empaques haciendo que se cambie frecuentemente, se utiliza el sello mecánico.

El sello mecánico consta de dos superficies altamente pulidas que se deslizan una sobre otra, estando conectadas una a la flecha y la otra a la parte estacionaria de la bomba.

Las superficies pulidas o sobrepuestas, que son de diferentes materiales y se mantienen en contacto conti-

nuo por un resorte, forman un sello hermético entre - los miembros giratorio y estacionario con pérdidas por fricción muy pequeñas.

El sello requiere un espacio libre de movimiento preciso con una película de líquido entre las caras, el cual lubrica y enfría reduciendo el desgaste.

Existen dos arreglos básicos de sellos. El conjunto interior, en el que el elemento giratorio está situado dentro de la caja y está en contacto con el líquido - que se esta bombeando; la presión del líquido de la - bomba tiende a forzar la cara giratoria contra la estacionaria. En el conjunto exterior el elemento giratorio se encuentra fuera de la caja; la presión del lí - quido bombeado tiende a separar la cara giratoria de la cara estacionaria.

En los dos arreglos existen tres puntos primarios donde se debe efectuar el sello; Entre el elemento estacionario y la carcaza, entre el elemento giratorio y la flecha o camisa, y entre las superficies acopladas de los elementos giratorios y estacionarios del sello.

2.4.5 ANILLOS DE DESGASTE

Los anillos de desgaste constituyen una junta que evita la recirculación del fluido, es fácil de remover y se encuentra entre el impulsor que gira y la carcaza fija. De esta forma, en lugar de tener que cambiar el impulsor o la carcaza, solamente se quitan los anillos los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza, en el impulsor o en ambos.

Existen varios tipos de anillos de desgaste, y la selección del tipo más adecuado depende del líquido que

se está manejando, la presión diferencial a través de la junta de escurrimiento, la velocidad de fricción y el diseño particular de la bomba.

Los tipos de anillos más comunes son: los planos, los tipo L. y los de laberinto.

En los anillos planos el escurrimiento es un espacio libre anular derecho (anexo 2.4 A).

En los anillos tipo L, el espacio libre axial entre el impulsor y el anillo de la carcasa es grande, de manera que la velocidad del líquido que fluye dentro de la corriente que entra al ojo de succión del impulsor sea baja (anexo 2.4 B).

Los anillos de tipo laberinto tienen una o mas juntas de escurrimiento anulares conectadas por camaras de alivio, las cuales disipan la energía de velocidad del chorro, aumentando la resistencia por la junta y disminuyendo el escurrimiento (anexo 2.4 C).

El claro que existe entre los anillos deberá cuidarse, puesto que si es excesivo resultará una recirculación considerable, y si es reducido, éstos pueden pegarse, sobre todo si los materiales tienen tendencia a adherirse entre si, como en el caso de los aceros inoxidables.

2.4.6 COJINETES

Los cojinetes tienen la función de mantener la flecha en correcto alineamiento con las partes estacionarias bajo la acción de cargas radiales y axiales. Se conocen dos tipos de cojinetes, los radiales y los axiales. Los primeros dan la colocación radial al rotor

mientras que los segundos sitúan al rotor axialmente.

En las bombas centrífugas horizontales de doble admisión generalmente se usan dos cojinetes, uno a cada lado de la carcasa, y se designan como interior o exterior, los primeros son los que están entre la carcasa y el acoplamiento. Las bombas con impulsores en cantiliver tienen ambos cojinetes en el mismo lado de la carcasa, de modo que el más cercano al impulsor es el interior y el más alejado, el exterior. En una bomba provista con cojinetes en ambos lados, el cojinete de empuje generalmente se coloca en el extremo exterior y el cojinete de alineación en el extremo interior.

Los cojinetes están montados en una caja, que tiene la función de contener el lubricante necesario para la operación adecuada del cojinete.

La temperatura del cojinete se debe mantener en límites apropiados, por medio de recirculación de aceite debidamente enfriado o por medio de una chaqueta de enfriamiento.

Los cojinetes de las bombas pueden ser rígidos o autoalineantes. Un cojinete autoalineante automáticamente se ajusta a los cambios de posición angulares de la flecha, o sea que tienen un ajuste esférico de la camisa en la caja.

Los cojinetes más comunes resistentes a la fricción, son los tipos de cojinetes de bolas. Los cojinetes de rodillos se usan menos frecuentemente, aunque el cojinete esférico se usa con frecuencia para flechas grandes.

Como la mayor parte de los baleros son apropiados solo para cargas radiales, su uso es limitado en las aplicaciones en las que no se requiere que resistan cargas radiales y axiales combinadas.

2.4.7 ACOPLAMIENTOS

Los acoplamientos son dispositivos que conectan a la flecha de la bomba con la flecha del accionador. Los acoplamientos pueden ser rígidos o flexibles.

Los acoplamientos rígidos no permiten movimiento relativo axial o radial entre las flechas del accionador y de la bomba.

El acoplamiento flexible es capaz de transmitir torque de la flecha del accionador a la flecha accionada tolerando un pequeño desalineamiento (no permanente), además permite un desplazamiento lateral de la flecha para que sus dos extremos puedan separarse o acercarse por la influencia de la expansión térmica.

Uno de los acoplamientos rígidos es el de abrazadera, el cual consiste básicamente de una manga dividida por vista de tornillos de manera que pueda prensarse en los extremos adjuntos de las dos flechas y formar una conexión sólida. Generalmente, se incorporan cuñas axiales y circulares para que la transmisión del torque y del empuje no se haya solamente dependiendo de la fricción de la sujeción (anexo 2.4 D). Un acoplamiento de pasador y amortiguador es un acoplamiento flexible con pasadores sujetos a una de sus mitades, los cuales atraviesan los amortiguadores que se montan en la otra mitad del acoplamiento en la otra flecha. Los amortiguadores están hechos de un material compresible para dar la flexibilidad necesaria. Los

pernos accionadores tienen un ajuste fácil de deslizamiento en las camisas; las pequeñas variaciones longitudinales, por lo tanto, se contrarrestan mientras los pequeños errores de angularidad se compensan por la flexibilidad del hule.

2.4.8 RESUMEN Y DEFINICION DE LOS COMPONENTES DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Carcaza.- Es el elemento estacionario que encierra al rotor y a los diafragmas, soporta la presión del fluido.

Diafragma.- Es un elemento estacionario entre las etapas de la bomba centrífuga, y puede incluir álabes guía para guiar el líquido al ojo del impulsor de la siguiente etapa.

Difusor.- Es un pasaje estacionario que se encuentra a la salida del impulsor, en donde la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor, es convertida en energía de presión.

Rotor.- Es el elemento rotativo compuesto de impulsores y flecha, además puede incluir camisas de la flecha, sellos rotativos y collarines de empuje.

Impulsor.- Es la parte del elemento rotativo que imparte impulso al líquido por medio de las fuerzas centrífugas. Los impulsores pueden ser abiertos, semia - biertos y cerrados.

Flecha.- Es la parte del elemento rotativo sobre la cual están montadas las partes que giran y a través de la cual la energía es transmitida desde el primer movimiento.

Camisas de Flechas.- Son partes que pueden ser usadas para posicionar al impulsor y para proteger la flecha.

Alabes guía.- Son elementos estacionarios que pueden ser fijos o ajustables y que proveen un flujo deseado en dirección a la entrada al impulsor.

Voluta.- Es un elemento estacionario, pasaje de forma o figura en espiral el cual colecta los residuos de flujo de un impulsor o difusor y convierte la energía de velocidad en energía de presión.

Acoplamiento de la Flecha.- Es un dispositivo el cual es integral o ensamblado en uno o ambos extremos de la flecha sobre el mismo eje y sirve para transmitir potencia desde una flecha a otra a la misma velocidad y con la misma dirección de rotación.

Cojinete radial.- Es la parte estacionaria lubricada la cual soporta y localiza radialmente la flecha de la bomba.

Cojinete Axial.- Es un elemento que transmite el empuje axial del rotor a el bastidor de la chumacera y mantiene la posición axial del rotor.

Sellos.- Son dispositivos usados entre partes rotativas y estacionarias para minimizar las fugas de líquido entre áreas con diferente presión.

Dispositivos de protección.- Son usados para detectar y librar a la máquina de ciertas condiciones de operación anormales que podrían dañarla.

2.5 DEFINICION DE TERMINOS USADOS EN BOMBAS CENTRIFUGAS

Presión absoluta.- Es igual a la suma algebraica de la presi3n atmosférica barométrica y la presión de instrumento - (manométrica).

Caudal.- Es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente.

Carga.- Es causada por una columna vertical de líquido, la que debida a su propio peso ejerce una presión igual a la presión medida en el punto en cuestión.

Carga Estática de Succión.- Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centros de la bomba.

Elevación Estática de Succión.- Existe cuando el nivel del líquido de succión se encuentra abajo de la línea de centros de la bomba (carga estática de succión negativa).

Carga Estática de Descarga.- Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba.

Carga Estática Total.- Para un sistema, es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión.

Carga de Fricción.- Es la carga equivalente en metros de líquido manejado, que es necesaria para vencer las pérdidas de fricción del flujo de líquido con la tubería y accesorios.

Carga de Velocidad.- Es la energía de un líquido como resultado de su movimiento a una velocidad dada. Es la distancia a través de la cual el líquido tendría que caer para adqui-rir dicha velocidad.

Carga de Succión.- Es la carga estática de succión menos las pérdidas de carga por fricción más cualquier presión que exista en la tubería de succión.

Elevación de Succión.- Es la suma de la elevación estática de succión más las pérdidas de carga por fricción.

Carga de Descarga.- Es la suma de la carga estática de descarga más las pérdidas de carga por fricción más la pérdida de carga a la salida en el extremo de la línea de descarga más la carga terminal o de presión.

Carga Total.- Es la energía impartida al líquido por la bomba, o sea, la diferencia entre la carga de descarga y la carga de succión, o la suma de la elevación de succión y la carga de descarga.

Carga Neta Positiva de Succión (NPSH).- Es la presión disponible o requerida para hacer pasar un determinado caudal por la tubería de succión hasta el ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba.

Presión de Vapor.- Es la presión parcial de un líquido a una temperatura determinada. Para todos los líquidos hay una presión de vapor definida para cada temperatura.

NPSH disponible. Depende de las características del sistema. Es la diferencia entre la carga de succión y la presión de vapor a la temperatura de bombeo

NPSH Requerida.- Depende del diseño de la bomba. Es el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una capacidad determinada.

Velocidad Rotativa.- Es el número de revoluciones hechas por un rotor en una unidad de tiempo, normalmente dada en revo-

luciones por minuto (rpm).

Velocidad Específica.- Es un número índice, adimensional - que es numericamente igual a la velocidad rotativa a la que un modelo exacto teórico de una máquina centrífuga tendría- que operar con el objeto de descargar una unidad de caudal contra una unidad de carga total. La velocidad específica determina el perfil o la forma general de un impulsor.

Velocidad Crítica.- Es aquella velocidad que coincide con alguna frecuencia natural de la flecha de la bomba.

Velocidad Periférica del Impulsor.- Es la velocidad en un punto en la periferia del diámetro máximo del impulsor.

Potencia al Freno.- Es la potencia entregada a la flecha de la bomba.

Potencia hidráulica.- Es la potencia entregada al líquido - por la bomba.

Rendimiento.- Es la relación de la energía entregada por la bomba y la energía suministrada a la flecha de la bomba. Es to es, la relación de la potencia del líquido y potencia al freno expresada en por ciento (%).

Viscosidad.- Es una medida de la fricción interna de un líquido (interacciones entre las moléculas del líquido) que producen, una resistencia al flujo a través de un conducto.

Densidad.- Es la masa del líquido por unidad de volumen.

Gravedad Específica.- Es un número adimensional que viene dado por la relación del peso específico de un líquido al peso específico del agua.

C A P I T U L O 3.0

CALCULO Y SELECCION PRELIMINAR

3.0 CALCULO Y SELECCION PRELIMINAR

En este capítulo se detalla un procedimiento general de cálculo para conocer la Carga Neta Positiva de Succión (NPSH) disponible en el sistema y la potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido, estos datos son complementarios de las condiciones de operación, para efectuar la selección preliminar de las bombas.

Dado que dicho procedimiento de cálculo es general para todas las bombas centrífugas, se detallará solamente para la bomba de fondos de la torre desisohexanizadora GA-405.

3.1 CALCULO DE LA CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE (NPSHd)

La NPSH disponible en el sistema es la energía utilizada para hacer pasar al líquido por la tubería de succión hasta el ojo del impulsor de la bomba. Esta energía puede conocerse haciendo la diferencia entre la presión de succión total en la bomba y la presión de vapor de líquido a la temperatura de bombeo. En forma de ecuación:

$$NPSH_d = P_{st} - P_v \quad (1)$$

La presión de succión total se obtiene sumando a la presión de succión (medida en la brida de succión de la bomba) la carga estática de succión y restandole las pérdidas por fricción debidas al rozamiento del líquido con la tubería y accesorios correspondientes. En forma de ecuación:

$$P_{st} = P_s + H_{es} - H_f \quad (2)$$

Substituyendo la ecuación (2) en la ecuación (1) se obtiene:

$$NPSH_d = P_s + H_{es} - H_f - P_v \quad (3)$$

Que es la ecuación general utilizada para calcular la NPSH disponible en el sistema. Todos los términos empleados en esta ecuación deberán tener las mismas unidades.

Para empezar el cálculo, se requieren primeramente los datos de las condiciones de operación de la bomba GA-405 obtenidos del proceso en el capítulo 1.0, los cuales se enlistan a continuación.

Caudal	(Q) = 6 788.34 lpm	(0.1133 m ³ /s)
Viscosidad dinámica	(μ) = 0.135 4 cp	(1.38 X 10 ⁻⁵ kg-s/m ²)
Densidad relativa	(ρ_r) = 0.625	
Peso específico	(γ) = 625	kg/m ³
Presión de vapor	(PV) = 8.18	bar absoluta
Presión de succión	(Ps) = 7.49	bar manométrica.
Presión atmosférica	(Pa) = 1.033	bar
Aceleración de la gravedad	(g) = 9.81	m/s ²
Altura manométrica	(Hm) = 142.4	m

Con estos datos se procede a hacer el cálculo de cada uno de los términos de la ecuación (3) por separado y obtenerlos en las mismas unidades (metros de columna de líquido).

a) Presión de succión

Dado que la presión de succión es un dato, primeramente se hace la conversión de unidades de presión manométrica a absoluta de la siguiente forma:

$$P_{\text{absoluta}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atmosférica}}$$

$$P_s = 7.49 \text{ bar man} + 1.033 \text{ bar}$$

$$P_s = 8.523 \text{ bar absoluta}$$

Posteriormente, es convertida esta presión absoluta a metros de columna de líquido (m.c.l.) de la siguiente forma:

$$P \text{ (m.c.l.)} = \frac{P \text{ (bar absoluta)} \times 10}{\rho r}$$

$$P_s = \frac{(8.523 \text{ bar abs}) (10)}{0.625}$$

$$P_s = 136.368 \text{ m.c.l.}$$

b) Carga estática de succión

La carga estática de succión se define como la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centros de la bomba, referidos a un mismo nivel de referencia. Estos datos son obtenidos del isométrico de la tubería de succión mostrado en el anexo 3.1. Es calculada de la siguiente forma:

$$H_{es} = 3.301 \text{ m.c.l.} - 0.7712 \text{ m.c.l.}$$

$$H_{es} = 2.5298 \text{ m.c.l.}$$

c) Pérdidas por fricción

Las pérdidas por fricción en un circuito hidráulico se pueden dividir en dos clases; primarias y secundarias.

Las pérdidas por fricción primarias, son aquellas que se producen por el rozamiento del líquido con las paredes de la tubería, del rozamiento de unas capas de líquido con otras en flujo laminar o el de las partículas de líquido entre sí en flujo turbulento. Lo anterior es válido para flujo uniforme y tramos de tubería de sección constante.

Las pérdidas por fricción secundarias, son las pérdidas de forma que se producen en los cambios de dirección y en toda clase de accesorios de tubería.

Para el cálculo de las pérdidas por fricción primarias se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach, que es la siguiente:

$$H_{fp} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Para el cálculo de las pérdidas por fricción secundarias también es utilizada la ecuación de Darcy-Weisbach, catalogando en este caso las pérdidas de los accesorios en forma de longitud equivalente, es decir, la longitud en metros de un tramo de tubería del mismo diámetro que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio en cuestión. Entonces la ecuación que aplica en este caso es la siguiente:

$$H_{fs} = f \frac{\Sigma Le}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Aplicando este criterio se puede tener una sola ecuación para el cálculo de las pérdidas primarias y secundarias sumando ambas ecuaciones, o sea:

$$H_f = H_{fp} + H_{fs} = f \frac{(L + \Sigma Le)}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Dado que esta ecuación es utilizada para secciones de tubería constante, se analiza el primer tramo (anexo 3.1), que tiene diámetro constante de 406.4 mm. (16").

Primero se calcula la velocidad media del líquido en la tubería por medio de la ecuación de continuidad, que es la siguiente:

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

El área de la sección transversal de la tubería es calculada por medio de la siguiente ecuación.

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (0.4064 \text{ m})^2}{4}$$

$$A = 0.12972 \text{ m}^2$$

Con este dato se calcula entonces la velocidad media del líquido en la tubería:

$$v = \frac{0.11313 \text{ m}^3/\text{s}}{0.12972 \text{ m}^2}$$

$$v = 0.87211 \text{ m/s}$$

Conocida esta velocidad, se procede a calcular la energía cinética, que es uno de los términos de la ecuación de Darcy. Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(0.87211 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 0.03877 \text{ m}$$

Otro de los términos que se requiere conocer es el coeficiente de fricción "f", el cual se determina del diagrama universal de Moody mostrado en el anexo 3.2; este coeficiente es función de dos variables, la viscosidad del líquido y la rugosidad relativa de la tubería, o sea:

$$f = f\left(\text{Re}, \frac{\epsilon}{D}\right)$$

Re es el número de Reynolds, que involucra la viscosidad del líquido en la siguiente ecuación:

$$\text{Re} = \frac{v D}{\nu}$$

ϵ es la rugosidad absoluta de la tubería y D es el diámetro de la tubería, ambos deberán especificarse en las mismas unidades.

Para calcular el número de Reynolds se conocen únicamente dos datos; la velocidad media del líquido y el diámetro de la tubería, faltando solamente la viscosidad cinemática (ν), que se define como la relación que existe entre la viscosidad dinámica y la densidad del líquido, o sea:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Pero es sabido que la densidad (ρ) se define como la relación que existe entre el peso específico del líquido y la aceleración de la gravedad, o sea:

$$\rho = \frac{\gamma}{g}$$

Substituyendo esta variable en la viscosidad cinemática obtenemos finalmente:

$$\nu = \frac{\mu g}{\gamma}$$

Substituyendo datos se obtiene:

$$\nu = \frac{(1.38 \times 10^{-5} \text{ kg-s/m}^2) (9.81 \text{ m/s}^2)}{0.625 \text{ kg/m}^3}$$

$$\nu = 2.166 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

Obtenido este dato, se puede calcular el número de Reynolds de la siguiente manera:

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

$$Re = \frac{(0.872 \text{ m/s})(0.406 \text{ m})}{2.166 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 1636.31$$

El concepto utilizado en este punto es que; para números de Reynolds menores de 2 500 el flujo a través de la tubería es laminar y para mayores de 2 500 el flujo a través de la tubería es turbulento.

Para flujo laminar el coeficiente de fricción "f" es calculado por medio de la ecuación de Poiseville, que es la siguiente:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Para flujo turbulento el coeficiente de fricción "f" es tomado del diagrama universal de Moody (anexo 3.2) entrando con datos de; número de Reynolds y rugosidad relativa.

En este caso se tiene un número de Reynolds menor de 2 500, por lo que se tiene flujo laminar y para calcular el coeficiente de fricción se utiliza la ecuación de Poiseville:

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{1636.31}$$

$$f = 0.0391$$

Enseguida se procede a determinar los tramos rectos de tubería que tengan el mismo diámetro. Estos valores son tomados del isométrico mostrado en el anexo 3.1, y son los siguientes:

$$L = 0.59 \text{ m} + 1.487 \text{ m} + 3.577 \text{ m}$$

$$L = 5.654 \text{ m}$$

Posteriormente se obtiene la longitud equivalente de tubería de los accesorios en cuestión. Estas longitudes son tomadas del nomograma mostrado en el anexo 3.3, y son las siguientes:

Accesorio	Cantidad	Diámetro (mm)	Long. equivalente (m)
Brida	1	0.4064	6.0
Codo 90° RL	2	0.4064	16.0
Codo 90° RC	1	0.4064	11.0
Té	1	0.4064	30.0
Reducción concéntrica 1		0.4064	11.0
			$\Sigma Le = 74.0 \text{ m}$

Con este dato complementamos todos los términos de la ecuación de Darcy, para calcular las pérdidas por fricción en el primer tramo de tubería de sección constante. Substituyendo todos los datos se tiene:

$$Hf_1 = f \frac{(L + \Sigma Le)}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hf_1 = \frac{(0.391)(5.654\text{m} + 74.0\text{m})(0.03877 \text{ m})}{0.4064 \text{ m}}$$

$$Hf_1 = 0.297 \text{ m}$$

En seguida, se procede a calcular las pérdidas por fricción en el segundo tramo de tubería, con diámetro constante de 355.6 mm (14").

Se hace notar que en este tramo de tubería y el siguiente, no es detallado el procedimiento seguido en el tramo anterior para el cálculo de las pérdidas por fricción, dado que es utilizado el mismo criterio.

Primeramente es calculada el área de la sección transversal de la tubería, para aplicar posteriormente la ecuación de continuidad y conocer así la velocidad media del líquido en la tubería:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (0.3556 \text{ m})^2}{4}$$

$$A = 0.0993 \text{ m}^2$$

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

$$v = \frac{0.11313 \text{ m}^3/\text{s}}{0.0993 \text{ m}^2}$$

$$v = 1.1393 \text{ m/s}$$

Con este dato se calcula la energía de velocidad de la siguiente forma:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(1.1393 \text{ m/s})^2}{2 (9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 0.0662 \text{ m}$$

Como es el mismo líquido, se tiene la misma viscosidad calculada anteriormente, por lo que se procede a calcular directamente el número de Reynolds y así saber si el flujo es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

$$Re = \frac{(1.1393 \text{ m/s}) (0.3556 \text{ m})}{2.166 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 1870.43$$

Como se observa, el número de Reynolds es menor de 2500, por tanto el flujo es laminar, y para conocer el coeficiente de fricción es utilizada nuevamente la ecuación de Poiseuille de la siguiente forma:

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{1870.43}$$

$$f = 0.034$$

Posteriormente se determinan los tramos rectos de tubería - (anexo 3.1) y la sumatoria de las longitudes equivalentes de los accesorios en cuestión (anexo 3.3) para complementar los datos y aplicar la ecuación de Darcy y así conocer las pérdidas por fricción en el segundo tramo de tubería de diámetro constante.

$$L = 0.507 \text{ m} + 0.445 \text{ m}$$

$$L = 0.952 \text{ m}$$

Accesorio	Cantidad	Diámetro (mm)	Long. equival. (m)
Brida	2	0.355 6	12.0
Codo 90° RL	2	0.355 6	14.0
Válvula de compuerta	1	0.355 6	3.0
Reducción concéntrica	1	0.355 6	9.5
			ΣLe = 38.5 m

$$Hf_2 = f \frac{(L + \Sigma Le)}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hf_2 = \frac{(0.034)(0.952 \text{ m} + 38.5 \text{ m})(0.0662 \text{ m})}{0.3556 \text{ m}}$$

$$Hf_2 = 0.25 \text{ m}$$

Por último, se procede a calcular las pérdidas por fricción en el tercer tramo de tubería de sección constante, con diámetro de 203.2 mm de igual forma que el tramo anterior.

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (0.2032 \text{ m})^2}{4}$$

$$A = 0.032\ 43\ \text{m}^2$$

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

$$v = \frac{0.113\ 13\ \text{m}^3/\text{s}}{0.032\ 43\ \text{m}^2}$$

$$v = 3.488\ 4\ \text{m/s}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(3.488\ 4\ \text{m/s})^2}{2(9.81\ \text{m/s}^2)}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 0.62\ \text{m}$$

$$\text{Re} = \frac{v D}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{(3.488\ 4\ \text{m/s})(0.203\ 2\ \text{m})}{2.166 \times 10^{-4}\ \text{m}^2/\text{s}}$$

$$\text{Re} = 3272.6$$

En este tramo de tubería el número de Reynolds es mayor de 2 500, por lo que el flujo deja de ser laminar y empieza la turbulencia. Para calcular el coeficiente de fricción, primeramente se requiere conocer la rugosidad absoluta de la tubería, la cual es tomada de la tabla adjunta al anexo 3.2 dando el siguiente valor:

$$\epsilon = 0.0018\ \text{m}$$

Con este dato y el diámetro de la tubería se calcula la rugosidad relativa de la siguiente forma:

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.0018\ \text{m}}{0.203\ 2\ \text{m}}$$

$$\frac{\epsilon}{D} = 0.008\ 86$$

Con este dato y el número de Reynolds, se entra al diagrama universal de Moody (anexo 3.2) para encontrar el coeficiente de fricción, que es el siguiente:

$$f = 0.048$$

Conocido este valor, se pueden conocer los tramos rectos de tubería (anexo 3.1) y la sumatoria de las longitudes equivalentes de los accesorios en cuestión (anexo 3.3) para aplicar la ecuación de Darcy y conocer las pérdidas por fricción en el tercer tramo de tubería con diámetro constante.

$$L = 0.59 \text{ m}$$

Accesorio	Cantidad	Diámetro (m m)	Longitud equiv.
Codo 90° RL	2	0.203 2	8.0
Brida	1	0.203 2	6.0
			$\Sigma Le = 14.0 \text{ m}$

$$H f_3 = f \frac{(L + \Sigma Le)}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$H f_3 = \frac{(0.048)(0.59 \text{ m} + 14.0 \text{ m})(0.62 \text{ m})}{0.203 2 \text{ m}}$$

$$H f_3 = 2.136 8 \text{ m}$$

La pérdida por fricción total en toda la tubería de succión, es la suma de las pérdidas en los tres tramos de tubería. Haciendo esta operación se obtiene finalmente:

$$H f = Hf_1 + Hf_2 + Hf_3$$

$$H f = 0.297 \text{ m} + 0.25 \text{ m} + 2.136 8 \text{ m}$$

$$H f = 2.683 8 \text{ m.c.l.}$$

d) Presión de vapor

La presión de vapor a la temperatura de bombeo es un dato obtenido de las condiciones de operación, por lo que solamente se hace la conversión de unidades de presión absoluta a metros de columna de líquido (m.c.l.) de la siguiente forma:

$$P(\text{m.c.l.}) = \frac{P(\text{bar absoluta}) \times 10}{\rho r}$$

$$P_v = \frac{(8.18 \text{ bar abs}) (10)}{0.625}$$

$$P_v = 130.88 \text{ m.c.l.}$$

Ya obtenidos todos los términos de la ecuación (3), se procede a calcular el NPSH disponible en el sistema de la siguiente manera:

$$\text{NPSHd} = P_s + H_{es} - H_f - P_v$$

$$\text{NPSHd} = (136.368 + 2.529 \text{ m} - 2.683 \text{ m} - 130.88) \text{m.c.l.}$$

$$\text{NPSHd} = 5.334 \text{ m.c.l.}$$

3.2 CALCULO DE LA POTENCIA HIDRAULICA

La potencia hidráulica es el trabajo por unidad de tiempo que la bomba comunica al fluido por medio de la fuerza centrífuga de los álabes del impulsor.

Para calcular esta energía, es utilizada la siguiente ecuación:

$$N = Q H_m \gamma$$

Donde; N representa el trabajo útil realizado por la bomba (KW), Q el volumen de líquido manejado por unidad de tiempo (m^3/s), H_m la carga desarrollada por la bomba (m) y γ el

peso específico de fluido (kg/m^3). Substituyendo los datos anteriormente mencionados en la ecuación se tiene:

$$N = (0.113 \text{ m}^3/\text{s}) (142.4 \text{ m})(625.0 \text{ kg/m}^3)$$

$$N = 10 \text{ 068.57 kg-m/s}$$

Pero como la potencia debe expresarse en kilowatts, debe tomarse en cuenta la siguiente relación:

$$1 \text{ kg} = 9.81 \text{ Nt}$$

Aplicandola al resultado anterior se tiene:

$$N = (10 \text{ 068.57 kg-m/s})(9.81 \text{ Nt/kg})$$

$$N = 98 \text{ 772.6 Watts}$$

Pero se tiene que 1000 Watts equivalen a un kilowatt por lo que:

$$N = (98 \text{ 772.6 W}) \left(\frac{1 \text{ kw}}{1000 \text{ W}} \right)$$

$$N = 98.8 \text{ KW}$$

3.3 SELECCION PRELIMINAR

Con los datos completos de las condiciones de operación de los equipos, se hace la selección preliminar de catálogos de fabricantes, que contienen las curvas características de diferentes tipos de bombas a diferentes condiciones de operación.

Las curvas características usadas normalmente por los fabricantes de bombas centrífugas, muestran un conjunto de ensayos elementales, caracterizados por un número de revoluciones y un diámetro determinado de impulsor.

El ensayo elemental de una bomba es aquel en que manteniendo constante la velocidad rotativa y variando el caudal se obtienen experimentalmente las curvas de carga-caudal, potencia al freno caudal, eficiencia-caudal y NPSH-caudal. Estas curvas y en particular la curva carga-caudal son determinadas curvas características.

Es frecuente que la bomba gire a velocidad constante requiriéndose más o menos caudal, lo cual puede conseguirse abriendo o cerrando la válvula de descarga.

La curva de carga-caudal indica la relación entre la carga total desarrollada por la bomba y el caudal que circula a través de ésta para un determinado diámetro de impulsor. Conforme aumenta el caudal disminuye la carga total que puede desarrollar la bomba, o sea disminuye la presión de descarga.

La curva de potencia al freno-caudal representa la relación entre el caudal de operación y la potencia requerida por la bomba para suministrar dicho caudal. La potencia aumenta con el incremento de caudal.

La curva de eficiencia-caudal se deduce directamente de la información que se obtiene de las curvas de carga-caudal y potencia al freno-caudal por medio de la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{H_m Q \gamma}{0.102 N a}$$

La curva de NPSH-caudal representa la relación entre el caudal y el NPSH requerido por la bomba para ciertas condiciones de operación dadas.

Con el conjunto de curvas características de una bomba centrífuga en un sistema de coordenadas (mencionado anteriormente), quedan totalmente definidas las posibilidades y limitaciones de la bomba.

Con los datos de caudal, carga diferencial y NPSH disponible es llevada a cabo la selección preliminar de las bombas de la siguiente manera:

Los catálogos de los fabricantes contienen en sus primeras páginas, una carta de selección primaria (Anexo No. 3.4) - que presenta el campo de aplicación de los diferentes tipos y tamaños de bombas con que cuenta cada uno de ellos.

Con valores de carga y caudal se entra a esta carta y el punto donde se cruzan, existirá un tipo y tamaño de bombas. Con este dato se busca en las curvas características de la sección correspondiente para seleccionar la bomba que cumpla con las condiciones de operación especificadas.

Posteriormente se hace una lista de fabricantes que contengan la bomba en sus catálogos. Se procede a hacer un concurso con los fabricantes seleccionados para que preparen descripciones detalladas del equipo que pueden recomendar para satisfacer las necesidades particulares de cada servicio.

La información esencial requerida por cada fabricante se reúne en forma de solicitud. Esta solicitud llamada cotización debe contener los siguientes documentos.

1. Requisición. Este documento contiene la relación del -- equipo que el proveedor debe cotizar. Con el equipo se incluye la siguiente información; clave de la bomba, número de unidades, tipo de accionador para la bomba de operación continua y la de repuesto y el servicio para el que está destinada la bomba.
2. Normas y Especificaciones. Este documento cubre los requerimientos mínimos con los que debe cumplir el fabricante de las bombas y sus accionadores y son las siguientes:

Normas y especificaciones para bombas centrífugas con su respectiva información y necesidades específicas del proyecto.

API-610 Bombas centrífugas para servicios generales en refin^{erías}.

API-611 Turbinas de vapor como accionadores de bombas centrífugas donde apliquen.

Normas y especificaciones para motores eléctricos como accionadores de bombas centrífugas donde apliquen.

3. Hoja de Datos. Este documento contiene las condiciones de operación, que son datos técnicos esenciales requeridos por el fabricante para seleccionar satisfactoriamente una bomba centrífuga para el servicio especificado. La hoja de datos contiene además características de construcción que el fabricante deberá tomar en cuenta en su selección. También se menciona el tipo de accionador, indicando las características de fuerza motriz. Este documento deberá llenarlo completamente el fabricante de acuerdo al tipo de bomba que recomienda para dichas condiciones de operación y servicio.

Se entrega esta solicitud de cotización a cada uno de los fabricantes seleccionados anteriormente, se espera un tiempo razonable para que coticen todos los datos requeridos y así empezar la evaluación técnico-económica de los equipos cotizados para su recomendación.

C A P I T U L O 4.0

NORMAS Y ESPECIFICACIONES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS

4.1 PROPOSITO

Estas especificaciones, cubren los requerimientos mínimos para bombas centrífugas de uso general en refinerías de petróleo, sus sistemas de lubricación, de sellos en las flechas, controles y equipo auxiliar.

4.2 ESPECIFICACIONES DE REFERENCIA

El fabricante cumplirá con estas especificaciones y con la última edición de los siguientes códigos:

API-610 Bombas Centrífugas para Servicios Generales en Refinerías.

Turbinas de vapor para servicios auxiliares, donde apliquen:
API-611 Turbinas de Vapor para Servicios Generales en Refinerías.

Aún cuando el fabricante cumpla con los códigos citados y la presente especificación, no lo releva de la responsabilidad de un diseño adecuado, mano de obra y materiales idóneos para cumplir con los requerimientos especificados.

NOTA:

Los números entre paréntesis indicados en los párrafos siguientes son referencia del API-610.

4.3 GENERALIDADES

Las bombas y el equipo auxiliar, serán capaces de operar a las condiciones especificadas, estarán diseñados y construídos para un servicio continuo a plena carga para un mínimo de dos años.

Todas las bombas, accesorios y accionadores serán adecuados para instalarse a la intemperie y sin protección.

Las bombas deberán ofrecerse con una curva continua de elevación de carga a partir del caudal nominal hasta válvula cerrada.

Las bombas deberán ofrecerse, sin exceder el 10% del caudal nominal a la izquierda del punto de máxima eficiencia del impulsor ofrecido y sin exceder el 5% a la derecha del mismo punto.

El fabricante determinará e indicará en la hoja de datos el flujo mínimo requerido por la bomba para evitar sobrecalentamiento, vibración u otros daños al equipo.

(2.1.1) Las bombas con accionadores de velocidad constante, deberán ser capaces de aumentar por lo menos 5% de carga a condiciones nominales con la instalación de un impulsor de mayor diámetro.

El fabricante asumirá la completa responsabilidad de la operación satisfactoria de la bomba en campo, de acuerdo a las condiciones especificadas en la hoja de datos de las bombas centrífugas.

Todo el equipo será protegido por el fabricante para ser almacenado a la intemperie por un mínimo de seis meses antes de su instalación.

Las bombas centrífugas deberán suministrarse con todas las herramientas especiales para el ensamble y desensamble de la unidad.

Cada una de las bombas deberá suministrarse con: coples, - protección de coples, base común para la bomba y el accionador, equipo auxiliar, tubería auxiliar y todos los dispositivos necesarios para una operación eficiente y segura.

La caja de estoperos tendrá chaquetas de enfriamiento si la temperatura del fluido manejado es mayor de 149°C o la presión es mayor de 0.69 bar.



ENEP ARAGON

4.4 DISEÑO

4.4.1 CARCAZA

Las carcazas de las bombas deberán tener bridas en la succión y descarga.

Estarán provistas de orificios machueleados de un diámetro mínimo de 19 mm. (3/4") y tapón de acero para venteo y drenaje.

(2.2.1) Las bombas con carcasa de corte radial serán requeridas cuando la temperatura de bombeo sea de 205°C ó mayor, cuando el líquido bombeado tenga una densidad relativa menor de 0.7 ó cuando se tenga una presión de descarga nominal superior a 68.9 bar manométrica.

(2.2.2) La carcasa soportará la prueba hidrostática al 150% de la presión de descarga nominal, sin que existan fugas.

(2.2.8) Las bombas horizontales con carcasa de corte radial, permitirán remover el impulsor, flecha, cojinetes, etc. sin desensamblar la tubería de succión y de descarga.

(2.2.9) Las bombas con carcazas soportadas en la línea de centros serán usadas para bombas horizontales con temperaturas del fluido bombeado de 177°C ó mayores.

4.4.2 IMPULSOR

Las bombas serán capaces de desarrollar hasta un 110% de carga cuando operen con el diámetro máximo del impulsor.

Las bombas no deberán ser suministradas con el diámetro máximo del impulsor.

El diseño del impulsor deberá proporcionar la máxima carga al cierre.

En todas las bombas de proceso, los impulsores serán proporcionados con anillos de desgaste reemplazables.

El punto de máxima eficiencia para el impulsor suministrado estará entre el punto nominal y el punto normal.

(2.5.4) Los impulsores para bombas multipaso se asegurarán individualmente contra movimiento axial en cualquier dirección a lo largo de la flecha.

4.4.3 FLECHAS Y CAMISAS DE FLECHA

Para bombas horizontales de pasos múltiples, la rigidez de la flecha, será tal que la deflexión total límite sea la misma que para bombas horizontales de uno y dos pasos.

(2.5.5) Las flechas serán de tamaño adecuado para transmitir el torque máximo requerido bajo cualquier condición de operación especificada, incluyendo el 105% de velocidad para accionadores de velocidad variable y para resistir continuamente todos los esfuerzos resultantes de pesos soportados, empujes y arranques, incluyendo el arranque del motor.

(2.5.6) Las flechas serán provistas con camisas aseguradas a ellas, de un material resistente a la corrosión y erosión. Las camisas de flecha serán pulidas en su superficie exterior para la aplicación específica del sello.

Las flechas serán de una sola pieza debidamente terminada, forjada y con tratamiento térmico.

4.4.4 ACOPLAMIENTOS

El acoplamiento entre la bomba y el accionador será su ministrado por el fabricante de la bomba.

El acoplamiento entre bombas horizontales y accionador será por medio de coples del tipo flexible excepto en el caso de bombas integrales, que lo hacen con coples rígidos.

Cuando se empleen coples con separadores, éstos deberán tener una longitud suficiente para que, sin necesidad de desarmar los elementos giratorios o desconectar las tuberías de succión y de descarga, puedan ejecutarse - los siguientes trabajos:

1. Quitar cualquiera de las mitades de los coples.
2. Quitar partes de la chumacera para acceso a los se llos.
3. Quitar y reemplazar partes, tales como anillos del sello ó el sello completo.

Los coples y los espaciadores deberán ser dinámicamente balanceados, independientemente del conjunto, para tener una tolerancia conveniente en caso de la velocidad máxi ma contínua.

4.4.5 SELLOS

Cuando la temperatura sea de 232°C o mayor, el fabrican te proporcionará chaquetas para enfriamiento a la caja de estoperos. La temperatura del líquido para lubrica ción no deberá ser mayor de 93°C en las caras del se llo. En caso de utilizarse agua, la temperatura no de berá ser mayor de 82°C en las caras del sello.

Para temperaturas de bombeo de 316°C y mayores, el fa

bricante proporcionará un sello mecánico de diseño especial para alta temperatura.

Para fluidos inflamables, el sello mecánico tendrá bujes de restricción o un dispositivo auxiliar del lado atmosférico y en la brida del sello, conexiones para venteo y drenaje adecuados para usarse como conexiones para enfriamiento y lavado.

Para fluidos volátiles y de baja densidad relativa, las caras del sello mecánico serán de carbón y carburo de tungsteno.

Todas las bombas equipadas con sellos mecánicos, serán suministradas con camisas de flecha de 11 a 13% de cromo.

La cantidad de aceite de lubricación será suficiente para mantener la presión del sello, pérdidas en la cara de sellado, venteo, flujo continuo dentro de la bomba a lo largo de la flecha y eliminar el calor generado por la fricción.

(2.7.1.10) El fabricante suministrará toda la tubería y accesorios para lubricación y enfriamiento del sello mecánico, de acuerdo con los diseños mostrados en los anexos 4.1 y 4.2 e indicarlo en la hoja de datos.

(2.7.1.16) Los sellos mecánicos no serán usados durante la prueba hidrostática, pero pueden ser usados durante todas las pruebas de funcionamiento. Los sellos mecánicos serán instalados en la bomba antes del embarque, estarán limpios, lubricados y listos para el servicio inicial.

(Excepción) En bombas con sellos mecánicos, el fabricante asegurará una presión mayor en la caja de estoperos que la presión de succión. La presión y la temperatura en la caja de estoperos deberá evitar la vaporización del fluido, existiendo un flujo continuo en la caja del sello.

4.4.6 COJINETES

Los cojinetes de las bombas tendrán un arreglo para lubricación y enfriamiento con aceite, como se muestra en el anexo 4.2.

(2.9.1.2) Los cojinetes antifricción serán seleccionados para dar una capacidad mínima de vida de 3 años en operación continua a las condiciones nominales de la bomba.

Cuando sean suministradas aceiteras de nivel constante, se requerirá un recipiente transparente protegido con una malla de metal.

En bombas con cojinetes antifricción de bolas, los de empuje deberán ser doble hilera.

(2.9.1.17) Los alojamientos para cojinetes deben estar arreglados convenientemente para que los cojinetes puedan ser cambiados sin causar problemas al accionador o montaje de la bomba

El fabricante suministrará enfriamiento al alojamiento de cojinetes para temperaturas mayores de 121°C.

(2.9.1.10) Los cojinetes de empuje axial serán diseñados para absorber cargas axiales en ambos sentidos y arreglados para lubricación forzada continua de cada lado.

4.5 MATERIALES

Los materiales para las bombas centrífugas estarán de acuerdo con las especificaciones del ASTM y se especificarán en la hoja de datos.

Los materiales para las partes de las bombas, estarán de acuerdo con los enlistados en el anexo 4.3 y 4.4.

(Excepción) Las carcazas de acero serán requeridas para cualquier bomba localizada dentro de las áreas de proceso, manejando fluidos tóxicos o inflamables. Las carcazas de hierro fundido pueden ser usadas para cualquier servicio localizado fuera de las áreas de proceso.

4.6 SISTEMA DE LUBRICACION

Al especificar un sistema de aceite presurizado, los componentes principales a suministrar son: bomba principal de aceite, bomba auxiliar de aceite, doble filtro, enfriador, mirilla e indicador de temperatura de las chumaceras, indicador de presión, válvula de seguridad, válvula de bloqueo y un depósito con indicador de nivel de líquido y respiradero, como se muestra en el anexo 4.5. Estos sistemas serán suministrados para:

- . Arranque de la bomba auxiliar cuando exista falla en la presión de aceite.
- . Paro de la bomba auxiliar cuando exista excesiva presión de aceite.
- . Alarma audible en el arranque de la bomba auxiliar.
- . Permitir el arranque del accionador de la bomba principal a una presión adecuada del aceite.
- . Disparo del accionador de la bomba principal a falla en la presión del aceite.
- . Alarma audible en el paro del accionador de la bomba principal.

(2.10.3.3) Cada recipiente de aceite, tendrá una capacidad mínima de trabajo de tres minutos de retención en flujo normal a través del recipiente.

4.7 ACCIONADORES

(3.1.1) El tipo de accionador (motor eléctrico o turbina de vapor) será especificado en la hoja de datos.

Los accionadores serán suministrados con las bombas como una unidad.

Los motores eléctricos requeridos como accionadores, tendrán suficiente potencia para accionar las bombas dentro del rango de su curva carga-caudal. La potencia nominal de los motores eléctricos será igual a la potencia al freno correspondiente al punto de diseño de la bomba, multiplicada por el factor de servicio, o sea:

Potencia del motor	% de la potencia al freno de la bomba
18.6 KW o menos	125
22.5 KW a 56 KW	115
75 KW y mayores	110

La turbina de vapor será capaz de conducir la bomba por la potencia al freno requerida a las condiciones de diseño y aumentarla un 10%.

4.8 INSPECCION Y PRUEBAS

(4.1.1 y 4.1.2) El fabricante entregará al comprador una no tificación de las inspecciones y pruebas realizadas en el ta ller de pruebas del fabricante. La aceptación de estas prue bas, no eliminan los requerimientos para conocer las pruebas de campo bajo las condiciones de operación especificadas, ta m poco releva la responsabilidad del fab ricante en cualquier condición.

(4.3.2.1) Cada carcaza debe ser probada hidrostáticamente - con agua a temperatura ambiente; las bombas con carcazas par tidas radial y axialmente deberán ser probadas a un mínimo - de 1.5 veces la máxima presión permitida en la carcaza. Las secciones de succión para bombas horizontales multipaso y de barril (doble carcaza), serán probadas hidrostáticamente con una presión igual a la máxima presión de descarga de la car caza.

(4.3.2.3) La prueba hidrostática será considerada satisfac- toria cuando no se observen escurrimientos en las juntas de la carcaza a la presión especificada por un mínimo de 30 mi nutos.

En la prueba de comportamiento, la bomba deberá tener instala- dos los sellos mecánicos.

Cuando se especifique una prueba de NPSH, deberán registrarse como mínimo cinco puntos para establecer la curva desde flujo mínimo hasta flujo máximo.

En la hoja de datos, estarán especificadas las pruebas que - apliquen a cada bomba en particular. Algunas de éstas prue bas son:

Prueba hidrostática

Prueba de comportamiento

Prueba de NPSH

Inspección en el taller de pruebas

El fabricante proporcionará los reportes de todas las pruebas que se requieran.

4.9 INFORMACION Y NECESIDADES ESPECIFICAS DEL PROYECTO

4.9.1 GENERALIDADES

Cliente: PETROLEOS MEXICANOS
Planta: Hidrodesulfuradora de Naftas
Localización: Salina Cruz, Oaxaca. México

4.9.2 PROPOSITO

Esta sección está destinada a cubrir las modificaciones y/o adiciones a la Especificación General, enlista las necesidades particulares para el proyecto. Cuando esta sección esté en contradicción con la Especificación General, esta sección gobernará.

4.9.3 CONDICIONES ATMOSFERICAS

Elevación sobre el nivel del mar: 10 m
Presión barométrica normal: 1.033 bar
Temperaturas:

máxima	40.0°C
mínima	14.5°C
máxima promedio	38.0°C
mínima promedio	17.0°C
Humedad Relativa	
máxima	96.9% a 38°C
mínima	37.7% a 17°C

4.9.4 AGUA DE ENFRIAMIENTO

Temperatura máxima de suministro	32 °C
Presión de suministro	4.2 bar man.
Temperatura máxima de retorno	46 °C
Presión de retorno	2.54 bar a 37.8°C
Aire de instrumentos y de planta	7.0 bar a 37.8°C

4.9.5 CONDICIONES ELECTRICAS

Tensión de distribución:

Voltaje (Volts)	fases	frecuencia (H z)
4160	3	60
440	3	60
120	1	60

Variaciones:

de tensión \pm 10%
de frecuencia \pm 5%
combinada \pm 10%

4.9.6 CONDICIONES DE VAPOR

Para los accionadores de bombas

Entrada 16.9 bar man., 310°C.

Salidad 4.08 bar man., 183°C.

4.9.7 ADICIONES A LAS ESPECIFICACIONES GENERALES

Los motores eléctricos estarán de acuerdo con la especificación de ingeniería para motores eléctricos y con las necesidades específicas del proyecto aplicables.

A menos que sea automáticamente venteado, cada paso de la bomba estará provista con un niple sin costura y una válvula de acero forjado para venteo.

Los sistemas de agua de enfriamiento cerrados deberán incluir indicadores de flujo visibles y válvulas de cierre a la entrada y salida.

Las bombas centrífugas que operen con sellos mecánicos a temperaturas de 121°C y mayores, serán provistas con chaquetas de enfriamiento en las cajas de los estoperos.

Toda la tubería y accesorios necesarios requeridos para una operación satisfactoria de los sellos mecánicos debe ser suministrada por el proveedor de la bomba.

Las conexiones para drenaje y venteo de sellos mecánicos serán entubadas en área de seguridad por otros equipos.

Las bombas tendrán chaquetas para agua de enfriamiento en los alojamientos para cojinetes, en cajas de estoperos, en pedestales y en el collarín.

Se requieren coples tipo engrane; serán para servicio pesado, de acero forjado, espaciador flexible y tipo lubricado de aceite.

4.9.8 INFORMACION MINIMA QUE DEBE SUMINISTRAR EL FABRICANTE

1. Con la cotización

- a) Información completa de las hojas de datos
- b) Curvas de operación de la bomba
- c) Un dibujo mostrando las dimensiones generales del equipo cotizado.

2. Después de la orden de compra

- a) Dimensiones certificadas de todo el equipo cotizado (Planta y elevación)
- b) Localización, diámetro, tipo y orientación de las bridas, diagramas mostrando los esfuerzos permisibles y momentos en cada una de ellas
- c) Localización de bomba y accionador en la base.

C A P I T U L O 5.0

EVALUACION TECNICO-ECONOMICA

5.0 EVALUACION TECNICO-ECONOMICA

En este capítulo, se realiza la selección de los equipos cotizados por los proveedores, mediante una evaluación técnica y económica.

Para efectuar la evaluación técnica es necesario tabular las cotizaciones, con el fin de poder comparar los datos de las diferentes soluciones propuestas por los proveedores de los equipos.

Los equipos recomendados técnicamente, deberán cumplir con las condiciones de operación especificadas en la hoja de datos y deberán estar de acuerdo con las especificaciones generales y su respectiva información y necesidades específicas de proyecto.

Los equipos deberán cumplir además con otros aspectos, como son: confiabilidad y flexibilidad en el servicio, facilidad para el mantenimiento, disponibilidad de partes de repuesto e intercambio de éstas con otras de modelos semejantes.

Para la evaluación económica, será necesario un análisis de costos. Este análisis, hecho por el método del valor presente, es uno de los más aceptados en la evaluación de equipos. En este método se considera el costo de inversión inicial, el costo de operación anual de los accionadores y el costo de las partes de repuesto de los equipos.

Con el conocimiento de los costos anteriormente mencionados, es posible hacer una evaluación económica aceptable y una recomendación del equipo más óptimo.

Se hace notar que la siguiente evaluación técnico-económica, será detallada únicamente para la bomba de fondos de la torre desisohexanizadora GA-405, dado que para las otras bombas es tomado el mismo criterio de evaluación.

condiciones de operación	Líquido: NAPTA PESADA	cliente: PETROLEOS MEXICANOS
	Temperatura de bombeo (TB)/Viscosidad CPqTB: 37.8 / 0.33	planta: HIDRODESULFURADORA DE NASTAS
	Densidad relativa a 15: 0.761	ubicación: SANVA CRUZ, OAXACA, MEXICO
	Presión de vapor a TB bar abs.: 0.148	partida no.: UNO
	caudal a TB(LPM) normal/nominal: 2797.1 / 3077.2	clave de la bomba: GA-901/R
	presión de descarga/succión bar man.: 66 / 2.02	hecho por: FERNANDO ARBLANO C.
presión diferencial bar: 62.93	revisó: ING. SERGIO ARBELA C.	
carga diferencial m.: 827	hoja 1 de 5	

C O N C E P T O		COMPRADOR	PROVEEDOR A	PROVEEDOR B	PROVEEDOR C	PROVEEDOR D
características de construcción e hidráulicas	1 modelo-tipo-tamaño		4X6 X 108 MSP	4X6 X 9D - PVX	5H MTA - 7	
	2 NPSH (m de agua)	NPSH disp. 42	4.3	4.6	5.5	
	3 número de impulsores / rpm		8 / 2560	7 / 3550	7 / 3560	
	4 eficiencia a cond. nom. / potencia al freno (kw)	pot. hid. 316.7	79 / 401.0	79 / 401.0	72.5 / 436.8	
	5 carga máx. del imp. sel. (m) / pot. mín. acc. (kw)		1027.2 / 441.0	914.4 / 441.0	981 / 480.5	
	6 caudal mínimo continuo estable (lpm)		430.65	757.0	1040.9	
	7 carcasa montaje	LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS	
	8 impulsor montaje		AXIAL	AXIAL	RADIAL	
	9 cojinete: radial / empuje		ENTRE APOYOS	ENTRE APOYOS	ENTRE APOYOS	
	10 arreglo: lubricación del sello / enfriamiento	CERRADO I	CERRADO I 24.8	CERRADO I 25.6	CERRADO I 25.0	
	11 clase de material	DISEÑO II I	BOLAS I	BOLAS I	BOLAS I	
accionadores	12 marca / protección de la carcasa		5-5	5-5	5-5	
	13 potencia (kw) / rpm	ITEFC I XP	BACA I XP	I AC I XP	I AC I XP	
	14 volts / fases / ciclos	4000 I 3 I 60	447.5 I 3560	522 I 3550	522 I 3600	
	15 cojinete / lubricación		4000 I 3 I 60	4000 I 3 I 60	4000 I 3 I 60	
	16 marca / modelo		MANEJA I ACEITE	MANEJA I ACEITE	BOLAS I GRESA	
	17 potencia máx. de sel. (kw) / rpm					
	18 consumo específico de vapor (kg/kw-hr)					
	19 material: carcasa-toberas					
	20 cumple con las condiciones de operación		SI	SI	SI	

TECNICAMENTE ACEPTABLE					
cotización comercial	21 precio bomba (2 unidades)		\$ 1 853 584.50	\$ 1 789 647.40	\$ 2 689 608.10
	22 precio motor eléctrico (2 unidades)		\$ 1 142 843.90	\$ 1 411 956.00	\$ 1 537 295.10
	23 mano de obra EXTRA CHUMACERA PLD MANEJA		\$ 64 266.40	INCLUIDO	NO INDICA
	24 mano de obra EXTRA PRUEBA DE NPSH			\$ 152 286.40	\$ 103 095.20
	25 costo total (NOTA 31)		\$ 3 434 875.20	\$ 3 354 890.00	\$ 4 329 998.40
	26 tiempo de entrega: dibujos / equipo		70 / 305	NO INDICA 1365	56 / 378
	27 lab. equipo		SHREVEPORT	SANTA CLARA	PHILLIPSBURG
	28 precios firmes / validez de la oferta		SI I	SI I	SI I
	29 términos de pago				
	30 costo de operación anual		\$ 3 849 600.00	\$ 3 849 600.00	\$ 4 193 280.00

notas	31 PROVEEDOR A: EXTRA POR TERMISTOR	PROVEEDOR RECOMENDADO	PROVEEDOR A: CUMPLE TECNICAMENTE, OPERA MEJORES MATERIALES, INCLUYE CHUMACERA DE EMPUJE AXIAL, MENOR COSTO DE OPERACION ANUAL.	U N A M	E N E P A R A G O N
	32 \$ 2 572.60, POR RESISTENCIA CALE- FACIDRA \$ 5 827.10 Y POR CHUMACERA				
	33 DE EMPUJE AXIAL \$ 359 880.30				
	35				
	36				
37					
38					
39					

Tesis Profesional: Fernando Arblano C.
Fecha: Febrero, Esc. S/E, 1983

condiciones de operación		CONDICIONES DE OPERACIÓN				cliente			
Líquido: <u>HIDROCARBURO</u>		Temperatura de bombeo (TB)/Viscosidad (CPaTB): <u>48.9 / 0.1932</u>				planta: <u>PETROLEOS MEXICANOS</u>			
Densidad relativa a TB: <u>0.6</u>		presión de vapor a TB bar abs: <u>7.57</u>				planta: <u>HIDRODESULFURADORA DE NAFTAS</u>			
caudal a TB (LPM) normal/nominal: <u>694.55 / 708.64</u>		presión de descarga/succión bar man.: <u>10.87 / 6.73</u>				ubicación: <u>SALINA CRUZ, OMAKA, MEXICO</u>			
presión diferencial bar: <u>4.14</u>		carga diferencial m: <u>69</u>				partida n.: <u>TRES</u>			
						clave de la bomba: <u>6A-403/R</u>			
						hecho por: <u>FERNANDO ARELLANO C.</u>			
						revisó: <u>ING. GERARDO ANABIES C.</u>			
						hoja <u>3</u> de <u>5</u>			
características de construcción e hidráulicas		CONCEPTO	COMPRADOR	PROVEEDOR A	PROVEEDOR B	PROVEEDOR C	PROVEEDOR D		
1 modelo-tipo-tamaño				2x4 x 9 CAP	2x3 x 8 1/2 N-5J	2x8 A	31 83M 12x4 X11		
2 NPSH (m de agua)			NPSH disp. 3.01	2.14	2.13	2.74	1.8		
3 número de impulsores / rpm				1 / 3560	1 / 3550	1 / 3500	1 / 3550		
4 eficiencia a cond. nom. / potencia al freno (kw)			pot. hid. 5.4	58 / 9.31	64 / 8.94	62.5 / 8.04	49 / 11.02		
5 carga máx. del imp. sel. (m) / pot. mín. acc. (kw)				74.68 / 11.64	80.77 / 10.55	86.09 / 10.8	82.3 / 13.78		
6 caudal mínimo continuo estable (lpm)				113.55	189.25	208.18	202.8		
7 carcaza			LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS	LINIA DE CENTROS		
8 impulsor			RADIAL	RADIAL	RADIAL	RADIAL	RADIAL		
9 cojinete: radial / empuje				CANTILIVER	CANTILIVER	CANTILIVER	CANTILIVER		
10 arreglo: lubricación del sello / entriamiento			CERRADO	CERRADO / 19.69	CERRADO / 20.0	CERRADO / 19.8	CERRADO / 20.18		
11 clase de material			DISEÑO II / 5-6	DISEÑO II / 5-6	DISEÑO II / 5-6	DISEÑO II / 5-6	DISEÑO II / 5-6		
12 marca / protección de la carcaza			TEFC / XP	1LA / XP	1LA / XP	1AC / XP	1U51 NO MARCA		
13 potencia (kw) / rpm				11.19 / 3560	11.19 / 3550	14.19 / 3600	14.9 / 3550		
14 volts / fases / ciclos			440 / 3 / 60	440 / 3 / 60	440 / 3 / 60	440 / 3 / 60	440 / 3 / 60		
15 cojinete / lubricación				BOLAS / GRASA	BOLAS / GRASA	BOLAS / GRASA	BOLAS / GRASA		
16 marca / modelo									
17 potencia máx. de sel. (kw) / rpm									
18 consumo específico de vapor (kg/kw-hr)									
19 material: carcaza - toberas									
20 cumple con las condiciones de operación				SI	SI	SI	SI		
accionadores		TECNICAMENTE ACEPTABLE							
21 precio bomba (2 unidades)				\$ 164 952.32	\$ 214 195.80	\$ 231 796.11	\$ 219 707.18		
22 precio motor eléctrico (2 unidades)				\$ 29 751.93	\$ 28 855.45	\$ 28 187.06	\$ 62 417.92		
23 precio mano de obra FLETE A LARGO TIEMPO					\$ 5 356.00				
24 empaque del equipo TIPO EXPORTACION							\$ 8 404.50		
25 costo total				\$ 194 704.25	\$ 248 407.25	\$ 259 923.17	\$ 290 529.10		
26 tiempo de entrega: dibujos / equipo				70 / 245	NO INDICA / 365	56 / 182	NO INDICA / 350		
27 lab. equipo				SHREVEPORT	SANTA CLARA	PILLSBURY	SENECA FALLS		
28 precios firmes / validez de la oferta				SI	SI	SI	SI		
29 términos de pago									
30 costo de operación anual				\$ 89 376.00	\$ 91 024.00	\$ 82 944.00	\$ 105 792.00		
notas		PROVEEDOR RECOMENDADO				U N A M			
31						E N E P A R A G O N .			
32									
33		PROVEEDOR B: CUMPLE TECNICAMENTE,							
34		MENOR COSTO DE OPERACION ANUAL,							
35		FABRICACION NACIONAL.				TABULACION DE COTIZACIONES			
36									
37									
38						Firma Profesional: <u>Fernando Arellano C.</u>			
39						Fecha: <u>Ferretu</u> día <u>5/E</u> año <u>1983</u>			

5.1 EVALUACION TECNICA

Con las cotizaciones de los proveedores de los equipos, se elabora una tabulación de los datos más importantes para hacer una comparación más homogénea.

La tabulación de cotizaciones contiene las condiciones de operación, las características de construcción e hidráulicas, las características de los accionadores; motor eléctrico y/o turbina de vapor, y por último el aspecto comercial.

La tabulación es acompañada de las curvas características de cada uno de los proveedores. En estas curvas se analiza la localización del punto de diseño, el cual debe estar dentro de una zona adecuada de operación de la bomba. Esta zona está limitada un 10% a la izquierda del caudal del punto de máximo rendimiento y un 5% a la derecha del caudal del punto de máximo rendimiento. Además el punto de diseño debe corresponder a un diámetro de impulsor menor que el diámetro máximo, ya que se requiere que la bomba llegue a dar un 5% más de carga con respecto a dicho punto.

En las curvas características mostradas en los anexos 5.1, 5.2 y 5.3, se observa que el proveedor A es el único que se apega estrictamente a la condición señalada anteriormente.

Para ilustrar el análisis, son detallados los renglones indicados en la tabulación.

El renglón número uno, corresponde al modelo, tipo y tamaño de la bomba propuesta por los fabricantes en sus cotizaciones.

El renglón número dos, trata del NPSH requerido por la bomba. Este término es muy importante al analizar las cotizaciones, ya que, nos indicará si la bomba podrá funcionar con

el sistema diseñado. El NPSH requerido, debe ser menor que el disponible cuando menos un metro en bombas de proceso para evitar el fenómeno de cavitación. En la tabulación de cotizaciones que se está analizando, se observa que el proveedor C no cumple con este requisito.

El renglón número tres, se refiere al número de pasos y la velocidad rotativa que tendrá la bomba, lo cual es indicativo de las limitaciones de diseño de cada fabricante.

El renglón número cuatro, indica el rendimiento de la bomba a condiciones nominales y la potencia al freno. El rendimiento se toma de la curva característica, mientras que la potencia al freno se calcula dividiendo la potencia hidráulica entre el rendimiento. A mayor rendimiento menor potencia al freno y a menor potencia al freno, menor costo de operación.

El renglón número cinco, se refiere a la carga máxima del impulsor seleccionado y de la potencia mínima del accionador. El primer dato se toma de la curva característica y debe ser mayor en un 5 a 10% de la carga en condiciones nominales, para evitar cargas excesivas al cierre de la válvula y permitir cierta regulación. El segundo dato se obtiene multiplicando la potencia al freno por un factor de servicio, esta condición es señalada por el API-610, y en éste caso es 110% por ser la potencia al freno mayor de 75 Kw.

El renglón número seis, indica el caudal mínimo continuo que requiere la bomba. Este dato, es calculado por cada uno de los proveedores para evitar el sobrecalentamiento del equipo. Es imperativo adherirse a las limitaciones de las recomendaciones del caudal mínimo continuo estable dado por los proveedores.

El renglón número siete, se refiere a las características de montaje de la carcasa con la base. De acuerdo al API, las

bombas de proceso horizontales, deben tener montaje a la línea de centros del impulsor para que las dilataciones y/o contracciones de la carcasa no originen esfuerzos adicionales.

El renglón número ocho indica las características del impulsor, como son: tipo, diámetro de diseño y montaje. El montaje del impulsor estará de acuerdo al modelo y tipo de bomba de cada fabricante. El impulsor para bombas de proceso debe ser del tipo cerrado según las especificaciones del API-610. No son aceptados los impulsores de diámetro máximo, ya que, se requiere que la bomba seleccionada, proporcione en un futuro cuando menos 5% más de carga con respecto al punto original de diseño.

El renglón número nueve, se refiere al tipo de cojinete radial y de empuje axial que usará la bomba para eliminar los empujes en ambas direcciones.

El renglón número diez, se refiere a la lubricación y enfriamiento del sello mecánico según arreglos de la especificación API mostrados en los anexos 4.1 y 4.2. Como se observa en la tabulación de cotizaciones, los tres proveedores cumplen con este punto satisfactoriamente.

El renglón número once se refiere a los materiales que debe tener la bomba, dependerán del líquido y las condiciones de operación a las cuales se maneja. Los anexos 4.3 y 4.4 muestran las clases de materiales para bombas centrífugas de proceso. En la tabulación de cotizaciones se observa que todos los proveedores cumplen satisfactoriamente este punto.

Los renglones trece y catorce dan las características de los motores eléctricos, como son: potencia, velocidad rotativa, volts, fases y ciclos. Los tres últimos datos estarán de acuerdo con lo especificado en la requisición de cotización enviada a los proveedores.

Los renglones diecisiete y dieciocho, indican las características de las turbinas de vapor que los proveedores de las bombas coticen. De estos datos debe analizarse especialmente el consumo específico de vapor. Este indicará el costo de operación de la bomba accionada con turbina.

Después de analizar los puntos más importantes de la tabulación de cotizaciones, se encuentra que los equipos cotizados por los proveedores A y B, cumplen satisfactoriamente con las condiciones de operación y con las características de construcción e hidráulicas. El proveedor C, no cumple técnicamente, ya que, el valor de la NPSH requerida por la bomba es mayor que la NPSH disponible en el sistema, provocando el fenómeno de cavitación.

5.2 EVALUACION ECONOMICA

La evaluación económica se realiza mediante un análisis de costos. Algunos de ellos son tomados de la cotización comercial recibida de los proveedores y que se encuentran en la tabulación de cotizaciones.

Este análisis, se realiza por el método de valor presente, término que significa la cantidad de dinero en una fecha inicial que es equivalente de una programación particular de ingresos y/o desembolsos en estudio.

En la comparación de equipos por este método, el criterio que se aplica en la selección, es que, la opción con el precio más bajo es la mejor.

Para este análisis se toman en cuenta los siguientes costos:

1. Costo de inversión inicial
2. Costos de operación
3. Costo de partes de repuesto

1. Costo de Inversión Inicial

PROVEEDOR A

Bombas (2 Unidades)	\$ 1 174 669.00
Motor Eléctrico	\$ 164 672.17
Turbina de Vapor	\$ 238 911.92
Aislamiento	\$ <u>22 272.06</u>
Total	\$ 1 600 525.15

PROVEEDOR B

Bombas (2 Unidades)	\$ 464 482.20
Motor Eléctrico	\$ 164 952.32
Turbina de Vapor	\$ 397 953.08
Ingeniería, Dibujos y Manejo de Equipo	\$ <u>92 835.60</u>
Total	\$1 120 223.20

PROVEEDOR C

Bombas (2 Unidades)	\$ 739 596.00
Motor Eléctrico	\$ 216 696.03
Turbina de Vapor	\$ 293 345.07
Aislamiento y Tacómetro	\$ <u>49 306.41</u>
Total	\$1 298 943.50

2. Costos de Operación

El costo de operación es un factor determinante en la selección de los equipos. Un equipo con rendimiento elevado tendrá un costo de operación bajo.

Por otro lado, el tiempo de obsolescencia de un equipo - de bombeo varía según sus condiciones de operación de 8 a 12 años; por tanto, el tiempo promedio será de 10 años.

El costo de operación anual de los motores eléctricos, se calcula tomando como base el costo por Kw-Hr de \$0.60; aplicando la siguiente fórmula:

$$\$/\text{año} = (\text{Pot. al freno KW}) (\text{No. de horas}) (\$/\text{Kw-Hr})$$

El costo de operación anual de las turbinas de vapor, se calcula tomando como base el costo de vapor por tonelada de -

\$24.42 y el consumo específico de vapor; aplicando la siguiente fórmula:

$$\$/\text{año} = (\text{Pot freno kw}) (\text{No. hrs.}) (\$/1000 \text{ kg}) (\text{kg/kw-Hr})$$

Para la aplicación de estas fórmulas, se tomarán 333 días de 365 de un año, o sea 8000 horas, tal y como lo indican las bases de diseño de la planta.

PROVEEDOR A

a) Motor Eléctrico:

$$\text{Potencia al freno} = 121.98 \text{ Kw}$$

$$\$/\text{anual} = (121.98 \text{ Kw}) (8\ 000 \text{ Hrs}) (\$0.60/\text{Kw-Hr})$$

$$\$/\text{anual} = \$ 585\ 504.00$$

b) Turbina de Vapor:

$$\text{Potencia al freno} = 121.98 \text{ Kw}$$

$$\text{Consumo específico de vapor} = 28.52 \text{ Kg/Kw-Hr}$$

$$\begin{aligned} \$/\text{anual} &= (121.98 \text{ Kw}) (8\ 000 \text{ Hrs}) (\$24.42/1000 \text{ kg}) \\ &\quad (28.52 \text{ kg/Kw-Hr}). \end{aligned}$$

$$\$/\text{anual} = \$ 679\ 631.97$$

PROVEEDOR B

a) Motor Eléctrico:

$$\text{Potencia al freno} = 125 \text{ Kw}$$

$$\$/\text{anual} = (125 \text{ Kw}) (8\ 000 \text{ Hrs}) (\$ 0.60/\text{Kw-Hr})$$

$$\$/\text{anual} = \$ 600\ 000.00$$

b) Turbina de Vapor:

Potencia al freno = 125 Kw
Consumo específico de vapor = 25.15 kg/Kw-Hr
\$/anual = (125 Kw) (8 000 Hrs) (\$24.42/1000 kg)
(25.15 kg/Kw-Hr)
\$/anual = \$ 614 163.00

PROVEEDOR C

a) Motor Eléctrico:

Potencia al freno = 137.22 Kw
\$/anual = (137.22 Kw) (8 000 Hrs) (\$ 0.60/Kw-Hr)
\$/anual = \$ 658 656.00

b) Turbina de Vapor:

Potencia al freno = 137.22 Kw
Consumo específico de vapor = 29.29 Kg/Kw-Hr
\$/anual = (137.22 Kw) (8 000 Hrs) (\$ 24.42/1000 kg)
(29.29 kg/Kw-Hr)
\$/anual = \$ 785 185.79

3. Costo de Partes de Repuesto.

Los costos de las partes de repuesto, incluyen las refacciones para un mínimo de 2 años de operación continua de los equipos. Estas refacciones deben contener las siguientes partes: anillos de desgaste del impulsor, anillos de desgaste de la carcasa, chumacera radial, chumacera de empuje, sello mecánico, juego de empaques, camisa de flecha e impulsor. Cada proveedor indica los siguientes costos:

PROVEEDOR A = \$ 54 255.73
PROVEEDOR B = \$ 51 741.00
PROVEEDOR C = \$ 59 995.73

5.2.1 ANALISIS DE COSTOS

El análisis de costos, se hace por el método de valor presente, el cual significa una cantidad de dinero en una fecha inicial equivalente de una programación de desembolsos en estudio. Por lo tanto, el equipo que tenga el valor presente más bajo, será el más óptimo económicamente.

El análisis se inicia con un cuadro, que muestra todos los costos y la vida de servicio de cada uno de los proveedores de los equipos.

El análisis de costos requiere de dos fórmulas y de un diagrama de flujo para visualizar el movimiento económico. Dichas fórmulas son las siguientes:

1. El valor presente P cuando se conoce el futuro F.

$$P = F (1/1+i)^N$$

2. El valor presente P cuando se conocen las anualidades A.

$$P = A \left[\frac{(1+i)^N - 1}{(1+i)^N i} \right]$$

donde:

N = Número de años

P = Cantidad actual de dinero

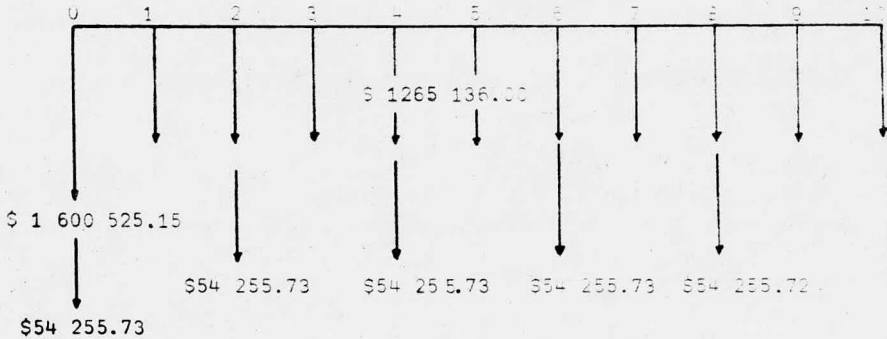
F = Cantidad futura de dinero

A = Movimiento de dinero al final de cada año en una serie uniforme que se prolonga por un número específico de periodos

i = Tipo de interés. Se considera para esta evaluación igual a 40%.

CONCEPTO	PROVEEDOR A	PROVEEDOR B	PROVEEDOR C
1. Costo de inversión Inicial	\$1 600 525.15	\$1 120 223.20	\$1 298 943.50
2. Costo de operación anual	\$1 265 135.97	\$1 214 163.00	\$1 443 841.79
a) Motor Eléctrico	\$ 585 504.00	\$ 600 000.00	\$ 658 656.00
b) Turbina de vapor	\$ 679 631.97	\$ 614 163.00	\$ 785 185.79
3. Costo de partes de repuesto	\$ 54 255.73	\$ 51 741.00	\$ 59 995.73
4. Vida de Servicio	10 años	10 años	10 años

PROVEEDOR A



$$P_1 = \$1\ 600\ 525.15 + \$ 54\ 255.73 = \$1\ 654\ 780.85$$

$$P_2 = \$ 54\ 255.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^2 = \$ 27\ 681.50$$

$$P_3 = \$ 54\ 255.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^4 = \$ 14\ 123.21$$

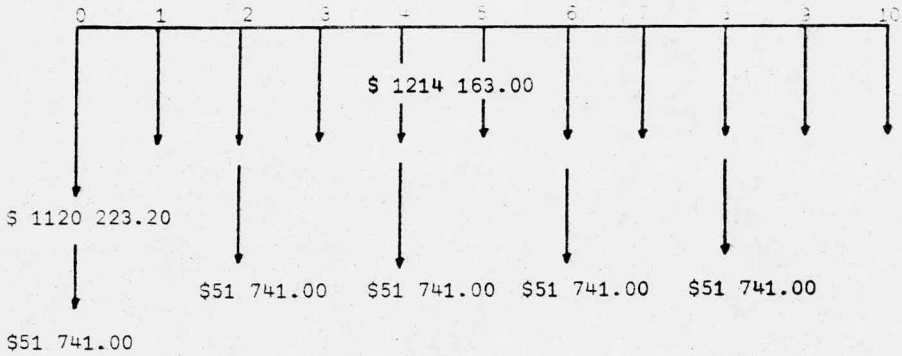
$$P_4 = \$ 54\ 255.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^6 = \$ 7\ 205.72$$

$$P_5 = \$ 54\ 244.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^8 = \$ 3\ 676.39$$

$$P_6 = \$1\ 265\ 136.00 \left(\frac{(1+0.4)^{10} - 1}{0.4 (1+0.4)^{10}} \right) = \$3\ 053\ 495.50$$

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = \$4\ 760\ 963.10$$

PROVEEDOR B



$$P_1 = \$ 1\ 120\ 223.20 + \$ 51\ 741.00 = \$ 1\ 171\ 964.20$$

$$P_2 = \$ 51\ 741.00 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^2 = \$ 26\ 398.47$$

$$P_3 = \$ 51\ 741.00 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^4 = \$ 13\ 468.61$$

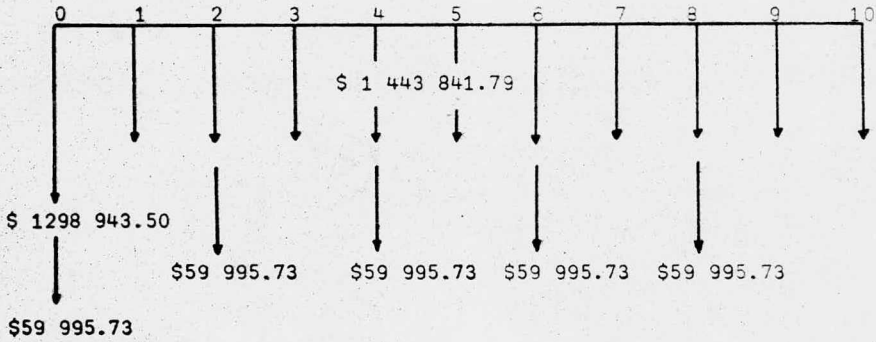
$$P_4 = \$ 51\ 741.00 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^6 = \$ 6\ 871.74$$

$$P_5 = \$ 51\ 741.00 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^8 = \$ 3\ 505.99$$

$$P_6 = \$ 1\ 214\ 163.00 \left(\frac{(1+0.4)^{10} - 1}{0.4 (1+0.4)^{10}} \right) = \$ 2\ 930\ 468.60$$

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = \$ 4\ 152\ 677.60$$

PROVEEDOR C



$$P_1 = \$1\,298\,943.50 + \$59\,995.73 = \$1\,358\,939.20$$

$$P_2 = \$59\,995.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^2 = \$30\,610.01$$

$$P_3 = \$59\,995.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^4 = \$15\,617.38$$

$$P_4 = \$59\,995.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^6 = \$7\,968.05$$

$$P_5 = \$59\,995.73 \left(\frac{1}{1+0.4} \right)^8 = \$4\,065.33$$

$$P_6 = \$1\,443\,841.79 \left(\frac{(1+0.4)^{10} - 1}{0.4 (1+0.4)^{10}} \right) = \$3\,484\,814.40$$

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = \$4\,902\,014.40$$

5.3 CUADRO COMPARATIVO

CONCEPTO	PROVEEDOR A	PROVEEDOR B	PROVEEDOR C
COSTO VALOR PRESENTE	\$4 760 963.10	\$4 152 677.60	\$4 902 014.40

5.4 RECOMENDACION DE LOS EQUIPOS

Según se observa en la tabulación, los equipos que cumplen satisfactoriamente con las condiciones de operación y con las características de construcción e hidráulicas son los cotizados por los proveedores A y B.

El equipo recomendado económicamente es el cotizado por el proveedor B, dado que, tiene un costo menor en un periodo equivalente de una programación de desembolsos.

En el cuadro hecho con el análisis de costos, se observa que el costo de inversión inicial del proveedor B es menor que el de los proveedores A y C, lo mismo que el costo de operación anual de los accionadores y el costo de las partes de repuesto.

Otro punto importante, es que, el equipo cotizado por el proveedor B es de fabricación nacional, considerandose como cierta protección en la selección.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Con el trabajo desarrollado en capítulos anteriores, se concluye lo siguiente:

Es importante tomar en cuenta para la selección de los equipos; el desarrollo del proceso y las bases de diseño de la planta, - con el fin de conocer las condiciones de operación, características del fluido manejado y el servicio que deberá cubrir cada uno de los equipos.

Además, es indispensable conocer los aspectos teóricos, principalmente aquellos que tienen mayor influencia en el comportamiento del equipo.

Es conveniente contar con un procedimiento para comprobar los datos especificados en la cotización y perfeccionarlo según se adquiera mayor conocimiento del equipo a seleccionar; esto redundará en una mayor confiabilidad en la comparación.

Para seleccionar las bombas centrífugas debe considerarse que éstas operarán satisfactoriamente de acuerdo a las condiciones especificadas, para evitar mayor consumo de potencia y/o menor incremento de presión del fluido bombeado.

Las normas y especificaciones para bombas centrífugas, son elementos importantes de consulta para los diferentes aspectos del equipo, como son: diseño, equipos auxiliares, materiales y pruebas. En este aspecto, es difícil tener conocimiento de todas las normas y especificaciones, pero, si es importante saber cuales aplican de acuerdo al servicio destinado del equipo.

Del método seguido en la selección de las bombas centrífugas de este trabajo, se concluye lo siguiente:

Los equipos seleccionados, cumplen con los requisitos correspondientes a las condiciones de operación, tipo de bomba, corte de la carcasa, tipo de impulsor, etc., tal como lo indican las normas y especificaciones para bombas centrífugas de proceso.

En la evaluación técnica, se normaliza un sólo método de cálculo para todas las bombas cotizadas, donde intervienen los datos suministrados por los proveedores.

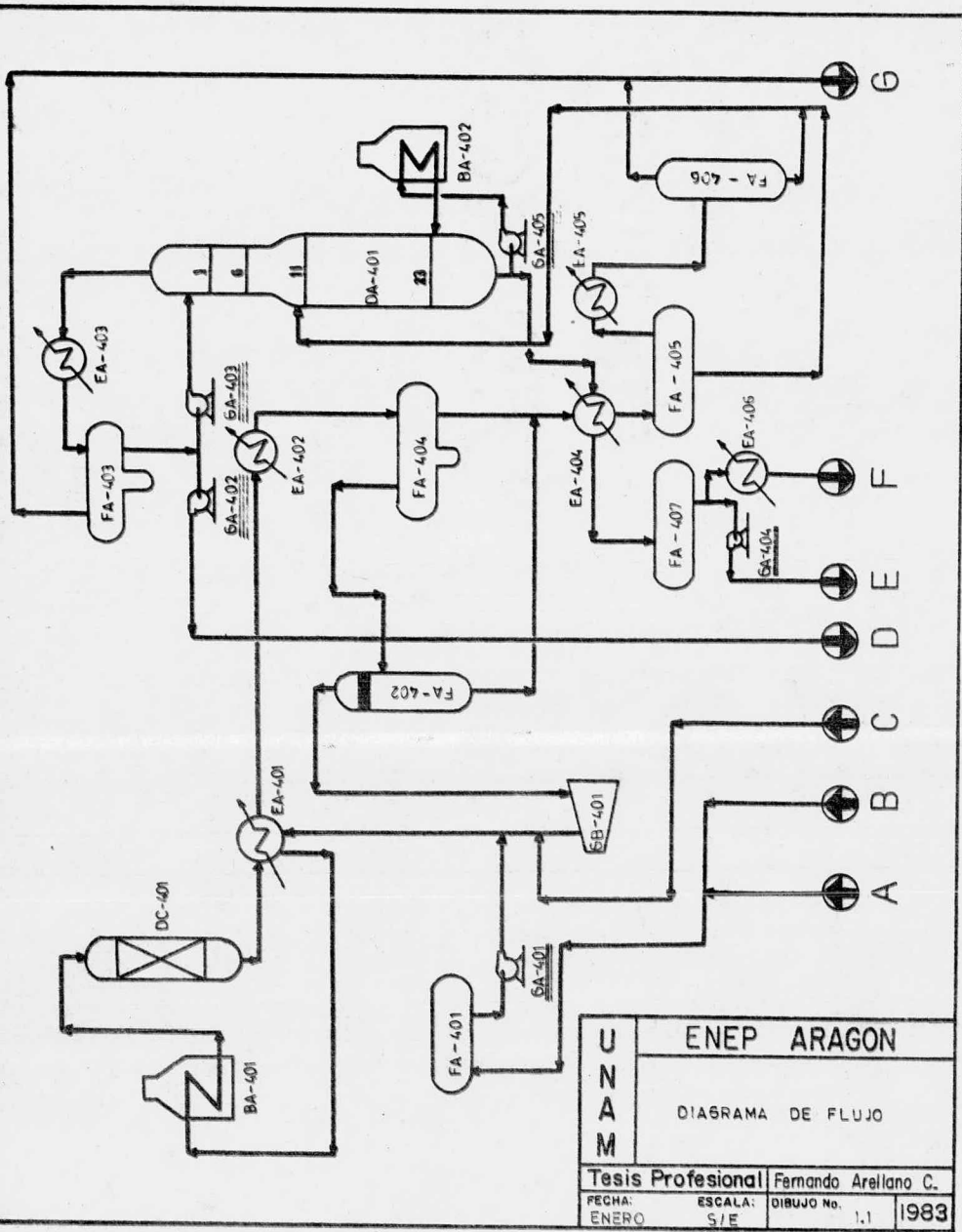
En la evaluación económica, se obtiene una selección óptima con los parámetros económicos que intervienen en la bomba y el conjunto bomba-accionador.

Con la recomendación técnica-económica, se convoca una reunión entre el cliente y el proveedor, en ella son aclaradas las dudas existentes, y además, son establecidas cláusulas de penalización para la entrega de dibujos, aprobación del equipo y la entrega del mismo de acuerdo a lo estipulado en su cotización, estos acuerdos son reconfirmados en la emisión de la orden de compra.

Considero, con la elaboración de este trabajo, haber logrado el objetivo mencionado al inicio, con resultados satisfactorios.

Seguramente, se encontrarán en este trabajo defectos y omisiones, por lo que, agradeceré de antemano todas las indicaciones y comentarios para el mejoramiento del mismo.

A N E X O S

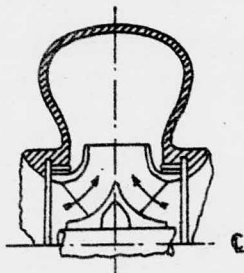


U N A M	ENEP ARAGON		
	DIAGRAMA DE FLUJO		
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.	
FECHA: ENERO	ESCALA: S/E	DIBUJO No. 1.1	1983

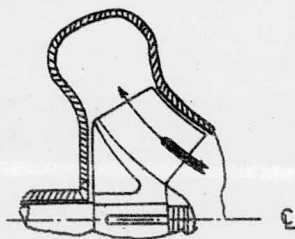
donde:

- A = Nafta de límites de la planta.
- B = Gasolinas de plantas hidrodesulfuradoras.
- C = Hidrógeno de planta reformadora.
- D = Isohexanos y más ligeros a límites de la planta.
- E = Carga a la planta reformadora.
- F = Carga a almacenamiento.
- G = Gas amargo a planta de tratamiento de gas amargo.

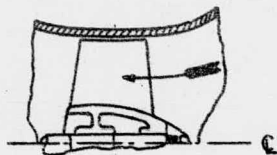
U N A M	ENEP ARAGON		
	NOTAS DEL ANEXO N° 1.1		
Tesis Profesional Ferr. de Aragon C			
FECHA: ENERO	ESCALA: S/E	LIBRO N°	1963



A.- BOMBA DE FLUJO RADIAL

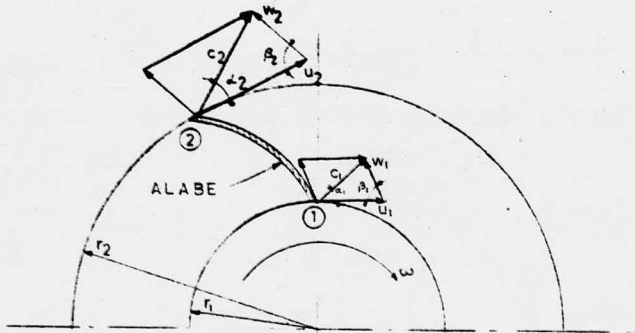


B.- BOMBA DE FLUJO MIXTO



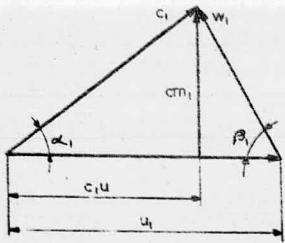
C.- BOMBA DE FLUJO AXIAL

U N A M	ENEP ARAGON	
	TIPOS DE BOMBAS	
Tesis Profesional		Fernando Arellano G.
FECHA: ENERO	ESCALA: S/E	DIBUJO No. 2.1 1983

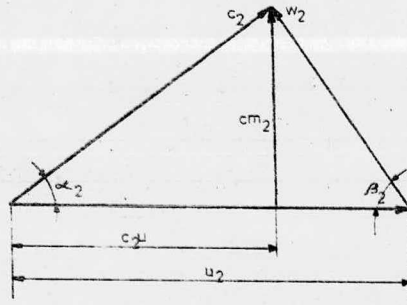


A- CORTE TRANSVERSAL DEL IMPULSOR

ENTRADA

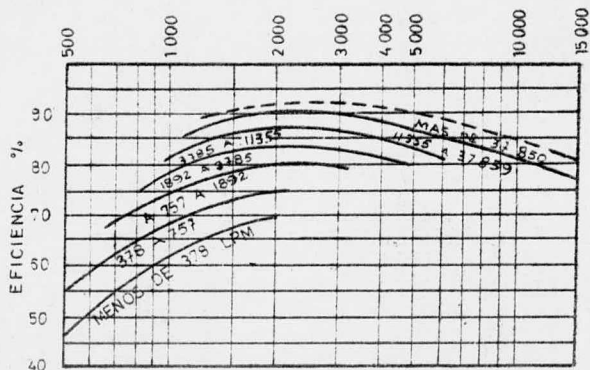
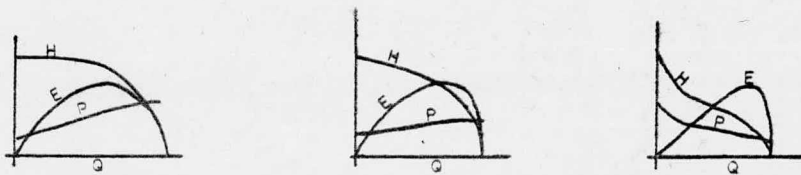


SALIDA



B- TRIANGULOS DE VELOCIDADES

U N A M	ENEP ARAGON	
	COMPONENTES DE LAS VELOCIDADES	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA: ENERO	ESCALA: S/E	DIBUJO No. 2.2 1983



VALORES DE VELOCIDAD ESPECIFICA

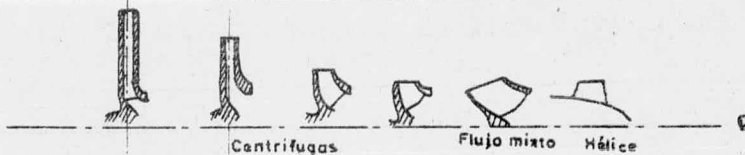
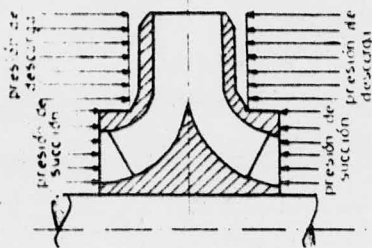
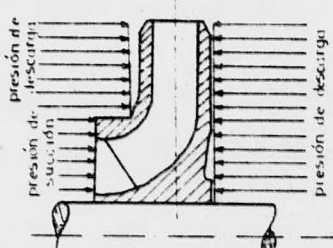


Fig. 2.3 A

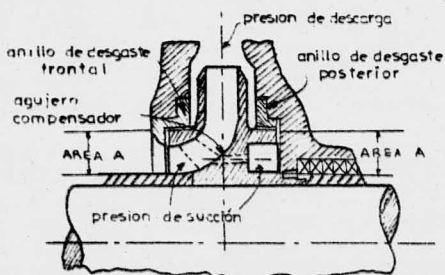
U N A M	ENEP ARAGON		
	VELOCIDAD ESPECIFICA		
Tesis Profesional		Fernando Arellano G	
FECHA:	ESCALA:	DIBUJO No.	2.3
ENERO	S/E		1983



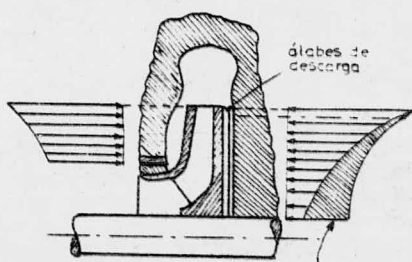
B- IMPULSOR DE DOBLE SUCCION



C- IMPULSOR DE SIMPLE SUCCION

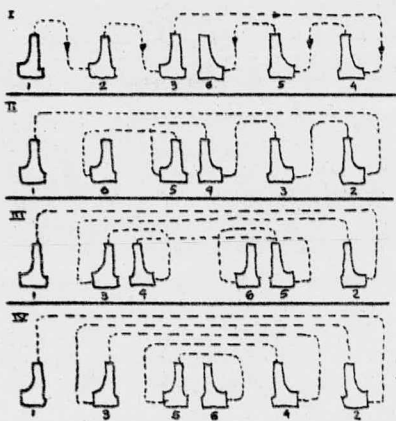


D- AGUJERO COMPENSADOR



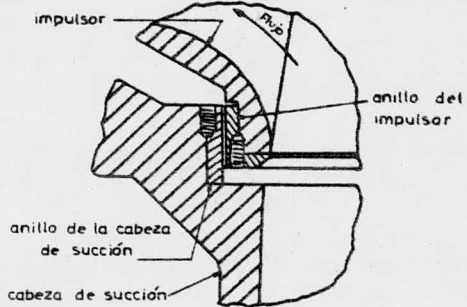
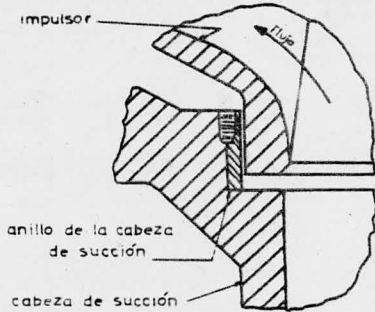
E- ALABES DE DESCARGA

reducción de la presión debido a los álabes de descarga.

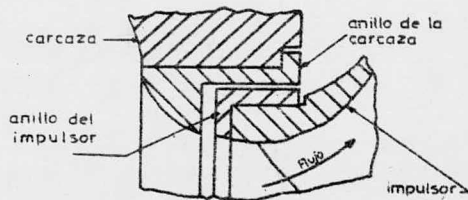
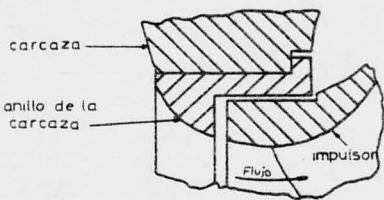


F- ARREGLOS DE IMPULSORES OPUESTOS

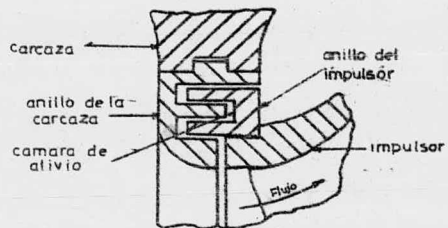
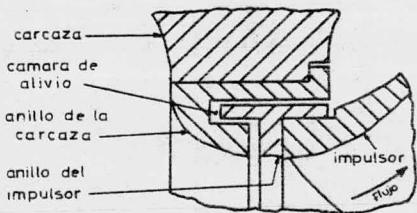
U N A M	ENEP ARAGON	
	EMPUJE AXIAL	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA: ENERO	ESCALA: 5/E	DIBUJO No. 2.3 1983



A- ANILLOS PLANOS

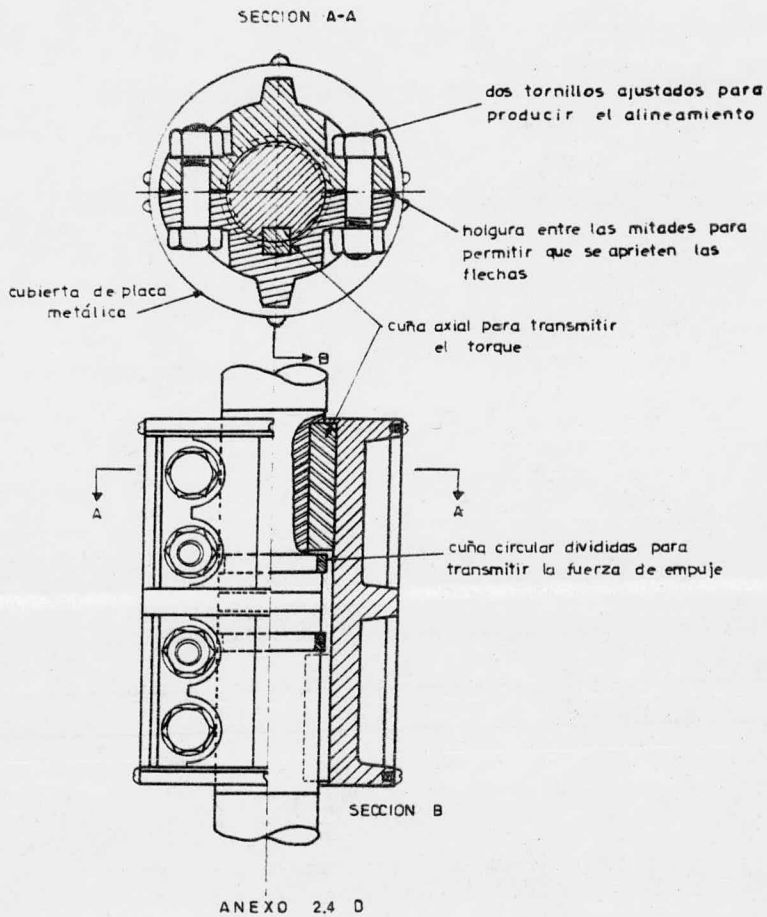


B- ANILLOS TIPO "L"

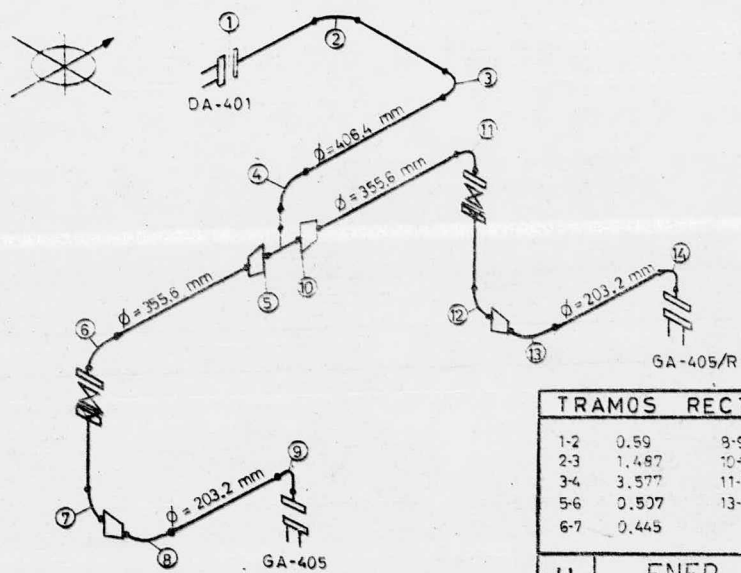
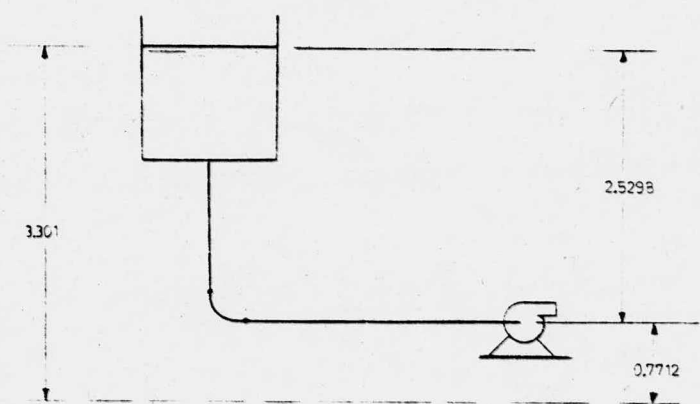


C- ANILLOS TIPO LABERINTO

U N A M	ENEP ARAGON	
	ANILLOS DE DESGASTE	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA: ENERO	ESCALA: 5/E	DIBUJO No. 2.4 1983



U N A M	ENEP ARAGON		
	ACOPLAMIENTO DE ABRAZADERA		
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.	
FECHA:	ENERO	ESCALA:	DIBUJO No. 2.4 1983
		S/E	



TRAMOS RECTOS (m)			
1-2	0.59	9-9	0.59
2-3	1.487	10-11	0.507
3-4	3.577	11-12	0.293
5-6	0.507	13-14	0.59
6-7	0.445		

ACCESORIOS (∅ en mm)					
CANT	DESCRIPCION	∅	CANT	DESCRIPCION	∅
2	codo 90° RL	406.4	4	bridas	355.6
1	codo 90° RC	406.4	2	válv. de comp.	355.6
1	té	406.4	2	red conc. 355.6 X 203.2	
1	brida	406.4	4	codo 90° RL	203.2
2	red. conc. 406.4 X 355.6		2	brida	203.2
4	codos 90° RL	355.6			

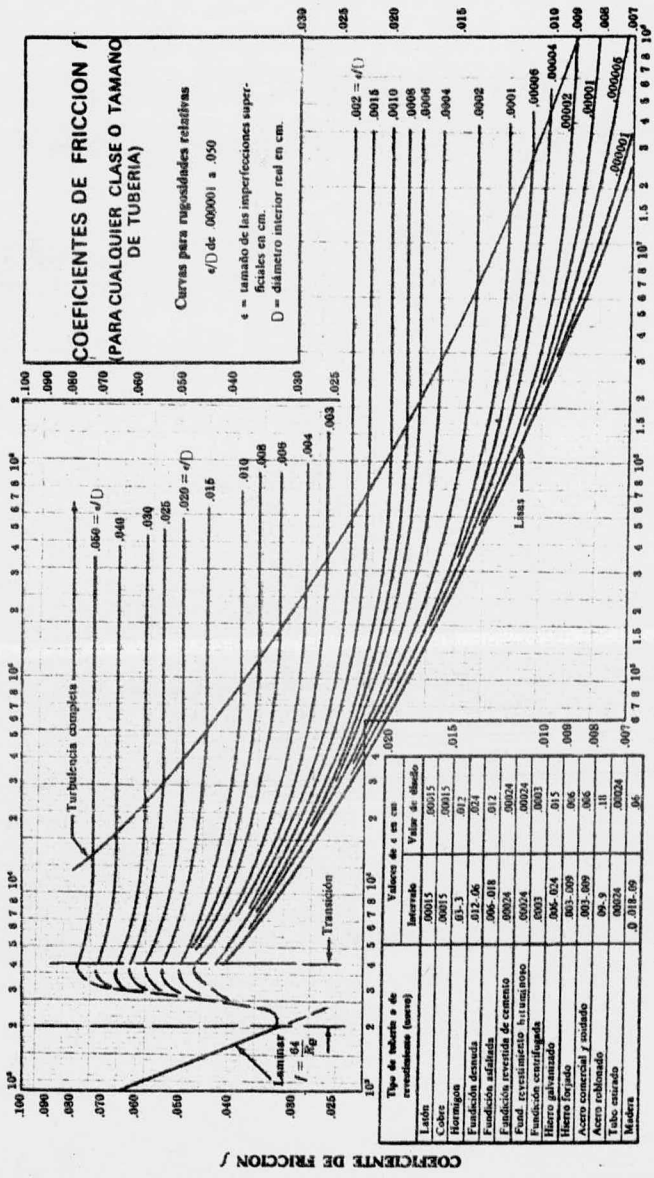
UNAM

ENEP ARAGON

ISOMETRICO DE TUBERIA

Tesis Profesional Ferrnando Arellano C.

FECHA: ENERO ESCALA: S/E DIBUJO NO: 3.1 1983



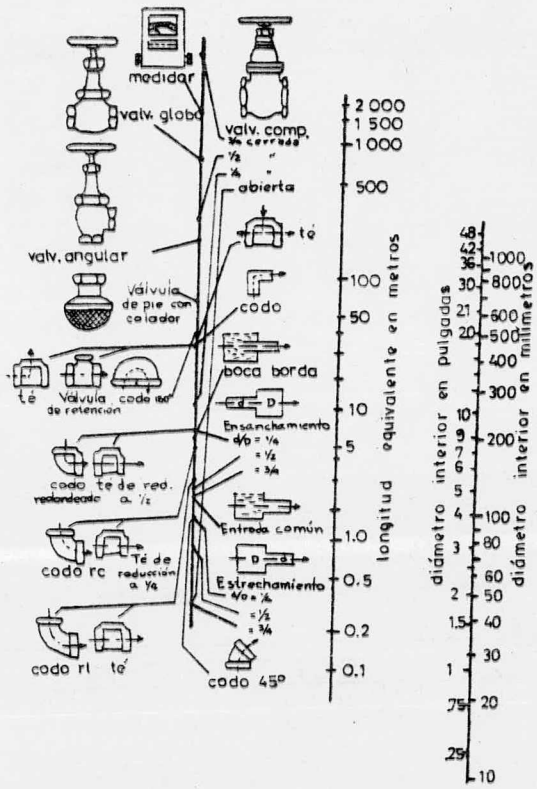
U N A M

ENEP ARAGON

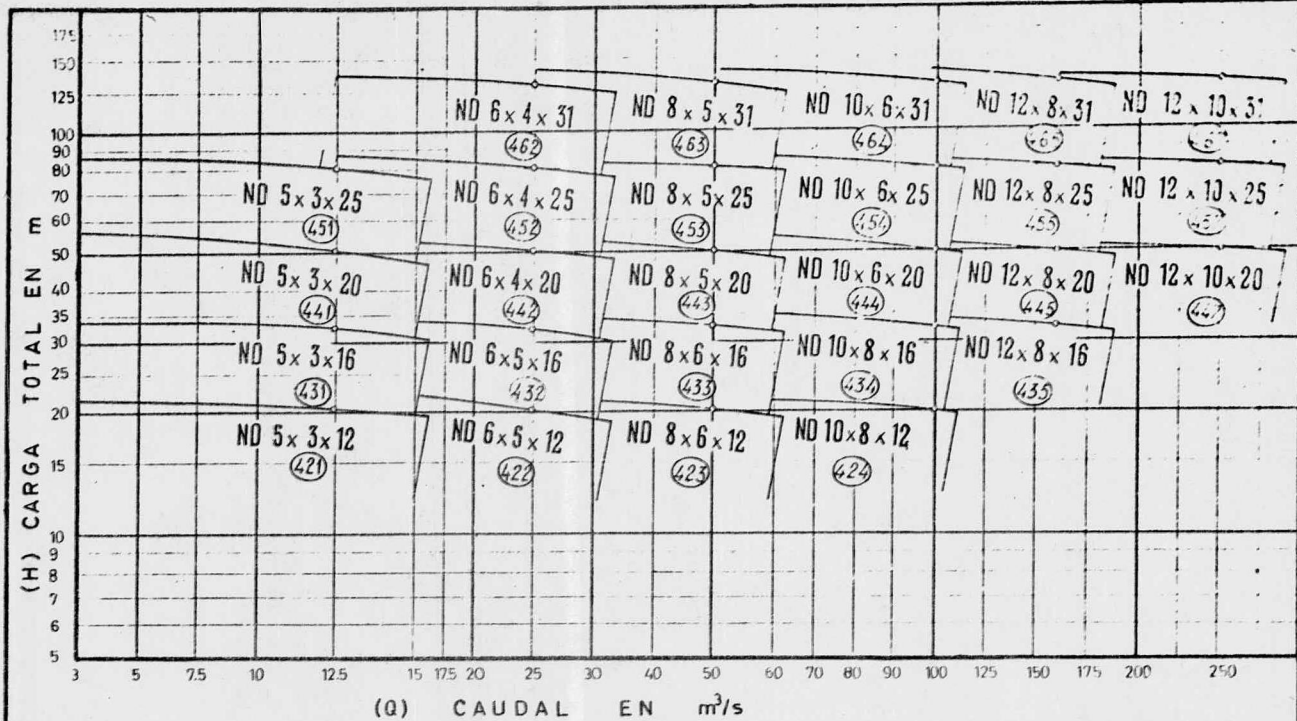
DIAGRAMA DE MOODY

Tesis Profesional: *Ferrigno Carlos C.*

FECHA: *ENERO* ESCALA: *S/E* Hoja: *3.2* 1983



U N A M	ENEP ARAGON	
	NOMOGRAMA	
Tesis Profesional		Fernanda Arellano C.
FECHA:	ESCALA:	DIBUJO No.
ENERO	S/E	3.3
		1983



U N A M	ENEP ARAGON	
	CARTA DE SELECCION PRIMARIA	
Técnico Profesional		Encargado Analista
FECHA: FEBRERO	ESCALA: S/E	HOJAS No: 34 1983



DISEÑO 01

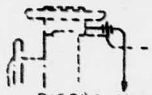
Recirculación interna de la descarga de la bomba al sello.



DISEÑO 02

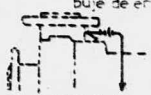
fuera de servicio: la caja del sello sin carga de líquido lavado, la enjuague y el buje de entrada según requeridos.

conexiones taponeadas para una futura circulación de líquido.



DISEÑO 11

recirculación de la carcasa de la bomba al sello a través de un orificio.



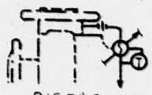
DISEÑO 12

recirculación de la carcasa de la bomba al sello a través de un filtro y un orificio.



DISEÑO 13

recirculación de la cámara del sello regresando a la succión por un orificio.



DISEÑO 21

recirculación de la carcasa al sello por un orificio y un entrador.



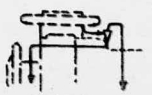
DISEÑO 22

recirculación de la carcasa al sello por un filtro, un orificio y un entrador.



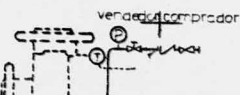
DISEÑO 23

recirculación del sello y regresando al sello por un orificio de bombeo por un entrador.



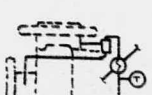
DISEÑO 31

recirculación de la carcasa por un ciclón separador entregando líquido limpio al sello, y el fluido con sólidos en suspensión regresa a la succión de la bomba.



DISEÑO 32

inyección al sello de una fuente externa de líquido limpio y frío.



DISEÑO 41

recirculación de la carcasa por un ciclón separador entregando un líquido limpio por un entrador al sello y el fluido con sólidos en suspensión regresa a la succión de la bomba.

— SIMBOLOGIA —



ENFRIADOR



TERMOMETRO



MANOMETRO



SEPARADOR CICLONICO



FILTRO Y



VALVULA REGULADORA DE FLUJO



VALVULA DE BLOQUEO



VALVULA DE RETENCION

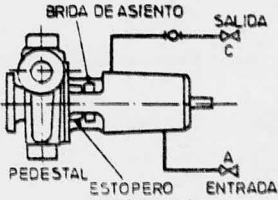


ORIFICIO

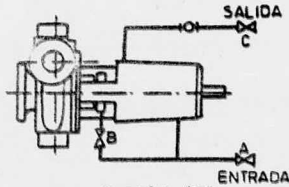
NOTA:

LOS DISEÑOS 31, 32 Y 41 SON PARA BOMBAS QUE MANEJAN LIQUIDO SUCIO O PARA SERVICIOS ESPECIALES

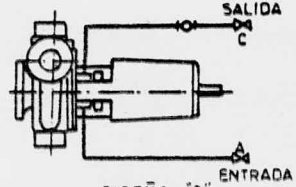
U N A M	ENEP ARAGON		
	LUBRICACION DEL SELLO MECANICO		
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.	
FECHA:	ESCALA:	DIBUJO No.:	1983
FEBRERO	S/E	41	



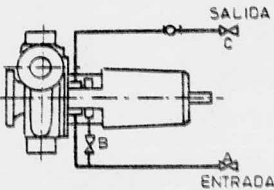
DISEÑO "A"
ENFRIAMIENTO DE COJINETES



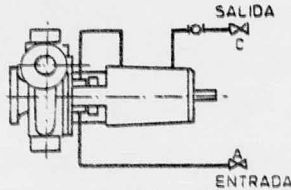
DISEÑO "B"
ENFRIAMIENTO DE COJINETES
CON FLUJO PARALELO A LA
BRIDA DE ASIENTO



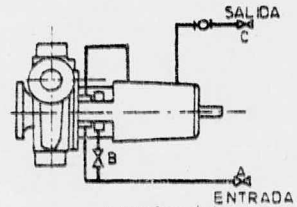
DISEÑO "C"
ENFRIAMIENTO DE ESTOPEROS



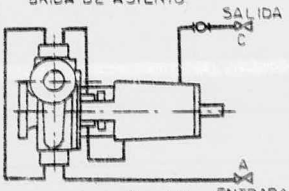
DISEÑO "D"
ENFRIAMIENTO DE ESTOPEROS
CON FLUJO PARALELO A LA
BRIDA DE ASIENTO



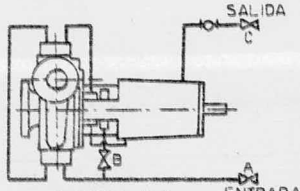
DISEÑO "E"
ENFRIAMIENTO DE ESTOPEROS
Y DE COJINETES EN SERIE



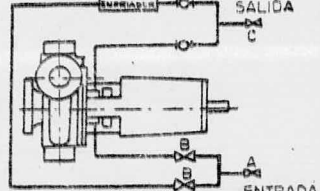
DISEÑO "F"
ENFRIAMIENTO DE ESTOPEROS Y
COJINETES EN SERIE CON FLUJO
PARALELO A LA BRIDA DE ASIENTO



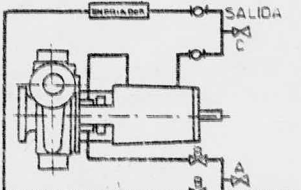
DISEÑO "G"
ENFRIAMIENTO DE PEDESTALES
ESTOPEROS Y COJINETES EN
SERIE



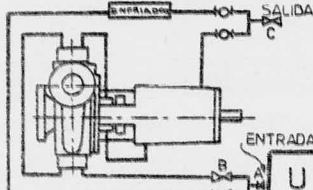
DISEÑO "H"
ENFRIAMIENTO DE PEDESTALES
ESTOPEROS Y COJINETES EN SERIE
CON FLUJO PAR. A LA "B" DE ASIENTO.



DISEÑO "J"
ENFRIAMIENTO DE ESTOPEROS CON
FLUJO PARALELO A UN ENFRIADOR

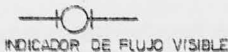


DISEÑO "K"
ENFRIAMIENTO DE ESTOPEROS Y
COJINETES EN SERIE CON FLUJO
PARALELO A UN ENFRIADOR



DISEÑO "L"
ENFRIAMIENTO DE PEDESTALES
ESTOPEROS Y COJINETES EN
SERIE CON FLUJO PARALELO
A UN ENFRIADOR

- "A" - VALVULA DE CIERRE A LA ENTRADA
- "B" - VALVULA DE CONTROL DE DERIVACION
- "C" - VALVULA DE CIERRE A LA SALIDA (OPCIONAL)



U N A M	ENEP ARAGON	
	ENFRIAMIENTO DE LAS PARTES DE LA BOMBA	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA: FEBRERO	ESCALA: S/E	DIBUJO No. 4,2 1983

S E R V I C I O	Para operar en plantas de proceso	Para operar en sistemas de transporte y distribución	Límites de temperatura (°C)	Límites de presión (bar mar)	Clase de material
agua dulce, condensado, agua para torre de enfriamiento.	X	X	menor de 100	todos	I-1 ó I-2
agua en ebullición y agua para proceso.	X	X	menor de 121	todos	I-1 ó I-2
	X	X	de 122 a 176	todos	S-5
	X	X	mayor de 177	todos	D-6
agua sucia, agua de retlup para calderas, aguas de pozo.	X	X	menor de 176	todos	S-3
agua de mar y salada (salmuera)	X	X	menor de 100	todos	I-1 ó I-3
propano, butano y gas LP y amoniaco	X	X	menor de 232	todos	S-1
combustible o aceite diesel, gasolina, natta kerosina. Aceites lubricantes ligeros, medios y pesados, aceite combustible, residuo, petróleo crudo, residuos de crudos sintéticos.	X		menor de 232	todos	S-1
	X		de 233 a 371	todos	S-6
	X		mayor de 372	todos	C-6
		X	menor de 176	menor de 17.5	I-1
hidrocarburos no corrosivos (reformados catalíticos, aceites desulfurados, etc.).		X	menor de 232	mayores de 17.5	S-1
	X	X	de 232 a 371	todos	S-4
xileno, tolueno, acetona, benceno turtural, metil-etilquetonos, isopropilbenceno.	X		menor de 232	todos	S-1
		X	menor de 176	menor de 17.5	L-1
		X	menor de 232	mayor de 17.5	S-1
carbonato de sodio, solución para el proceso de desmercaptización.	X	X	menor de 176	todos	I-1
concentracines cáusticas al 20% o menos	X	X	menor de 60	todos	S-1
	X		de 61 a 93	todos	S-3
	X		mayor de	todos	—
etanolaminas, dietanolamina, trietanolamina, solución madre.	X	X	menor de 121	todos	S-1
dietanolamina, trietanolamina, soluciones pobres.	X	X	menor de 121	todos	S-1
etanolaminas, solución pobre. CO ₂	X	X	de 80 a 149	todos	S-9
etanolaminas, solución pobre. CO ₂ y H ₂ S	X	X	menor de 80	todos	A-7
etanolaminas, dietanolamina, trietanolamina, soluciones ricas.	X	X	menor de 80	todos	S-1
ácido sulfúrico en concentraciones superiores al 75%.	X	X	menor de 38	todos	S-1
ácido sulfúrico en concentraciones comprendidas entre 75% y 1%.	X	X	menor de 38	todos	A-8
ácido sulfúrico en concentraciones inferiores al 1%.	X	X	menor de 232	todos	A-8
ácido hidrosulfúrico en concentraciones superiores al 96%.	X	X	menor de 38	todos	S-9
PRECAUCION: ESTA TABLA TIENE COMO PROPOSITO SER UNA GUIA GENERAL, POR LO QUE NO DEBE USARSE SIN ANTES ANALIZAR Y DETERMINAR ADECUADAMENTE EL SERVICIO.			U N A M ENEP ARAGON CLASES DE MATERIALES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS		
Tesis Profesional					
FECHA FEBRERO		ESCALA 3/E	DIBUJO No. 4.3		1983

CLASE DE MATERIAL	I-1	I-2	I-3	S-1	S-3	S-4	S-5	S-6	S-9	C-6	D-6	A-7	A-8
PARTE ↓ CARCAZA	hierro	hierro	bronce	acero	acero	acero	acero	acero	acero	12% Cr	5% Cr	inox 18-8 (2, 5)	inox 316 (2)
	PARTES INTERIORES												
	hierro	bronce	bronce	hierro	Ni-resist	acero	acero 12% Cr	12% Cr	monel	12% Cr	12% Cr	inox 18-8 (2, 5)	inox 316 (2)
Carcaza exterior	hierro fundido	hierro fundido	bronce	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	12% Cr	5% Cr	Inoxidable 18-8	Inoxidable 316
Partes Internas (difusores, diafrag.)		bronce		h. fundido	Ni resist	h. fundido		12% Cr	monel		12% Cr		
Impulsor						a. al carb.		12% Cr					
Anillo de desgaste de la carcaza						hierro fundido		12% Cr			12% Cr	inoxidable 18-8 end. superficie (4)	inoxidable 316 end. superficie (4)
Anillo de desgaste del impulsor						hierro fundido		endurecido			endurecido		
Flecha, (6)	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	acero al carbono	AISI-4140	AISI-4140 (7)	monel-k	12% Cr		inoxidable 18-8	inoxidable 316
Camisa de la flecha cuando se usan empaques,	acero al 12% Cr endurecido	bronce endurecido	bronce endurecido	acero al 12% Cr endurecido	acero al 12% Cr endurecido	carburo de tungsteno-3 sobre 12% Cr			monel-k endurecido	carburo de tungsteno-3 sobre 12% Cr	inoxidable 18-8 end. sup. (4)	inoxidable 316 end. sup. (4)	
Camisa de la flecha cuando se usa sello mecánico.	inoxidable 18-8 ó 12% Cr		bronce	inoxidable 18-8 ó 12% Cr					monel-k endurecido	inoxidable 18-8 ó 12% Cr	inoxidable 18-8	inoxidable 316	
Buje de entrada y de regulación.	hierro fundido	bronce		hierro fundido	Ni resist.	hierro fundido	12% Cr		monel	12% Cr		18-8	316
Camisa entre pasos.							12% Cr endurecido		monel-k endurecido	12% Cr endurecido		inoxidable 18-8 end. superf. (4)	inox. 316 end. sup.
Bujes entre pasos.												inoxidable 18-8	inoxidable 316
Anillo linterna (si hay empuje).		bronce ó fo. to.			hierro fundido		hierro fundido		monel	12% Cr		inoxidable 18-8	316
Prensaestopos (para empaque) Brida de asiento (para sello mecánico)	acero al carbono			acero al carbono (9)						12% Cr (9)		acero al carbono ó inox. 18-8 (3)	acero al carbono ó inox. 316 (3)
Tornillos y birlos (del prensa-estopos y brida de asiento).			acero al carbono	AISI - 4140					monel-k endurecido	AISI - 4140		inoxidable 18-8 (3)	inoxidable 316 (3)
Tornillo de la carcaza.				AISI - 4140					monel-k endurecido	AISI - 4140		AISI - 4140	
Junta de la carcaza.	compuestos a base asbesto					inoxidable 18-8 encaquetado de asbesto (6)			teflón (10)		inoxidable 18-8 encaquetado de asbesto (6)		inox. 316 en asp. (3)

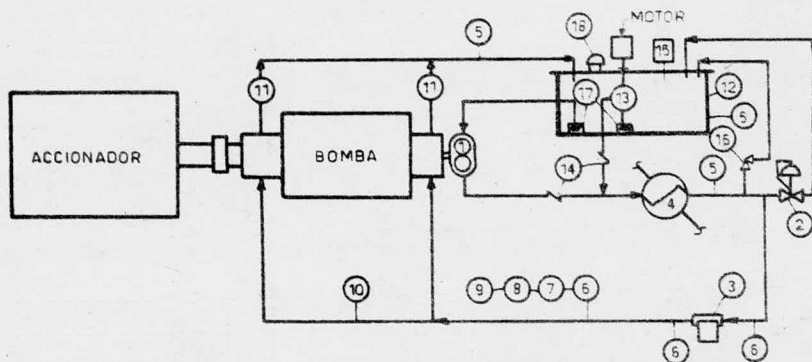
NOTA :

LOS NUMEROS INDICADOS ENTRE PARENTESIS, SE REFIEREN A LAS NOTAS QUE SE DESCRIBEN EN LA SIGUIENTE HOJA.

U N A M	ENEP ARAGON
	CLASES DE MATERIALES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS
	Tesis Profesional Fernando Arellano C.
	fecha: Febrero Dribulo N. 4.4 1983

1. Los materiales para piezas secundarias (tuercas, roldanas, cuñas) deberán tener igual resistencia a la corrosión que la indicada para las partes ubicadas cerca o en el mismo medio ambiente.
2. Si las partes hechas de acero de aleación 18 Cr-8Ni, están expuestas al líquido bombeado, es necesario que estos aceros sean endurecidos superficialmente.
3. Los tornillos y tuercas hechos de acero inoxidable 18-8, deberán tener una lubricación con un compuesto a base de bisulfuro de Molibdeno antifricción.
4. El material endurecido superficialmente con Stellite, Colmonoy, carburo de tungsteno, para las clases A-7 y A-8, deberá ser seleccionado por el comprador.
5. Si el comprador desea otro tipo de acero inoxidable en particular deberá indicarlo en la hoja de datos.
6. Para las bombas de corte axial, se aceptarán las juntas de carcasa de un compuesto a base de asbesto grafitado.
7. Para la clase S-6, la flecha será de acero de aleación con 12% de cromo si la temperatura es mayor de 177°C.
8. Si la bomba es de tipo vertical, la flecha deberá ser de acero de aleación con 12% cromo, excepto para las clases A-7 y A-8, donde serán usados acero inoxidable 18-8 y 316.
9. El prensaestopa para una bomba que utiliza empaquetadura, deberá tener un revestimiento o forro de bronce, excepto cuando se maneje amoníaco y concentrados. La brida de asiento de un sello mecánico deberá tener buje de regulación de presión, de material no ferroso.
10. Las juntas de teflón para la carcasa estarán encerradas o encaquetadas, con el fin de evitar su estiramiento.

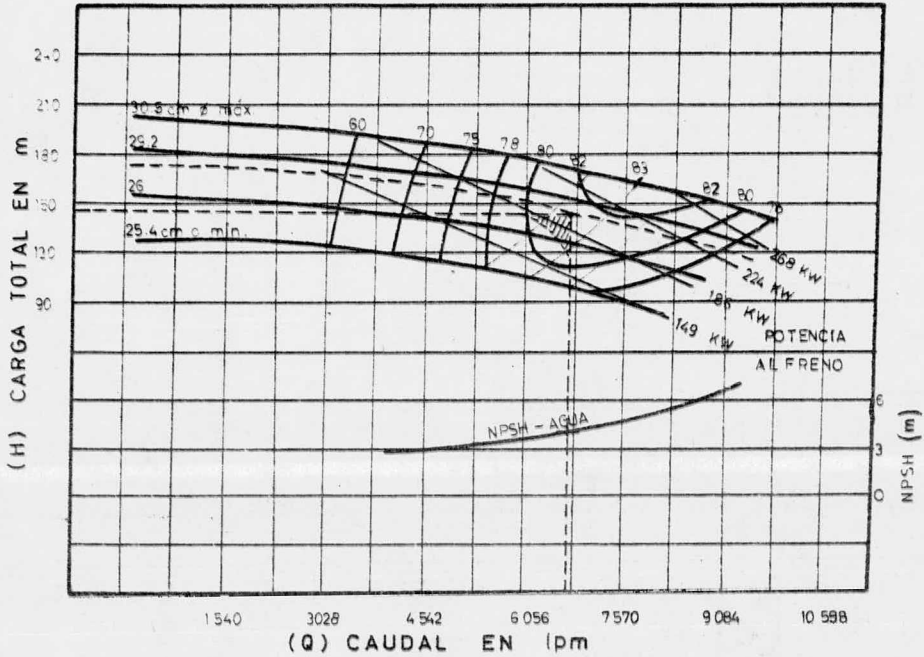
U N A M	ENEP ARAGON		
	NOTAS PARA EL ANEXO No. 4.4		
Tesis Profesional		Fernando Arellano C	
FECHA: FEBRERO	ESCALA: 5/8	DIBUJO No.	1982



— SIMBOLOGIA —

- 1.- BOMBA PRINCIPAL DE ACEITE
- 2.- VALVULA REGULADORA DE PRESION
- 3.- FILTRO DE FLUJO COMPLETO
- 4.- ENFRIADOR DE ACEITE
- 5.- TERMOMETRO
- 6.- MANOMETRO
- 7.- ALARMA DE BAJA PRESION E INTERRUPTOR DE FLUJO
- 8.- INTERRUPTOR DE ARRANQUE DE LA BOMBA PRINCIPAL
- 9.- INTERRUPTOR DE PRESION DE LA BOMBA AUXILIAR
- 10.- TUBERIA (SUMINISTRO Y RETORNO)
- 11.- INDICADOR DE FLUJO VISIBLE
- 12.- DEPOSITO DE ACEITE
- 13.- BOMBA AUXILIAR DE ACEITE
- 14.- VALVULA DE RETENCION
- 15.- INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE
- 16.- VALVULA DE ALIVIO
- 17.- COLADORES DE SUCCION
- 18.- FILTRO / RESPIRADERO

U N A M	ENEP ARAGON	
	SISTEMA TÍPICO DE LUBRICACION PRESURIZADA DE ACEITE	
	Tesis Profesional Fernando Arriago C.	
FECHA: FEBRERO	ESCALA: S/E	DIBUJO No 4,5 1983



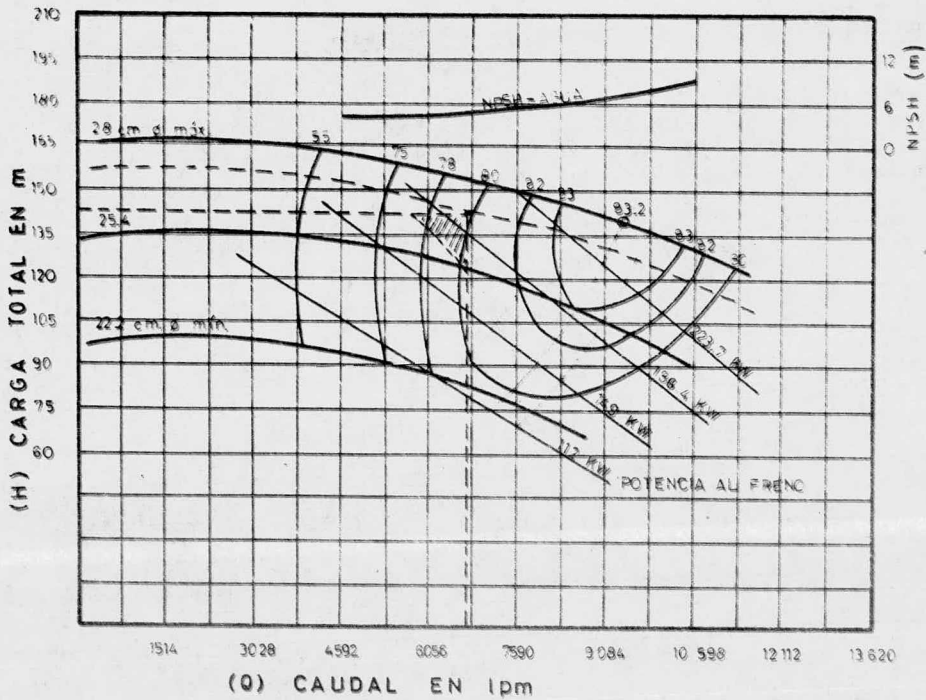
$n = 3560 \text{ rpm}$

BOMBA: 6 X 9 X 12 B CD

No DE CURVA: CD 101

$N_s = 1470$

U N A M	ENEP ARAGON	
	CURVA CARACTERISTICA	
	PROVEEDOR *A"	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA: ENERO	ESCALA: 5/E	DIBUJO No. 5.1 1983



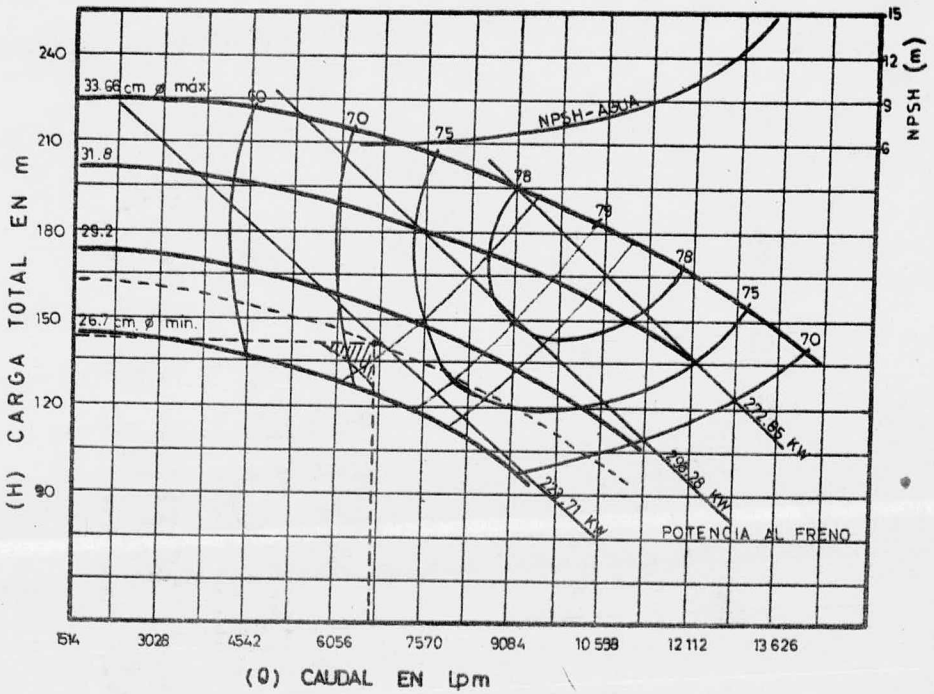
$n = 3550 \text{ rpm}$

BOMBA : 6 X 8 X 11 H DSJ-DSJH

No. CURVA : 2030 1

$N_s = 1760$

U N A M	ENEP ARAGON	
	CURVA CARACTERISTICA PROVEEDOR "B"	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA: ENERO	ESCALA: S/E	DIBUJO No. 5.2 1983



n = 3550 rpm

BOMBA : 6 X 13 A

No. DE CURVA : 6 X 13 C

N_b = 1525

U N A M	ENEP ARAGON	
	CURVA CARACTERISTICA	
	PROVEEDOR "C"	
Tesis Profesional		Fernando Arellano C.
FECHA:	ESCALA:	DIBUJO No.
ENERO	5/E	5.3
		1983

B I B L I O G R A F I A

BIBLIOGRAFIA

1. American Petroleum Institute, División of Refining
API Standard 610
CENTRIFUGAL PUMPS FOR GENERAL REFINERY SERVICES.
Sixth Edition, January 1981
New York
2. Claudio Mataix
MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS
España, 1970
Editorial del Castillo
3. Goulds Pump Inc.
GOULDS PUMP MANUAL
E.E.U.U. 1975
4. Hidraulic Institute
HIDRAULIC INSTITUTE STANDARD
Thirteen Edition, 1975
E.E.U.U.
5. Igor J. Karassik y Roy Carter
BOMBAS CENTRIFUGAS SELECCION, OPERACION Y MANTENIMIENTO
México, D. F. 1980
Editorial CECSA
6. Instituto Mexicano del Petróleo
II Seminario de Ingeniería Mecánica Petrolera
"EQUIPO ROTATORIO I"
México, D. F. 1978
7. Manuel Viejo Subicaray
BOMBAS TEORIA, DISEÑO Y APLICACIONES
México, D. F. 1979
Editorial Limusa

8. Renald V. Giles
MECANICA DE FLUIDOS E HIDRAULICA
México, D. F. 1979
Serie de Compendios Schaum

9. Tyler G. Hicks
BOMBAS SU SELECCION Y APLICACION
México, D. F. 1981
Editorial CECSA