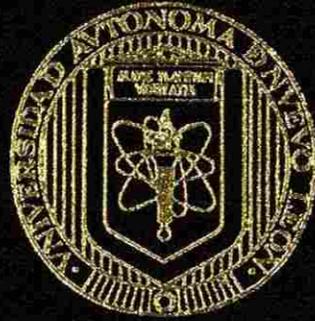


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



NORMATIZACION EN EL DISEÑO Y
CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS
HORIZONTALES PARA PROCESOS

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN TERMICA Y FLUIDOS

POR

JOSE ENCARNACION CASTILLO BARRERA

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
DICIEMBRE DE 1998

TM

Z5853

.M2

FIME

1998

C377



1020124837



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



NORMATIZACION EN EL DISEÑO Y
CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS
HORIZONTALES PARA PROCESOS

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN TERMICA Y FLUIDOS

POR

JOSE ENCARNACION CASTILLO BARRERA

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
DICIEMBRE DE 1998

TM
25 53
M2
M
19 2
C=77

012 6186



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



FONDO
TESIS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis "Normatización en el diseño y construcción de bombas centrífugas horizontales para procesos" realizada por el alumno Ing. José Encarnación Castillo Barrera sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.

El Comité de Tesis

Asesor

M. C. Roberto Villarreal Garza

Coasesor

M. C. Guadalupe E. Cedillo Garza

Coasesor

M. C. Benito S. Garza Espinoza

Vo.Bo.

M. C. Roberto Villarreal Garza

División de Estudios de Post-Grado

San Nicolás de los Garza, N.L. a 9 de Diciembre de 1998

DEDICATORIAS

A DIOS:

POR HABERME PERMITIDO DESARROLLAR Y TERMINAR ESTE TRABAJO.



A MI MADRE:

COMO UN HOMENAJE A SU DEDICACION POR LA FORMACION DE
TODOS SUS HIJOS.

UANL

A MI ESPOSA IRMA:

POR SU AMOR, PACIENCIA Y PALABRAS DE ALIENTO PARA TERMINAR
ESTA TESIS.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

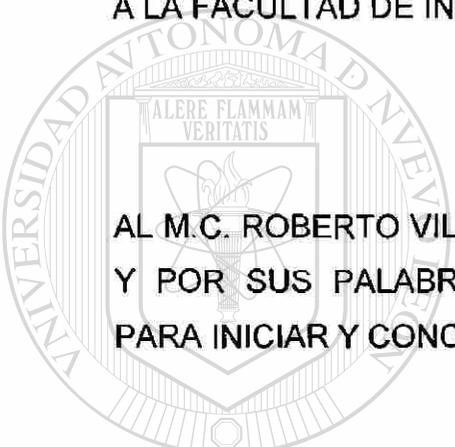
A MIS HIJOS:

DALIA CAROLINA. HECTOR Y ELIUD: PARA SER UN EJEMPLO A SEGUIR
POR ELLOS EN SU FORMACION PROFESIONAL.

A TODOS MIS FAMILIARES Y AMIGOS.

AGRADECIMIENTOS

A LA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA.



AL M.C. ROBERTO VILLARREAL GARZA, POR SU APOYO COMO ASESOR,
Y POR SUS PALABRAS MOTIVADORAS DE ALIENTO Y ENTUSIASMO
PARA INICIAR Y CONCLUIR ESTE TRABAJO.

A LA EMPRESA WORTHINGTON DE MEXICO S.A. DE C.V. POR LAS
FACILIDADES PROPORCIONADAS PARA EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO.®

AL ING. CANDELARIO MORONES; POR EL APOYO QUE ME BRINDO
DESINTERESADAMENTE PARA EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO, Y
POR COMPARTIR SU AMISTAD, EXPERIENCIA, Y MADUREZ
PROFESIONAL.

INDICE GENERAL

Capítulo	Página
1. Introducción General.	7
2. Importancia de la Normatividad en la Construcción De Bombas Centrifugas Horizontales.	10
2.1 Diseños Alternativos, Nomenclatura y Definiciones.	11
2.2 Consideraciones Fundamentales de Presión y Temperatura en Diseño y Construcción.	11
2.3 Tablas y Especificaciones.	21
3. Tipos Fundamentales de Impulsores en las Bombas Centrifugas.	35
3.1 Impulsores Abiertos.	37
3.2 Impulsores Cerrados.	38
3.3 Impulsores Semiabiertos.	38
3.4 Materiales para Impulsores	39
3.5 Figuras de Impulsores.	42
4. Flechas.	47
4.1 Determinación del Tamaño de las Flechas.	50
4.2 Diseño y Cálculo para Flecha de Bomba Centrifuga.	54
4.3 Sellos Mecánicos.	62
4.4 Materiales para Flechas.	67
4.5 Figuras de Flechas.	68

5.	Rodamientos Empleados en Bombas Centrifugas.	73
5.1	Diseño y Selección.	76
5.2	Promedio de Vida	79
5.3	Lubricación y Drenaje	81
5.4	Figuras de Baleros y Tablas	88
6.	Consideraciones Generales en el Diseño, Cálculo y Construcción de Bombas	95
6.1	Tablas de Dimensiones de las Bombas y su Placa de Montaje.	95
6.2	Guardas de Seguridad.	95
6.3	Adaptadores y Rigidez Recomendable en Placa Base.	96
6.4	Especificaciones Básicas en el Armado de Bomba.	97
6.5	Placas de Identificación.	105
6.6	Materiales y Efectos Corrosivos.	105
6.7	Tablas y Especificaciones.	111
7	Conclusiones y Aplicaciones Industriales.	125
7.1	Variables y Parámetros de Comportamiento.	125
7.2	Pruebas Hidráulicas.	133
7.3	Casos y Aplicaciones.	135
7.4	Conclusiones.	148
7.5	Figuras, Aplicaciones y Casos	150
	Bibliografía.	198
	Curriculum Vitae	200

I.- INTRODUCCION GENERAL.

Debido a la complejidad de bombas de proceso que se fabrican, y tomando en cuenta la peligrosidad de algunos fluidos. En 1955 el comité de estándares de bombas centrífugas para la industria química (B73). Empezó el desarrollo de estándares para las bombas centrífugas conociendo las necesidades de la industria química.

Aunque el comité no había hecho asignaciones, el trabajo de un grupo de operaciones desarrollo dichos estándares; los cuales fueron publicados por la asociación de fabricantes químicos en 1962 como American Voluntary Standard (AVS). Mas de una docena de fabricantes de bombas de procesos químicos estaban comercializando bombas ajustándose desde ese tiempo con la (AVS).

En 1965 el Instituto de Hidráulica publicó un estándar tentativo similar al contenido al de (AVS); pero en ciertas partes tendría que actualizarse. Aunque el Instituto de Hidráulica redactó sus estándares mas cercanos a la practica de los fabricantes y de los usuarios. Se creyó necesario publicar un nuevo documento en el cual se plasmara en ambos estándares él (AVS) y los tentativos del Hydraulic Institute el contenido técnico de ambos documentos. En donde se representan dimensiones y criterios generales aceptados por fabricantes y los usuarios.

En la revisión de Enero de 1968 de la (AVS) se aprobó bajo las características de la "American National Standard", la existencia de métodos y estándares publicados como ANSI B123. 1-7971. El ANSI B73. 1, suplanto al ANSI B123.1 1-1971, siendo la primer publicación en 1974.

La revisión del ANSI B73.1-1974 fue aprobada por el comité de estándares B73.1 y finalmente por el Instituto Nacional Americano de estándares (ANSI); la cual fue reconocida en Septiembre 7 de 1977.

El comité Americano Nacional de Estándares B73; emprenderá la revisión de los estándares y cuando resulte una nueva información se representara a consideración del comité.

Así pues en 1984, se incluyo para su revisión: información que cubre documentación de bombas y motores fuera de línea, dibujos de bombas centrifugas, hojas de sellos mecánicos, planos de líneas prensa-estopas y planos de tuberías de enfriamiento y calor.

Esta documentación fue predeterminada para su revisión al A.N.S.I. la cual fue concedida y aprobada el 23 de Marzo de 1984. Así también en 1991 se incluye para su revisión lo siguiente: auto-venteos para tapas de cámara de sellado, cajas de prensa-estopas convencionales, revisión de dimensiones de la baseplaca sistemas de numeración con una nueva identificación, requerimientos de materiales dúctiles para cojines cuando la cubierta esta sujeta por la parte trasera a la placa de la caja; los cuales en su mayoría fueron por el comité. Además con el desarrollo del sistema métrico decimal, las revisiones a los estándares serán hechos con mayor continuidad por el comité de estándares B73.1.

Esta norma pretende que las bombas de procesos químicos de tamaño similar, de cualquier fabricante, sean intercambiables en cuanto dimensiones para montaje, tamaño y ubicación de las boquillas de succión y descarga, ejes de entrada y tornillería para placas de base y cimentación.

Casi todos los fabricantes en el mundo, las construyen de acuerdo con esos criterios dimensionales y de diseño. Hay otros tipos de estándares o normalización de las bombas centrífugas como:

La International Organization For Standardization (ISO), en su norma ISO 2858 en Sistemas Métrico y "SI", abarca normas dimensionales para las bombas centrífugas horizontales con succión por el extremo e incluye también para bombas de capacidades un poco mayores que las mencionadas en la B73.1.

La British Standards Institution expidió la norma BS4082; para describir una serie de bombas centrífugas verticales, en líneas; aunque la intercambiabilidad fue la razón principal de la norma; también incluye el requisito de pruebas hidrostáticas en dos partes:

Parte 1: Bombas con boquillas de succión y descarga en una línea horizontal (tipo "T").

Parte 2: Bombas en donde las boquillas en el mismo lado de la bomba y paralelas entre sí (tipo "U")

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



II.- IMPORTANCIA DE LA NORMATIVIDAD EN LA CONSTRUCCIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTAL

Los propósitos y objetivos de llevar a cabo esta tarea de la normatización de las bombas de procesos químicos fue la de promover la uniformidad en diversos parámetros de la construcción y el diseño de las bombas.

Los beneficios de esta normatización son el desarrollo de la manufactura ingenieril, así como el evitar problemas en el mantenimiento y la construcción de las partes de las bombas; además de promover el desarrollo y la publicación de los estándares de las bombas; además de fomentar el espíritu de cooperación entre sus miembros para mejorar el uso, crecimiento y distribución de las bombas.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Con la normatividad se define el o los procedimientos con referencia a:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La nomenclatura, composición, construcción, dimensiones, tolerancias características de operación, perfeccionamiento, clasificaciones, pruebas y servicios en las bombas centrífugas de procesos químicos. Además de regular y proporcionar la información de ingeniería de diseño para las bombas centrífugas de proceso químico.

2.1 Diseños alternativos, nomenclatura y definiciones:

Los diseños alternos serán considerados, es decir deberán de cubrir lo adecuado en tanto a rendimiento y construcción y que sean equivalentes con las especificaciones que marcan estos estándares.

Las nomenclaturas y definiciones de los componentes de las bombas centrífugas de proceso estarán acorde con la sección de bombas centrífugas del instituto hidráulico y son:

A) Definiciones del Hidrahulic Institute (Fig. 2.1)

B) Dimensiones de bomba centrífuga según el Hidrahulic Institute (Fig. 2.2)

2.2 Consideraciones fundamentales de presión y temperatura en diseño y construcción:

Las limitaciones de presión y temperatura estarán proporcionadas por los fabricantes de bombas, siendo algunas de ellas:

Presión de diseño de la carcaza: Incluye la caja del estopero y el casquillo, donde se muestra el rango de menor a mayor del diagrama de presión-temperatura.

De ASME/ANSI B16.1 clase 125 o el ASME/ANSI B16.1clase 150 para las bridas.

El material usado ya sea acero al carbón o acero dúctil.

La carcaza y la chaqueta estarán diseñados, para una presión hidrostática de 1.5 veces la presión máxima de diseño para el material usado en su construcción.

Límites de temperatura de diseño:

Las bombas tendrán una temperatura aprovechable hasta 260°C (500°F).

Siendo los límites el hierro fundido a 150 °C (300 °F) como máximo.

El encaquetado tendrá su propia temperatura de operación.

A continuación se desglosan algunos reportes de diseño de algunas partes en la construcción de las bombas centrífugas:

1- ENSAMBLE DE PRENSAESTOPAS:

Se sigue el siguiente procedimiento:

INTRODUCCIÓN:

Este análisis de diseño mostrará el ensamble del prensa-estopas para una bomba de proceso tipo XYZ el cual será diseñado adecuado para condiciones de operación. Los cálculos incluyen una comparación entre los espesores de metal requeridos donde se mostrarán los esfuerzos en la caja del prensaestopas y el esfuerzo unitario de la empaquetadura de la bomba.

ALCANCE:

El ensamble del prensa-estopas no requiere estar sellado por código ASME; sin embargo, los cálculos contenidos en este diseño deberán estar basados en los requerimientos del código ASME y el código de esfuerzos de límite de material de ASME para las condiciones de operaciones de operación actuales.

ESPECIFICACIONES DE DISEÑO:

Las especificaciones de diseño aplicable al ensamble del prensa-estopas son:

- a) American Petroleum Institute Standard 610, 7A ED.
- b) ASME Código de recipientes a presión y calderas sección VIII, división I.

CONDICIONES DE DISEÑO:

Las condiciones de diseño aplicables al ensamble del prensa-estopas para los propósitos de estos análisis son:

- | | |
|----------------------------------|------------|
| a) PRESIÓN DE DISEÑO | 735 PSI. |
| b) PRUEBA DE PRESIÓN ATMOSFERICA | 1,100 PSI. |
| c) TEMPERATURA DE DISEÑO | 650 °F |

MATERIALES:

Los materiales de fabricación usados en el análisis del ensamble del prensa-estopas son los siguientes

- | | |
|--------------------------------|----------------------|
| a) Caja del Prensaestopas | ASTM A216 GR WCB |
| b) Camisa de Cierre de Enfto | ASTM A216 GR WCB |
| c) Pernos | ASTM A193 GR B 7 |
| d) Tuercas | ASTM A194 GR 2 H |
| e) Arrollamiento Empaquetadura | AISI 316 W/FLEXICARB |

PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS (CARCAZAS):

Las pruebas no destructivas de las carcazas se efectuaran solamente visuales. Basados en este nivel de prueba, un 80% de factor de calidad es aplicable para determinar el nivel de esfuerzo limite (E=0.8).

LIMITES DE CORROSION:

En carcazas el límite de corrosión requerido para el espesor del material es de 0.125 pulgadas.

DISEÑO DEL ESPESOR DEL METAL:

El diseño de espesor de metales que se muestra en lugares críticos de estos análisis será comparado con los requerimientos de espesor de metales usado en el código ASME para niveles de esfuerzos permisibles para las condiciones de diseño.

a) Espesor de la cubierta de la caja prensa-estopas (t):

El orden para determinar el espesor mínimo de la cubierta de la caja del prensaestopa, la carga requerida por los tornillos de las bridas se determina en acuerdo con el apéndice 2 del código ASME como sigue:

$$\text{Día. Interior empaque.} = 8.531 + 0.031 = 8.562 \text{ pulg.}$$

$$\text{Día. Exterior empaque.} = 9.250 + 0.125 = 9.125 \text{ pulg.}$$

$$n = \text{ancho de empaque} = (9.125 - 8.562)/2 = 0.281 \text{ pulg.}$$

Del código ASME en la tabla 2-5-2, el ancho del asentamiento efectivo del empaque. es determinado por:

$b_o =$ Ancho del asentamiento básico del empaque.

$$b_o = n / 2 = 0.281 / 2 = 0.1405 \text{ pulg.}$$

b = Ancho de asentamiento efectivo del empaque cuando $b_o \leq 0.250$ por lo tanto $b = b_o = 0.1405$ pulg.

Para condiciones de operación, W_{m1} es determinado por:

$$W_{m1} = H + H_p = 0.785 G^2 P + (2b \times 3.14 G M P)$$

Donde:

H = Fuerza hidrostática total final.

H_p = Carga total de compresión en junta de sup. contacto

G = Dia. Medio de empaque. = $8.562 - 0.281 = 8.843$ pulg.

P = Presión de diseño = 735 psi.

M = Factor de empaque como en ASME de tabla 2-5.1 = 3.0

Entonces sustituyendo:

$$W_{m1} = 0.785 (8.843)^2 (735) + 2(0.1405)(3.14)(8.843)(3)(735)$$

$$W_{m1} = 45,118.7 + 17,204.6$$

$$W_{m1} = 62,323.3 \text{ lbs}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Para asentamiento de empaque, W_{m2} se determina por:

$$W_{m2} = 3.14 b G Y$$

Donde:

Y = Esfuerzo asentamiento mínimo ASME de la tabla 2-5.1

$Y = 10,000$ PSI.

Entonces:

$$W_{m2} = 3.14 (0.1405) (8.843) (10,000)$$

$$W_{m2} = 39,012.7 \text{ LBS}$$

Donde:

W = La carga de diseño del perno; La cual se tomara la mayor de la Wm1 o la Wm2

Por lo tanto:

$$W = Wm1 = 62,323.3 \text{ LBS}$$

Con los valores anteriores el espesor de la cubierta del prensa-estopas (t) se determina como sigue:

$$t = d \left(\frac{CP}{SE} + 1.9 \frac{WhG}{Sed^3} \right)^{1/2}$$

Donde:

C = 0.30 Factor basado en el aditamento

E = Factor calidad de cubierta

hG = Momento de rollo de empaque. $\frac{(10.50 - 8.843)}{2} = 0.828 \text{ Pulg}$

d = G = 8.843 Pulg.

S = Esfuerzo limite de material

Entonces:

$$t = (8.843) \left[\frac{(0.30)(735)}{(17,500)(0.8)} + 1.9 \frac{(62,323.3)(0.828)}{(17,500)(0.8)(8.843)^3} \right]^{1/2}$$

$$t = (8.843) (0.015 + 0.010)^{1/2}$$

$$t = (8.843) (0.025)^{1/2}$$

$$t = (8.843) (0.158) = 1.397 \text{ Pulg}$$

Espesor Actual; $t_1 = 2.0 > 1.397$

b) **Espesor de chaqueta de enfriamiento (t_2)**

De acuerdo con UG - 27, y asumiendo que no hay presión interna en la chaqueta de enfriamiento.

$$t = (P)(R)/(S)(E) - (0.6)(P)$$

Donde:

R = Radio interno (ID) del prensa-estopas

$$t = (735)(2.00) / (17,500)(0.8) - (0.6) (735)$$

$$t = 0.108 \text{ Pulg}$$

Se suma el límite de la corrosión (0.125 Pulg)

$$t = 0.108 + 0.125 = 0.233 \text{ Pulg}$$

$$\text{Espesor Actual } t = 0.312 > 0.233 \text{ Pulg}$$

c) **Espesor de cierre de la chaqueta de enfriamiento. (t_3)**

Este espesor se analiza usando la máxima presión de diseño aplicada por fuera, sin considerar la presión interna del fluido enfriado.

De acuerdo con el código de la sección UG - 34

$$t = (d) (CP / SE)^{1/2}$$

Donde:

- t = Espesor mínimo requerido
 $d = (d1 - d2)$ = Diámetro Interno
 C = Factor basado en método interno
 P = Presión de diseño
 S = Esfuerzo limite máximo
 E = Factor de calidad de modelo

Entonces:

$$t = (5.875 - 4.625) (0.3 \times 735 / 17,500 \times 0.8)^{1/2}$$

$$t = (1.25) (0.125) = 0.156 \text{ pulg}$$

$$t = 0.156 + 0.125 = 0.281 \text{ pulg.}$$

$$\text{Espesor actual} = 0.375 > 0.281 \text{ pulg **** OK}$$

IX.- Material pernos que cubre la caja:

La carga (W) requerida por el perno para determinar el Area de seccion transversal del cierre de perno es de 62,323.3 Lbs. Como se determino anteriormente.

El area de seccion transversal del perno es:

$$A_m = W/S_b$$

Donde

A_m = Area de seccion transversal requerida del perno tomada desde el fondo de las roscas.

S_b = Esfuerzo limite del perno a temperatura de diseño.

De la tabla UCS - 23; a 650 °F:

$$S_b = 25,000 \text{ PSI para material perno A193 grado B7}$$

Entonces:

$$A_m = (62,323.3) \text{ LBS}/25,000 \text{ PSI}$$

$$A_m = 2.493 \text{ Pulg}^2$$

El material de pernos actual es: 8 - 7/8 - 9 UNC STUDS

$$A_b = \text{Area actual} - 8(0.419) = 3.352 \text{ pulg}^2$$

El esfuerzo maximo actual del perno es:

$$S = 62,323.3 / 3.352$$

$$S = 18,592.9 \text{ PSI}$$

X. Carga unitaria de empaquetadura:

Del manual de diseño de flexitallic; el esfuerzo unitario actual sobre la superficie de los baleros en la empaquetadura, Sg se determinara.

El esfuerzo unitario es la unidad de carga requerida a Compresion de la empaquetadura a un espesor adecuado en su operacion. Para el diseño de la junta (union) sera Analizada, con un grueso de espiral de 0.125, la cual estara envuelta en la empaquetadura y estara comprimida a 0.090 - 0.100 en espesor para que quede confiable sin nada De fuga en la junta.

Sg Estara entre 10,000 —> 25,000 PSI

$$S_g = (A_b)(S_a) / [0.785(d_o - 0.125)^2 - (d_1)^2]$$

Donde:

S_a = Esfuerzo limite del perno a temp. Atmosf. o a la presion requerida por el perno.

d_o = Diametro exterior de la empaquetadura (pulg)

d_1 = Diametro interior de la empaquetadura (pulg)

Usando $S_a = 25,000$ PSI y los diametros de la empaquetadura anteriores:

$$S_g = (A_b)(S_a)/[0.785(d_o - 0.125)^2 - (d_1)^2]$$

$$S_g = (3.352) (25,000)/(0.785)(7.692)$$

$$S_g = 13,878 \text{ PSI}$$

XI.- Conclusiones:

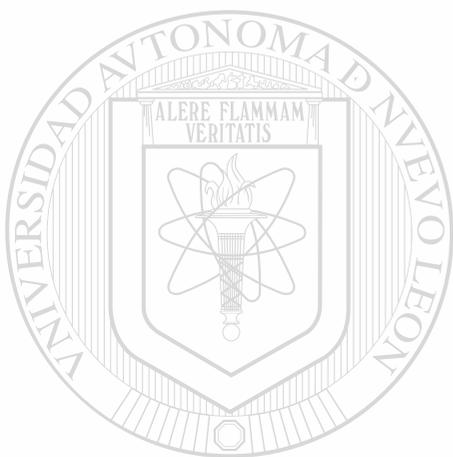
El ensamble del prensaestopas esta diseñado para encontrar el Esfuerzo limite con los requerimientos del codigo ASME seccion VIII, division 1 para boiler and pressure vessel, como se muestra en este diseño.

La adecuada verificacion del diseño del prensaestopa, se demostrara a completa satisfaccion en la prueba hidrostática a 1.5 veces la presión de diseño.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El diseño del ensamble del prensaestopas; es adecuado para su fabricacion en otros materiales, con niveles de esfuerzo limite similar. (Fig.2.3 y 2.4)

2.3 Tablas y especificaciones



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



centrifugal pumps nomenclature

Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Bushing, Bearing	39	Bush Brg	The removable portion of a sleeve bearing in contact with the journal.
Bushing, Coupling	48	Bush Cplg	A rubber or metal bushing over the pins of a pin and buffer coupling.
Bushing, Interstage Diaphragm	113	Bush Instg Diaph	A tubular shaped replaceable piece mounted in the interstage diaphragm.
Bushing, Pressure Reducing	117	Bush Press Red	A replaceable piece used to reduce the liquid pressure at the stuffing box by throttling the flow.
Bushing, Stuffing Box	63	Bush Stfg Box	A replaceable sleeve or ring placed in the end of the stuffing box opposite the gland.
Bushing, Throttle, Auxiliary	171	Bush Throt Aux	A stationary ring or sleeve placed in the gland of a mechanical seal subassembly to restrict leakage in the event of seal failure.
Can, Rotor	221	Can Rtr	A thin cylindrical part that separates the motor rotor from pumped fluid.
Can, Stator	217	Can Sttr	A thin cylindrical, non-magnetic part that separates a stator core assembly from pumped fluid.
Cap, Bearing, Inboard	41	Cap Brg Inbd	The removable upper portion of the inboard bearing housing.
Cap, Bearing Outboard	43	Cap Brg Outbd	The removable upper portion of the outboard bearing housing.
Cap, Vacuum Breaker	163	Cap Vac Bkr	A perforated piece mounted on the vacuum breaker valve.
Case, Discharge	197	Case, Disch	A guide for liquid flow from bowl to pump column.
Case, Suction	203	Case Suct	A device used to receive the liquid and guide it to the first impeller.
Casing	1	Csg	The portion of the pump which includes the impeller chamber and volute or diffuser.
Casing, Lower Half	1A	Csg Lwr Half	The lower or supporting half of the casing of a horizontally split pump.
Casing, Upper Half	1B	Csg Upr Half	The upper or removable half of the casing of a horizontally split pump.
Clamp, Umbrella	93	Clp Umbla	A fastening used to attach the suction umbrella to suction bowl.
Collar, Protecting	64	Clr Protg	A rotating member for preventing the entrance of contaminating material to bearings of vertical pumps.

Fig. 2.1



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Cover, Suction	9	Cov Suct	A removable piece, with which the inlet nozzle may be integral, used to enclose the suction side of the casing of end suction pumps.
Crossover, Interstage	111	Xover Instg	A specifically designed piece that carries the flow from one stage to another in a multistage pump.
Cup, Grease	125	Cup Grs	A receptacle for containing and supplying lubricant.
Deflector	40	Defl	A flange or collar around a shaft and rotating with it to prevent passage of liquid, grease, oil or heat along the shaft.
Diaphragm, Interstage	109	Diaph Instg	A removable stationary partition between stages of a multistage pump.
Diffuser	5	Diff	A piece, adjacent to the impeller exit, which has multiple passages of increasing area for converting velocity to pressure.
Disc or Drum, Balancing	56	Disc/Drum Bal	The rotary member of a hydraulic balancing device.
Elbow, Discharge	105	Ell Disch	An elbow in an axial flow mixed flow or turbine pump by which the liquid leaves the pump.
Elbow, Suction	57	Ell Suct	A curved water passage, usually 90 degrees, attached to the pump inlet.
End Cover, Motor	207	End Cov Mot	A removable piece which encloses the end(s) of a motor stator housing.
Fitting, Discharge	161	Ftg Disch	A body to which may be assembled various fire pump fittings such as relief valve, hose valve, manifold, etc.
Flange, Blank	147	Fig Blk	A solid disc to block the passage of liquid.
Flange, Top Column	189	Fig Top Col	A device used to couple column to discharge head.
Frame	19	Fr	A member of an end suction pump to which are assembled the liquid end and rotating element.
Gasket	73	Gskt	Resilient material of proper shape and characteristics for use in joints between parts to prevent leakage.

Fig. 2.1

centrifugal pumps nomenclature



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Gasket, Impeller Nut	30	Gskt Imp Nut	Resilient material used to seal joint between hub of impeller and impeller nut.
Gasket, Impeller Screw	28	Gskt Imp Scr	Resilient material used to seal joint between hub of impeller and the impeller screw.
Gasket, Shaft Sleeve	38	Gskt Sft Slv	Resilient material used to provide a seal between the shaft sleeve and the impeller.
Gauge, Sight, Oil	143	Ga Sight Oil	A device for the visual determination of the oil level.
Gland	17	Gld	A follower which compresses packing in a stuffing box or retains the stationary element of a mechanical seal.
Gland, Stuffing Box, Auxiliary	133	Gld Stfg Box Aux	A follower provided for compression of packing in an auxiliary stuffing box.
Guard, Coupling	131	Grd Cplg	A protective shield over a shaft coupling.
Guard, Lubricating Line	87	Grd Lubr Line	A means of safeguarding the lubricant pipe.
Head, Surface Discharge	187	Hd Surf Disch	A support for driver, pump column and a means by which the liquid leaves the pump.
Housing, Bearing	99	Hsg Brg	A body in which the bearing is mounted.
Housing, Bearing, Inboard	31	Hsg Brg Inbd	See bearing (inboard) and bearing housing.
Housing, Bearing, Outboard	33	Hsg Brg Outbd	See bearing (outboard) and bearing housing.
Housing, Bearing and Wearing Ring	215	Hsg Brg Wrg Ring	A body in which a pump end bearing and wearing ring are mounted on a canned motor pump.
Housing, Stator	201	Hsg Sttr	A body in which a stator core assembly is mounted.
Impeller	2	Imp	The bladed member of the rotating assembly of the pump which imparts the principal force to the liquid pumped.
Journal, Thrust Bearing	74	Jnl Thr Brg	A removable cylindrical piece mounted on the shaft and which turns in the bearing. It may have an integral thrust collar.
Key, Bearing Journal	76	Key Brg Jnl	A parallel-sided piece used for preventing the bearing journal from rotating relative to the shaft.
Key, Coupling	46	Key Cplg	A parallel sided piece used to prevent the shaft from turning in a coupling half.

Fig. 2.1



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Key, Impeller (Propeller)	32	Key Imp	A parallel sided piece used to prevent the impeller from rotating relative to the shaft.
Liner, Bowl	97	Lnr Bowl	A replaceable cylindrical piece mounted on the impeller bowl and within which the impeller rotates.
Liner, Frame	21	Lnr Fr	A part within the frame carrying one or more of the bearings.
Locknut, Bearing	22	Lknut Brg	A fastening which positions a ball bearing on the shaft.
Locknut, Coupling	50	Lknut Cplg	A fastener holding a coupling half in position on a tapered shaft.
Lockwasher	69	Lkwash	A device to prevent loosening of a nut.
Lubricator	77	Lubr	A device for applying a lubricant to the point of use.
Manifold, Hose Valve	155	Manf Hose Val	A pipe terminal having several tapped holes to receive fire hose valves.
Nut, Impeller	24	Nut Imp	A threaded piece used to fasten the impeller on the shaft.
Nut, Shaft Adjusting	66	Nut Sft Adj	A threaded piece for altering the axial position of the rotating assembly.
Nut, Shaft Sleeve	20	Nut Sft Slv	A threaded piece used to locate the shaft sleeve on the shaft.
Nut, Tubing	183	Nut Tbg	A device for sealing and locking shaft enclosing tube.
Packing	13	Pkg	A pliable lubricated material used to provide a seal around that portion of the shaft located in the stuffing box.
Pedestal, Driver	81	Ped Drvr	A metal support for the driver of a vertical pump.
Pin, Coupling	52	Pin Cplg	A shoulder bolt in a "pin and buffer" type coupling.
Pipe, Column	101	Pipe Col	A vertical pipe by which the pumping element is suspended.
Pipe, Suction	211	Pipe Suct	A device for conveying the liquid to the pump.
Pipe, Test	151	Pipe Test	An arrangement of piping for checking the operation of stationary fire pumps.
Piping, Seal	127	Pipe Seal	The pipe or tube used to convey the sealing medium to the seal cage.

Fig. 2.1

centrifugal pumps nomenclature



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Collar, Shaft	68	Clr Sft	A ring used on a shaft to establish a shoulder for a ball bearing.
Collar, Thrust	72	Clr Thr	A circular collar mounted on a shaft to absorb the unbalanced axial thrust in the pump.
Collet, Impeller Lock	84	ClIt Imp Lock	A tapered collar used to secure the impeller to the pump shaft.
Cone, Discharge, Large	145	Cone Disch (lge)	A waste basin for relief valve of fire pump.
Cone, Discharge, Small	149	Cone Disch (sm)	A waste basin for test piping of fire pump.
Coupling, Column Pipe	191	Cplg Col Pipe	A threaded device used to couple sections of column pipe.
Coupling Half, Driver	42	Cplg Half Drvr	The coupling half mounted on driver shaft.
Coupling Half, Pump	44	Cplg Half Pump	The coupling half mounted on pump shaft.
Coupling, Oil Pump	119	Cplg Oil Pump	A means of connecting the driver shaft to the oil pump shaft.
Coupling, Shaft	70	Cplg Sft	A mechanism used to transmit power from the drive shaft to the pump shaft or to connect two pieces of shaft.
Cover, Bearing End	123	Cov Brg End	A plate closing the tachometer port in the end of the outboard bearing housing.
Cover, Bearing, Inboard	35	Cov Brg Inbd	An enclosing plate for either end of an inboard bearing of double suction or multi-stage pumps, or for the impeller end of the bearing of end suction pumps.
Cover, Bearing, Outboard	37	Cov Brg Outbd	An enclosing plate for either end of the outboard bearing of double suction or multi-stage pumps, or for the coupling end of the bearing of end suction pumps.
Cover, Handhole	59	Cov HH	A removable plug or cover plate for an access opening.
Cover, Motor End	207	Cov Mot End	A removable piece which encloses the end(s) of a motor stator housing.
Cover, Oil Bearing Cap	45	Cov Oil Brg Cap	A lid or plate over an oil filler hole or inspection hole in a bearing cap.
Cover, Stuffing Box	11	Cov Stfg Box	A removable piece, with stuffing box integral, used to enclose the outboard side of the impeller in the casing of end suction pumps.

Fig. 2.1

centrifugal pumps nomenclature



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Pipe, Vacuum Breaker	165	Pipe Vac Bkr	A pipe connecting the vacuum breaker valve to the pump.
Plate, Side	61	PI Side	A replaceable piece in the casing or cover of an open impeller pump to maintain a close clearance along the impeller face.
Plate, Tension, Tubing	185	PI Tnsn Tbg	A device for maintaining tension on shaft enclosing tube.
Propeller		See Impeller	
Pump, Oil	121	Pump Oil	A device for supplying lubricating oil under pressure.
Retainer, Bearing, Open Line Shaft	193	Ret Brg Open Line Sft	A device used to support the line shaft bearing.
Retainer, Grease	51	Ret Grs	A contact seal or cover to retain grease.
Ring, Balancing	115	Ring Bal	The stationary member of a hydraulic balancing device.
Ring, Bowl	213	Ring Bowl	A stationary replaceable ring to protect the bowl at a running fit with the impeller ring or the impeller.
Ring, Casing	7	Ring Csg	A stationary replaceable ring to protect the casing at a running fit with the impeller ring or the impeller.
Ring, Impeller	8	Ring imp	A replaceable ring mounted on one or both sides of the impeller.
Ring, Lantern	29	Ring Ltrn	An annular piece used to establish a liquid seal around the shaft and to lubricate the stuffing box packing.
Ring, Oil	60	Ring Oil	A rotating ring used to carry oil from the reservoir to the bearing.
Ring, Stuffing Box Cover	27	Ring Stfg Box Cov	A stationary ring to protect the stuffing box cover at the running fit with the impeller ring or impeller.
Ring, Suction Cover	25	Ring Suct Cov	A stationary ring to protect the suction cover at the running fit with the impeller ring or impeller.
Ring, Thrust, Retainer	82	Ring Thr Ret	A circular ring used to house the split thrust ring.
Ring, Thrust, Split	86	Ring Thr Split	A split ring mounted on a shaft to absorb the unbalanced axial thrust in the pump.
Screw, Impeller	26	Scr Imp	A special screw to fasten the impeller on the shaft.

Fig. 2.1



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Sleeve, Interstage	58	Slv Instg	A cylindrical piece mounted on the pump shaft between impellers.
Sleeve, Shaft	14	Slv Sft	A cylindrical piece fitted over the shaft to protect the shaft through the stuffing box and which may also serve to locate the impeller on the shaft.
Sole Plate	129	Sole Pl	A metallic pad, usually imbedded in concrete on which the pump feet are mounted.
Spacer, Bearing	78	Spcr Brg	A sleeve which fits over the shaft to space or locate antifriction bearings.
Spacer, Coupling	88	Spcr Cplg	A cylindrical piece used to provide axial space for the removal of the mechanical seal without removing the driver.
Strainer	209	Str	A device used to prevent large objects from entering the pump.
Stuffing Box	83	Stfg Box	A portion of the casing through which the shaft extends and in which packing and a gland or a mechanical seal is placed to prevent leakage.
Stuffing Box, Auxiliary	75	Stfg Box Aux	A recessed portion of the gland and cover of a mechanical seal subassembly designed to accommodate one or more rings of packing.
Thrower (Oil or Grease)	62	Thwr (Oil or Grs)	A disc rotating with the pump shaft to carry the lubricant from the reservoir to the bearing.
Tube, Shaft Enclosing	85	Tube Sft Encl	A cylinder used to protect the drive shaft and to provide a means for mounting bearings.
Umbrella, Suction	95	Umbra Suct	A formed piece attached to the suction bowl to reduce disturbance at pump inlet and reduce submergence required.
Valve, Hose	157	Val Hose	A valve located at a manifold, to which fire hose can be connected.
Valve, Relief	159	Val Rel	A mechanism to control the maximum pressure that the pump can impart to the liquid pumped.
Valve, Test	153	Val Test	A device to control the flow through the test pipe.
Valve, Vacuum Breaker	167	Val Vac Bkr	A means of controlling the air admitted into the casing or discharge pipe to destroy the vacuum.
Washer, Coupling	54	Wash Cplg	An annular disc to retain the body of a coupling.

Fig. 2.1



TABLE 1 ALPHABETICAL NOMENCLATURE LISTING

Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Adapter	71	Adpt	A machined piece used to permit assembly of two other parts or for a spacer.
Adapter, Bearing	170	Adpt Brg	A cylindrical piece used to mount a bearing on a shaft.
Adapter, Tubing	195	Adpt Tbg	A cylindrical piece used to connect discharge case to enclosing tube.
Assembly, Rotor Core	222	Assy Rtr Core	The rotating assembly of an electrical machine containing laminations and conductors, interaction of which with stator core assembly produces torque.
Assembly, Stator Core	223	Assy Sttr Core	The fixed assembly of an electrical machine containing lamination and windings which create magnetic fields.
Barrel or Can Suction	205	BBI/Can Suct	A receptacle for conveying the liquid to the pump.
Base	53	Base	A metal pedestal to support a pump.
Base Plate	23	Base Pl	A metal member on which the pump and its driver are mounted.
Bearing, Inboard	16	Brg Inbd	The bearing nearest the coupling of a double suction pump but farthest from the coupling of an end suction pump.
Bearing, Line Shaft, Enclosed	103	Brg Line Sft Encl	A bearing which also serves to couple portions of the shaft enclosing tube.
Bearing, Outboard	18	Brg Outbd	The bearing most distant from the coupling of a double suction pump but nearest to the coupling of an end suction pump.
Bell, Suction	55	Bell Suct	A flared tubular section for directing the flow of liquid into the pump.
Bowl	3	Bowl	The enclosure within which the impeller rotates.
Bowl, Discharge	15	Bowl Disch	A diffuser of an axial flow or mixed flow or turbine pump.
Bowl, Intermediate	199	Bowl Intmd	An enclosure within which the impeller rotates and which serves as a guide for the flow from one impeller to the next.
Bracket, Lubricator	79	Bkt Lubr	A means of attaching the lubricator to the pumping unit.



Part Name	Item Number	Abbreviation	Definition
Seal	89	Seal	A device to prevent the flow of a liquid or gas into or out of a cavity.
Seal, Bearing Cover, Inboard	47	Seal Brg Cov Inbd	A contact seal for the bearing cover (inboard).
Seal, Bearing Cover, Outboard	49	Seal Brg Cov Outbd	A contact seal for the bearing cover (outboard).
Seal, Bearing Housing	169	Seal Brg Hsg	A contact seal for a bearing housing.
Seal, Mechanical, Rotating Element	80	Seal Mech Rotg Elem	A device flexibly mounted on the shaft in or on the stuffing box and having a smooth, flat seal face held against the stationary sealing face.
Seal, Mechanical, Stationary Element	65	Seal Mech Sta Elem	A sub-assembly consisting of one or more parts mounted in or on a stuffing box and having a smooth flat sealing face.
Shaft, Drive	12	Sft Dr	The cylindrical member which transmits power from the head shaft or driver to the pump shaft.
Shaft, Head	10	Sft Hd	The upper cylindrical member in a vertical pump which transmits power from the driver to the drive shaft.
Shaft, Pump	6	Sft Pump	The cylindrical member on which the impeller is mounted and through which power is transmitted to the impeller.
Shell, Lower half, Bearing, Outboard	139	Shl Lwr Half Brg Outbd	A piece supporting the bearing bushing located in the lower half of the outboard bearing housing.
Shell, Lower Half, Bearing, Inboard	135	Shl Lwr Half Brg Inbd	A semi-cylindrical piece supporting the bearing bushing located in the lower half of the inboard bearing housing.
Shell, Upper Half, Bearing, Outboard	141	Shl Upr Half Brg Outbd	A piece supporting the bearing bushing located in the upper half of the outboard bearing housing.
Shell, Upper Half, Bearing, Inboard	137	Shl Upr Half Brg Inbd	A piece supporting the bearing bushing located in the upper half of the inboard bearing housing.
Shield, Oil Retaining	107	Shld Oil Retg	A device to prevent oil leaking from the bearing housing.
Shim, Frame Liner	67	Shim Fr Lnr	A piece of material which is placed between two members to adjust the position of the frame liner.
Sleeve, Impeller Hub	34	Slv Imp Hub	A replaceable, cylindrical wearing part mounted on the extended pump impeller hub.

Fig. 2.1



Letter (Dimensional) Designations

The letter designations used on the following drawings were prepared to provide a common means for identifying various pump dimensions and also to serve as a common language which will be mutually

understandable to the purchaser, manufacturer and to anyone writing specifications for pumps and pumping equipment.

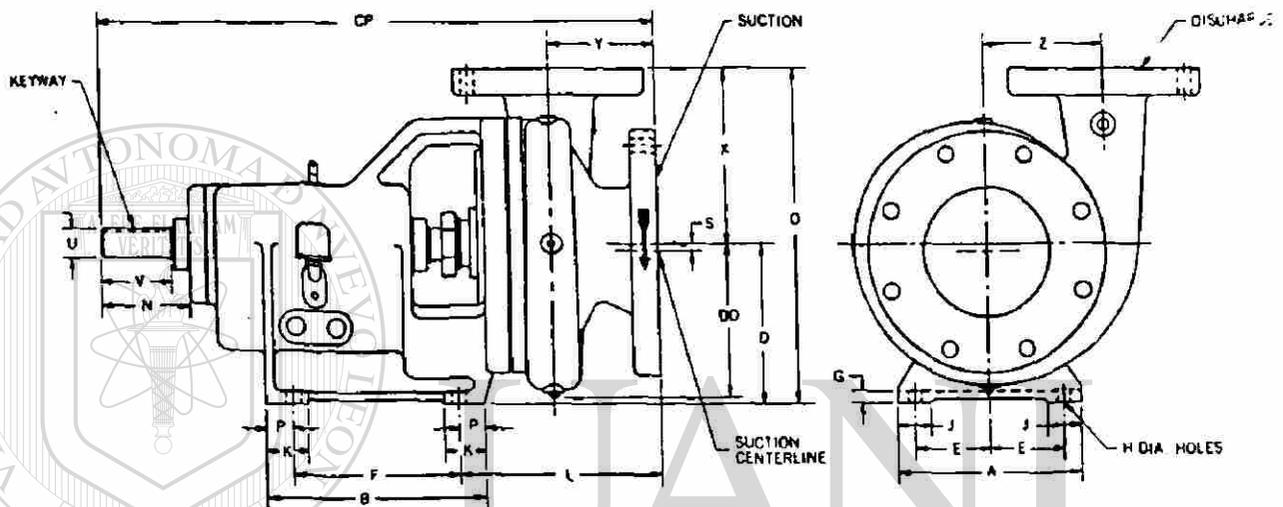


Fig. 30 OVERHUNG IMPELLER, SEPARATELY COUPLED, SINGLE STAGE, FRAME MOUNTED

- | | |
|---|--|
| A — Width of base support. | N — Distance—end of bearing housing to end of shaft. |
| B — Length of base support. | O — Vertical distance—bottom of support to discharge nozzle face or top of case on horizontally split pumps. |
| CP — Length of pump. | P — Length from edge of support, or base plate, to centerline of bolt holes. |
| D — Vertical height—bottom of base support to centerline of pump. | S — Distance from centerline of pump to centerline of suction nozzle. |
| DD — Distance—pump centerline to bottom drain plug. | U — Diameter of straight shaft—coupling end. |
| E — Distance from centerline pump to centerline hold-down bolts. | V — Length of shaft available for coupling or pulley. |
| F — Distance from centerline to centerline of hold-down bolt holes. | X — Distance from discharge face to centerline of pump. |
| G — Thickness of pads on support, or height of base plate, depending on location of bolt holes. | Y — Horizontal distance—centerline discharge nozzle to suction nozzle face. |
| H — Diameter of hold-down bolt holes. | Z — Centerline discharge nozzle to centerline of pump. |
| J — Width of pads for hold-down bolts. | |
| K — Length of support pad for hold-down bolts. | |
| L — Horizontal distance from suction nozzle face to centerline nearest hold-down bolt holes. | |

Note: Where multiple dimensions for similar components are required, i.e., mounting pad widths and locations, subscripts 1, 2, 3, et cetera should be used. Number from right to left, i.e., HE₁, HE₂, HE₃. These subscript designations may appear in a view other than indicated.

Fig. 2.2

centrifugal pumps nomenclature

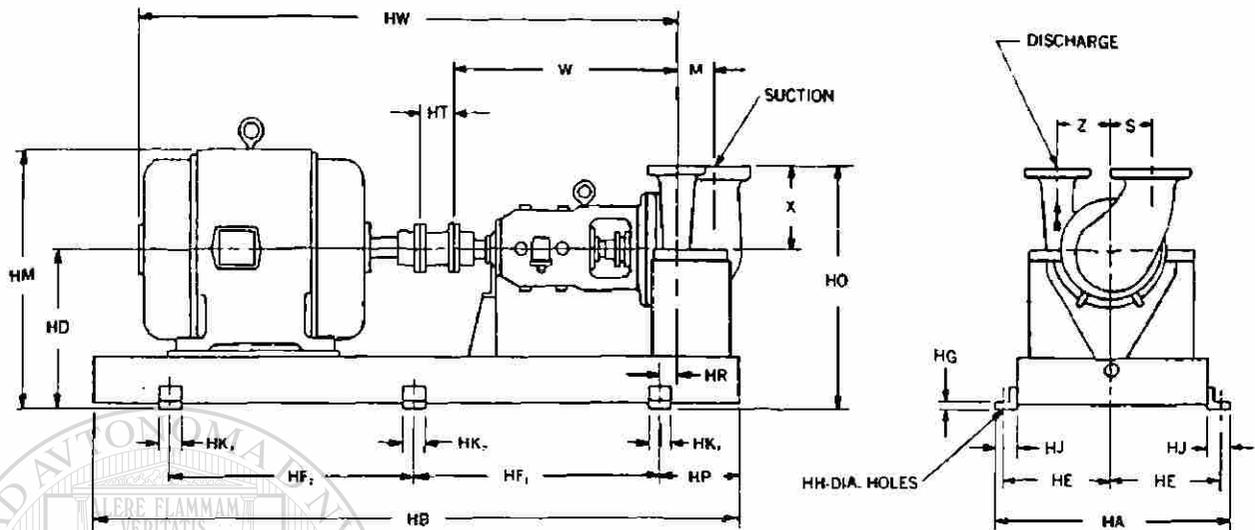


Fig. 35 OVERHUNG IMPELLER, SEPARATELY COUPLED, SINGLE STAGE, CENTERLINE MOUNTED PUMP ON BASEPLATE (TOP SUCTION)

- | | |
|---|--|
| HA — Width of base support. | HP — Length from edge of support, or base plate, to centerline of bolt holes. |
| HB — Length of base support. | HR — Horizontal distance—centerline discharge flange to centerline hold-down bolt hole. |
| HD — Vertical height—bottom of base support to centerline of pump. | HT — Horizontal distance—between pump and driving shaft. |
| HE — Distance from centerline pump to centerline hold-down bolts. | HW — Distance from centerline of discharge flange to end of motor. |
| HE ₁ — Distance from centerline to centerline of hold-down bolt holes. | M — Horizontal distance from centerline of discharge flange to centerline of suction flange. |
| HG — Thickness of pads on support, or height of base plate, depending on location of bolt holes. | S — Distance from centerline of pump to centerline of suction nozzle. |
| HH — Diameter of hold-down bolt holes. | W — Distance from centerline of discharge flange to end of pump shaft. |
| HJ — Width of pads for hold-down bolts. | X — Distance from discharge face to centerline of pump. |
| HK — Length of support pad for hold-down bolts. | Z — Centerline discharge nozzle to centerline of pump. |
| HM — Height of unit—bottom of base to top of driver. | |
| HO — Vertical distance—bottom of support to discharge nozzle face or top of case on horizontally split pumps. | |

Note: Where multiple dimensions for similar components are required, i.e., mounting pad widths and locations, subscripts 1, 2, 3, et cetera should be used. Number from right to left, i.e., HE₁, HE₂, HE₃. These subscript designations may appear in a view other than indicated.

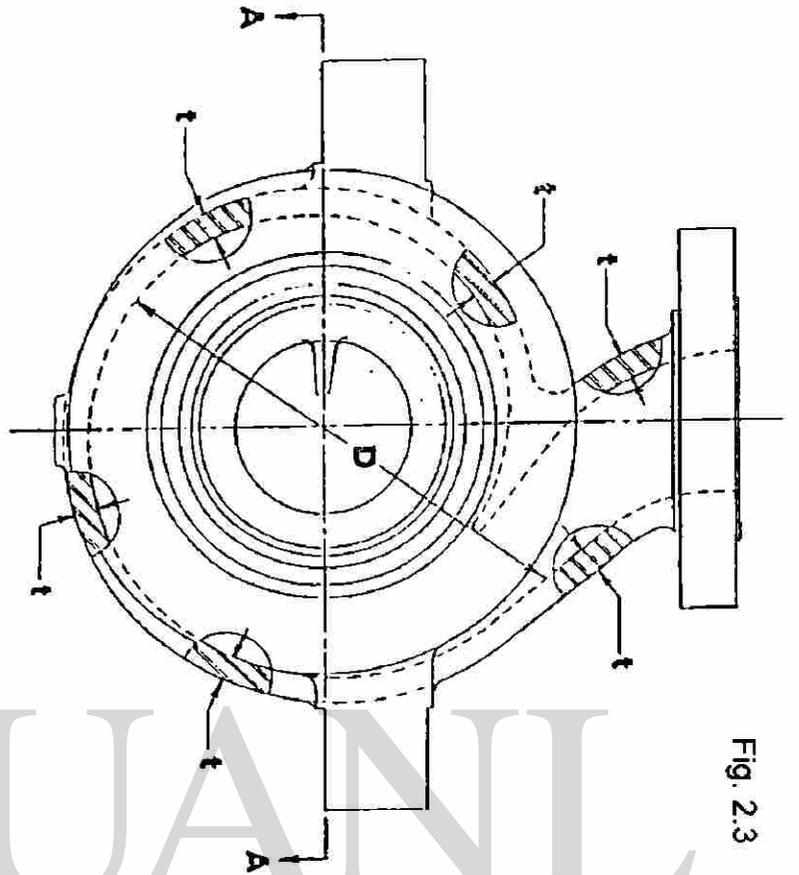
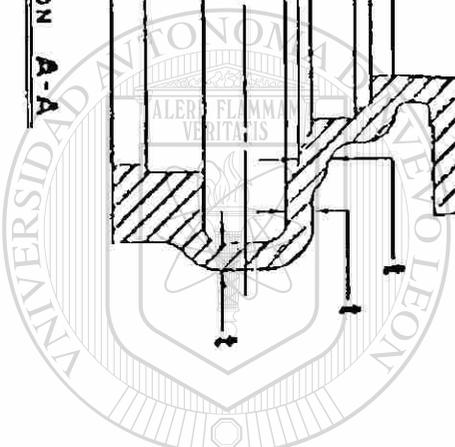


Fig. 2.3

SECTION A-A



U A N L

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

VOLUTE CASE THICKNESS CALCULATIONS

This casing shape is considered as an Ellipsoidal Head in accordance with Section UG-32(d) of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1.

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} + CA$$

where:

- P = Casing Design Pressure
- D = Inside Diameter as shown on case thickness dwg
- S = ASME Code Allowable Stress
- ASTM A216 GR WCB = 17,500 PSI
- E = Casting Factor
- CA = Corrosion Allowance = 0.125

then,

$$t = \frac{(1735) D}{2(17500)(0.8 - 0.2(1735))} + .125$$

$$= \frac{1735D}{27853} + .125 = .0264 D + 0.125$$

$$= .0264 (1) + 0.125 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ inches}$$

PUMP SIZE: _____

VOLUTE CASE THICKNESS DRAWING

FIGURE 1	SCALE: NONE
----------	-------------

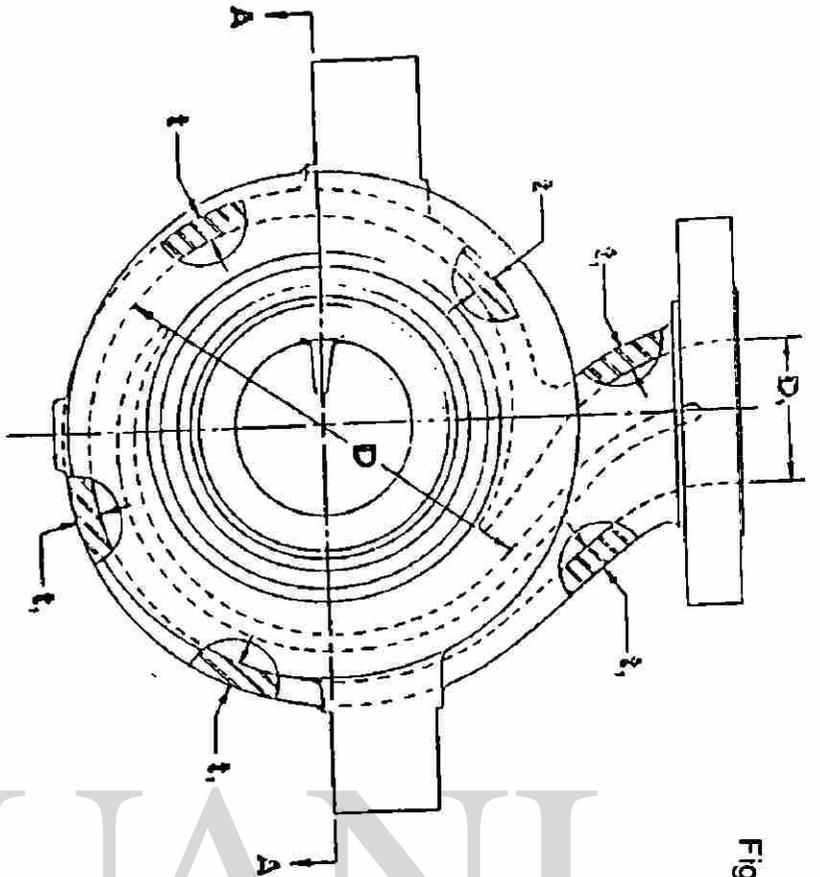


Fig. 2.4

VOLUTE CASE THICKNESS CALCULATIONS

The casing shape is considered as an Ellipsoidal Head in accordance with Section UG-32(d) of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1.

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} + CA$$

where:

P = Casing Design Pressure

D = Inside Diameter as shown on case thickness drawing

S = ASME Code Allowable Stress

E = Casting Factor
CA = Corrosion Allowance = 0.125

then,

$$t = \frac{7251D}{2(17500)(0.8 - 0.2(735))} + .125$$

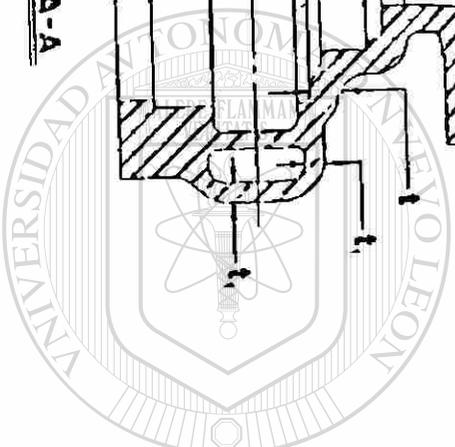
$$= \frac{7251D}{27853} + .125 = .0264 D + 0.125$$

$$= .0264 (\quad) + 0.125 = \quad \text{inches}$$

PUMP SIZE: _____

VOLUTE CASE THICKNESS DRAWING

FIGURE 2



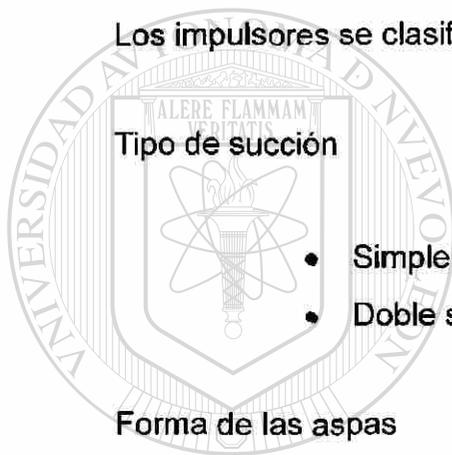
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECA

III.- TIPOS FUNDAMENTALES DE IMPULSORES EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga; recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican según:



- Aspas curvas radiales
- Aspa tipo Francis
- Aspa para flujo mixto
- Aspa tipo propela

Dirección del flujo

- Radial
- Mixto
- Axial

Construcción mecánica

- Cerrado
- Semiabierto
- Abierto

Velocidad específica

- Baja
- Media
- Alta

En un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo, en tanto que la doble succión podría considerarse como uno formado por dos de simple succión, colocados espalda con espalda.

El de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común.

El de simple succión es de lo más práctico y de los más usados debido a razones de fabricación ya que simplifica considerablemente el tamaño de la carcasa; para gastos grandes se usa un impulsor de doble succión; ya que para la misma carga maneja el doble del gasto.

Tiene la ventaja de que debido a la succión por lados opuestos no se produce empuje axial, sin embargo, complica bastante la forma de la carcasa.

En cuanto a las formas de las aspas:

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular; generalmente son para gastos y cargas altas, por lo

cual son impulsores de baja velocidad especifica; maneja líquidos simples sin sólidos en suspensión.

Los impulsores tipo Francis, tienen aspas de doble curvatura, son más anchas y el flujo tiende a ser radial o axial.

La velocidad especifica va aumentando, y la curva de variación de gasto con la carga se hace mas plana.

Una degeneración de este tipo, lo constituye el clásico impulsor de flujo mixto; es decir radial-axial, en el cual ya empieza a predominar el flujo mixto.

Se pueden manejar con líquidos con sólidos en suspensión.

Los impulsores tipo propela; Son de flujo completamente axial para gastos altísimos y cargas reducidas, que son los de máxima velocidad especifica; tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande.

3.1 Impulsores abiertos

Consiste únicamente de alabes; estos están sujetos a un cubo central para mantenerse en la flecha sin formar alguna pared lateral o cubierta, la desventaja de este impulsor es su debilidad estructural; si los alabes son largos, deben reforzarse con costillas o una cubierta parcial; generalmente se usan bombas pequeñas o bombas que manejan líquidos abrasivos en las que el impulsor gira entre dos placas laterales, entre las paredes de cubierta de voluta, o entre la tapa del estopero y la de succión, el espacio libre entre los alabes del impulsor y las paredes laterales permite cierto deslizamiento de agua, este aumenta al incrementar el desgaste.

Estos impulsores tienen la ventaja de que pueden manejar líquidos ligeramente sucios, ya que la inspección visual es mucho más simple y posible; trabajando con claros muy reducidos.

3.2 Impulsores cerrados

Casi siempre se usan para bombas que manejan líquidos limpios, consiste de paredes o cubiertas laterales que encierran completamente las vías de agua del impulsor, desde el ojo de succión hasta la periferia; este diseño evita el escurrimiento de líquido que ocurre entre el impulsor abierto o semiabierto y sus placas laterales; es necesaria una junta movable generalmente formada por una superficie cilíndrica relativamente corta en la cubierta del impulsor que gira dentro de una superficie cilíndrica estacionaria ligeramente más grande; si la flecha de la bomba termina en el impulsor, de modo que este está soportado por cojinetes solo en un lado; se dice que es un impulsor volante o en voladizo siendo este el mejor para bombas de succión en el extremo con admisión simple.

Son los impulsores más usados en aplicaciones generalmente de las bombas centrífugas de simple y doble succión así como las bombas de varios pasos. ®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.3 Impulsores semiabiertos

Están compuestos de una cubierta o una pared en la parte trasera del mismo; se puede incluir o no, alabes de salida; estos están localizados en la parte posterior de la cubierta del impulsor. Su función es reducir la presión en el cubo posterior del impulsor y evitar que la materia extraña que se bombea se acumule atrás del impulsor interfiera con la operación apropiada de la bomba.

Según su velocidad específica (N_s): Se clasifican en alta velocidad específica, cuando trabajan en 500 y 1500 RPM y son de flujo radial.

Los impulsores de media velocidad específica, cuando trabajan entre 2,000 y 6,000 RPM son de flujo mixto.

Los impulsores de baja velocidad específica; son aquellos que trabajan entre 7000 y 20000 RPM y son de flujo axial.

3.4 Materiales para impulsores

Las bombas centrífugas pueden fabricarse de casi todos los materiales comunes conocidos o de sus aleaciones, así como de porcelana, vidrio hasta materiales sintéticos.

Las condiciones de servicio y la naturaleza de los líquidos que se van a manejar, determinarán finalmente, que materiales son los más satisfactorios; pueden encontrarse fácilmente una lista de materiales comúnmente recomendados para varios líquidos en las normas publicadas por el instituto de hidráulica, así como en los catálogos y boletines de fabricación de bombas, principalmente de aquellos que se especializan en equipos de bombeo centrífugo para servicio químico, el campo que presenta la mayor parte de problemas altamente especializados.

Algunas de las condiciones de servicio que efectúan la selección de materiales son las siguientes:

- a) Resistencia a la corrosión
- b) Acción electroquímica
- c) Abrasividad de los sólidos suspendidos
- d) Temperatura de bombeo

- e) Carga hidráulica por paso
- f) Presión de operación
- g) Adaptabilidad del material por propiedades estructurales particulares
- h) Factor de carga y vida esperada

Los impulsores de bronce se prefieren por lo general, para manejar líquidos normales por las siguientes razones:

1. El bronce es fácil de fundir para secciones de modelos complicados
2. Es fácil de manejar
3. Produce superficies más lisas
4. No se oxida

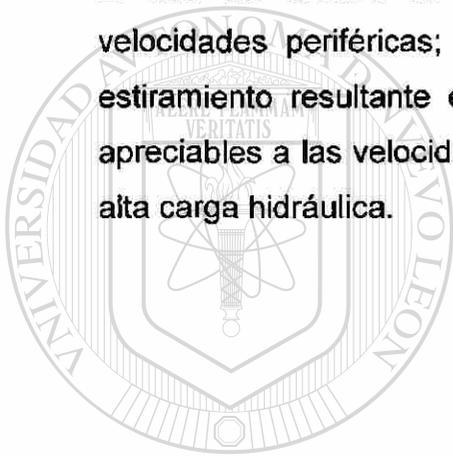
Sin embargo, no se debe usar los impulsores de bronce con cubiertas de hierro fundido, si el líquido que se maneja es un electrolito fuerte; estos líquidos requieren materiales ferrosos.

El bronce calentado se expande un 40% más que el acero; puesto que las bombas se arman a temperatura ambiente normal, las holguras radiales originales entre el cubo de un impulsor de bronce y una flecha de acero [®] aumentan en el servicio a temperaturas más elevadas; el aumento de la holgura puede aflojar el impulsor en la flecha y hay posibilidades de escurrimiento y erosión.

Debe recordarse que el conjunto del impulsor debe sostenerse axialmente por medio de tuercas de flecha y/o manguitos de flecha que estén sujetos a la misma por medio de tuercas exteriores; si el conjunto axial está diseñado para apretarse cuando está frío, la expansión desigual del cubo del impulsor y de la flecha originará "trituration" del bronce del cubo del impulsor y se establecen esfuerzos severos en la misma flecha.

Si el conjunto esta diseñado para apretarse a la temperatura de operación, el impulsor estará flojo a bajas temperaturas y no será posible un alineamiento axial preciso hasta que se caliente la bomba; finalmente el conjunto puede mantenerse apretado a todas las temperaturas de operación sin originar esfuerzos excesivos, todos estos peligros se eliminan si los accesorios de la bomba sufren una expansión igual a la flecha, impulsores y manguitos. Por lo tanto, raras veces se usa el bronce para accesorios de las bombas, si la temperatura del liquido excede los 121°C.

El uso del bronce en los impulsores esta limitado por el efecto de las velocidades periféricas; el esfuerzo centrífugo ejercido en un impulsor y el estiramiento resultante en el cubo del impulsor pueden a llegar a ser muy apreciables a las velocidades elevadas periféricas de las bombas modernas de alta carga hidráulica.



UANL

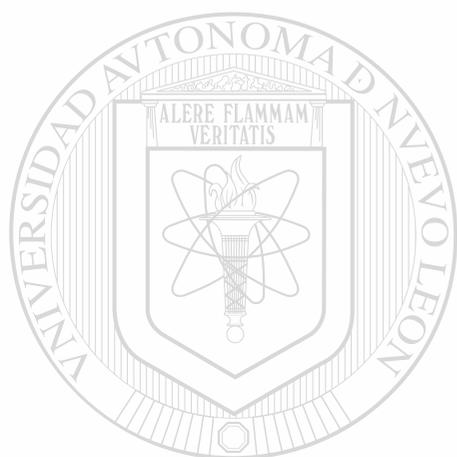
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.5 Figuras de impulsores

(Figuras 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4)

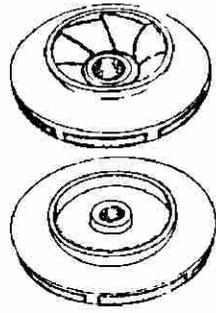


UANL

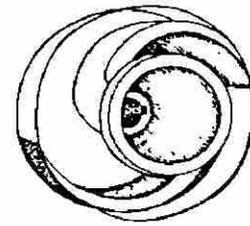
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



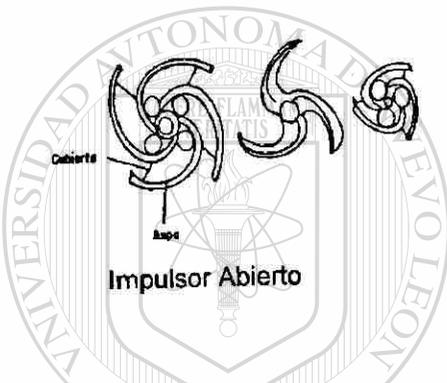
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



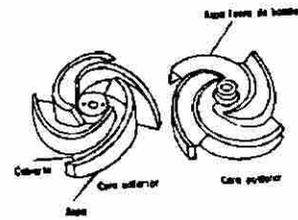
Impulsores Cerrados



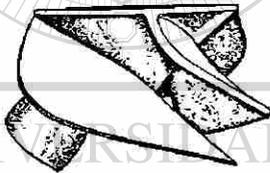
Impulsor Tipo Inatascable



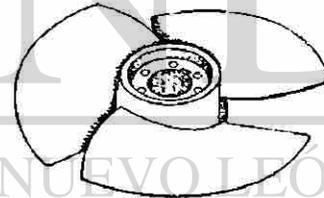
Impulsor Abierto



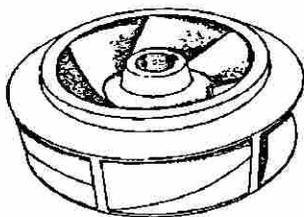
Impulsor Semiabierto



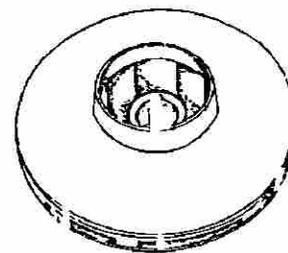
Impulsor de Flujo Mixto



Impulsor Axial

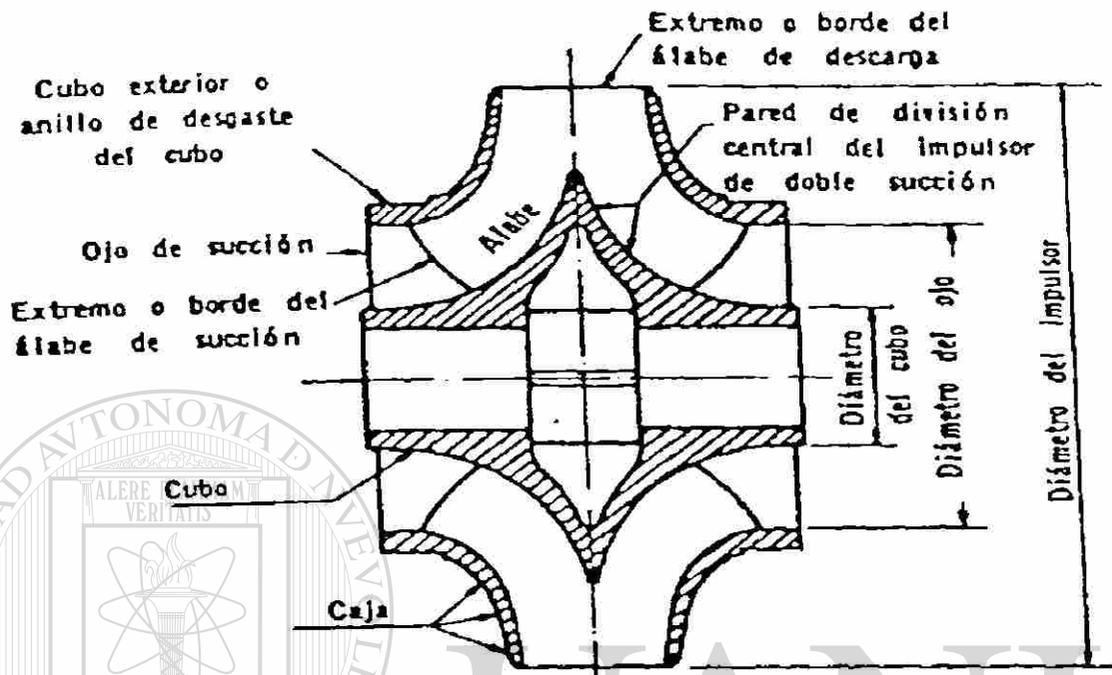


Impulsor Tipo Francis

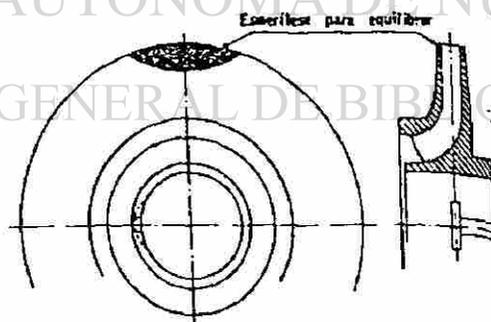


Impulsor de Aspas Curvas Radiales

Fig 3.1

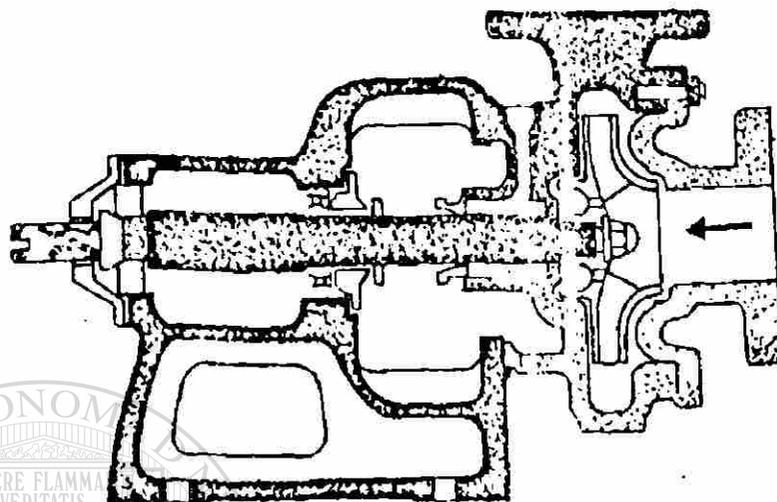


Partes de un Impulsor de doble Admisión.

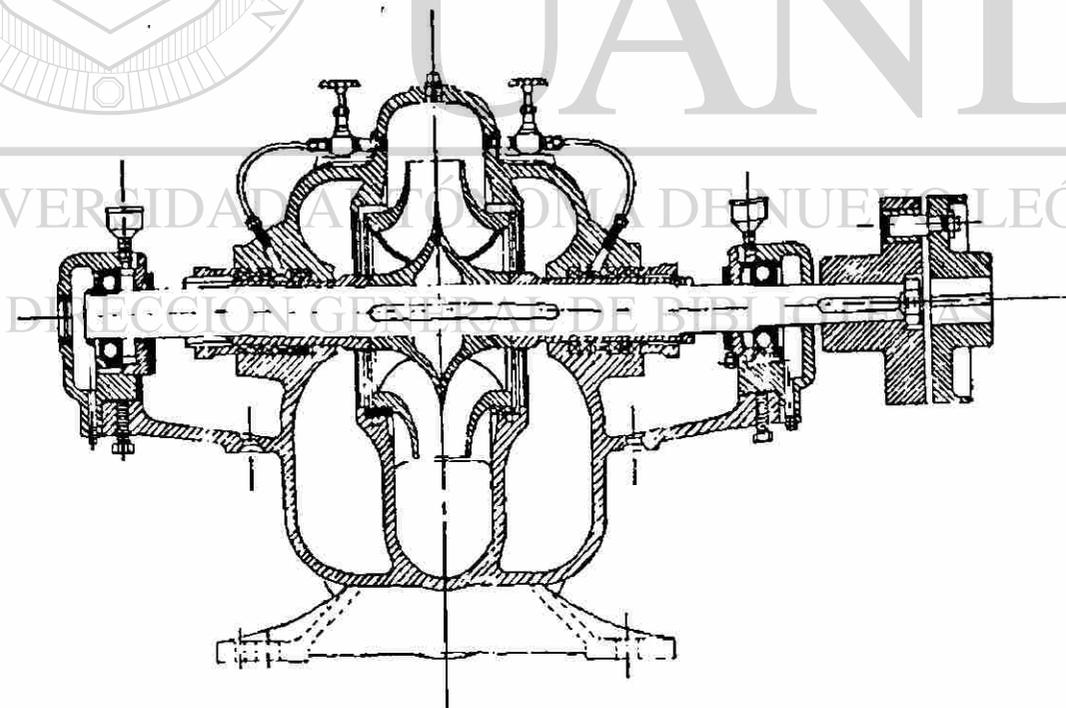


Método para Balancear un Impulsor

Fig. 3.2

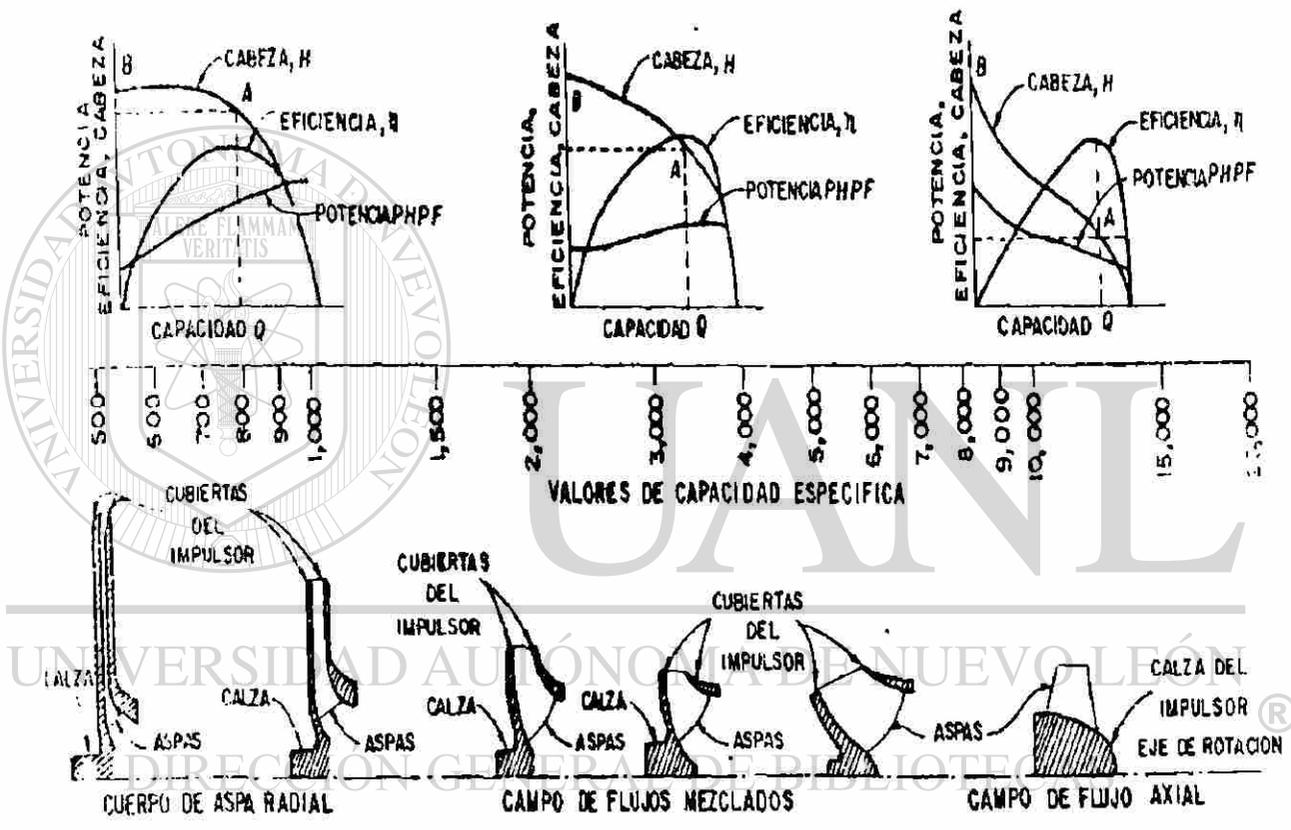


Impulsor de Simple Succión



Impulsor de Doble Succión

Fig. 3.3



Curvas características y velocidades específicas para varios Impulsores.

Fig 3.4

IV.- Flechas

La función básica de la flecha de una bomba centrífuga es transmitir los momentos de flexión o torques que se presentan al arrancar y durante la operación, mientras esta soportando al impulsor y las otras partes giratorias, debe ejecutar este trabajo con una desviación menor que el espacio libre mínimo que hay entre las partes giratorias y las estacionarias.

Las cargas que intervienen son:

- a) Los torques
- b) El peso de las partes
- c) Las fuerzas hidráulicas (axiales, radiales)

Al diseñar una flecha, la desviación máxima permisible, la distancia entre apoyos o de extremo volante y la localización de cargas, deberán todas considerarse al igual que la velocidad crítica del diseño resultante.

Las flechas generalmente están proporcionadas para resistir el esfuerzo que se aplica al arrancar súbitamente una bomba; por ejemplo si la bomba maneja líquidos calientes, la flecha estará diseñada para resistir el esfuerzo aplicado cuando la unidad arranca fría sin un calentamiento preliminar.

Como la velocidad crítica es un factor clave para la selección de los diámetros de flecha, se debe de conocer en que consiste dicha velocidad, cualquier material hecho con cualquier material elástico tiene un periodo de oscilación propia; cuando el rotor o eje de una bomba gira a cualquier velocidad que

corresponda a su frecuencia natural, los pequeños desequilibrios se agigantan; a estas velocidades se les llama críticas.

En las bombas convencionales, el conjunto giratorio es teóricamente uniforme alrededor del eje de la flecha, y el centro de la masa deberá coincidir con el eje de rotación.

Esta teoría no se realiza por las siguientes dos razones:

Primera, siempre hay pequeñas irregularidades de maquinado o de fundición; y segunda, habrá variación en la densidad del material de cada parte; por lo tanto, aun en maquinas de flechas verticales que no tienen desviación radial causada por el peso de las partes, esta excentricidad del centro de masa produce una fuerza centrífuga y consecuentemente una desviación cuando el conjunto gira.

A la velocidad a la cual la fuerza centrífuga excede a la fuerza elástica restauradora, el rotor gira como si estuviera seriamente desbalanceado; si se corre a esta velocidad sin fuerzas amortiguadas, la desviación aumenta hasta que la flecha falle.

La velocidad crítica mas baja se le llama primera velocidad crítica; la siguiente se llama segunda velocidad crítica, y así sucesivamente en la nomenclatura de las bombas, una flecha rígida significa una con velocidad mas baja que su primer velocidad crítica, mientras una flecha flexible es aquella con una velocidad de operación más alta que su primera velocidad crítica.

Una vez que se ha escogido una velocidad de operación, el diseñador deberá determinar las dimensiones relativas de la flecha. Se debe decidir si la bomba opera arriba o debajo de su primera velocidad crítica; en realidad la velocidad

crítica de la flecha debe alcanzarse y pararse sin peligro, porque las fuerzas de la fricción tienden a reducir la desviación.

Estas fuerzas las ejercen:

El líquido circunvecino, la empaquetadura del estopero y las diversas juntas de escurrimiento internas que trabajan como cojinetes interiores lubricados, el líquido una vez que se ha pasado la velocidad crítica, la bomba correrá con suavidad hasta que llegue a la segunda velocidad que corresponda a la oscilación propia del rotor, y así la tercera, cuarta y todas las demás velocidades críticas mas altas.

La operación de la flecha a la velocidad crítica exacta; la cantidad de desbalanceo de la flecha y la masa giratoria, no necesariamente causara la falla de la bomba.

La mano de obra precisa y el balanceo cuidadoso puede reducir las vibraciones en un mínimo imperceptible; por lo tanto, es posible operar bombas centrifugas arriba de sus velocidades críticas por dos razones.

- a) Se requiere muy poco tiempo para obtener la velocidad total desde el reposo
- b) El líquido bombeado en la empaquetadura del estopero y las juntas de escurrimiento internas actúa como fuerza amortiguadora en la vibración.

Para entender el efecto de la velocidad crítica en la selección del tamaño de la flecha, considere el hecho de que la primera velocidad crítica de una flecha esta ligada a su desviación estática por una relación matemática inmutable; la desviación de la flecha depende del peso del elemento giratorio (W), de la distancia entre puntos de apoyo de la flecha (l) y el diámetro de la flecha (d).

La formula es:

$$f = W\ell^3/mEI$$

Donde :

f = Desviación en centímetros

W = Peso del elemento giratorios en gramos

ℓ = Distancia entre apoyos en centímetros

m = Coeficiente; que depende de los métodos de soporte de la flecha y la distribución de carga

E = Modulo de elasticidad de los materiales p/ flecha (Kg/Cm²)

I = Momento de inercia en (Cm)

Esta fórmula esta dada en forma más simple, es decir para una flecha de diámetro constante; si la flecha es de diámetro variable (la condición usual), los cálculos de desviación son mucho más complicado; entonces lo mas adecuado es un análisis gráfico de desviación.

La formula anterior resuelve solo para desviación estática, la que solo afecta los cálculos de la desviación crítica; la desviación real de flecha debe de tomar en cuenta todas las reacciones transversales hidráulicas en el rotor, el peso real de los elementos giratorios y otras cargas extremas como la tensión de banda.

4.1 Determinación del tamaño de las flechas:

Hemos establecido que los diámetros de las flechas generalmente tienen dimensiones más grandes que lo estrictamente necesario para transmitir el torque; un factor que asegura este diseño conservador es el requisito de facilitar para armar el rotor.

El diámetro de la flecha deberá ser escalonado varias veces del extremo del acoplamiento a su centro para facilitar el montaje del impulsor.

Empezando por el diámetro máximo, en la montura del impulsor hay un escalón para la manga de la flecha, otro para la tuerca externa de la flecha, seguidos por varios para los cojinetes y el acoplamiento; por lo tanto, el diámetro de la flecha del impulsor excede por el esfuerzo de torsión en el acoplamiento, por lo menos una cantidad suficiente para permitir todos los escalones intermedios.

Una excepción frecuente para exceder el tamaño de la flecha en el impulsor ocurre en unidades de dos bombas de doble admisión y un solo paso en serie, una de ellas equipada con una flecha de doble extensión; como esta bomba debe transmitir el caballaje total para la unidad en serie, el diámetro de la flecha en su cojinete interior deberá ser mayor que el diámetro normal.

El diseño de las flechas de las bombas de impulsores de succión por el extremo y volantes, presenta un problema algo diferente.

Un método para reducir la desviación de la flecha en el impulsor y en el estopero es aumentar considerablemente el diámetro de la flecha entre los cojinetes; este diseño permite cortar el espacio entre los apoyos de la flecha, permite una unidad mas compacta.

Las flechas deberán ser rectificadas y pulidas, en las bombas horizontales las partes que deben ser mejor maquinadas son las zonas de los baleros, de la camisa de la flecha, del cople y del impulsor; pieza que va asegurar en distintas formas ya sea con cuñas, tuercas etc.

Debido a que la flecha es una pieza bastante cara y en la sección del empaque o de los apoyos hay desgaste, se necesita poner una camisa de flecha que

tiene por objeto proteger la flecha y ser una pieza de cambio, sobre el cual trabajen los empaques.

Las camisas son generalmente de latón o de acero inoxidable y existen diversas formas constructivas de ellas, dependiendo del tamaño de la flecha y de la naturaleza del líquido manejado. La camisa se encuentra entre el impulsor y una tuerca que la aprieta.

Las flechas son generalmente de acero; modificándose únicamente el contenido de carbono, según la resistencia que se necesite, según el código " the code for design of transmisión shafting" menciona dos clases de material:

- a) Flecha de acero comercial
- b) Flecha de acero con especificaciones especiales

El acero comercial es de acero bessemer de bajo contenido de carbono con una fatiga de ruptura de 45000 a 70000 Lb/plg², dependiendo de la calidad del acero y del método de manufactura.

El código recomienda una máxima fatiga de trabajo para la flecha comercial de 8000 Lb/Plg² al esfuerzo cortante, y 16000 Lb/Plg² al esfuerzo de compresión o tensión.

Estos esfuerzos deberán reducirse al 75% cuando exista un cuñero en la sección, con objeto de tomar en cuenta la concentración de esfuerzos de las orillas interiores el del cuñero.

Si el material es acero con especificaciones; la fatiga de trabajos para esfuerzo cortante deberá ser menor de los siguientes valores:

t = 0.3 (límite elástico)

t = 0.8 (tensión de ruptura)

Cuando la flecha esta sujeta solo a flexión deberá ser el menor de los siguientes valores:

t = 0.6 (límite de elástico)

t = 0.36 (tensión de ruptura)

Consideraciones sugeridas para las bombas de productos químicos según (ANSI):

1. El diámetro de la flecha o flecha de manguito que pasa a través de la caja de estoperos o de la caja de sellos, deberá aumentar en 3.18 mm (1/8") su tamaño para colocar y usar los sellos mecánicos; las tolerancias que deberán tener su diámetro nominal no excederá de 0.05 mm como mínimo.
2. El acabado del eje o manguito del eje, que pasa a través de la caja de estoperos y el hule de la caja de baleros; tendrá un sellado que no deberá exceder de una rugosidad de 0.8 micras de mts. (32 micras de plg.), como espacio requerido por el sello mecánico.
3. El eje ranurado para chaveta entre la cara de la caja de los estoperos y el impulsor no deberá de exceder de 0.05 mm (0.002 plg) FIM (movimiento indicador lleno)
4. La deformación dinámica del eje en el centro-línea del impulsor no deberá exceder de 0.13 mm (0.005 plg) a:
 - a) Carga máxima p/bombas tipo AA hasta A70
 - b) Carga de diseño p/bombas tamaño A80 y grandes

5. La primera velocidad crítica lateral del ensamble rotatorio estará como mínimo 120% mas de la velocidad máxima de operación
6. Todos los ejes tendrán un respaldo radial, el cual hará más grande y practico y terminara por reducir los esfuerzos adicionales de las tuberías

4.2 Diseño y cálculo para flecha de bomba centrífuga

El diseño y cálculo para una flecha de una bomba centrífuga horizontal con impulsor en cantiliver; como las especificadas por la norma ANSI B73.1 y la norma API 610; depende de los siguientes parámetros de operación.

- | | |
|----|--|
| a) | Máxima potencia a transmitir |
| b) | Máxima deflexión permisible en la flecha |
| c) | Carga radial máxima |
| d) | Carga axial máxima |

a) Máxima potencia a transmitir:

Se será determinada por el diseño hidráulico para el cual será diseñada la flecha. Normalmente se selecciona una determinada cantidad de diseños hidráulicos para ser accionados por una misma flecha ya que seria desde el punto de vista de producción un problema al manejar un diseño de flecha para cada diseño hidráulico, ya que existirían muchas flechas, cada una de las cuales serviría para un solo diseño hidráulico. Además se debe de tratar de reducir al mínimo las partes para tener una mayor intercambiabilidad, lo cual facilitará al usuario el mantenimiento del equipo.

Para el cálculo y diseño de la flecha que aquí llamaremos "flecha bastidor 1" se utilizaran los siguientes diseños hidráulicos designados según el diámetro de la

succión, el diámetro de descarga y el diámetro nominal del impulsor en pulgadas:

- | | |
|-------------|--|
| a) 11/2X1X6 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| b) 11/2x1x8 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| c) 3x11/2x5 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| d) 3x11/2x6 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| e) 3x11/2x8 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| f) 3x2x5 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| g) 3x3x4 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |
| h) 4x3x5 | Con velocidad máxima de operación de 3,550 RPM |

La máxima potencia a transmitir por la "flecha bastidor 1" será determinada por la siguiente ecuación:

$$\text{B.H.P.} = (Q)(\text{C.D.T.}) / (3960)(N_b)$$

Donde:

B.H.P. = Caballos de potencia al freno

Q = Gasto de la bomba en el consumo máximo de potencia en G.P.M.

C.D.T. = Carga dinámica total en el consumo máximo de potencia en pies

N_b = Eficiencia de la bomba en el consumo máximo de potencia en porcentaje(%)

De las curvas de rendimiento de los diseños hidráulicos antes mencionados la bomba 3 x 11/2 x 8 es la de mayor consumo de potencia, la cual se calcula de la forma siguiente:

Datos obtenidos de la curva de rendimiento.

$$Q = 220 \text{ G.P.M.}$$

$$C.D.T. = 220 \text{ pies}$$

$$N_b = 55\%$$

$$B.H.P.(220) (220) / (3960)(0.55)$$

$$B.H.P. = 22.22 \text{ H.P. @ } N=3550 \text{ R.P.M.}$$

La potencia antes encontrada es para cuando la bomba trabaje con un fluido que tenga una gravedad específica de 1.0; pero como en la industria química es común manejar líquidos con gravedades específicas mayores a 1.0; calcularemos ahora para un líquido de gravedad específica de 2.5 lo cual permitirá al diseño ser aplicado hasta con fluidos que tengan esa gravedad específica sin problema alguno.

Por lo tanto la potencia máxima será:

$$B.H.P = (220) (220) (2.5) / (3,960) (0.55)$$

$$B.H.P. = 55.55 \text{ HP}$$

Una vez determinada la potencia máxima a ser transmitida por la "flecha" [®] bastidor 1", se procederá a calcular el diámetro mínimo que deberá tener esta para poder transmitir dicha potencia por medio de la siguiente ecuación:

$$S_v = (321,000)(HP) / (d)^3 (R.P.M.)$$

Donde:

S_v = Esfuerzo del material de construcción de la flecha

HP = Caballos de potencia máximos a transmitir p/la flecha

d = Diámetro mínimo de la flecha

R.P.M. = revoluciones por minuto a las cuales girara la flecha

Para la construcción de la flecha bastidor 1 se utiliza barra de acero inoxidable de acuerdo a la especificación ASTM A276 grado 410; debido al esfuerzo que puede soportar y a su resistencia a la corrosión.

El Sv para el acero antes mencionado es de 80,000 Lb/in²

Despejando d de la ecuación anterior:

$$d^3 = (321,000) (HP) / (Sv) (RPM)$$

$$d = (0.0628)^{1/3}$$

$$d = 0.397 \text{ plg}$$

En diseño de la flecha se utilizara un factor de seguridad de (2) con el cual el diámetro de diseño "D" será

$$D = (d) (FS)$$

$$D = (0.397)(2)$$

$$D = 0.794 \text{ plg}$$

El diámetro con el cual será construida la flecha en su parte más delgada será

$$D = 0.875 \text{ plg}$$

Por ser la medida de octavos de pulgada inmediata superior a la calculada con la norma ANSI B73.1 y el API 610.

b) **Máxima deflexión permisible de la flecha:**

De acuerdo a lo especificado en el punto 2.5.7 de la octava edición de la sección 610 de los estándares del american petroleum institute, la deflexion de la flecha debe ser limitada a un máximo de 0.002" en las caras del sello mecánico primario, cuando la bomba trabaje con el diámetro de impulsor máximo y bajo las condiciones más severas de carga radial producida por el impulsor.

La anterior limitación, tiene como finalidad la de ampliar al máximo la vida del sello mecánico bajo circunstancias de comportamiento extremas.

La manera de calcular la deflexion máxima de la flecha será como sigue:

$$Y = F/3E [(N^3/In)+(M^3-N^3/Im)+(L^3-M^3/Il)+(L^2X/x)]$$

Donde:

Y = deflexión de la flecha en la línea de centros del impulsor

F = Carga radial producida por el impulsor en (Lb)

N = Distancia de la línea de centros del impulsor al final del primer escalón de la flecha debido al requerimiento de la norma de que la flecha debe de contar con una manga o camisa para proteger a la flecha del desgaste.

M = Distancia de la línea de centros del impulsor al final del segundo escalón de la flecha.

L = Distancia de la línea de centros del impulsor a la línea de centros del balero del lado interior.

X = Separación entre la línea de centros del balero del lado interior y la línea de centros del balero del lado de afuera.

In = Momento de inercia del diámetro Dn

Im = Momento de inercia del diámetro Dm

Il = Momento de inercia del diámetro D_l

I_x = Momento de inercia del diámetro D_x

E = modulo de elasticidad del material de la flecha

c) cálculo de la carga radial máxima:

El cálculo de la carga radial producida por el impulsor en una bomba centrífuga es sumamente complejo ya que existen muchas variables en el diseño y en la operación, que influye en la carga radial real.

La carga radial es desarrollada en la carcasa tipo voluta por el impulsor, debido a la variación en la presión alrededor del mismo y al momento del liquido que sale por su periferia.

Es generalmente aceptado dentro de la industria de bombeo; que la carga radial real, puede ser calculada de la siguiente forma:

$$P = (K) (H) (D2) (B2) (S)/231$$

Donde:

P = Carga radial en Lbs

H = Carga dinámica total desarrollada por la bomba en pies

$D2$ = Diámetro del impulsor en plg

$B2$ = Abertura del impulsor en plg

S = Gravedad específica del fluido

K = constante de carga hidráulica radial

El valor de la constante K depende del flujo de la bomba, velocidad de operación, diseño de la voluta, diámetro del impulsor, diámetro de la garganta de la voluta y algunos otros factores desconocidos.

Basados en datos experimentales obtenidos en pruebas de bombas formulas empíricas han sido desarrolladas para calcular la constante "K" para diferentes tipos de diseño de volutas.

A.J. Stepanoff y D. S. Ullok llevaron a cabo numerosas pruebas de bombas, cuyos resultados llevaron a formulas para determinar el valor de la constante "K" en el calculo de la carga radial.

Dichas formulas se muestran a continuación:

Carcaza de la voluta simple:

$$K = K_r [1-(Q/Q_n)]^2$$

Donde:

K_r = Constante de carga radial = 0.36

Q = Gasto real en el punto de operación

Q_n = gasto en el mejor punto de eficiencia

Carcaza de doble voluta:

$$K = K_r [1-(Q/Q_n)]$$

Donde:

K_r = constante de carga radial = 0.13

Q = Gasto real en el punto de operación

Q_n = Gasto en el mejor punto de eficiencia

Carcaza de voluta circular:

$$K = K_r (Q/Q_n)$$

Donde:

K_r = Constante de carga radial = 0.36

Q = Gasto real en el punto de operación

Q_n = Gasto en el mejor punto de eficiencia

Las formulas anteriores están basadas en resultados de las pruebas de bombas donde la relación entre el diámetro de la garganta y el diámetro del impulsor será de 1:12.

Los coeficientes de 0.36 y 0.13 usados para los diseños de la carcaza de la voluta sencilla y carcaza de doble voluta, son valores promedios obtenidos experimentalmente, tomando en cuenta que el cambio de dirección de la resultante de la carga radial cambia de acuerdo al flujo real entregado de la bomba.

La constante "K" tiene sus valores máximos cuando la bomba trabaja con la válvula cerrada en la descarga, y cuando la bomba entrega su máximo gasto. El valor de K es aproximadamente igual a cero cuando la bomba trabaja en su punto de máxima eficiencia.

Los resultados de las pruebas mostraron que cuando la relación del diámetro de la garganta entre el diámetro del impulsor aumenta por una reducción en el diámetro del impulsor, el valor de la constante. K decrece.

En pruebas adicionales a las anteriormente citadas efectuadas por Worthington, Allis Chalmers, Bingham y otros, mostraron que la cte. K varia de acuerdo con la velocidad específica de la bomba; en dichas pruebas en las que también fueron incluidas varias bombas de gran tamaño y de varios diseños; mostraron

que los valores de K son realmente menores a los calculados por las formulas anteriores.

Se han graficado los resultados de las pruebas que han sido utilizados con éxitos para los propósitos de diseño por los principales fabricantes de bombas durante los últimos 10 años; dicha figura muestra los valores de la cte. K graficado contra la velocidad especifica de la bomba para varios gastos de operación.

4.3 Sellos mecánicos

Un funcionamiento sin fugas, poco mantenimiento y cumplimiento con los reglamentos contra la contaminación, son las principales ventajas de los sellos mecánicos.

Los sellos mecánicos impiden el escape de todos los tipos de fluidos, sean gases o líquidos, a lo largo de un eje o flecha rotatoria que se extiende a lo largo de una carcaza o cubierta.

El sello mecánico tiene ciertas ventajas con relación a las empaquetadoras

- a) Produce un sellado efectivo
- b) Elimina los ajustes manuales periódicos
- c) Solo se necesita remplazar el sello y no el eje de la camisa de la bomba

Características de los sellos mecánicos:

El sello mecánico se utiliza para evitar fugas en las flechas, mediante dos superficies de sellamiento, una estacionaria y otra que gira en contacto con la flecha; estas superficies o caras de sellamiento están perpendiculares, en vez

de paralelas con el eje; el sello mecánico es similar a un cojinete, porque tiene holguras muy pequeñas de funcionamiento con una película de líquido entre las caras.

Las dos superficies de sellamiento se llaman el anillo primario y el anillo correlativo, y cualquiera de ellos puede ser estacionario, sin embargo en la mayor parte se utiliza un anillo primario rotatorio y un anillo correlativo estacionario; las caras de los anillos se pulen para darles una planicidad que se mide en millonésima de pulgada y permanece en contacto en toda su superficie para producir un sello casi completo.

La fuerza de cierre necesaria para mantener el contacto adecuado con el anillo correlativo, se produce con resortes, fuelles metálicos o magnéticos, el anillo correlativo puede tener montaje flexibles con sellos anulares o juntas.

Los sellos mecánicos se clasifican por el tipo de montaje:

- a) Internos
- b) Externos
- c) Balanceados
- d) Desbalanceados

Es sello interno si esta montado en el recipiente para líquido, además tiene mejor funcionamiento porque todo el anillo se encuentra rodeado de líquido.

Las fuerzas hidráulicas actúan junto con los resortes para mantener el contacto entre las caras, el lavado y la lubricación se diseñan para mantener enfriamiento positivo en las caras.

El sello externo si esta montado en el exterior; se prefieren los sellos externos para facilidad de mantenimiento, también se permite aislar las piezas metálicas de los líquidos corrosivos tienen algunas desventajas:

- La fuerza hidráulica tiende a separar las caras del sello
- La lubricación y el lavado de las caras esta restringido
- Las partículas abrasivas en el líquido se pueden acumular en la abertura anular, después la fuerza centrífuga las empuja entre las caras y se produce desgaste rápido

Casi todos los sellos son sencillos y son adecuados si el líquido bombeado esta limpio, libre de sólidos y no tóxico ni peligroso.

Para que el sello dure, debe mantenerse frío, y para ello se lava el estopero con un líquido especial; si el líquido bombeado es limpio y frío, se puede usar una derivación de la descarga de la bomba para lavar el sello y eliminar el calor de la fricción ocasionado por el rozamiento entre las caras.

Si no se puede utilizar el líquido bombeado, se suministra líquido de una fuente externa, que sea compatible con el mismo; el líquido externo debe estar limpio, frío y a una presión mayor que la máxima dentro del estopero. La presión dentro del estopero varía según el fabricante y el tipo de bomba; en las centrífugas puede ser unas cuantas psi mas que la succión o máxima de descarga.

La cantidad de líquido externo se puede reducir con una restricción en el prensaestopas y la cavidad de la bomba. Esto se hace para reducir la contaminación o la dilución del líquido bombeado y disminuir el costo de operación.

También existen restricciones que pueden ser un sello de pestañas o un buje (casquillo) de garganta.

El sello de pestaña o de labio se utiliza para evitar que el líquido bombeado penetre al estopero, produciendo una cierta restricción al líquido de lavado que entra a la bomba.

El buje de garganta tiene tolerancia muy precisa para restringir el flujo: la holgura entre el buje y la flecha debe ser suficiente para evitar el rozamiento y depende de la excentricidad y flexión de la flecha, cuando mayor sea la holgura y más corto sea el buje, mayor será la dilución del líquido bombeado. Para evitar que el líquido bombeado penetre al estopero, un fabricante de sellos recomienda que, la velocidad del líquido de lavado en la garganta sea de 10 a 15 pies/seg (3 a 4.6 mts/seg).

El sello mecánico permite fugas, funciona con el principio de producir una película entre las caras de sellado para lubricarlas y enfriarlas; esta es la razón por la que el líquido para lavado este limpio y frío; según sean las condiciones y lo plano de las caras del sello, las fugas son muy pequeñas; si el líquido que se fuga por el sello se vaporiza o condensa a la presión atmosférica, habrá que proveer un sello auxiliar, como una empaquetadura o un buje estrangulador hacia fuera de las caras del sello en el disco de la empaquetadura, se colocan conexiones p/drenaje o descarga de los vapores a la atmósfera en un lugar seguro, para evacuar el condensado o enfriarlo con un líquido enfriador.

En circunstancias que se requiere cero fugas, (por la toxicidad, la contaminación ambiental, etc.) el sello no suele ser el adecuado: y se utiliza un "sello mecánico doble"; que es el tipo más común, se colocan los dos sellos "encontrados" que tienen una cavidad entre ellos; para dar buena duración al sello se circula por la cavidad un líquido para sello, con temperatura y presión controladas.

Los sellos mecánicos están destinados a funcionar hasta 750°F (400°C); también los hay para temperaturas más altas; sin embargo cuanto más frío este el líquido de lavado el sello mecánico; existen varios métodos para controlar la temperatura en el estopero.

La mayor parte de las bombas están equipadas con camisas para el estopero en una zona que lo rodee para circular agua de enfriamiento; este método produce cierta reducción en la temperatura; además; la cara estacionaria del sello se puede taladrar para dejar circular el agua, esto es más eficaz para eliminar el calor generado por el rozamiento de las caras del sello; sin embargo, si el anillo es de carbón hay poca eliminación de calor y el método no es eficaz.

El mejor método es utilizar un intercambiador de calor en el sistema de derivación para el lavado, en el cual se puede enfriar directamente líquido antes de inyectarlo en el estopero; se prefiere una temperatura menor de 200 grados Fahrenheit para el líquido de lavado. El control de la temperatura no siempre es para el enfriamiento. Cuando se bombean líquidos para transferencia de calor, aceites pesados, etc., con puntos de fusión muy superiores a la temperatura ambiente, se necesita calentar el estopero para evitar que el material se cristalice o solidifique.

Una de las partes importantes del sello mecánico es la placa del estopero: es importante porque el anillo estacionario se monta en ella; además es la pieza que se atornilla en el prensa-estopas y forma una sección de la cubierta de retención de presión en la que sobresale el eje.

Ahí también se instalan componentes de seguridad; un sello mecánico es sólo eso: un aparato para evitar las fugas, y por ello es susceptible a fallar, y si ocurre, habrá fugas. Se debe tomar en cuenta este riesgo y determinar si la fuga pone en peligro la vida del personal, el equipo o el ambiente; si existe peligro se debe de proveer el medio de controlar la fuga.

Una opción es de proveer algún medio de recolectar o contener el líquido peligroso y enviarlo a un lugar seguro. (Fig.4.1, 4.2, 4.3 y 4.4)

4.4 Materiales para flechas

El material de los manguitos de flecha y el tipo de empaquetadura debe de ser objeto de consideración especial.

Usualmente un eje o flecha esta protegido mediante casquillos a través de los prensaestopas, para evitar las ralladura y las corrosiones.

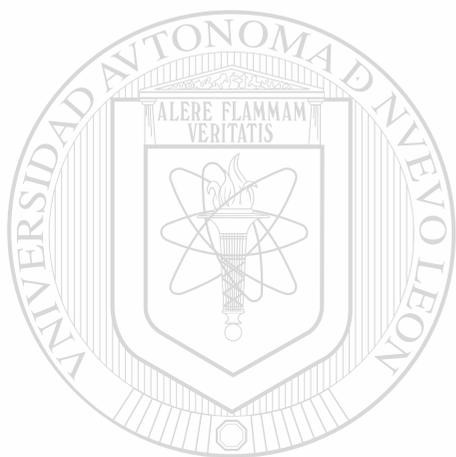
Si se trata de un liquido muy corrosivo se usan ejes de acero inoxidable o de metal monel.

Metal Monel :

Aleación que contiene 68% de níquel, 29% de cobre, hierro, magnesio, sílice y un 3% de carbón.

Tiene gran resistencia mecánica (5,200 Kg/cm²) y a la corrosión.

4.5 Figuras de flechas

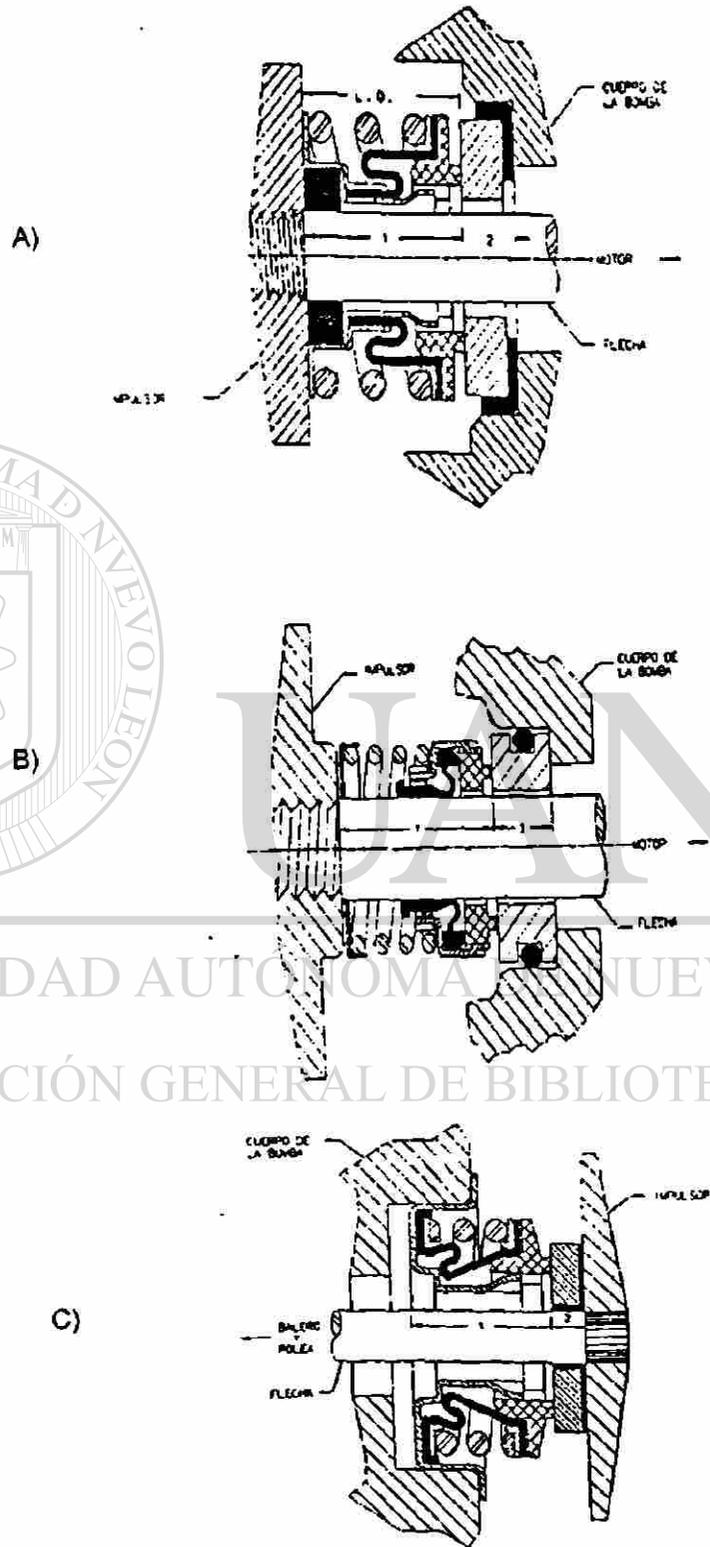


UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

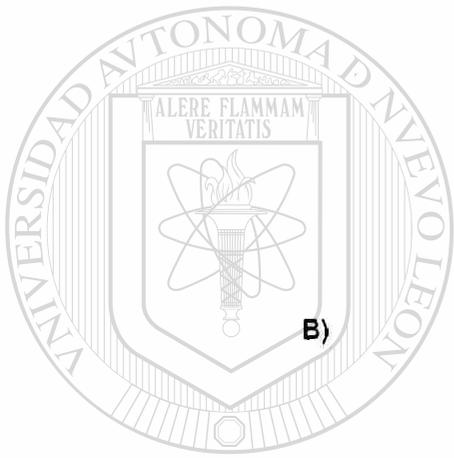


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Sellos Mecánicos

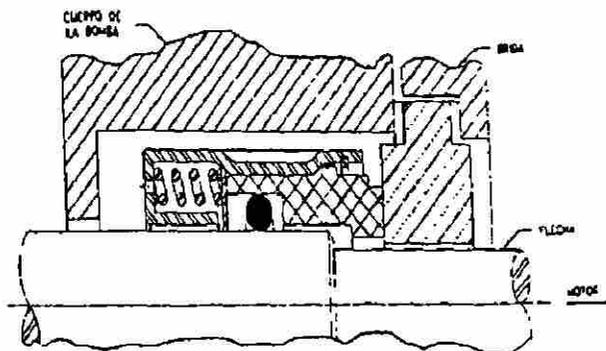
Fig 4.1



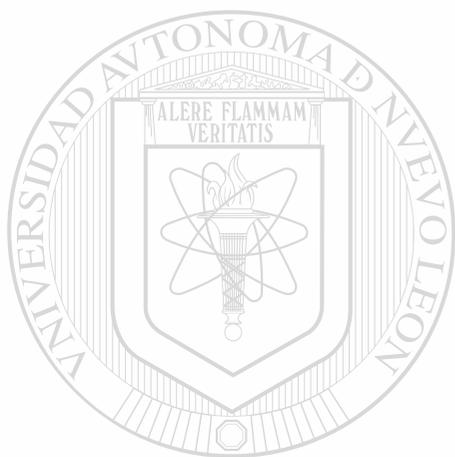
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

D)



Sello Balanceado Mecánico

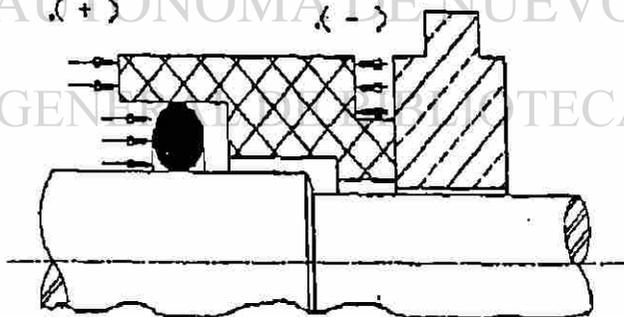


UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

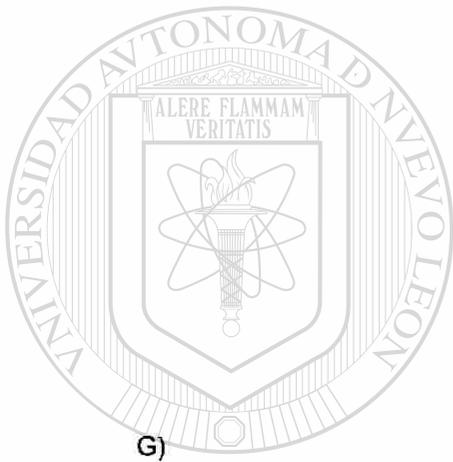
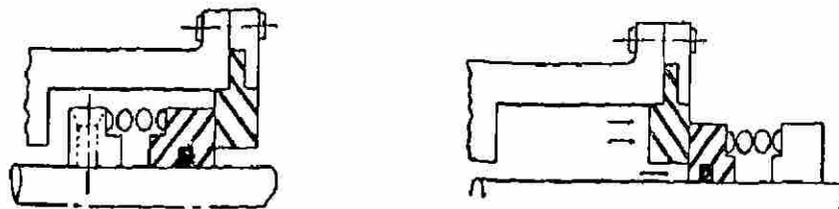
E)

DIRECCIÓN GENERAL DE TECAS



Detalle de Sello Mecánico Balanceado

F)

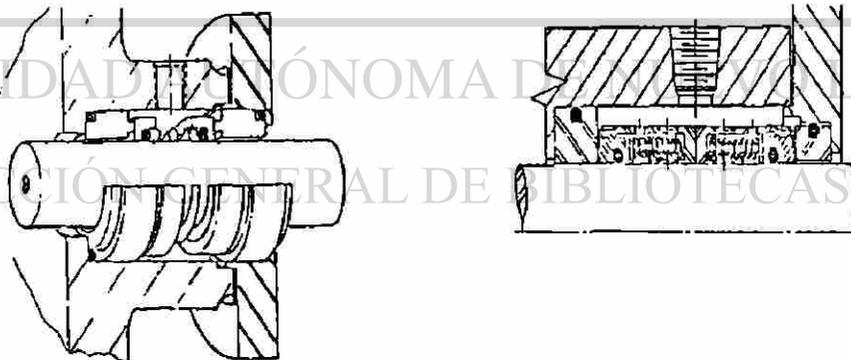


Sellos Internos y Externos

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

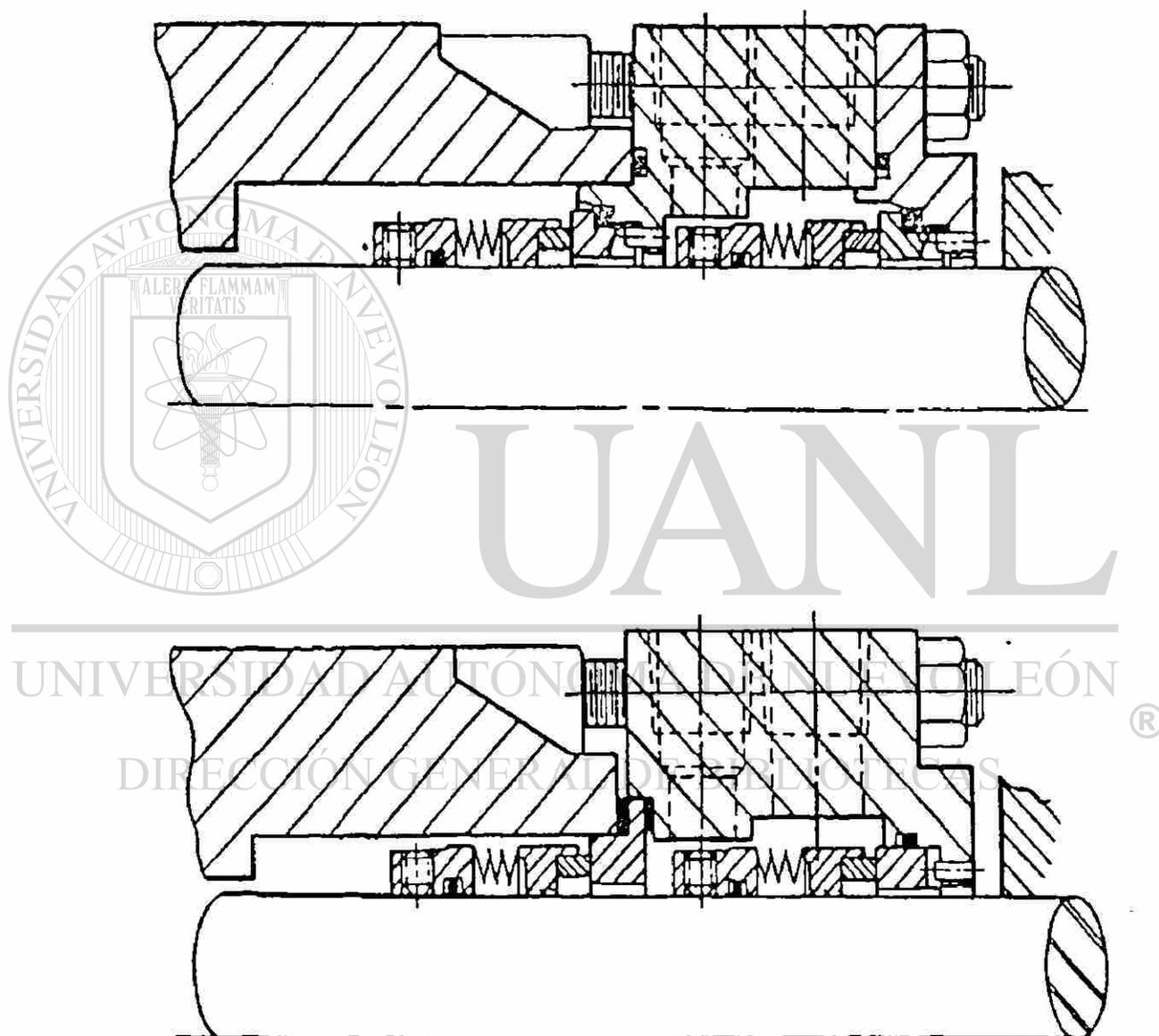
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Sellos Dobles

Fig. 4.3

H)



Sellos Tandem

Fig. 4.4

V.- RODAMIENTOS UTILIZADOS EN BOMBAS CENTRIFUGAS

El objetivo de los baleros (cojinetes) es soportar la flecha de todo el rotor de un alineamiento correcto, en relación con las partes estacionarias.

Por medio de un correcto diseño soportan las cargas axiales y radiales existentes en la bomba.

En las bombas centrifugas se utilizan todos los tipos de baleros; Incluso el mismo diseño básico de la bomba, muchas veces se construye con dos o más baleros diferentes, según lo requieran las condiciones de servicio.

Se suelen emplear dos baleros extremos en la bomba de doble succión y una etapa para servicio general, uno en cada lado de la carcasa.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En las bombas horizontales con baleros (cojinetes) en los extremos, el balero interno es el que está entre la carcasa y el acoplamiento, y el externo es el que está en el lado opuesto; las bombas con impulsores que sobresalen tienen ambos baleros en el mismo lado de la carcasa; el balero más cercano al impulsor es el interno y el más lejano es el externo.

Un diseñador de bombas tiene una gran variedad de cojinetes resistentes a la fricción para escoger de ellos; cada tipo tiene características que pueden convertirlo en una buena o mala selección para una aplicación específica. Es

mejor para los compradores dejar la selección al fabricante; por ejemplo, algunos compradores especifican cojinetes de doble hilera, cualquiera que sea el tipo o tamaño de la bomba, aun cuando los cojinetes de una sola hilera sean con frecuencia apropiados o mejores.

Los baleros más comunes usados en las bombas centrífugas son:

1. Baleros de una hilera y surco profundo.
2. Baleros de doble hilera y surco profundo.
3. Baleros de doble hilera y oscilante.
4. Baleros de contacto angular de uno o dos hileras.

Todos, excepto los de doble hilera y oscilantes, son capaces de admitir cargas de empuje, así como las radiales.

El balero de empuje (Fig. 5.1), inicialmente se usa para resistir el empuje solamente en combinación con cojinetes de manga con babbit, aunque ahora se usa muy poco en bombas centrífugas; los baleros sellados, los adaptadores y otras modificaciones han encontrado aplicaciones especiales; los baleros sellados prelubricados requieren atención especial si donde se instalan no tiene operación continua (stock o almacén), en esos casos la flecha deberá de girarse de vez en cuando para agitar el lubricante y mantener una película que cubra las bolas de ese balero.

El balero oscilante, (Fig. 5.2) es el más adecuado para cargas pesadas, altas velocidades, separación larga entre cojinetes y sin empuje terminal; por eso se adapta adecuadamente para servicio como cojinete de aleación en las bombas centrífugas; su doble hilera de bolas corre en surcos fijos en el carril interior o de la flecha; su carril exterior está acabado en asiento esférico; cualquier ligera vibración o deformación de la flecha se compensa en este cojinete que opera como un pivote; en bombas de construcción ligera, también se compensará el

leve desalineamiento causado por el "resuello" que se efectúa en la cubierta cuando se eleva la presión.

El balero oscilante ha resultado adecuado para altas velocidades y tiene larga vida, aun con mucha separación entre cojinetes; tiene muy poca capacidad de empuje, por lo tanto no se usa para cargas de empuje y radiales combinadas en bombas centrífugas

El balero oscilante de rodillos esféricos (Fig. 5.3) se usa para cargas considerables de empuje, y radiales combinadas el balero de una sola hilera con surco profundo (Fig. 5.4).

Es el más común usado en bombas centrífugas, exceptuando la de tamaños más grandes, es adecuado para cargas radiales, de empuje y las combinadas, pero requiere un cuidadoso alineamiento entre las flechas y la caja en la que está montado el balero; se usan algunas veces con sellos construidos dentro del balero con objeto de quitar mugre, y de retener el lubricante o ambas cosas.

El balero de doble hilera y surco profundo tiene más capacidad tanto para cargas radiales como de empuje. (Fig. 5.5) Se usa si la carga es mayor de la permitida para un balero de una sola hilera.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El balero de contacto angular funciona bajo un principio que lo hace adecuado para pesadas cargas de empuje; el tipo de una sola hilera (Fig. 5.6) es adecuado para empuje en una sola dirección.

El balero doble hilera (Fig. 5.7) puede soportar empuje en ambas direcciones; dos baleros de una sola hilera de contacto angular, con frecuencia se juntan con las caras de las pistas maquinadas por el fabricante para que puedan usarse uno delante de otro para cargas grandes con empuje en una dirección o cara a cara (Fig. 5.8) para cargas de empuje en dos direcciones, los dos

baleros algunas veces se sujetan juntos, rebajando los carriles interiores y presionándolos en un anillo corto.

Si se usan dos baleros de contacto angular separados, se debe de tener cuidado de montarlos correctamente en la flecha

El balero de una sola hilera de contacto angular se puede usar por separado en bombas centrífugas, solo si el empuje es siempre en una dirección; su aplicación esta limitado principalmente a las bombas verticales; otra aplicación muy interesante es el uso de dos de esos baleros en una bomba de extremo de succión, donde soportaría el empuje axial en ambas direcciones; este arreglo permite una cierta cantidad de ajuste axial del impulsor en su voluta, logrado aflojando una tuerca del balero y apretando la otra.

Este ajuste es extremadamente delicado y requiere un mecánico de primera.

El balero de doble hilera de contacto angular, o su equivalente de un par unido, montado cara a cara, se ha encontrado que es muy satisfactorio para bombas capaces de una sola carga de empuje en ambas direcciones; algunos fabricantes de bombas tienen normas para muchas aplicaciones de este balero.

5.1 Diseño y Selección

Los diseñadores de bombas basan su selección del tipo de balero, en el tamaño y lubricación para adaptarse al campo de servicio para los que se usara la línea de bombas.

Si se aplican y lubrican los baleros resistentes a la fricción en las bombas centrífugas, tendrán una larga vida y están excepcionalmente libre de dificultades, pero pueden ocurrir fallas como:

- a) Uso de un tipo o tamaño indebido para una aplicación determinada.

- b) Montaje defectuoso, debido a mano de obra inexperta en la fabricacion o mantenimiento.
- c) Diseño defectuoso de la montadura.
- d) Lubricante o practica de lubricación inadecuados.
- e) Entrada de agua, mugre o arenisca dentro del cojinete.
- f) Daño mecánico a las bolas, rodillos y carriles.

El carril interior de los baleros antifricción no debe girar en la flecha; el carril exterior no debe girar en su caja, y el balero debera de estar correctamente alineado; los cojinetes antifricción generalmente estan prensados o montados en caliente en sus flechas si intervienen cargas de empuje, se sostienen aun más en posición axial en sus flechas por topes y tuercas; si la flecha es de menor tamaño, el ajuste quedara muy flojo permitiendo la rotacion del carril interior en la flecha con el consecuente daño del balero de la flecha o de ambos; por otra parte, un diámetro de la flecha demasiado grande puede dar por resultado la expansión del carril Interior causando una holgura insuficiente entre las bolas o rodillos y sus carriles interior y exterior; igualmente la montura debe proveer suficiente fuerza de sostén con sujecion adecuada del carril exterior en la caja para evitar que gire en ella.

Selección de baleros:

La dimension necesaria de los baleros se fija a partir de fuerzas exteriores y segun criterio para la vida útil y seguridad del Balero (rodamiento) en el alojamiento.

El tamaño, la dirección y carácter de la carga por la cual esta solicitado el balero, son decisivos en la selección de la serie de construccion del tamaño del balero (rodamiento); además hay que respetar otras condiciones particulares o especiales de alojamiento, como por ejemplo: la temperatura de marcha,

dimensiones y propiedades de alojamiento, sencillez de montaje, requisitos de lubricación, empaquetadura, etc. que también influyen la selección del rodamiento más adecuado a condiciones dadas de funcionamiento en muchos casos pueden corresponder varios tipos de baleros.

Los baleros (rodamientos) se solicitan por fuerzas dinámicas o estáticas.

Al solicitar el balero con fuerza dinámica, el balero gira. Al cargar el balero con fuerza estática, el balero está en reposo en el primer caso lo decisivo para el cálculo es la vida útil, como resultado de la fatiga del material, y en el segundo caso la formación de deformaciones permanentes de superficies funcionales en el punto de contacto de elementos de balero (rodamiento) con vía de rodadura y la seguridad de funcionamiento correspondiente a la solicitud estática.

El tamaño del balero que va a ser utilizado para una determinada aplicación; se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga, comparada con las cargas que tendrá que soportar, y a las exigencias de duración y fiabilidad requeridas por la aplicación en cuestión.

La capacidad de carga se expresa en los cálculos por medio de valores numéricos que representan las capacidades de carga nominales básicas de los rodamientos.

En las tablas de rodamientos, se indican los valores de la capacidad de carga dinámica C y de la capacidad de carga estática C_0 de los diferentes rodamientos.

La capacidad de carga dinámica C se usa para los cálculos en que intervienen baleros sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento que gira sometido a carga, y expresa la carga que puede soportar el balero alcanzando una vida nominal de 1,000,000 de revoluciones.

La capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, cuando están sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando están estacionarios bajo carga durante ciertos períodos.

También debe tomarse en cuenta cuando sobre un rodamiento giratorio (sometido a esfuerzos dinámicos) actúan elevadas cargas de choque de corta duración. La capacidad de carga estática se define como la carga estática a la que corresponde una tensión calculada en el centro de la superficie de contacto más cargada entre elementos rodantes y caminos de rodadura de:

- 4,600 mpa para los rodamientos de bolas a rótula
- 4,200 mpa para todos los demás rodamientos de bolas
- 4,000 mpa para todos los demás rodamientos de rodillos

Esta tensión produce una deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura que es aprox. Igual a 0.0001 del diámetro del elemento rodante.

Las cargas son puramente radiales para rodamientos y cargas axiales centradas para rodamientos axiales.

5.2 Promedio de Vida

La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Sin embargo, ensayos de laboratorio y la propia experiencia obtenida de la práctica han puesto de manifiesto que rodamientos aparentemente idénticos, funcionando en iguales condiciones tienen vidas diferentes.

Es por tanto esencial para el cálculo del tamaño del rodamiento, una definición clara del término "vida". Las capacidades de carga dinámicas están basadas en la vida alcanzada o sobrepasada por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente grande; a esta vida se le denomina "vida nominal"

La "vida media" de los rodamientos es aproximadamente 5 veces la vida nominal.

Existen también otros conceptos de vida en un rodamiento; uno de ellos es la "vida de servicio" que es la duración real alcanzada por un rodamiento dado antes de fallar; el fallo generalmente no se debe en primer lugar a la fatiga, sino al desgaste, la corrosión, el fallo de la obturación, etc.

Otro de los conceptos es el de "vida especificada" que es la determinada por una autoridad en la materia en base a datos hipotéticos de carga y velocidad suministrados por la misma autoridad.

Esta vida especificada generalmente es una "vida L10" (vida nominal) requerida. Para determinar el tamaño de un rodamiento; los cálculos normalmente se realizan en base a la vida nominal (L10) del rodamiento por lo cual es esencial conocer la vida nominal requerida para el rodamiento en la aplicación considerada, tal vida depende generalmente del tipo de máquina y de las exigencias en lo referente a la vida de servicio y a fiabilidad la duración de un rodamiento se puede calcular con diferentes niveles de sofisticación, que dependen de la precisión que se pueda alcanzar en la definición de las condiciones de funcionamiento.

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula de la vida nominal es decir:

$$L_{10} = (C/P)^p$$

Donde:

L10= Vida nominal, en millones de revoluciones

C= Capacidad de carga dinámica, en newtons

P= Carga dinámica equivalente en newtons

p= Exponente de la fórmula de la vida

p= 3 para los rodamientos de bolas

p= 10/3 para los rodamientos de rodillos

En la gráfica y tabla siguientes; (Fig. 5.9 y 5.10) se dan los valores de la seguridad de carga C/P en función de la duración L10 para rodamientos que funcionen a velocidad constante, será más conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio; usando para ello la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = 1,000,000 / 60n (C/P)^p$$

$$L_{10h} = 1,000,000 / 60n L_{10}$$

Donde:

L10h Vida nominal, en horas de servicio

n Velocidad de giro, en RPM

La vida L10h en función de la seguridad de carga C/P y la velocidad de rotación (n) pueden obtenerse de la gráfica y de las tablas antes mencionadas.

5.3 Lubricación y Drenaje

Para que un rodamiento funcione de un modo confiable, es indispensable que este adecuadamente lubricado al objeto de evitar el contacto metálico directo

entre los elementos rodantes, los caminos de rodadura y las jaulas, evitando el desgaste y protegiendo las superficies del rodamiento contra la corrosión.

La elección del lubricante y el método de lubricación adecuado, así como su correcto mantenimiento es de gran importancia.

Existe una extensa gama de grasas y aceites disponibles para la lubricación de los rodamientos y también hay lubricantes sólidos para condiciones de temperaturas extremas.

La selección final del lubricante depende fundamentalmente de las condiciones de funcionamiento, es decir de la gama de temperaturas y velocidades, así como de la influencia del medio o entorno.

Cuando el rodamiento se suministra con la cantidad mínima de lubricante necesaria para proporcionar una lubricación confiable, se obtienen las temperaturas de funcionamiento más favorables; sin embargo, cuando el lubricante tiene funciones adicionales que realizar, como obturar o extraer el calor del rodamiento se necesitan mayor cantidad de él.

El lubricante contenido en un rodamiento pierde gradualmente sus propiedades de lubricación durante el funcionamiento como resultado de las sollicitaciones mecánicas, el envejecimiento y la acumulación de contaminación; debido a eso es necesario añadir o renovar la grasa de vez en cuando o filtrar y también cambiar el aceite en determinados intervalos.

Lubricación con grasa:

En condiciones normales de funcionamiento, en la mayoría de las aplicaciones, es posible utilizar grasa para lubricar los baleros la grasa presenta la ventaja

con respecto al aceite de que es mas facil de retener en la disposicion de rodamientos, particularmente con ejes inclinados o verticales, y tambien contribuye a la obturación de la disposición contra los contaminantes, la humedad o el agua.

Un exceso de lubricante provoca un rápido aumento de la temperatura de funcionamiento, particularmente cuando los rodamientos giran a grandes velocidades.

Por regla general solamente el rodamiento debe quedar totalmente lleno de grasa, mientras que el espacio libre que queda en el soporte debe llenarse parcialmente (entre un 30 y un 50 %) cuando los rodamientos han de funcionar a velocidades lentas, puede obtenerse una buena protección contra la corrosión llenando completamente el soporte con grasa.

En las tablas de rodamientos se da un valor de velocidad nominal para cada rodamiento particular lubricado con grasa. Estos valores son inferiores a las velocidades correspondientes a los rodamientos lubricados con aceite; para tener en cuenta el pico de temperatura inicial que se produce al poner en marcha un rodamiento que se ha llenado de grasa durante su montaje o que acaba de ser relubricado.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La temperatura de funcionamiento desciende a un nivel mucho más bajo una vez que la grasa haya quedado distribuida en el alojamiento del rodamiento.

El efecto de bombeo inherente a determinados diseños de rodamientos, como son los de bolas con contacto angular o los de rodillos conicos, que se acentua aun mas a medida que aumenta la velocidad.

Las grasas; para la lubricación de rodamientos son aceites minerales o sintéticos espesados normalmente con jabones metálicos.las grasas tambien

pueden contener aditivos que mejoran algunas de sus propiedades; la consistencia de una grasa depende principalmente del tipo y de la concentración del agente espesante, al efectuar la selección de una grasa, los factores mas importantes a tomar en cuenta son:

- La viscosidad del aceite de base
- La consistencia de la grasa
- El campo de temperatura de funcionamiento
- Las propiedades anticorrosivas
- La capacidad de carga de la película lubricante

La viscosidad del aceite de base de las grasas que normalmente se usan en rodamientos; fluctua entre 15 y 500 mm²/sg a 40°C.

Las grasas basadas en aceites con viscosidades superiores a estos valores desprenden el aceite con bastante lentitud que no permiten la adecuada lubricación del rodamiento. Por lo tanto cuando el rodamiento tuviera que funcionar a velocidades lentas, es mas conveniente lubricar con aceite.

La máxima velocidad de funcionamiento que admite una grasa dada depende tambien de la resistencia al cizallamiento de la grasa que esta determinada por el agente espesante.

La consistencia de la grasa; que se usa para la lubricación de los rodamientos no deberá de experimentar cambios excesivos dentro del campo de temperaturas de funcionamiento ni con las sollicitaciones mecánicas.

Las grasas que se reblandecen a elevadas temperaturas pueden escapar de la disposición de rodamientos y las que se endurecen a bajas temperaturas pueden frenar la rotación del balero.

Las grasas espesadas con jabones metálicos de consistencia N°. 1,2, ó 3 son las normalmente usadas para los baleros.

El campo de funcionamiento de temperaturas; en el cual puede usarse una grasa depende en gran medida del tipo de aceite de base y agente espesante empleados; así como de los aditivos. El límite inferior del campo de temperaturas, es decir la mínima a la cual la grasa permite que el rodamiento se ponga en marcha sin dificultad, esta en gran parte determinado por el tipo de aceite de base y su viscosidad.

El límite superior del campo de temperaturas esta determinado por el tipo de agente espesante e indica la máxima temperatura a la cual la grasa es capaz de lubricar adecuadamente el balero. El límite superior del campo de temperaturas no debe confundirse con el "punto de goteo" al cual hacen referencia los fabricantes de lubricantes.

El punto de goteo; indica la temperatura a la cual la grasa pierde su consistencia y se fluidifica.

Las propiedades corrosivas; de una grasa están determinadas en gran medida por los inhibidores de la corrosión que se añaden a la grasa y su agente espesante. Una grasa debe de proteger al rodamiento contra la corrosión y no debe ser arrastrada por el agua en caso de esta entre en el rodamiento siendo la más común: las grasas de base sódica normales.

La capacidad de carga de la película lubricante; para rodamientos muy cargados se recomienda el uso de grasas con aditivos EP; ya que estos aumentan la capacidad de carga. Es importante tener en cuenta la miscibilidad de las grasas cuando, por cualquier motivo, se hace necesario cambiar de grasa.

Cuando se mezclan grasas incompatibles; la consistencia puede cambiar dramáticamente y la temperatura de funcionamiento máxima para la mezcla de grasas puede llegar a ser tan baja en comparación con la de la grasa original, que existe la posibilidad de que se dañe el rodamiento

Lubricación con aceite:

La lubricación con aceite se emplea cuando las elevadas velocidades o las altas temperaturas de funcionamiento no permiten el uso de grasa, cuando es necesario evacuar calor generado en el rodamiento o de origen externo, o cuando las piezas adyacentes de la máquina, están lubricadas por aceite.

Metodos de lubricación con aceite:

El método más simple es el baño de aceite: el aceite recogido por los componentes giratorios del rodamiento se distribuye por todo el interior de este y después vuelve a caer al depósito de aceite cuando el rodamiento no gira, el aceite deberá tener un nivel ligeramente por debajo del centro del elemento rodante que ocupe la posición más baja.

La rotación del balero a mayores velocidades dará lugar a que la temperatura de funcionamiento aumente y se acelere el envejecimiento del aceite.

Para evitar tener que cambiar frecuentemente el aceite; se prefiere un sistema de circulación de aceite; se consigue por medio de una bomba; después de pasar el aceite a través del rodamiento, se filtra, y en caso necesario, se enfría antes de llegar al rodamiento, el enfriamiento del aceite permite mantener a un nivel bajo la temperatura de funcionamiento del balero.

Los aceites minerales puros, sin aditivos, son los que generalmente se prefieren para la lubricación de baleros, los aceites con contenidos de aditivos para

mejorar ciertas propiedades como su comportamiento a presiones extremas, su resistencia al envejecimiento etc. normalmente solo se emplean en casos especiales.

Los aceites sintéticos se utilizan en casos excepcionales para lubricar rodamientos, a muy baja velocidad o muy alta temperatura debe recordarse que la formación de la película de lubricante cuando se utiliza un aceite sintético puede ser diferente a la que se forma con un aceite mineral de igual viscosidad.

La selección de un aceite esta basada fundamentalmente en la viscosidad que este requiere para proporcionar una lubricación adecuada del rodamiento a la temperatura de funcionamiento. Los aceites mas adecuados para lubricar rodamientos son los que tengan un alto índice de viscosidad. Este índice debe de tener como mínimo un valor de 85.

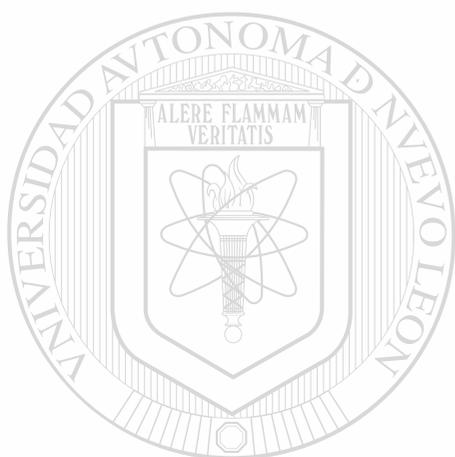
La frecuencia con que se debe de efectuar un cambio de aceite depende principalmente de las condiciones de funcionamiento y de la cantidad de aceite.

Cuando se emplea lubricación por baño de aceite, es suficiente cambiar el aceite una vez al año, con tal que la temperatura de funcionamiento no exceda de 50°C y donde haya poco riesgo de contaminación. Para temperaturas más elevadas, los cambios de aceite se efectúan con más frecuencia por ejemplo para temperaturas de funcionamiento próximos a 100°C debe cambiarse el aceite cada 3 meses.

Para lubricación por circulación de aceite; el intervalo entre 2 cambios también depende de su frecuencia de circulación. El intervalo más adecuado puede determinarse mediante ensayos y examinando frecuentemente el aceite para asegurar que no esté contaminado, ni excesivamente oxidado.

En el caso de lubricación por goteo de aceite; este pasa por el rodamiento una sola vez y no-se recircula. (Fig. 5.11)

5.4 Figuras y Tablas



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Cálculo de la vida

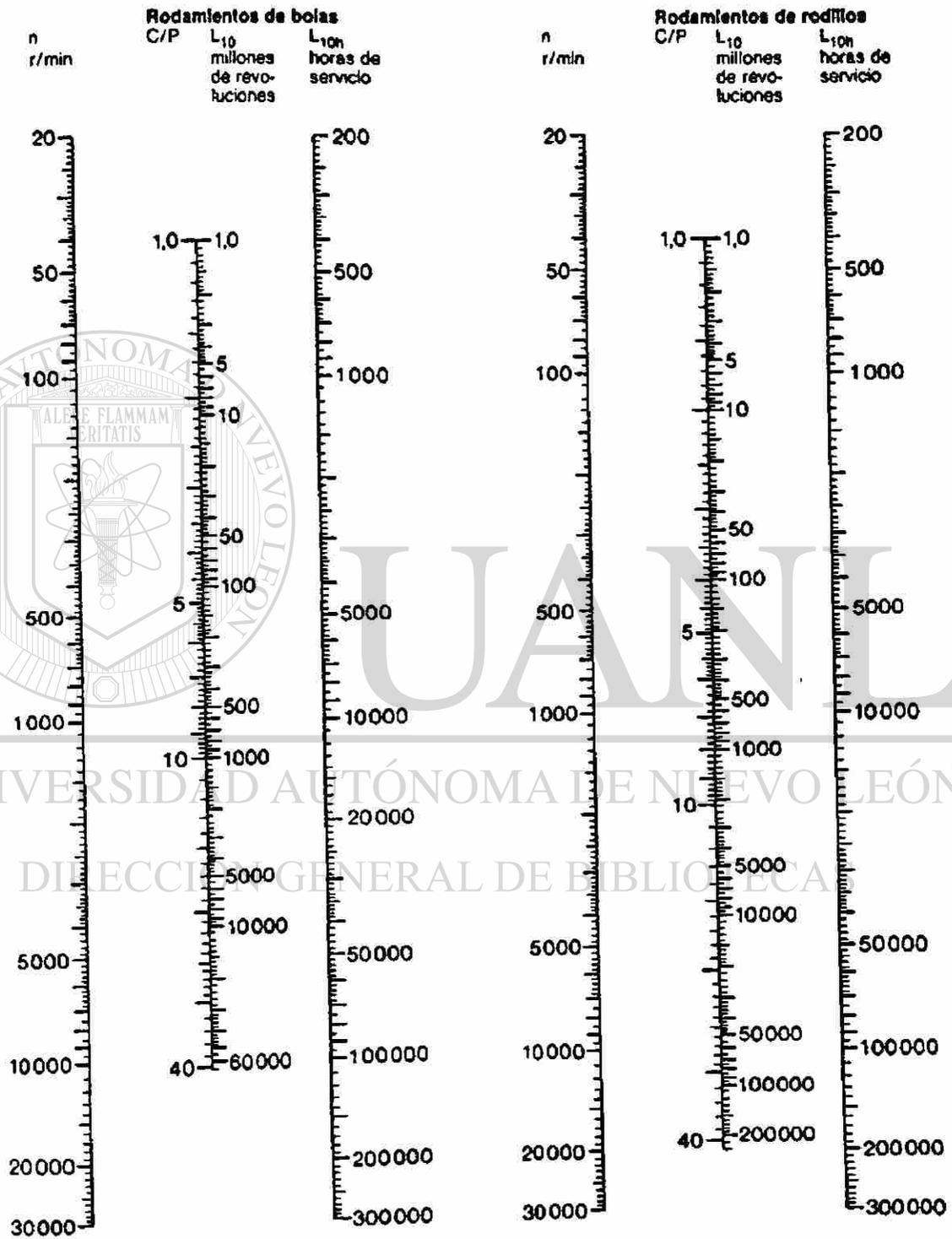


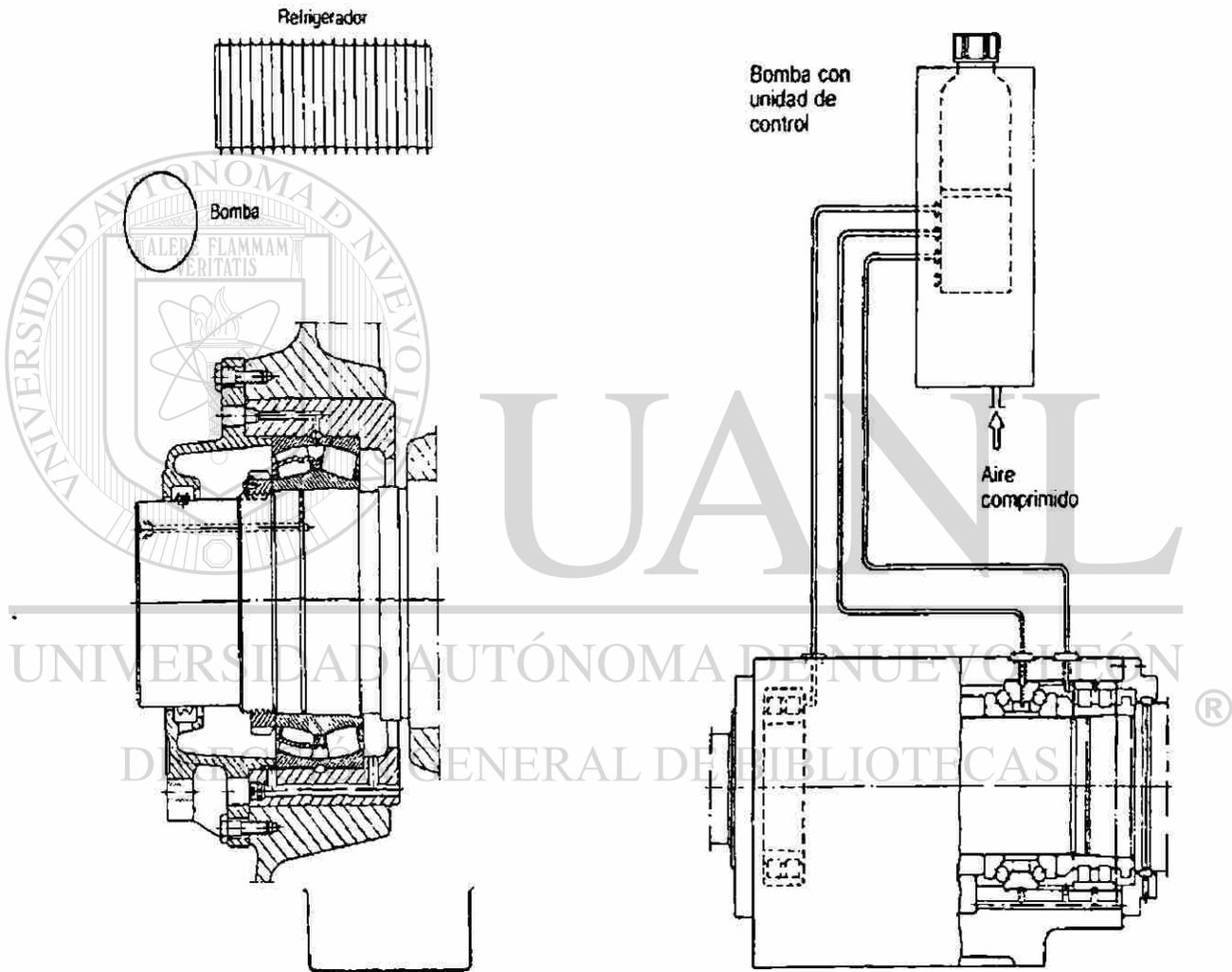
Fig. 5.9

Selección del tamaño del rodamiento

Tabla 1 Relación C/P para diferentes vidas L_{10} (millones de revoluciones)

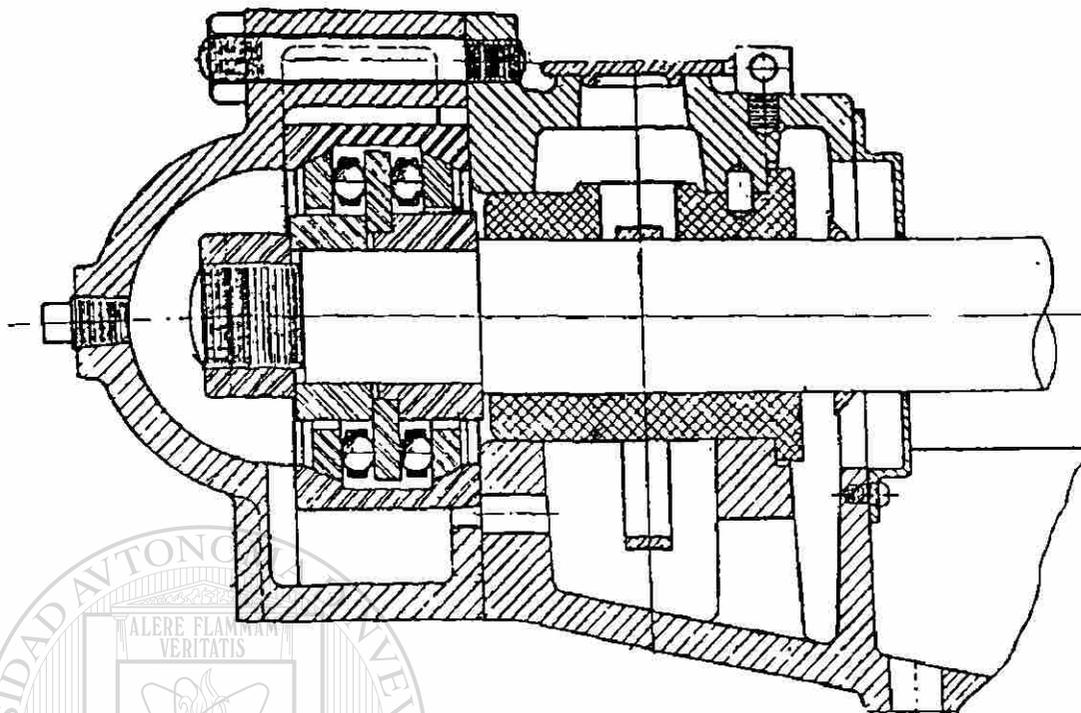
Rodamientos de bolas				Rodamientos de rodillos			
L_{10}	C/P	L_{10}	C/P	L_{10}	C/P	L_{10}	C/P
0,5	0,793	600	8,43	0,5	0,812	600	6,81
0,75	0,909	650	8,66	0,75	0,917	650	6,96
1	1	700	8,88	1	1	700	7,14
1,5	1,14	750	9,09	1,5	1,13	750	7,29
2	1,26	800	9,28	2	1,24	800	7,43
3	1,44	850	9,47	3	1,39	850	7,56
4	1,59	900	9,65	4	1,52	900	7,70
5	1,71	950	9,83	5	1,62	950	7,82
6	1,82	1 000	10	6	1,71	1 000	7,94
8	2	1 100	10,3	8	1,87	1 100	8,17
10	2,15	1 200	10,6	10	2	1 200	8,39
12	2,29	1 300	10,9	12	2,11	1 300	8,59
14	2,41	1 400	11,2	14	2,21	1 400	8,79
16	2,52	1 500	11,4	16	2,30	1 500	8,97
18	2,62	1 600	11,7	18	2,38	1 600	9,15
20	2,71	1 700	11,9	20	2,46	1 700	9,31
25	2,92	1 800	12,2	25	2,63	1 800	9,48
30	3,11	1 900	12,4	30	2,77	1 900	9,63
35	3,27	2 000	12,6	35	2,91	2 000	9,78
40	3,42	2 200	13	40	3,02	2 200	10,1
45	3,56	2 400	13,4	45	3,13	2 400	10,3
50	3,68	2 600	13,8	50	3,23	2 600	10,6
60	3,91	2 800	14,1	60	3,42	2 800	10,8
70	4,12	3 000	14,4	70	3,58	3 000	11
80	4,31	3 200	14,7	80	3,72	3 200	11,3
90	4,48	3 400	15	90	3,86	3 400	11,5
100	4,64	3 600	15,3	100	3,98	3 600	11,7
120	4,93	3 800	15,6	120	4,20	3 800	11,9
140	5,19	4 000	15,9	140	4,40	4 000	12
160	5,43	4 500	16,5	160	4,58	4 500	12,5
180	5,65	5 000	17,1	180	4,75	5 000	12,9
200	5,85	5 500	17,7	200	4,90	5 500	13,2
220	6,04	6 000	18,2	220	5,04	6 000	13,6
240	6,21	6 500	18,7	240	5,18	6 500	13,9
260	6,38	7 000	19,1	260	5,30	7 000	14,2
280	6,54	7 500	19,6	280	5,42	7 500	14,5
300	6,69	8 000	20	300	5,54	8 000	14,8
320	6,84	8 500	20,4	320	5,64	8 500	15,1
340	6,98	9 000	20,8	340	5,75	9 000	15,4
360	7,11	9 500	21,2	360	5,85	9 500	15,6
380	7,24	10 000	21,5	380	5,94	10 000	15,8
400	7,37	12 000	22,9	400	6,03	12 000	16,7
420	7,49	14 000	24,1	420	6,12	14 000	17,5
440	7,61	16 000	25,2	440	6,21	16 000	18,2
460	7,72	18 000	26,2	460	6,29	18 000	18,9
480	7,83	20 000	27,1	480	6,37	20 000	19,5
500	7,94	25 000	29,2	500	6,45	25 000	20,9
550	8,19	30 000	31,1	550	6,64	30 000	22

Fig. 5.10

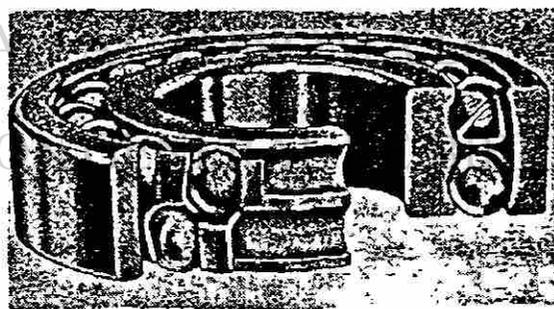


Lubricación con Aceite y Grasa.

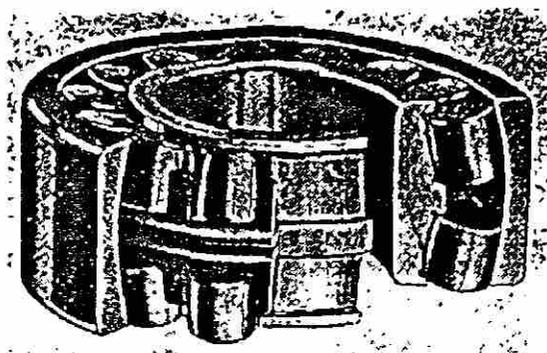
Fig. 5.11



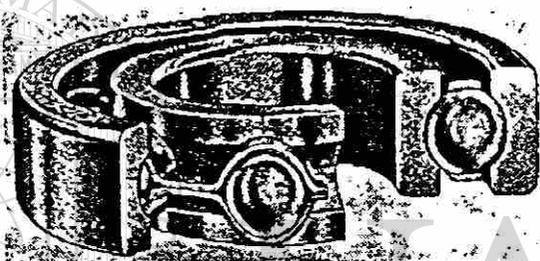
5.1 Cojinete de empuje de bolas, usado con cojinete de manga



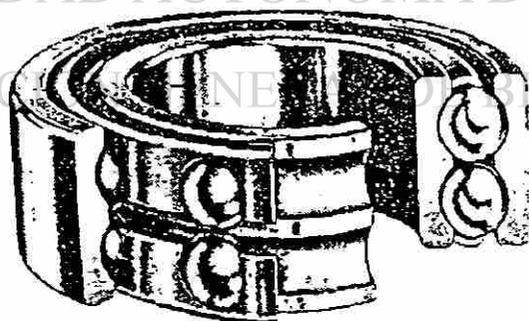
5.2 Cojinete oscilante de dos hileras de bolas



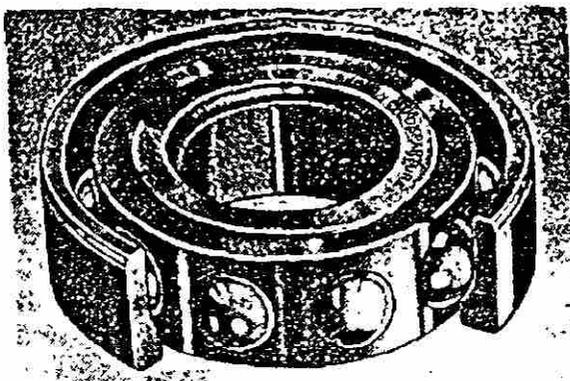
5.3 Cojinete oscilante esférico de rodillos



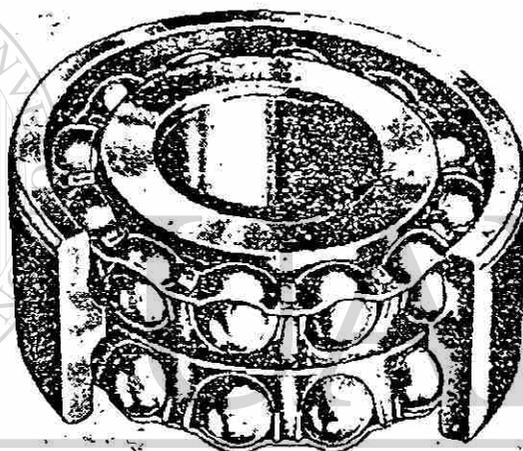
5.4 Balero de una sola hilera de surco profundo



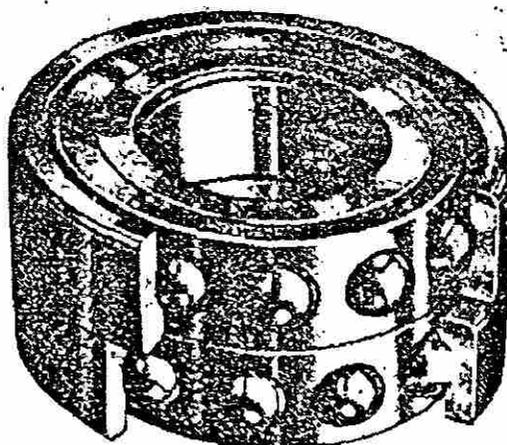
5.5 Balero de dos hileras de surco profundo



5.6 Balero de hilera de contacto angular



5.7 Balero de dos hileras de contacto angular



5.8 Dos baleros de contacto angular de una sola hilera montados cara a cara

CAPITULO VI

CONSIDERACIONES GENERALES EN EL DISEÑO, CÁLCULO, Y CONSTRUCCIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS PARA PROCESOS

En este capítulo se darán a conocer los conceptos generales de diseño utilizados en las bombas centrífugas por los fabricantes y diseñadores actualmente y son los siguientes estándares:

ANSI B73.1 para bombas de proceso

API 610 8ª edición para servicio de refinería y servicio pesado

6.1 Tablas de dimensiones de las bombas y su placa de montaje:

a continuación se muestran las tablas de dimensiones de las bombas centrífugas por el ANSI B73.1 (Tablas 6.1 y 6.2)

6.2 Guardas de seguridad:

De acuerdo con ANSI / ASME B15.1; un acoplamiento de guarda se colocará en todas las bombas que incluyan un manejador montado en común en la base de la placa.

La protección del eje entre la placa de estoperos y la de los baleros se colocara en las uniones del eje en donde es más peligroso; si el eje o manguito es liso, no se requiere protección adicional.

Cuando exista fuga en la caja de estoperos; se proporcionara un aparato auxiliar de control de rocío.

En los estándares del API; nos dice que para acoplamientos de Guarda deberá de estar de acuerdo con los estándares del Occupational Safety and Health Administration (OSHA).

6.3 Adaptadores y rigidez recomendable en placa-base de acuerdo con ANSI B73.1;

4.12.6. - Adaptador:

El adaptador de la armazón de los baleros estará diseñado para resistir un momento de torsión de menor a mayor como último esfuerzo torsional del eje de la bomba al acoplamiento final

El adaptador de armazón o de anillo; cuando sujeta a la parte posterior de la cubierta de la placa a la carcasa de la bomba; estará hecha de un material dúctil apropiado como el hierro fundido dúctil o el acero al carbón.

4.12.7. - Base-placa rígida

La base-placa deberá estar autoestable o sea soportada con patas o resortes y con los suficientes pernos y anclas y lechada de cemento; lo cual hace una estructura rígida con movimientos limite de 0.05 mm (0.002 plg) para el movimiento del eje motor con relación al eje de la bomba un desplazamiento paralelo, cuando el momento torsional motriz de la potencia de la Base-placa es aplicada.

6.4 Especificaciones básicas en el armado de la bomba con sus conexiones de drenaje y medición de presión, soportaría estoperos y chaquetas de enfriamiento.

Las especificaciones básicas en el armado de las bombas; según ANSI B73.1 son

4.0 - Consideraciones fundamentales en diseño y construcción:

4.1.1. - Límites de presión:

La presión de diseño de la carcaza, incluyendo la caja del estopero y el casquillo, donde se muestra el rango de menor a mayor del diagrama de presión-temperatura del ASME / ANSI B 16.1 clase 125 o ASME / ANSI B 16.5 clase 150, para bridas del material usado

La cubierta o carcaza y la chaqueta estarán diseñados para una presión hidrostática de 1.5 veces la presión máxima de diseño para el material usado en su construcción

4.1.2. - Límites de temperatura

Las bombas tendrán una temperatura aprovechable hasta 260°C (500°F), siendo los límites para hierro fundido a 150 °C (300 °F) como máximo.

El enchaquetado y algunas modificaciones tendrán su propia Temperatura de operación.

4.2. - Bridas

Las conexiones de succión y de descarga deberán ser bridadas, con sus dimensiones conforme al estándar ASME / ANSI B 16.5 clase 150 para círculo de pernos de acero según los estándares, el número y tamaño de los taladros (agujeros).

Las bridas cara plana y cara saliente de espesor grueso; así llamadas por los estándares ANSI para los materiales de construcción.

El taladrado estará asentado en unos centros de línea horizontal y vertical; y como opción estarán las bridas clase 250 de hierro fundido (ASME / ANSI B16.1) o la brida clase 300 (ASME / ANSI 5 16.5) excepto para bridas cara planas de espesor grueso, sujetas a limitaciones de presión y temperaturas de la carcaza. proporcionadas por los fabricantes.

4.3. - Carcaza

4.3.1. - Conexión principal de drenaje:

La carcaza de las bombas esta provista de varias conexiones de drenaje el tamaño de las conexiones es de ½" día. Npt como mínimo pudiendo ser las conexiones taladradas o roscadas es opcional.

4.3.2. - Conexión principal de medidor(s)

En la succión y en la descarga se tiene varias tomas para Conectar medidores.

La medida mínima de conexiones es de ¼" día. Npt; la toma puede

ser roscada o taladrada (opcional).

4.3.3. - Soportería

La carcaza estará soportada por abajo, y el soporte mas apropiado es entre la carcaza y la placa-base.

4.3.4. - Desensamble

Este diseño permite quitar por la parte de atrás el elemento rotatorio de la carcaza sin molestar las conexiones de succión y descarga del motor.

Se tiene tornillos roscados para desenroscar algún medio equivalente para facilitar el desensamble de la carcaza y caja de estoperos, y evitar la necesidad de quitar las cuñas al motor o sus implementos.

4.3.5. - Chaquetas de enfriamiento

Las chaquetas de enfriamiento o calentamiento de la carcaza, caja estopero y caja de sello son opcionales.

Las chaquetas están diseñadas para operar con presión mínima de 100 psig (690 kpa) a 170°C (340°F)

Las chaquetas de calentamiento están requeridas para una temperatura de 260°C (500°F) con su correspondiente reducción de presión.

La conexión de toma será de ¾" día. Npt como mínima, siendo ½"

día. Npt la utilizable preferentemente.

Cuando una chaqueta se utiliza para vapor calentado, la conexión de entrada estará localizada en la parte de arriba del cuadrante de la carcaza o de la caja de estoperos para prevenir la formación de bolsas (cavidades) de agua.

Las chaquetas para agua de enfriamiento deberán de tener un drenaje para la protección de congelamiento.

4.6. - Sellado del eje

4.6.1. - Diseño

Hay dos tipos básicos de sellado: uno llamado cámara de sellado y un segundo que es llamado caja de estoperos(prensa-estopas).

La cámara de sello es diseñada para acomodar el sello mecánico solamente y hay varios tipos de diseño de sellos.

El diseño deberá de incluir casquillo donde se requiera.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La caja de estoperos esta preparada para colocar y acomodar mediante un diseño al sello mecánico o alguna alternativa.

Un separador universal; para cubrir y acomodarse en la cámara de sellado o caja de estoperos es opcional.

4.6.2. - Cámara de sello

La cámara de sello tendrá un diseño cilíndrico ahuecado.

El diámetro interior es ahuecado de la cámara del sello y tendrá un mínimo de 4 grados abierto hacia el impulsor de la bomba.

La cámara de sellado esta diseñada para incorporar los detalles cuantificados en las figuras 6.1 y 6.2

La superficie de contacto del sello secundario no deberá de excederse de $1.6\mu\text{m}$ (63 micropulgadas.) de rugosidad.

Esta cámara tiene en una esquina agujeros de entrada, estos son usados para la ventilación, los cuales son alargados y redondos apropiados para prevenir daños en el ensamble del sello secundario.

La cámara deberá de incluir los medios para la eliminación de aire y gas atrapado; las conexiones de venteo cuando sean requeridas deberán estar localizadas en los puntos más altos.

Para los drenajes, deberán de localizarse en los puntos más bajos.

La localización de tomas en la tubería y la cámara de sellado para otro tipo de funciones; es opcional.

Los tamaños de las tomas de tubería, para la cámara y para el sello de casquillo deberán ser de $\frac{1}{4}$ " npt como mínimo; con $\frac{3}{8}$ " npt de preferencia.

4.6.3. - Prensa-estopas (caja de empaquetaduras)

La superficie donde se coloca el empaque no deberá ser mayor de 1.6μ (63 micropulgadas); tiene una toma para anillo de linterna y una segunda conexión es opcional.

Esta caja alojara al sello mecánico, donde tendría los medios mas adecuados de instalación y operación, además de dispositivos para eliminar aire y gases atrapados en los puntos más altos.

La localización de tomas de tubería en la caja de empaquetaduras y el casquillo; es opcional.

Los diámetros serán de ¼" npt como mínimo y de preferencia serán de ⅜" npt

Los registros deberán ser concéntricos a la caja de empaquetaduras con los ejes de la flecha de la bomba dentro de los parámetros de 0.13 mm (0.005 pulg.) fim y la cara de la caja de empaquetadura estará perpendicular al eje de la flecha ensamblado de la bomba dentro de 0.08 mm (0.003 pulg) fim

En la figura 6.3 se muestra las dimensiones recomendadas para la caja de empaquetaduras.

4.6.4. - Ranura de cámara de sello (derivación)

La eficiencia del sello mecánico es alta, dependiendo de las ranuras existentes en la cámara de sello.

Los tipos de ranura tienen su efecto en la eficiencia del sello incluyendo:

a) Cara de la ranura de la cámara de sello

Es una medida de la cuadratura de la cara de la cámara del sello, con respecto a la flecha de la bomba.

Para hacer las mediciones se monta un indicador de cuadrante sobre la flecha de la bomba y el medidor total en la cara de la ranura de la cámara lo máximo permitido de ranura es de 0.08 mm (.003 pulg) Fim (Fig. 6.4)

b) Registro de la ranura de cámara de sello

Este registro será concéntrico con la flecha o el manguito y tendrá un indicador de carátula total en la ranura, donde la lectura no será mayor de 0.13 mm (0.005 pulg) fim (Fig. 6.5) se pueden usar provisionalmente para centrar el casquillo con cualesquiera de los diámetros el interior o el exterior.

c) Flecha/ranura de manguito de la flecha

Para la medición de la ranura de la flecha o del manguito de la flecha montada en su diámetro exterior con respecto a un punto fijo en el espacio esto se mide con un indicador de carátula montado en un punto fijo; tal como en la cara de la cámara del sello y la medición de la ranura fim al manguito de flecha, montado en el máximo exterior permitido para la flecha de manguito ranurado y siendo igual a 0.05mm (0.002 pulg)

4.6.5.1. - Requerimientos de espacio

Diseños de espacio en varias cámaras de sello; las cuales proporcionara una o más de las siguientes configuraciones del sello de cartucho o sin cartucho:

- a) Sello mecánico interior sencillo balanceado o no balanceado, con o sin bujes reducidos. con o sin válvula de estrangulamiento de bujes.
- b) Doble sello, balanceado o no balanceado. Interior o exterior
- c) Sello mecánico exterior, balanceado o no balanceado con o sin buje reductor
- d) Sellos tándem, cualesquiera de los dos ya sean balanceados o no balanceados.

4.6.5.2. - Espacios en caja empaquetadura (en claro área exterior) son proporcionados para:

- a) 5 anillos de empaquetadura y 1 anillo de linterna y 1 espacio para reempacar
- b) Bujes de garganta, anillo de linterna y 3 anillos de empaquetadura.
- c) Sello mecánico interior sencillo. Balanceado o no balanceado, con o sin bujes de garganta.

4.6.6.1. - Tornillería (casquillo)

Las bombas están diseñadas para 4 pernos de casquillo, los cuales tendrán:

- a) 2 pernos ó 4 pernos para empacar

b) 4 pernos para sello mecánico

4.6.6.2. - Empaque

El casquillo que sujeta al empaque en la caja de empaquetaduras, el O-ring usado para el sello mecánico estará colocado del lado donde se tiene la presión atmosférica, para prevenir la introducción de aire a la bomba.

4.6.6.3. - Materiales de construcción (casquillo)

El casquillo del sello mecánico será de acero inoxidable 316 como mínimo.

6.5 Placas de identificación

Según el ANSI/B 73.1 se tiene la siguiente especificación:

5.3. - Identificación del fabricante:

Las identificaciones serán de calibre 24 US standard (mínimo)

Serie AISI 300 de acero inoxidable, la cual ira colocada y segura en la bomba, deberá de incluir el modelo de la bomba, la designación estándar de la dimensión, él numero de serie, tamaño, diámetro del impulsor (máximo e instalado) material de construcción y máxima presión de diseño para 38°C (100°F).

6.6 Materiales y efectos corrosivos

Según el ANSI/B 73.1 se tienen las siguientes especificaciones

4.8. - Materiales de construcción:

La identificación de los materiales de una bomba esta en función de las partes que están en contacto con el fluido de bombeo

A continuación se muestran algunos materiales especificados para la construcción de las bombas

Material	Material Especificado
Hierro fundido (no utilizarse con materiales peligrosos)	ATSM A 278 M (0 a 48 para partes sin presión)
Hierro fundido dúctil	ATSM A 395 (0 a 536 para partes sin presión)
Acero al carbón	ATSM A 216 grado WCB
Acero alta aleación (similar al acero inoxidable 316)	ASTM A 744 grado CPF8M
Otros	Opcional

Las partes en contacto con el fluido no deben repararse martillándose, ni taponearse ni impregnarse conteniendo presión

4.9. - Corrosión tolerable

La carcaza, la tapa y el casquillo deberán tener una corrosión tolerable mínimo de 12 mm ($1/8$ ")

A continuación se enumeran algunos de los principales conceptos de diseño general básico para las bombas centrífugas según el estándar API 610 8ª edición

- 1) Las bombas deberán de ser capaces de poder incrementar la carga en un 5% de las condiciones de diseño; con sólo cambiar a un impulsor de mayor diámetro o de diferente diseño hidráulico.
- 2) A excepción de las bombas verticales suspendidas; todas las carcazas deberán de estar diseñadas de tal manera que permitan la remoción del rotor sin desconectar las tuberías de succión y descarga y sin mover el motor de su lugar.
- 3) Las bombas de partición radial serán requeridas sí:
 - La temperatura de operación es igual o mayor a 200°C
 - Se bombea un líquido inflamable o peligroso con una gravedad específica menor a 0.7 a la temperatura de bombeo.
 - Se bombea un líquido inflamable o peligroso a una presión de descarga superior a 1450 psi.
- 4) Carcazas soportadas sobre la línea de centros; deberán de ser usadas en bombas horizontales, exceptuando las del tipo de rotor soportado entre rodamientos cuya carcaza podría ser soportada sobre pie, si la Temperatura de operación fuera menor a 150°C
- 5) Para el manejo de líquidos no inflamables ni peligrosos, las conexiones auxiliares de la carcaza (drenes, venteos o planes de lubricación a sellos) deberán de ser roscadas.

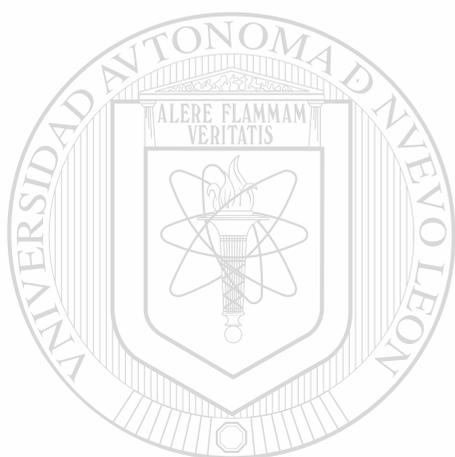
- 6) Para el manejo de líquidos inflamables o peligrosos, las conexiones auxiliares de la carcaza (drenes, venteos y planes de lubricación a sellos) deberán ser soldadas.
 - 7) A menos que otra cosa se especifique en la hoja de datos, todos los impulsores deberán de ser del tipo cerrado y contruidos de fundición en una sola pieza.
 - 8) Los impulsores deberán de ser asegurados al eje por medio de una cuña.
 - 9) En bombas con rotor suspendido verticalmente. Se pueden utilizar casquillos cónicos (collets) previa autorización.
 - 10) La deflexión total del eje bajo las condiciones más severas dentro del rango permisible de operación de la bomba con el máximo diámetro de impulsor y máxima velocidad de operación, deberá de limitarse a 0.002" en las caras del sello primario.
-
- 11) Se deberán de fabricar anillos de desgaste reemplazables para la carcaza e impulsor, con un juego mínimo diametral especificado en la tabla 6.3; dichos anillos deberán ser fijados de interferencia con pernos o prisioneros (axiales o radiales). Cualquier otro método, como soldadura, debe ser aprobado por ambos.
 - 12) Las bombas serán contruidas con sellos mecánicos de tipo cartucho O, a menos que otra cosa se especifique; además deberán de estar de acuerdo al API 682.
 - 13) Solamente se podrán especificar bombas con empaquetadura para servicios con líquidos no inflamables

- 14) Las cajas o cámaras de sello, deberán de tener como mínimo las dimensiones mostradas en la tabla 6.4 (dibujo con dimensiones estándar, para los sellos).
- 15) Los impulsores, tambores de balanceo o cualquier otra parte rotativa Similar, deberán de ser balanceados dinámicamente en dos planos, si la relación d/b es mayor a 6 se podrá balancear en un solo plano (Fig. 6.6)
- 16) Los rotores de las bombas. Soportados entre rodamientos de pasos múltiples (3 o más impulsores) y los de 1 o 2 pasos, cuya máxima Velocidad de rotación sea mayor a 3,800 RPM, deberán de ser balanceados dinámicamente en dos planos.
- 17) Los rodamientos deberán de tener cualesquiera de los siguientes arreglos:
- Bolas para el elemento de carga axial y radial.
 - Hidrodinámico para el elemento radial y bolas para el elemento axial.
 - Hidrodinámico para el elemento radial y axial.
-
- 18) Los rodamientos de bolas tanto para carga radial como axial se usan cuando
- La vida L10 de los rodamientos es mayor a 25,000 horas a las condiciones de operación a 16,000 horas a condiciones de máximas cargas.
- 19) El factor de velocidad del rodamiento, no deberá de exceder de 500,000 factor $=[(d + D)/2 (RPM)]$
- 20) Los rodamientos de tipo hidrodinámico se usaran para carga axial o

radial o para ambas, cuando los rodamientos de bolas no cumplan con las horas de vida L10 ó con el factor de velocidad o con la Densidad de energía nombrados anteriormente (Fig. 6.7)

- 21) Los rodamientos de bolas para carga axial; deberán de ser 2 del Tipo de hilera sencilla de bolas de contacto angular de 40 grados de la serie 7000 y colocados espalda con espalda o al menos que se especifique alguna otra cosa.
- 22) Para bombas que manejan líquidos inflamables o peligrosos, las cajas de rodamientos y las tapas o cubiertas de la misma que soporten cargas; deberán de construirse de acero.
- 23) Las cajas de los rodamientos; deberán de estar equipadas con "sellos de laberinto" en las partes donde el eje, pase a través de ella y estarán hechas de material antichispa, (Fig. 6.8)
- 24) Las cajas de rodamientos, estarán equipadas con una aceitera de nivel constante de 4 onzas mínimo; y con copa de vidrio resistente al calor con jaula metálica de protección.
- 25) Los rodamientos serán lubricados por aceite y las cajas estarán preparadas para lubricacion por neblina.

Tablas y Especificaciones



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ASME B73.1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

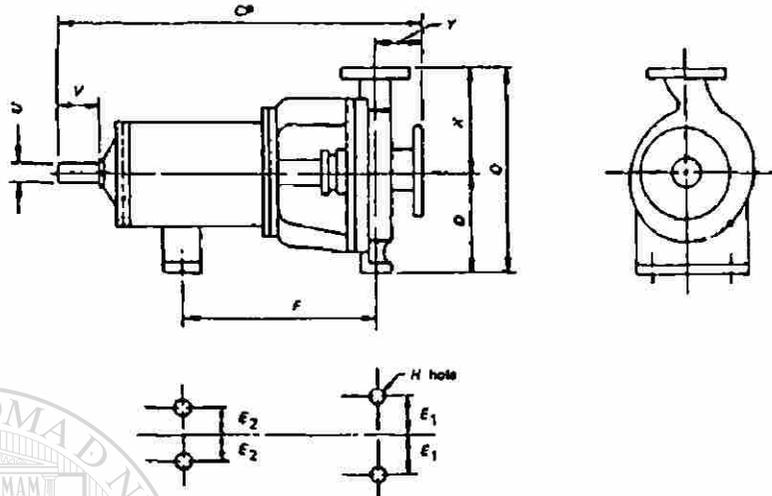


TABLE 1 PUMP DIMENSIONS
(Dimensions in Inches)

Dimension Designation	Sue. Suction x Discharge x Nominal Impeller Diameter	C ¹	O	2E	2E ₁	F	H	O	U (Note (1))		V Minimum	X	Y
									Diameter	Keyway			
AA	1½ x 1 x 6	17¼	5½	6	0	7½	¾	11½	¾	¾ x ¼	2	6½	4
AB	3 x 1½ x 6	17½	5½	8	0	7½	¾	11½	¾	¾ x ¼	2	6½	4
A10	3 x 2 x 6	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¼	2½	8½	4
AA	1½ x 1 x 8	17½	5½	6	0	7½	¾	11½	¾	¾ x ¼	2	6½	4
A50	3 x 1½ x 8	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¼	2½	8½	4
A60	3 x 2 x 8	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	17½	1½	¾ x ¼	2½	9½	4
A70	4 x 3 x 8	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	19½	1½	¾ x ¼	2½	11	4
A05	2 x 1 x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¼	2½	8½	4
A50	3 x 1½ x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¼	2½	8½	4
A60	3 x 2 x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	17½	1½	¾ x ¼	2½	9½	4
A70	4 x 3 x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	19½	1½	¾ x ¼	2½	11	4
A80	6 x 4 x 10	23½	10	9½	7½	12½	¾	23½	1½	¾ x ¼	2½	13½	4
A20	3 x 1½ x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	20½	1½	¾ x ¼	2½	10½	4
A30	3 x 2 x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	21½	1½	¾ x ¼	2½	11½	4
A60	4 x 3 x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	22½	1½	¾ x ¼	2½	12½	4
A80 (2)	6 x 4 x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	23½	1½	¾ x ¼	2½	13½	4
A90 (2)	8 x 6 x 13	33½	14½	16	9	18½	¾	30½	2½	¾ x ¼	4	16	6
A100 (2)	10 x 8 x 13	33½	14½	16	9	18½	¾	32½	2½	¾ x ¼	4	18	6
A110 (2)	8 x 6 x 15	33½	14½	16	9	18½	¾	32½	2½	¾ x ¼	4	18	6
A120 (2)	10 x 8 x 15	33½	14½	16	9	18½	¾	33½	2½	¾ x ¼	4	19	6

NOTES:
 (1) U may be 1½ in. diameter in A05 through A80 sizes to accommodate high torque values.
 (2) Suction connection may have tapped bolt holes.

Tabla 6.1

TABLE 1 PUMP DIMENSIONS (CONT'D)
(Approximate Equivalent Dimensions in Millimeters)

Dimension Designation	Size, Suction x Discharge x Nominal Impeller Diameter	CP	D	ZE	ZE ₂	F	H	O	U (Note [1])		V Minimum	X	Y
									Diameter	Keyway			
AA	40 x 25 x 150	445	133	152	0	184	16	298	22.23	4.76 x 2.38	51	165	102
AB	80 x 40 x 150	445	133	152	0	184	16	298	22.23	4.76 x 2.38	51	165	102
A10	80 x 50 x 150	597	210	248	184	318	16	420	28.58	6.35 x 3.18	67	210	102
AA	40 x 25 x 200	445	133	152	0	184	16	298	22.23	4.76 x 2.38	51	165	102
A50	80 x 40 x 200	597	210	248	184	318	16	425	28.58	6.35 x 3.18	67	216	102
A60	80 x 50 x 200	597	210	248	184	318	16	450	28.58	6.35 x 3.18	67	242	102
A70	100 x 80 x 200	597	210	248	184	318	16	490	28.58	6.35 x 3.18	67	280	102
A05	50 x 25 x 250	597	210	248	184	318	16	425	28.58	6.35 x 3.18	67	216	102
A50	80 x 40 x 250	597	210	248	184	318	16	425	28.58	6.35 x 3.18	67	216	102
A60	80 x 50 x 250	597	210	248	184	318	16	450	28.58	6.35 x 3.18	67	242	102
A70	100 x 80 x 250	597	210	248	184	318	16	490	28.58	6.35 x 3.18	67	280	102
A80	150 x 100 x 250	597	254	248	184	318	16	697	28.58	6.35 x 3.18	67	343	102
A20	80 x 40 x 330	597	254	248	184	318	16	520	28.58	6.35 x 3.18	67	266	102
A30	80 x 50 x 330	597	254	248	184	318	16	546	28.58	6.35 x 3.18	67	292	102
A40	100 x 80 x 330	597	254	248	184	318	16	572	28.58	6.35 x 3.18	67	318	102
A80 (2)	150 x 100 x 330	597	254	248	184	318	16	597	28.58	6.35 x 3.18	67	343	102
A90 (2)	200 x 150 x 330	860	368	406	229	476	22	775	60.33	15.88 x 7.94	102	406	152
A100 (2)	250 x 200 x 330	860	368	406	229	476	22	826	60.33	15.88 x 7.94	102	457	152
A110 (2)	200 x 150 x 380	860	368	406	229	476	22	826	60.33	15.88 x 7.94	102	457	152
A120 (2)	250 x 200 x 380	860	368	406	229	476	22	851	60.33	15.88 x 7.94	102	483	152

NOTES:

- (1) U may be 1/2 in. diameter in A05 through A80 sizes to accommodate high torque values.
(2) Suction connection may have tapped bolt holes.

ASME B7J.1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

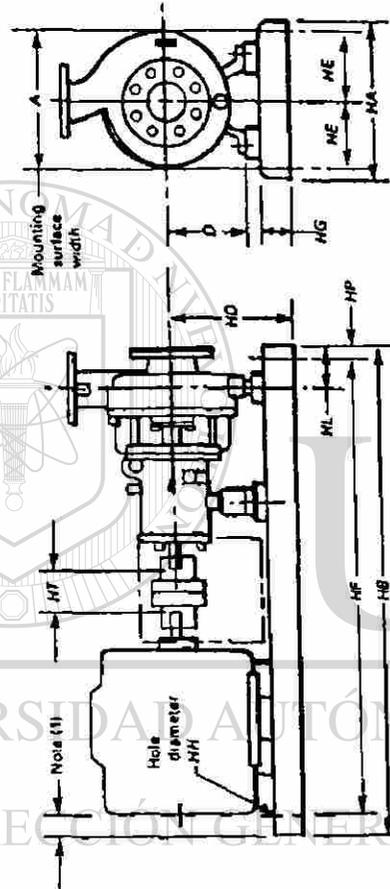


TABLE 2 BASEPLATE DIMENSIONS (Dimensions in inches)

Max. NEMA Frame	Baseplate No. [Note (2)]	A Min.	HA Max.	MH Min.	HT Min.	MD Max. [Note (3)]				HG Max.	HN	HL	HP
						D=6.25	D=8.25	D=10	D=14.5				
164T	139	12	15	39	3.5	9	36.5	0.75	4.5	1.25
266T	148	15	18	48	3.5	10.50	45.5	0.75	4.5	1.25
326TS	153	18	21	53	3.5	12.88	50.5	0.75	4.5	1.25
164T	245	12	15	45	3.5	...	12	13.75	...	42.5	0.75	4.5	1.25
215T	252	15	18	52	3.5	...	12.36	14.13	...	49.5	0.75	4.5	1.25
266T	258	18	21	58	3.5	...	13	14.75	...	55.5	1	4.5	1.25
365T	264	21	24	64	3.5	...	13.88	14.75	...	61.5	1	4.5	1.25
405TS	288	22	26	68	3.5	...	14.88	14.88	...	65.5	1	4.5	1.25
449TS	290	22	26	80	3.5	...	15.88	15.88	...	77.5	1	4.5	1.25
266T	368	22	26	68	6	69.5	1	6.5	1.25
405T	380	22	26	80	6	77.5	1	6.5	1.25
449T	398	22	26	88	6	93.5	1	6.5	1.25

NOTES:
 (1) Motor should not extend beyond end of baseplate.
 (2) Baseplate number denotes pump frame 1, 2, or 3 and baseplate MB in inches.
 (3) Includes 0.13 in. (3 mm) shimming allowance where motor height controls.

Tabla 6.2

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

ASME B73.1M-1991

TABLE 2 BASEPLATE DIMENSIONS (CONT'D)
(Approximate Equivalent Dimensions in Millimeters)

Max. NEMA Frame	Baseplate No. [Note (2)]	A Min.	HA Max.	H8	HT Min.	FD Max. [Note (3)]			NE	HF	HG Max.	HH	HL	HP
						D=133	D=210	D=254						
184T	139	305	381	89	89	229	114	927	95	19	114	32
258T	149	381	457	89	89	287	152	1156	105	19	114	32
328TS	153	457	533	1346	89	327	191	1283	121	19	114	32
184T	245	305	381	1143	89	...	305	349	114	1060	95	19	114	32
218T	252	381	457	1321	89	...	314	359	152	1217	105	19	114	32
286T	258	457	533	1473	89	...	330	375	191	1410	121	25	114	32
365T	264	457	533	1626	89	...	353	375	191	1562	121	25	114	32
405TS	268	559	660	1727	89	...	378	378	241	1664	121	25	114	32
449TS	280	559	660	2032	89	...	403	403	241	1969	121	25	114	32
286T	368	559	660	1727	127	489	241	1664	121	25	165	32
405T	360	559	660	2032	127	489	241	1969	121	25	165	32
449T	398	559	660	2409	127	489	241	2426	121	25	165	32

NOTES:
(1) Motor should not extend beyond end of baseplate.
(2) Baseplate number denotes pump frame 1, 2, or 3 and baseplate HB in inches.
(3) Includes 0.13 in. (3 mm) shimming allowance where motor height controls.

Tabla 6.2

API STANDARD 610

—Minimum Running Clearances

Diameter of Rotating Member at Clearance (mm)	Minimum Diametral Clearance (mm)	Diameter of Rotating Member at Clearance (in.)	Minimum Diametral Clearance (in.)
<50	0.25	<2.000	0.010
50 to 64.99	0.28	2.000 to 2.499	0.011
65 to 79.99	0.30	2.500 to 2.999	0.012
80 to 89.99	0.33	3.000 to 3.499	0.013
90 to 99.99	0.35	3.500 to 3.999	0.014
100 to 114.99	0.38	4.000 to 4.499	0.015
115 to 124.99	0.40	4.500 to 4.999	0.016
125 to 149.99	0.43	5.000 to 5.999	0.017
150 to 174.99	0.45	6.000 to 6.999	0.018
175 to 199.99	0.48	7.000 to 7.999	0.019
200 to 224.99	0.50	8.000 to 8.999	0.020
225 to 249.99	0.53	9.000 to 9.999	0.021
250 to 274.99	0.55	10.000 to 10.999	0.022
275 to 299.99	0.58	11.000 to 11.999	0.023
300 to 324.99	0.60	12.000 to 12.999	0.024
325 to 349.99	0.63	13.000 to 13.999	0.025
350 to 374.99	0.65	14.000 to 14.999	0.026
375 to 399.99	0.68	15.000 to 15.999	0.027
400 to 424.99	0.70	16.000 to 16.999	0.028
425 to 449.99	0.73	17.000 to 17.999	0.029
450 to 474.99	0.75	18.000 to 18.999	0.030
475 to 499.99	0.78	19.000 to 19.999	0.031
500 to 524.99	0.80	20.000 to 20.999	0.032
525 to 549.99	0.83	21.000 to 21.999	0.033
550 to 574.99	0.85	22.000 to 22.999	0.034
575 to 599.99	0.88	23.000 to 23.999	0.035
600 to 624.99	0.90	24.000 to 24.999	0.036
625 to 649.99	0.95	25.000 to 25.999	0.037

Note: For diameters greater than 649.99 mm (25.999 in.) the minimum diametral clearances shall be 0.95 mm (0.037 in.) plus 1 μ m for each additional 1 mm of diameter or fraction thereof (0.001 in. for each additional in.).

Tabla 6.3

Seal Chamber Size	(Note 1) Shaft Diameter (Maximum) (d ₁) mm/in.	(Note 2) Seal Chamber Bore (d ₂) mm/in.	Gland Stud Circle (d ₃) mm/in.	(Note 2) Outside Gland Rabbet (d ₄) mm/in.	(Note 3) Total Length (Minimum) (C) mm/in.	(Note 3) Clear Length (Minimum) (E) mm/in.	Stud Size (SI Std)	Stud Size (U.S. Std)
1	20.00/0.787	70.00/2.756	105/4.13	85.00/3.346	150/5.90	100/3.94	M12 x 1.75	1/2"-13
2	30.00/1.181	80.00/3.150	115/4.53	95.00/3.740	155/6.10	100/3.94	M12 x 1.75	1/2"-13
3	40.00/1.575	90.00/3.543	125/4.92	105.00/4.134	160/6.30	100/3.94	M12 x 1.75	1/2"-13
4	50.00/1.968	100.00/3.937	140/5.51	115.00/4.528	165/6.50	110/4.33	M16 x 2.0	5/8"-11
5	60.00/2.362	120.00/4.724	160/6.30	135.00/5.315	170/6.69	110/4.33	M16 x 2.0	5/8"-11
6	70.00/2.756	130.00/5.113	170/6.69	145.00/5.709	175/6.89	110/4.33	M16 x 2.0	5/8"-11
7	80.00/3.150 *	140.00/5.512	180/7.09	155.00/6.102	180/7.09	110/4.33	M16 x 2.0	5/8"-11
8	90.00/3.543	160.00/6.299	205/8.07	175.00/6.890	185/7.28	120/4.72	M20 x 2.5	3/4"-10
9	100.00/3.937	170.00/6.693	215/8.46	185.00/7.283	190/7.48	120/4.72	M20 x 2.5	3/4"-10
10	110.00/4.331	180.00/7.087	225/8.86	195.00/7.677	195/7.68	120/4.72	M20 x 2.5	3/4"-10

Note 1: Dimensions to tolerance grade G7/h6. Reference: ISO 286 (ANSI/ASME B4.1).

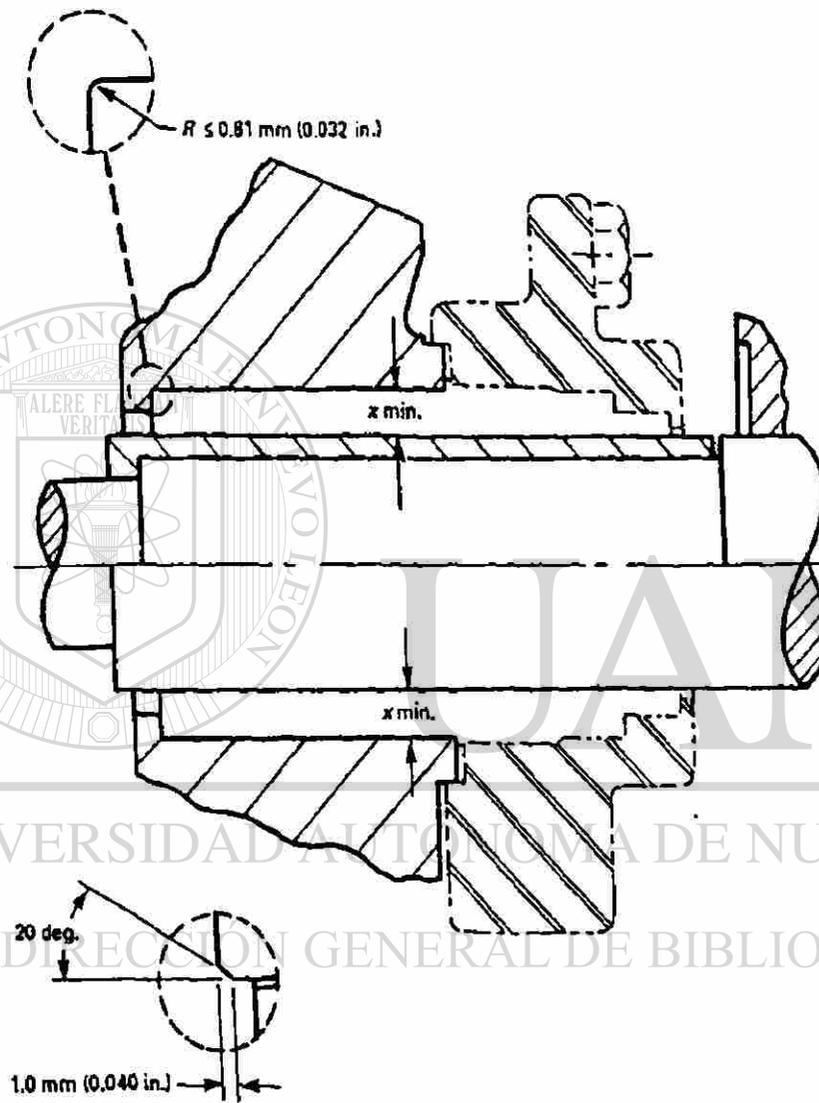
Note 2: Dimensions to tolerance grade H7/h6; for axially split pumps, an additional tolerance to allow for gasket thickness: $\pm 75 \mu\text{m} / 0.003 \text{ in.}$

Note 3: Shaft deflection criteria (see 2.5.7) may require (C) and (E) dimensions on size 1 and 2 seal chambers to be reduced below the minimum values listed, depending on specific pump construction and casing design.

Tabla 6.4

ASME B73 1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL
PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS



Typical Deburred Chamfer

Dimension Designation
AA - AB
A05 - A80
A90 - A120

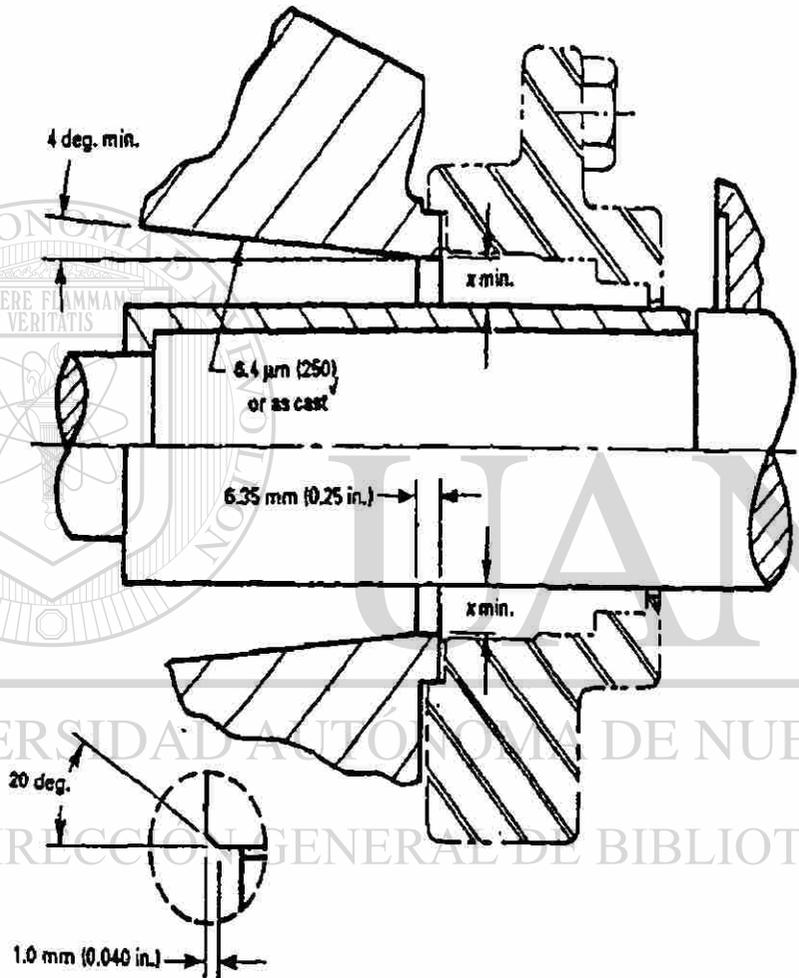
Radial Clearance x Minimum
x = 19.05 mm (3/4 in.)
x = 22.22 mm (7/8 in.)
x = 25.40 mm (1.0 in.)

CYLINDRICAL SEAL CHAMBER

Fig. 6.1

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL
PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

ASME B73 1M-1991



Typical Deburred Chamfer

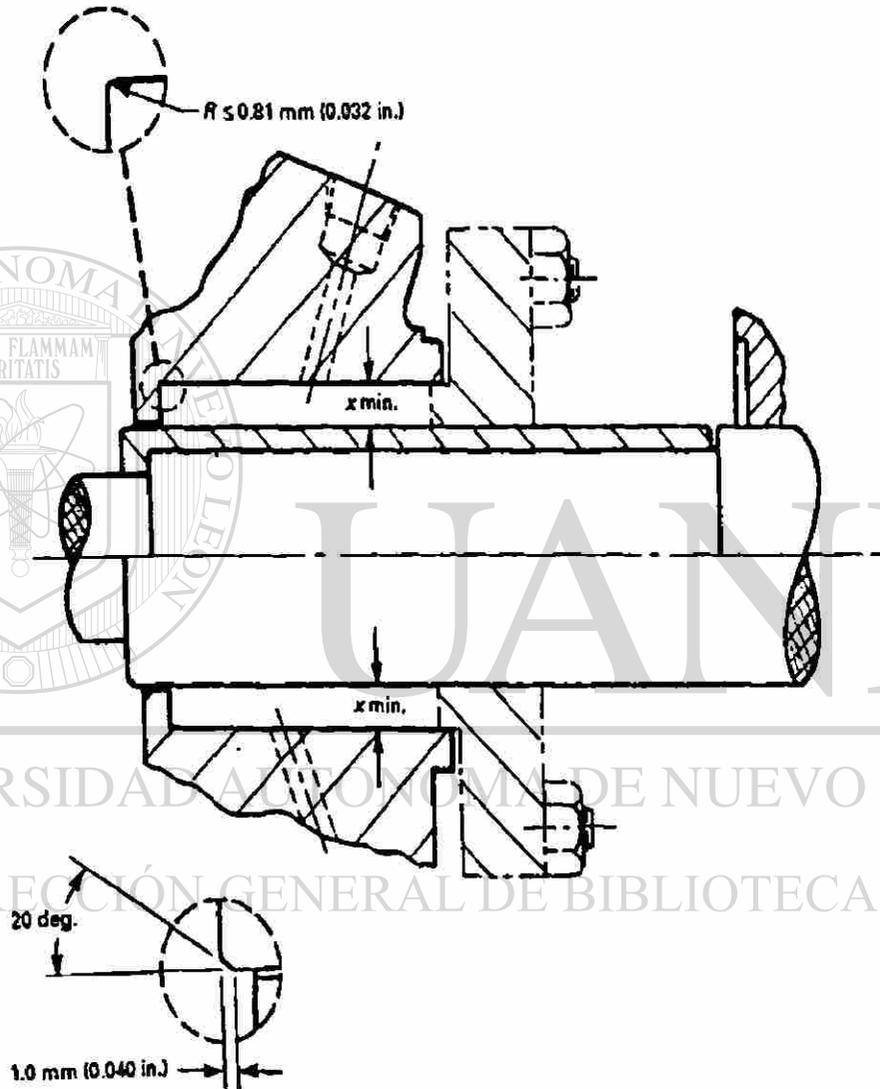
Dimension Designation	Radial Clearance <i>x</i> Minimum
AA - AB	$x = 19.05 \text{ mm } (3/4 \text{ in.})$
A05 - A80	$x = 22.22 \text{ mm } (7/8 \text{ in.})$
A90 - A120	$x = 25.40 \text{ mm } (1.0 \text{ in.})$

SELF-VENTING TAPERED SEAL CHAMBER

Fig. 6.2

ASME B73 1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL
PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS



Typical Deburred Chamfer

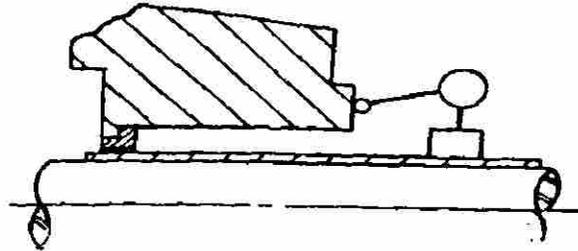
Dimension Designation
AA - AB
A05 - A80
A90 - A120

Radial Clearance x Minimum
$x = 7.94 \text{ mm (5/16 in.)}$
$x = 9.52 \text{ mm (3/8 in.)}$
$x = 11.11 \text{ mm (7/16 in.)}$

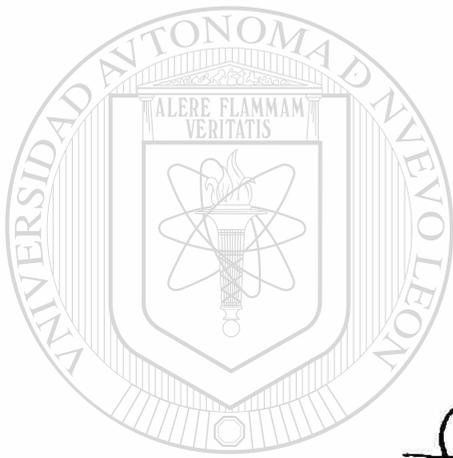
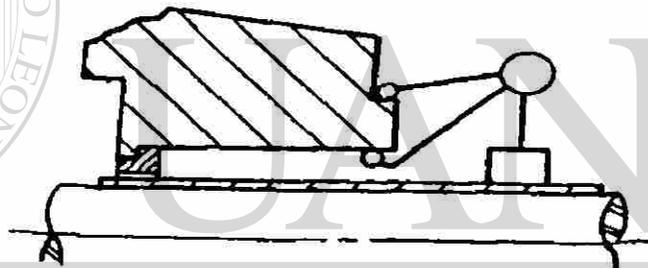
STUFFING BOX

Fig. 6.3

ASME B73 1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL
PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

SEAL CHAMBER FACE RUNOUT

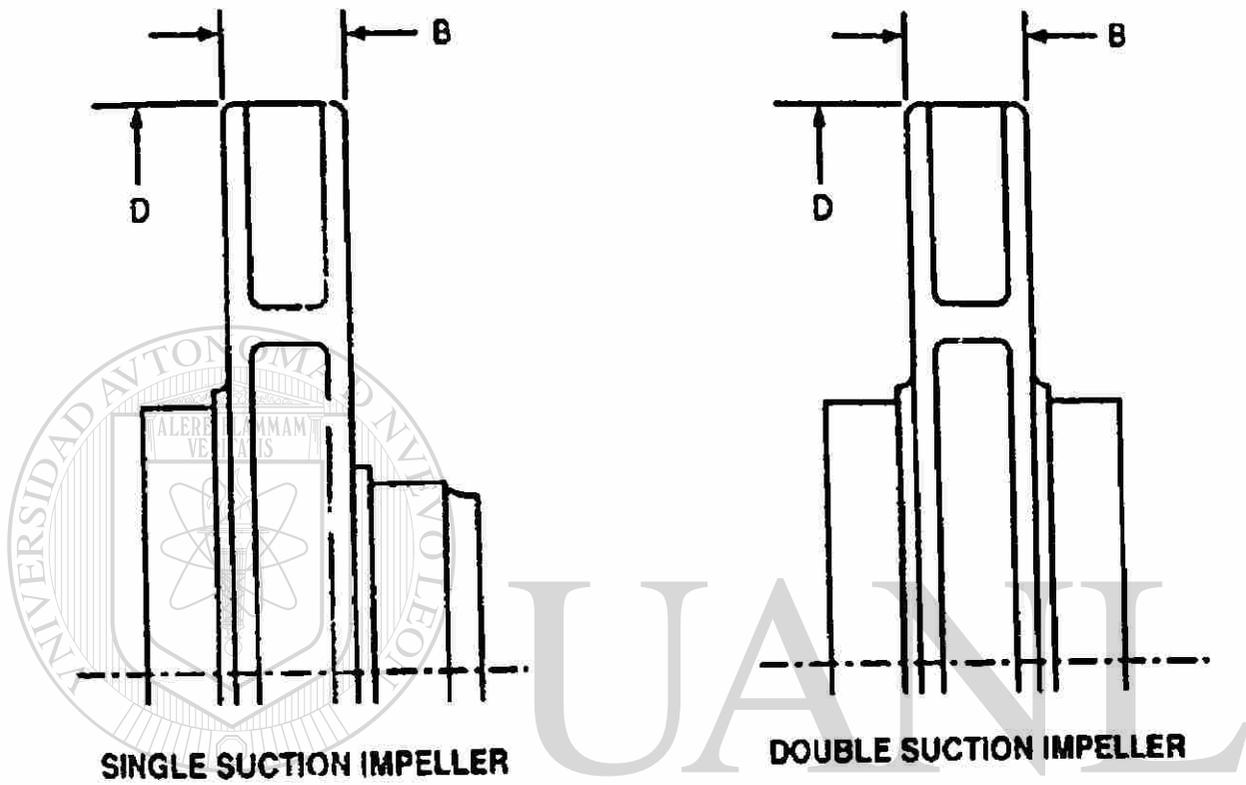


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

SEAL CHAMBER REGISTER CONCENTRICITY
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

Fig. 6.4 y 6.5

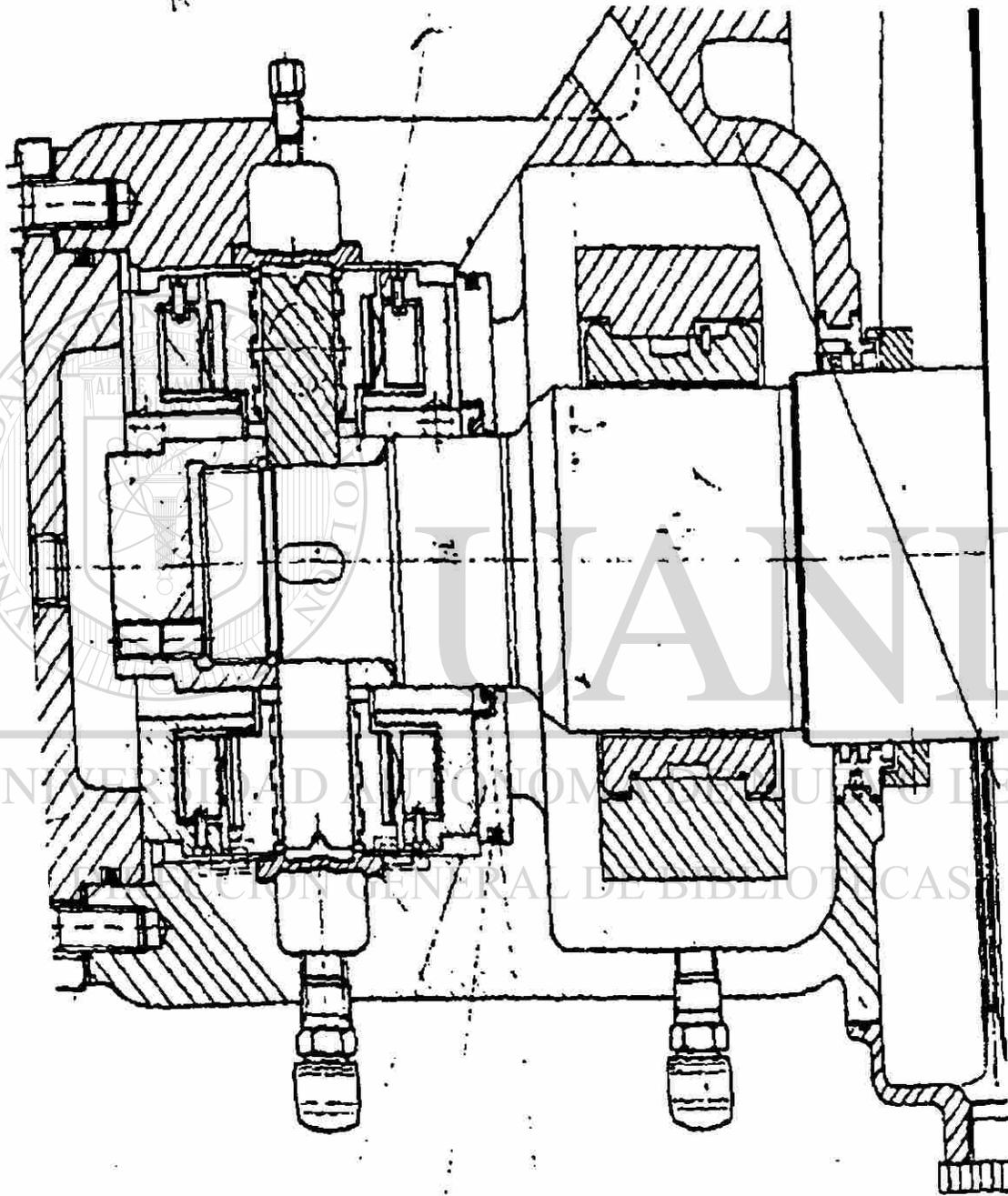


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Dibujo para determinar Balanceo en 1 y 2 planos

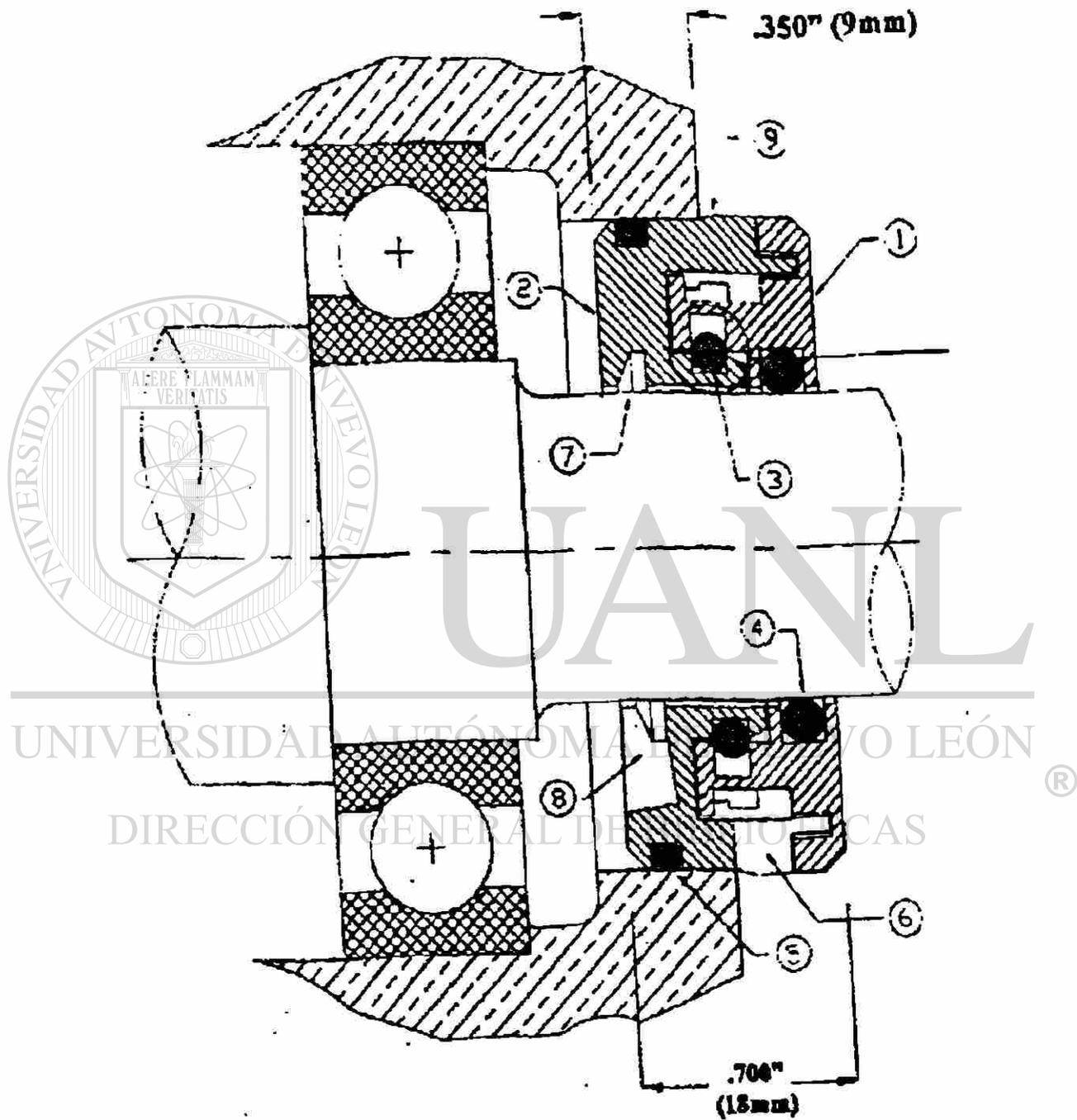
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Fig.6.6



CHUMACERAS HIDRODINÁMICAS

Fig. 6.7



SELLOS DE TIPO LABERINTO

Fig. 6.8

VII.- CONCLUSIONES Y APLICACIONES INDUSTRIALES

7.1 Variables y parametros de comportamiento (terminología y consideraciones, bridas, ruido y vibraciones.)

La terminología de aplicacion a las bombas centrífugas estara de acuerdo con los estandares del Hydraulic Institute, ANSI/B73.1 y API 610 8ava ed.

Segun el ANSI/B73.1. Nos recomienda lo siguiente:

5.1.2. - Carga de brida:

La carga de la brida permitible para la tuberia debera estar disponible por el fabricante de las bombas centrífugas.

4.2. - Bidas: Las conexiones de succion y descarga deberan de Ser bridadas, con las dimensiones conforme al standares. ASME/ANSI B16.5 clase 150 para circulo de percos de acero segun standares y ademas el número y tamaño de los agujeros.

Habra como opcion las bridas clase: 250 de hierro fundido (ASME/ANSI B16.1), o brida clase 300 del mismo material (ASME/ANSI B16.5)

5.1.3. - Ruido: El maximo nivel de ruido, producido por un bomba debera de cumplir con él limite especificado. Las pruebas deberan de estar de acuerdo con los standares. Del Hydraulic Institute. Deberan de manejarse por separado los niveles, tanto del manejador como la bomba.

5.1.4. - Vibracion: El nivel de vibracion filtrada, medida en la caja de baleros es proporcionada por el fabricante, el cual al hacer las pruebas proporciona los rangos de velocidad de +/-5% y rangos de flujo de +/-5% en donde la velocidad de pico no excedera de 6.35 mm/seg (0.25 pulg/seg) o desplazamiento de pico a pico de 0.064 mm (2.5 mil) segun los standeres del API 610 7ª edicion en lo referente a las bridas nos dice lo siguiente:

2.3.2.3. - Para líquidos no-flamables y no-toxicos las conexiones auxiliares en la carcaza seran roscadas. Lo mismo que las tuberías conforme al ASME/B1.20.1 y el ANSI/B16.5 para tuberías que terminen en tapas.

2.3.2.4. - Para líquidos toxicos y/o flamables, las conexiones auxiliares en la carcaza deberan ser Terminología de las partes de las bombas centrifugas Segun el american petroleum institute (API)

Nomeclatura y definiciones de las bombas centrifugas:

Algunas definiciones de los conceptos de las B.C. son definiciones usadas en los estandares del API 610 8ª edicion:

- Presion maxima de trabajo en la carcaza:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Es la mayor presion de descarga a la temperatura especificada de bombeo, a la cual fue diseñada la carcaza de la bomba

- Presion de succion maxima:

Es la presion de succion más alta, a la cual la bomba esta sujeta durante la operación

- **Presion de descarga maxima:**

Es la presion de succion maxima más la presion diferencial maxima que tiene disponible la bomba al operar con un impulsor a una velocidad específica temperatura de bombeo y gravedad específica

- **Presion de succion maxima:**

Es la presion de succion más alta a la cual la bomba esta sujeta durante su operacion

- **Temperatura maxima admisible:**

Es la mayor temperatura continua para el cual el fabricante a diseñado el equipo, cuando el líquido a manejar esta a la presion especificada

- **Presion maxima dinamica de sellado:**

Es la más alta presion supuesta en los sellos durante alguna condicion de operacion específica y durante el arranque y paro. Para determinar esta presion se considerara la maxima presion de succion, la de chorro y el efecto de cambio interno

- **Presion maxima estatica de sellado:**

Es la más alta presion excepto las presiones encontradas durante las pruebas hidrostaticas, para que los sellos puedan ser sujetos cuando la bomba este parada

- **Velocidad maxima admisible:**

Es la más alta velocidad en la que los diseños de los fabricantes permiten operaciones continuas (en R.P.M.)

- Velocidad máxima constante:

Es la más baja velocidad igual a 105 % de la más alta velocidad requerida por algunas condiciones de operación especificadas

- Velocidad mínima admisible:

Es la velocidad más baja en que los diseños de los fabricantes permiten operación continua

- Velocidad específica de succión:

Es un índice de características de operación de succión de las bombas, determinadas en el mejor punto de eficiencia y con el máximo diámetro de impulsor (la velocidad específica de succión es un indicador de la carga neta positiva de succión requerida para dar valores de capacidad y velocidad rotativa, y suministrar una valoración de susceptibilidad de las bombas para la recirculación interna)

- Velocidad de disparo:

Es la velocidad en la cual la sobre velocidad de operación del dispositivo cierra por emergencia un motor principal

- Mínimo flujo continuo estable:

Es el flujo más bajo en que la bomba puede operar sin excederse en ruido y límites de vibración impuestos por este standard

- **Mínimo flujo continuo termico:**

Es el flujo mas bajo en que la bomba puede operar sin perjudicar su operación, por la elevacion de la temperatura en él liquido bombeado

- **Cojinete cerrado:**

Es un dispositivo que forma un espacio restrictivo cerrado al rededor de la camisa (o eje) en el borde final del casquillo del sello mecanico

- **Cojinete de cuello:**

Es un dispositivo que forma un espacio restrictivo cerrado alrededor de la camisa (o eje) entre el empaque o sello y el impelente

- **Presion de la carcaza:**

Es la que contiene todas las presiones estacionarias de las partes de la unidad; incluyendo las boquillas, caja de sellado, y algunas otras partes, pero excluyendo los miembros rotatorios y estacionarios de los sellos mecanicos

- **Doble carcaza:**

Tipo de construccion en la cual la presion de la carcaza es separada de los elementos de bombeo contenidos en él (difusores de diafragma, tazones y cubierta interior de voluta)

- **Carcaza de barril:**

Se refiere a una bomba horizontal del tipo de doble cubierta

- **Bomba saliente:**

Es una bomba horizontal o una línea vertical en línea en las cuales el impulsor esta en cantiliver y soportada por balero

- **Carga neta positiva de succion (NPSH):**

Es la carga de succion total en pies (mts) de liquido absoluto; determinado a los accesorios y referido a los datos de elevacion, menos la presion de vapor del liquido en pies (mts) absolutos. El dato de elevacion es tomado con respecto a un centro de línea tomada de la flecha para las bombas horizontales, para las verticales la conexion de succion como centro de línea, y el tope mas alto de su cimiento, para otras bombas verticales

- **Carga neta positiva de succion disponible (NPSHd):**

Es la NPSH en pies (mts), de liquido, determinado por el comprador para el sistema de bombeo a la temperatura y flujo normal del liquido bombeado

- **Carga neta positiva de succion requerida (NPSHr):**

Es la NPSH, en pies (mts), determinado por pruebas del vendedor generalmente con agua; la NPSHr es medida en la brida de succión y corregida por el dato de la elevacion. Es la mínima NPSHr para prevenir una caída de carga de mas del 3 %; para evitar la cavitacion dentro de la bomba

- **Baleros hidrodinamicos:**

Son baleros que se usan principalmente para la lubricación hidrodinámica; sus superficies están orientadas para soportar el movimiento relativo del aceite que como cuña, están los baleros en contacto diario con la carga

- Lubricación de aceite por niebla:

Sistema de lubricación que emplea niebla de aceite producido por atomización en una unidad central, suministrándola a la caja de los baleros mediante aire comprimido

- Lubricación de aceite por niebla con purga (pozo de aceite humedo):

La niebla solamente purga el alojamiento de los baleros; la lubricación de los baleros es por baño convencional de aceite

- Lubricación de aceite por niebla puro (pozo de aceite seco):

La misma niebla lubrica y purga los baleros en la caja (alojamiento)

- Velocidad crítica en seco:

Es una frecuencia resonante del rotor, calculada suponiendo que el rotor es sujeto en estos baleros y que sean de dureza indefinida

- Velocidad crítica mojada:

Es una frecuencia resonante del rotor, calculada considerando el soporte adicional, y el amortiguamiento producido por la acción del líquido bombeado entre el espacio de corriente interno en condición de operación, y permitiendo la flexibilidad y amortiguamiento entre los baleros

- Ranura total indicada (RTI):

También conocida como indicador total de lectura, es la carrera de un diametro de una determinada cara para medirse con un indicador dial; la lectura del indicador incluye una medida fuera de escuadra igual a la lectura de una excentricidad igual a la mitad de la lectura

- Servicio de espera:

Se refiere a un servicio desocupado (no operando) un equipo que pueda o sea capaz de arrancarse manual o automaticamente y continuar su operacion

- Lineas radiales:

Referidas a las uniones de la carcaza; y que son transversales al -centro de línea con respecto al eje

- Lineas axiales:

Referidas a las uniones de la carcaza; y que son paralelos al centro de línea con respecto al eje

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

- Soldables o bridas integradas.

Las conexiones en campo terminarán en brida o válvula.

A continuación se muestran los estándares de Hidrahulic Institute para la medición de ruido (Sección 7.1)

7.2 Pruebas hidráulicas de comportamiento (hidrostáticas, rendimiento y eficiencia)

Las pruebas hidráulicas de las bombas centrífugas son clasificadas por el instituto de hidráulica.

Las pruebas hidráulicas de comportamiento a que se someten en la fábrica las bombas centrífugas, junto con las pruebas de calidad a que se someten sus componentes son parte del aseguramiento de calidad para ofrecer al usuario un producto confiable y seguro.

Estas pruebas son:

- Pruebas hidrostáticas.
- Pruebas de rendimiento y eficiencia (comportamiento).

El objetivo de las pruebas hidrostáticas es asegurar que no existirán fugas de líquido en ninguna de las partes en contacto con él.

Las pruebas hidrostáticas deberán de efectuarse antes del ensamble de la bomba.

Pruebas hidrostáticas

Consiste en someter a una presión determinada, la pieza que va a estar en contacto con un líquido a presión, por un lado, y por el otro, con la presión atmosférica. Este es el caso de: la carcasa, las cabezas de succión, etc., las que deben ser probadas.

La prueba se efectúa introduciendo agua a presión y manteniendo esta durante un tiempo determinado, según el tipo de bomba.

Una regla general es someter las piezas, al doble de la presión de operación (1.5 veces) por un espacio de tiempo que pueda llegar hasta los 30 minutos.

Es obvio que si hay un defecto la fuga se manifiesta inmediatamente.

Para presiones pequeñas de pruebas (hasta 100 psi) se pueden usar los sistemas hidroneumáticos; pero para presiones mayores se usan pequeñas bombas reciprocantes que introducen agua a grandes presiones sin el peligro que produce la compresibilidad del aire.

La detención de la fuga es visual y las piezas deben de arreglarse de acuerdo con las buenas practicas de ingeniería y probarse de nuevo o se las rechaza definitivamente. Deberán de llevarse un registro de dichas pruebas. Estas pruebas están basadas en ANSI B73.1 (puntos 4.1.1 y 5.2.1) las cuales son:

Punto 4.1.1: Limites de presión

La presión de diseño de la carcaza, incluyendo la caja del estopero y el casquillo, donde se muestra el rango de menor a mayor del diagrama de presión a temperatura de ASME/ANSI B16.1 clase 125 o clase 150 para bridas del material usado. La cubierta o carcaza y la chaqueta estarán diseñadas para una presión hidrostática de 1.5 veces la presión máxima de diseño para el material usado en su fabricación.

Punto 5.2.1: Hidrostática

Después de los ajustes, las carcazas las cubiertas y las chaquetas deberán ser probadas hidrostáticamente por 10 minutos como mínimo; con agua a 1.5 veces la máxima presión de diseño correspondiente a 38°C (100°F) para el material de construcción usado. La prueba de agua será a 15°C (60°F) mínimo cuando el material sea de acero al carbón.

Pruebas de rendimiento y eficiencia (comportamiento).

El objetivo de las pruebas de comportamiento es el de determinar el gasto, carga, potencia, y eficiencia de una bomba con la cual pueden determinarse las curvas características.

El fabricante podrá hacer estas pruebas con o sin testigo por parte del cliente, lo cual obviamente deberá de influir en el costo del equipo. Antes que proceda a la prueba de comportamiento se deberá de inspeccionar lo siguiente:

1. Alineamiento de bomba y motor
2. Dirección de rotación
3. Conexiones eléctricas
4. Aberturas piezométricas
5. Estoperos y sistemas de lubricación
6. Claro entre anillos de desgaste
7. Todos los pasajes del líquido

Las pruebas de comportamiento (rendimiento) deberán de estar en concordancia con el estándar del instituto de hidráulica. A continuación se incluye un procedimiento de pruebas de un fabricante de bombas: (Sección 7.2)

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

7.3 Casos y Aplicaciones

A continuación se desglosan algunos ejemplos de selección y propuestas de bombas de refinería según la norma API 610 8ª edición:

Generalmente para la compra de las bombas centrífugas para aplicaciones industriales especiales como las usadas para refinerías, gasolineras y líquidos peligrosos; se deberán pasar las normas del estándar API 610 8ª edición y

cumplir con sus requisitos; se anexa ejemplo de solicitud de cotización con sus hojas de datos y especificaciones requeridas:

- I- **Petróleos Mexicanos:**
Requisición: 7 PZ B.C.

Descripción:

Bombas centrífugas horizontales para manejar gasolina (PEMEX Magna, PEMEX Premium); para el envío de PEMEX Magna y Premium a llenaderas de autotanques con capacidad c/u de 550 GPM; fluidos: gasolinas; gravedad específica: 0.73; viscosidad: 0.48 C.P.; presión de succión con nivel mínimo de tanque: 10 PSIG; presión de descarga: 28 PSIG; presión diferencial: 18 PSIG; carga dinámica total: 58 pies NPSH disponible: 25 pies; material de construcción: s-5 del API 610 8ava edición. ; para datos técnicos adicionales consultar la hoja de especificación 1200-1 (anexa).

Las bombas estarán acopladas a los motores eléctricos horizontales; los cuales serán del tipo: inducción, jaula de ardilla; carcaza: T.C.C.V. (totalmente cerrada con ventilación); tropicalizado con silicones; corriente eléctrica disponible: 440 volts/3 fases/60 ciclos; para datos adicionales consultar la hoja de especificación 1200-1 anexa.

Notas:

1. El proveedor deberá anexar a su propuesta técnica las hojas de especificaciones proporcionadas por PEMEX-REFINACION; debidamente llenas con los datos de su propuesta.

2. - Las bombas operaran en paralelo para c/u de los servicios que se indican; operando mínimo una sola bomba y máximo todas; por lo que deberán cumplir con el punto 2.1.11 del código de diseño del API 610 8ª edición
3. - La información de curvas de operación deberá de cumplir estrictamente con lo indicado en el punto 6.2.4 del API 610 8ª edición
4. - En la curva de la bomba propuesta se deberá de indicar lo señalado en el punto 2.1.12 (región de operación preferida y flujos mínimos) del. API 610 8ª edición. No aceptándose propuestas con tamaño de impulsor máximo y mínimo, así mismo deberá cumplir con lo que se establece en el punto 2.1.4 de dicho código por cambio de impulsor.
5. No se aceptaran bombas con punto de operación a la derecha del punto de máxima eficiencia (bep). El proveedor deberá proporcionar la familia de curvas para agua así como la curva corregida por viscosidad para el diámetro del impulsor seleccionado.
6. El proveedor deberá de proporcionar en su cotización técnica como mínimo la siguiente información técnica de acuerdo al punto 6.2.3 del API-610 8ª Ed. incisos a, e, f, g, h, j, n
7. Los sellos mecánicos deberán ser del tipo tándem de acuerdo a la segunda letra del código de diseño del API-610 8ª Ed. (T) dual no presurizado y los materiales de construcción del mismo deberán de seleccionarse de las tablas h4 y h5 de apéndice h; no aceptándose la clasificación "X" ("como se especifique")
8. Los sellos mecánicos deberán de cumplir obligatoriamente con lo que se establece en los puntos 2.7.3.3, 2.7.3.6, 2.7.3.9, 2.7.3.15 y 2.7.3.16 del API-610 8ª edición

9. El plan de sellos deberá ser 11/52 de acuerdo al API-610 8ª edición; los materiales de construcción del plan 52 deberán de ser de acero inoxidable 316 L tal y como se indica en el punto 4.5.4 del API STD 682 primera edición.
10. El cople deberá ser flexible con espaciador y deberá de cumplir como mínimo con los puntos 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3, 3.2.6 y 3.2.12 del API-610 8ª edición con respecto al 3.2.2, el proveedor de la bomba será el responsable ante pemex-refinación del cople que se proponga.
11. Las dimensiones de la bomba deberán de cumplir con las del apéndice "M" del API-610 8ª edición; así mismo deberá de cumplir como mínimo con los puntos 3.3.1, 3.3.2 y 3.3.12 del citado código.
12. Los rodamientos y cajas de rodamientos deberán de cumplir como mínimo con los puntos 2.9.1.1, 2.9.1.2, 2.9.1.3, 2.9.1.5, 2.9.2.1, 2.9.2.2, 2.9.2.3, 2.9.2.5, 2.9.2.6, 2.10.1 y 2.10.2 del API-610 8ª edición; se deberán de proveer las conexiones para en un futuro hacer las lubricaciones por medio del sistema "niebla"
13. Los materiales de construcción deberán cumplir con el apéndice "H"; tal y como se establece en el punto 2.11.1.1, el cumplimiento deberá ser total (tablas "H-1" y "H-2"); así mismo deberá cumplir con el punto 2.11.1.2 en cuanto a identificación (de manera desglosada de las partes principales de la bomba) de materiales.
14. Los accionadores (motores eléctricos) deberán ser de alta eficiencia, carcasa T.C.C.V. (totalmente cerrada con ventilación), cumpliendo como mínimo con las eficiencias NEMA y los puntos 3.1.4, 3.1.7 y 3.1.10 del API-610 8ª edición; no se aceptan motores eléctricos a prueba de explosión.

15. El proveedor deberá de llenar para cada partida con los datos de su propuesta técnica, el cuestionario técnico adjunto

16. El proveedor deberá manifestar por escrito y bajo protesta de decir verdad, el total cumplimiento establecido en los puntos 2.1.1 y 2.1.2 del API-610 8ª edición

17. El proveedor deberá de proporcionar en su oferta técnica, catálogos e información técnica de:

- Accionador (motor eléctrico)
- Sello mecánico y planes de sellado
- Cople
- Catálogo original, mostrando corte seccional de la bomba. (API-610 8ª edición)

18. De la información técnica proporcionada por el proveedor, se deberá indicar claramente (Subrayando, coloreando, enmarcando, etc.) las características del equipo propuesto, no se tomará en cuenta información con imprecisiones o indefinida (más de un proveedor para una parte del equipo)

19. La selección del equipo se deberá realizar basándose en los datos de carga dinámica total y flujo proporcionados en la hoja de especificaciones de la bomba; para la presión máxima de trabajo permisible en el cumplimiento del punto 1.4.18, adicionar a la carga total los valores de presión de succión máxima proporcionados a continuación para cada partida, a tanque lleno se tendrá una carga hidráulica máxima sobre la boquilla de succión de la bomba como sigue:

- Partida 1: 21 psig
- Partida 2: 20.5 psig
- Partida 3: 20.5 psig

20. Partes de repuesto (refacciones) el proveedor deberá de cotizar por separado y en forma desglosada un lote de refacciones:

- Un kit de anillos de desgaste
- Un kit de caras de sello mecánico
- Una manga para la flecha
- Un Juego de empaques
- Un impulsor
- Una Flecha
- Rodamientos (radial y empuje)

Nota:

El estricto cumplimiento al punto 2.1.1 y de acuerdo a las recomendaciones de la tabla 6-1, las partes de repuesto de desgaste normal fuera de la etapa de arranque serán con cargo a PEMEX refinación (las que se requieran en la etapa de pruebas y arranque serán con cargo al proveedor) las demás en caso de requerirse, deberán de ser cubiertas por el proveedor del equipo de bombeo sin cargo a PEMEX refinación durante el período de garantía de establecido en dicho punto.

21. El proveedor deberá cumplir con respecto a la inspección y pruebas del equipo, con los puntos 4.1.1, 4.1.2, 4.1.3, 4.2.1.1, 4.2.1.2, 4.3.1.1, 4.3.2.1, y 4.3.3; el nivel de inspección requerido para el EQ, deberá ser de acuerdo al nivel dos del apéndice N del código de diseño API-610 8ª edición, en caso de existir algún conflicto con respecto a este último; aplica lo establecido en el punto 1.3 del API-610 8ª edición; así mismo con respecto a la preparación

para embarque del equipo, el proveedor deberá cumplir con el punto 4.4, considerando 6 meses en almacén a cielo abierto

22. Lo solicitado en esta requisición, hojas de especificación, cuestionario técnico y demás anexos, son los requisitos mínimos para efectuar una evaluación técnica expedita y en igualdad de circunstancias para los concursantes, no relevando ni siendo limitativo para el proveedor ganador del cumplimiento del código de diseño API-610 8ª edición

23. Los bienes amparados en esta requisición deberán de ser entregados en la superintendencia local de ventas de La Paz, Baja California Sur.

Esta sería la requisición de solicitud de bombas API para manejo de PEMEX-refinación; además se adjunta una hoja de especificaciones # 1200-1 de PEMEX-refinación y 4 hojas de un cuestionario técnico de bombas centrífugas horizontales que solicita PEMEX refinación para que sea llenado por el proveedor que cotizará.

A continuación se desglosa el checklist para la selección de bombas según el API-610 8ª ed.

• 1.3:

Requerimientos contradictorios: en caso de contradicciones entre este estándar y la requisición o la orden, la información incluida en la orden gobernará

• 2.1.4:

Las bombas deberán de ser capaces de proporcionar al menos un incremento del 5% de carga a las condiciones de diseño, para el cambio del impulsor con un diámetro mayor o un diseño hidráulico diferente.

Nota: El comprador podrá considerar el uso de variadores de velocidad capaces y/o el uso de pasos vacíos (a adicionar impulsores en el futuro) en bombas multipasos para satisfacer estos requerimientos.

- 2.1.10:

Bombas que manejen líquidos más viscosos que el agua (viscosidad mayor a 30SSU, aproximadamente 1 centistoke) tendrán que ser corregidos para usar las curvas de agua de acuerdo con la sección de bombas centrífugas del estándar del instituto de hidráulica.

- 2.1.11:

Bombas que tengan curvas carga/capacidad estable (carga continua ascendente a válvula cerrada) son preferidas para todas las aplicaciones y son requeridas cuando la operación en paralelo es especificada, el incremento de carga deberá de ser al menos de 10% de la carga a la capacidad de diseño. Si el orificio de la descarga es usado como un medio con tal de que se incremente continuamente a válvula cerrada, este uso deberá de ser establecido en la propuesta.

- 2.1.12:

Las bombas deberán de tener una región preferida de operación de 70-120% de la capacidad de mejor eficiencia del impulsor suministrado. La capacidad de diseño deberá estar dentro de la región de 80-110% de la capacidad de mejor eficiencia del impulsor suministrado.

- 2.1.13:

El BEP (punto de máxima eficiencia) para el impulsor seleccionado debe de estar preferentemente entre el punto de diseño y el normal.

- 2.1.14:

El punto de nivel de ruido para todos los equipos propuestos será establecido por el comprador y el vendedor. Los equipos propuestos por el

vendedor deberán de estar conforme al máximo nivel de ruido permisible especificado por el comprador.

- 2.1.15:

A menos que de otra manera sea aprobado por el comprador, los impulsores serán del tipo totalmente cerrados y contruidos de una pieza simple de fundición. Los impulsores fabricados requieren aprobación específica del comprador.

- 2.7.2

A menos que de otra manera se especifique, los sellos y los sistemas de sellado deberán de ser suministrados de acuerdo al API-682.

- 2.7.3.1:

A menos que de otra manera se especifique, todos los estándares de sellos mecánicos considerados de tipos o arreglos, deberán de ser del diseño tipo cartucho. Para este estándar, el diseño cartucho consiste de una unidad de sello mecánico incluyendo manga, glándula, sello primario, sello secundario, etc., que podrán ser probadas e instaladas como una unidad, las unidades

de cartucho con manga tipo gancho, no son consideradas para ser un sello de cartucho para este estándar, el sello de cartucho deberá ser renovado sin remover el motor.

- 2.10.1:

Al menos que de otra manera se especifique, los baleros y los alojamientos de baleros tendrán arreglo para lubricación por aceite.

- 2.10.3:

Cuando se especifique será preparada para lubricación por niebla de aceite.

- 3.1.4:

Los motores tendrán potencia nominal, incluyendo el factor de servicio (cualquiera) al menos igual a los porcentajes de potencia especificados en la tabla 3-1 para las condiciones de diseño no excederán la potencia nominal de la placa de datos del motor, donde aparezca este procedimiento lleva a un innecesario sobre tamaño del motor, se someterá a una propuesta alternativa para la aprobación de los compradores.

- 3.2.2:

A menos que de otra forma se especifique, los coples serán de elemento flexible, el manguito del cople será en acero, los tipos de discos flexibles tendrán discos de material resistente a la corrosión; la marca, modelo, materiales, factor de servicio y arreglos del montaje de los coples serán especificados por el comprador, tendrán espaciador a menos que otra cosa se especifique, y este tendrá una longitud de al menos 1.25mm (5") y permitirá remover el cople baleros, y sellos, sin remover el motor o tubería de succión y descarga.

- 3.3.1:

Las bases serán suministradas con labio o charola de goteo.

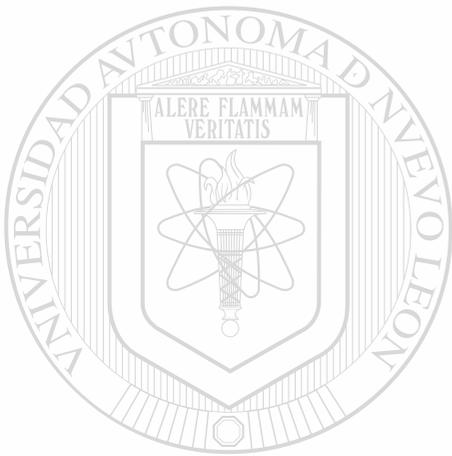
- 6.2.3:

El vendedor entregará las hojas de datos del comprador totalmente llenas y literatura técnica en su oferta.

- 6.2.4:

El vendedor proporcionará el comportamiento directo de la curva, incluyendo carga diferencial, eficiencia típica, NPSHr de agua, y potencia, expresados como funciones de capacidad, las curvas se extenderán con al menos 120% de la capacidad a la mejor eficiencia, y el punto de operación de diseño estará indicado, la carga de la curva para el máximo y mínimo diámetro de impulsor estarán incluidos.

El área del ojo para el primer impulsor y el número de identificación del impulsor se mostrarán en la curva si es aplicable, las curvas deberán indicar correcciones por viscosidad, flujo mínimo (térmico y estable), región de operación permisible y preferida, algunas limitaciones de operación deberán de ser indicadas.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En base a los datos anteriores expuestos, se elige el siguiente equipo de bombeo para su aprobación:

Del fabricante Worthington de México S.A de C.V.

Partida # 01:

- Unidad básica de bomba centrífuga horizontal fabricada por Worthington de México S.A de C.V.

Modelo 4 X 9 SVN "A" En material S-5 del API octava edición.

- Base en acero estructural y pruebas de comportamiento e hidrostática sin atestiguar; base API = 1.5
- Coplee rígido marca centriflex o similar, modelo HSGE-0015-AN34-600, que consiste de coplee tipo espaciado con anillos de resguardo, no lubricado con laines de acero inoxidable, a barrenos piloto, cumpliendo con API 610 octava edición, espaciador 6 pulgadas.

- Sello mecánico marca burgmann o similar tipo H75K-H75F en tandem, presentación cartucho, clave de material AQ1KMG código API - 610 BTTFN, nomenclatura del API 682 A-AP-11-52/R-R/4.0-4.5.

- Plan de lubricación 11/52 burgmann modelo TS 6050

El plan de lubricación consiste en:

Recipiente de 5 galones en acero inoxidable 316 L, serpentín de acero inoxidable 316, indicador de nivel, indicador de presión, swicht de presión, válvula de drenado y venteo.

- Motor eléctrico horizontal marca US similar, de 10 HP/4 POLOS/3 FASES/440 VOLTS/60 HERTZ/TCCV/TROPICALIZADO C/SILICIONES, factor de servicio (F.S.) = 1.15, aislamiento clase "F", diseñado nema B.

Costo por unidad \$ 26,731.00 US DOLL

Nota #1: Se anexa hojas de datos

Nota #2: Se propone el siguiente lote de refacciones.

Bomba 4X9 SVN "A" en S-5

Refacciones P/DOS AÑOS DE OPERACIÓN:

- | | |
|----------------------------------|-------------|
| ● Kit de caras de sello mecánico | \$ 570 US |
| ● Manga de flecha | \$ 557 US |
| ● Impulsor | \$ 5,274 US |
| ● Flecha | \$ 1,450 US |
| <hr/> | |
| ● Balero axial y radial | \$ 231 US |
| ● Kit de empaques | \$ 203 US |
| ● Anillo de desgaste de impulsor | \$ 370 US |
| ● Anillos de desgaste de carcaza | \$ 351 US |

(Ver sección 7.3)

7.4 CONCLUSIONES:

El objetivo de este trabajo tiene como finalidad; mostrar la importancia de utilizar una normatividad universal en las bombas centrífugas horizontales para procesos.

Primeramente entender que lo que se pretende es facilidad para su mantenimiento, operación, seguridad y funcionamiento, además de su adecuada selección en la que se involucran los fabricantes y los usuarios y con ello evitar confusiones, malas selecciones de equipos y retrasos involuntarios.

Además para cuando se maneja líquidos peligrosos, las normas antes escritas nos ayudan a seleccionar el equipo mas adecuado utilizando los estándares API 610 8 octava edición. Estos estándares se utilizan para cuando se manejan líquidos peligrosos o ambientes difíciles como refinerías, plantas químicas etc.

Los estándares del ANSI B73.1 se utiliza para las bombas de procesos químicos, donde se manejan fluidos corrosivos, alcalinos etc.

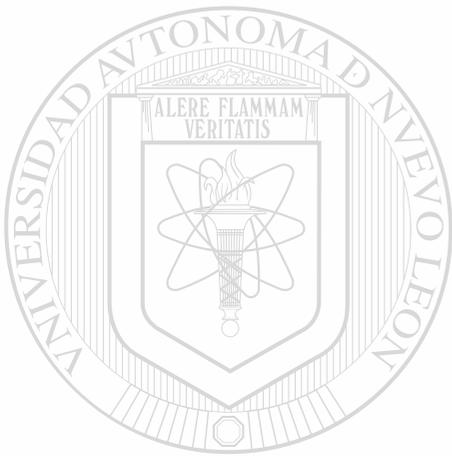
Otro de los objetivos de este trabajo, es el de tener los conocimientos preliminares para su utilización adecuada; es decir saber cuando aplicar cualquier de estos estándares.

La intercambiabilidad de piezas clave, la fabricación, las especificaciones y las indicaciones técnicas solicitadas, son parte de las mejoras que se encuentran en la aplicación de estos estándares por los fabricantes y usuarios.

En estos tiempos de cambios es necesario que usuarios de este tipo de bombas centrífugas en coordinación con los fabricantes utilice este tipo de formas de los estándares dependiendo del tipo de servicio de bombeo requerido para cada instalación solicitada.

El estar adecuadamente preparados para esta parte importante de la ingeniería en el campo de diseño, selección, materiales, etc.

De las bombas centrifugas para los fluidos y ambientes especiales es parte del reto del ingeniero actual en las postremerias de este siglo.



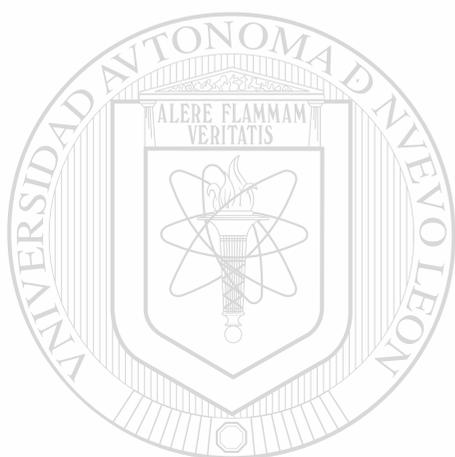
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

7.5 Figuras, Aplicaciones, y Casos



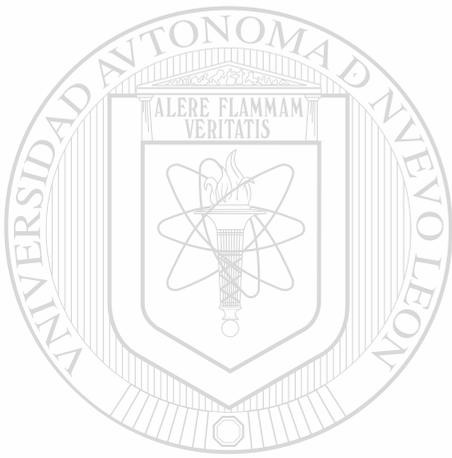
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Sección 7.1

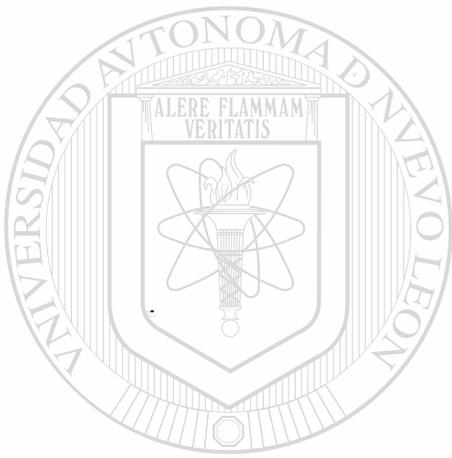


UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UAL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



sound measurement

hydraulic Institute standard for the measurement of airborne sound from pumping equipment

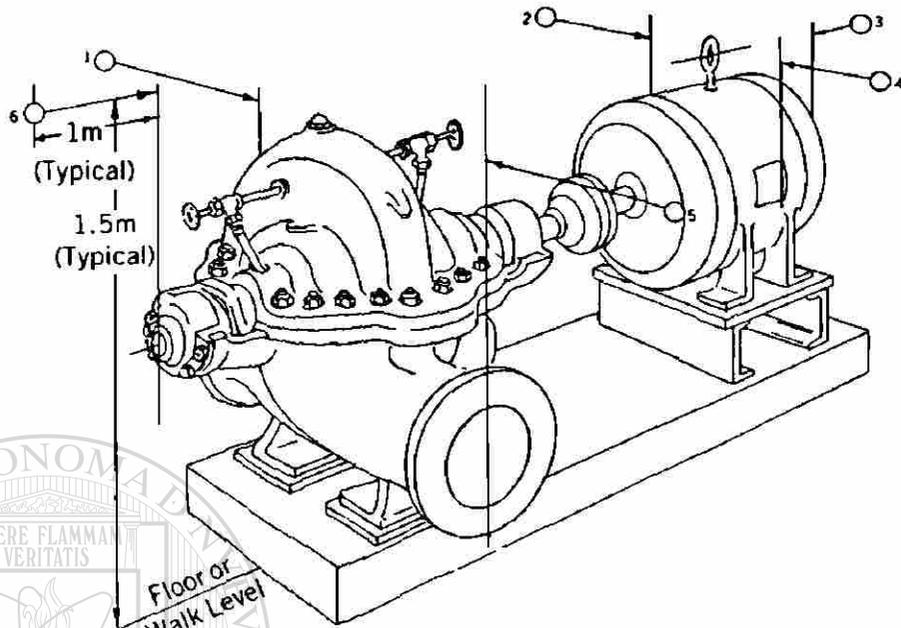


Fig. 3 HORIZONTALLY SPLIT CENTRIFUGAL PUMP

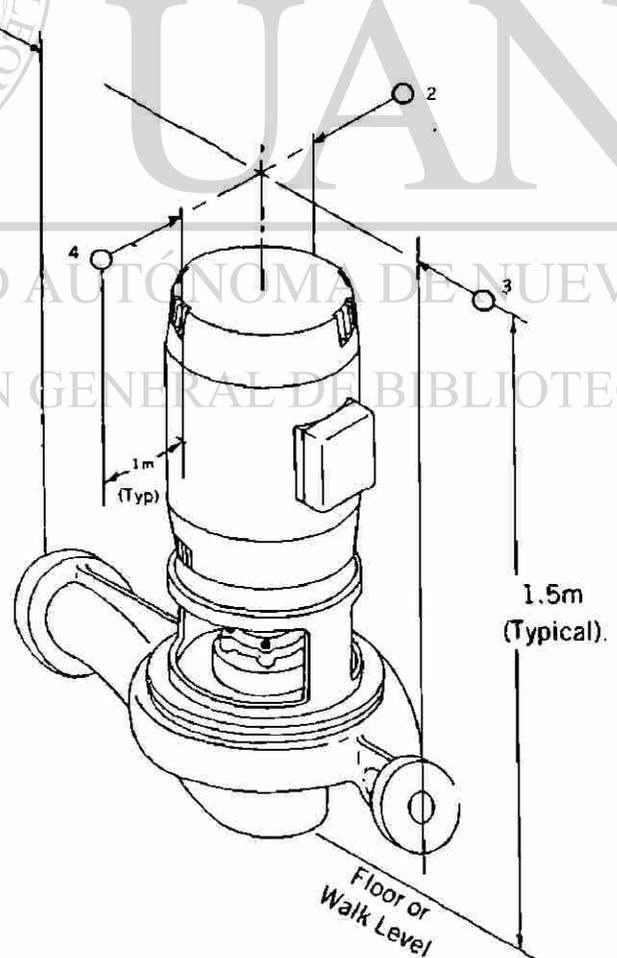


Fig. 4 VERTICAL IN-LINE CENTRIFUGAL PUMP

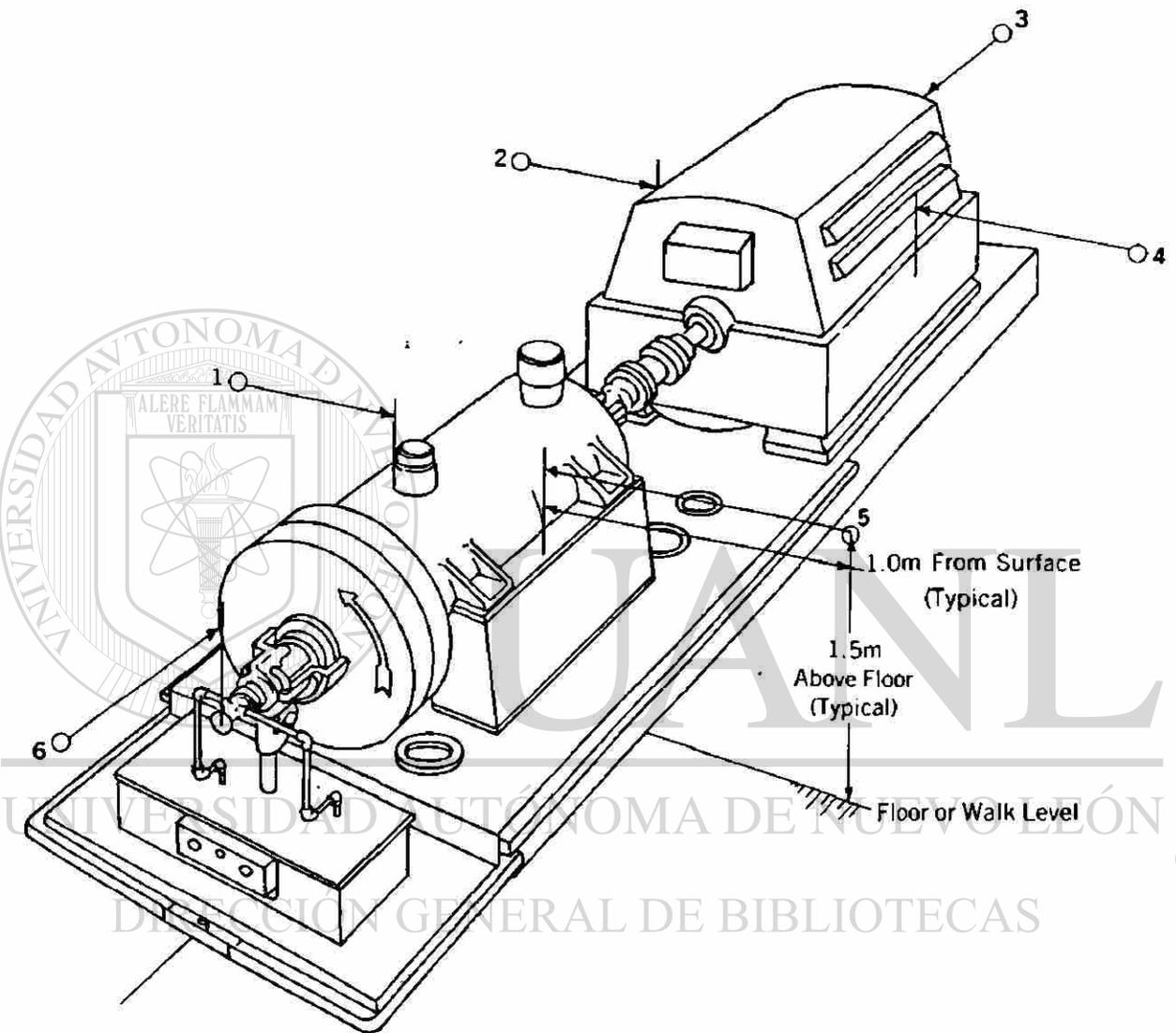
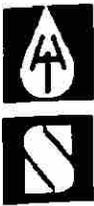


Fig. 5 DOUBLE CASE CENTRIFUGAL PUMP

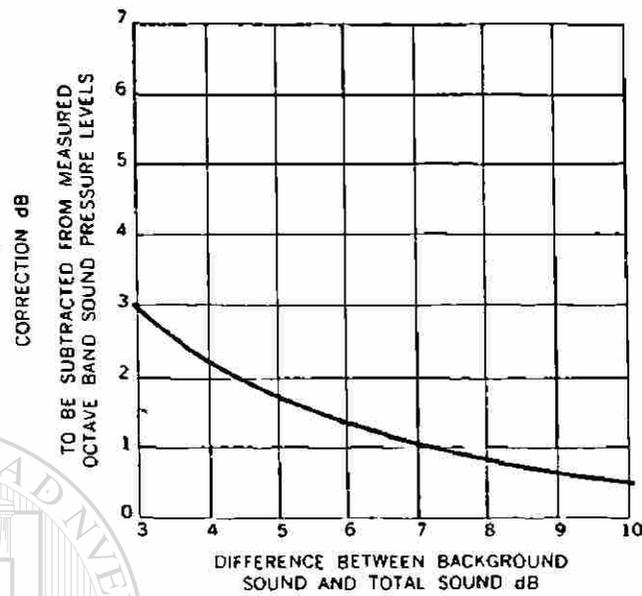


Fig. 1 CORRECTION FOR BACKGROUND SOUND

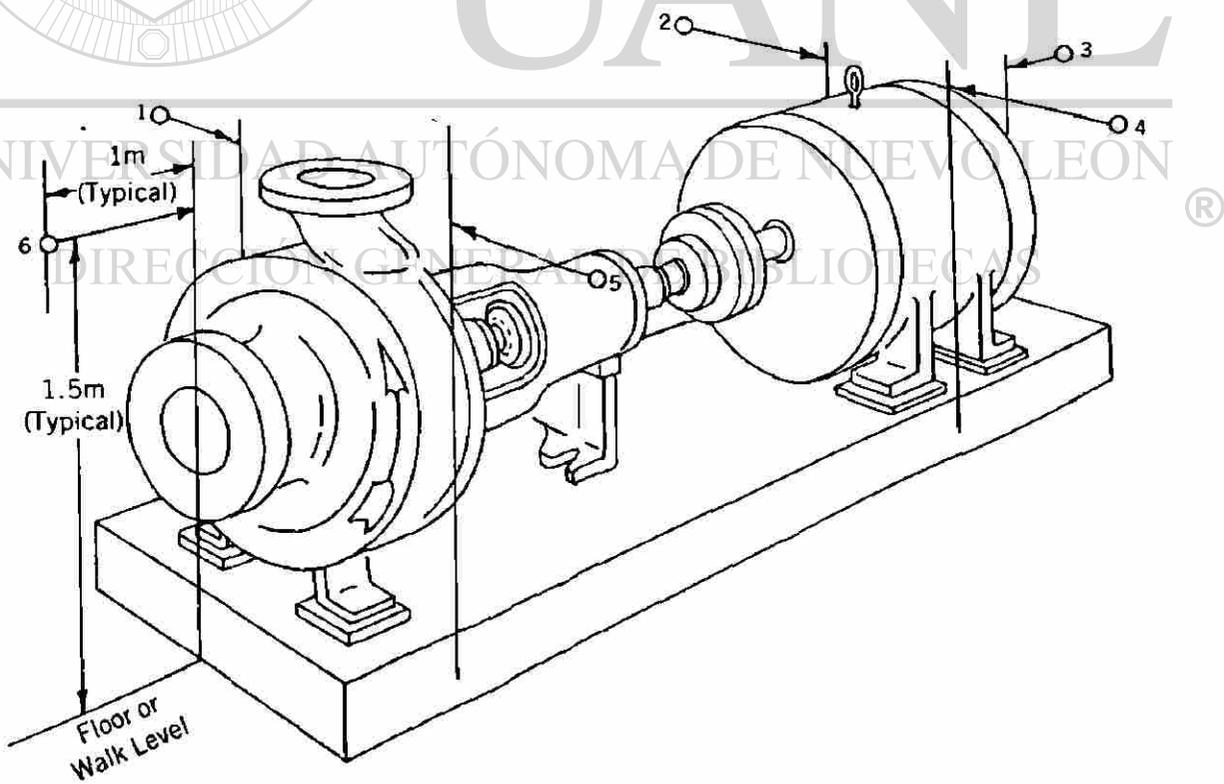


Fig. 2 HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMP

hydraulic Institute standard for the measurement of airborne sound from pumping equipment



HYDRAULIC INSTITUTE

AIRBORNE SOUND LEVEL TEST REPORT FOR PUMPING EQUIPMENT

REPORT FORM

SUBJECT:

Model: _____ Manufacturer: _____ Serial: _____
 Rated Pump Speed: _____ Capacity: _____ Total Head: _____
 Type of Driver: _____ Speed: _____
 Auxiliaries such as Gears: _____
 Applicable Figure No: _____
 Description: _____

TEST CONDITIONS:

Distance from Subject to Microphone: 1 Meter ^f Height of Microphone Above Reflecting Plane: 1.5 Meters
 Operating Speed as Tested: _____ R.P.M., Capacity: _____ GPM
 Total Head: _____ Feet, Suction Conditions: _____
 Reflecting Plane Composition: _____
 Remarks: _____

INSTRUMENTATION:

Microphone: _____ No. _____
 Sound Level Meter: _____ No. _____
 Octave Band Analyzer _____ No. _____
 Calibrator: _____ No. _____
 Other: _____ No. _____

DATA:

MIDBAND FREQ. - Hz	dB re 20 μ Pa (2×10^{-5} N/m ²)	BACK- GROUND	LOCATION*										AV.			
			(P) PRIM.	1	2	3	4	5	6	7	8	9		10		
	dB A															
	63															
	125															
	250															
	500															
	1k															
	2k															
	4k															
	8k															

*Corrected for background sound. Readings having 3 dB corrections must be reported in brackets. Only octave bands of interest as defined on page 324 need be reported.

TESTED BY: _____ DATE: _____

REPORTED BY: _____ DATE: _____

hydraulic Institute standard for the measurement of airborne sound from pumping equipment



octave band level, but in no case are levels below 50 dB considered important.

Sound Measurement

Sound level measurements shall be made at each of the microphone locations as described below.

Microphone Locations

A preliminary survey shall be taken around the machine at a distance of one meter from the nearest major surface of the machine, and at a height of 1.5 meters, to locate the point of maximum overall sound level (A weighted). This is the primary microphone location.

Additional microphone locations shall be established at each end of the unit and at the center of the sides of each casing. All these microphone locations shall be at a horizontal distance of one meter from the outermost major surface of the machine, and at a height of 1.5 meters above the floor or above the walk level.

Illustrations

Typical microphone locations are shown in the following sketches:

- Fig. 2 Horizontal End Suction Centrifugal Pump
- Fig. 3 Horizontally Split Centrifugal Pump
- Fig. 4 Vertical In-Line Centrifugal Pump
- Fig. 5 Double Case Centrifugal Pump
- Fig. 6 Horizontally Split Multistage Centrifugal Pump
- Fig. 7 Horizontal Reciprocating Pump
- Fig. 8 Vertical Reciprocating Pump
- Fig. 9 Horizontal Rotary Gear Pump
- Fig. 10 Horizontal Rotary Screw Pump
- Fig. 11 Vertical Rotary Pump

Measurement Technique

Because of the interference between direct sound waves and those reflected from the floor, large errors may occur when strong discrete frequency components are present. When such components are present, tests shall be made by moving the microphone slowly in a vertical direction, approximately ± 0.3 meter from each location. The microphone shall be held in the position, grazing incidence or perpendicular incidence, in which it was calibrated for flat response.

The period of time during which the measurements are made shall be long enough to allow an average reading to be taken with the slow response setting of the meter.

No reflecting surfaces shall be near the microphone. Observers and measuring instruments shall be at a distance of about one (1) meter from the microphone and the machine under test, and no observer or obstruction of any kind (unless part of the equipment) should be between the microphone and the machine under test.

Measurements to be Taken

The following measurements are to be taken at each of the microphone locations, with the machine operating under the conditions stated in the previous paragraph titled, *Operation of Equipment*:

Overall sound level using the "A" weighting network, and

Octave band sound pressure levels using the flat response network.

Also, a measurement will be taken at one of the locations with the machines shut down for background sound.

Warning

Corrections for background sound level (as described in the previous paragraph titled, *Background Sound Level*) do not eliminate the effects of extraneous sound from components associated with the system but not part of the equipment to be tested; that is, piping, valves, drivers, gears, vibrating bases, etc.

Separation of the various sound sources may require special measurement techniques.

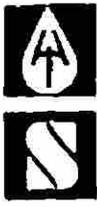
CALCULATION AND INTERPRETATION OF READINGS

Corrections

Readings should be corrected for background sound. Calibration corrections, if required, shall be taken into account.

Average Sound Levels and Sound Pressure Levels

In general, the average of the corrected reading should not be calculated, since this can give mis-



hydraulic Institute standard for the measurement of airborne sound from pumping equipment

leading information. In the case of small, relatively non-directional sources, the average may be taken to give a convenient single number reading. When this is the case, the average of the corrected sound pressure level readings may be calculated to the following rules.

Maximum Variation Five dB or Less

If the maximum variation in corrected sound pressure levels is five dB or less, average the sound pressure levels arithmetically.

Maximum Variation Five dB to Ten dB

If the maximum variation in corrected sound pressure levels is between five dB and ten dB, average the sound pressure levels arithmetically and add one dB.

Maximum Variation Over Ten dB

If the maximum variation exceeds ten dB, average according to the equation below:

$$[L] = 10 \log_{10} \frac{1}{n} \left[\text{Antilog} \frac{L_1}{10} + \text{Antilog} \frac{L_2}{10} + \dots + \text{Antilog} \frac{L_n}{10} \right]$$

where

[L] = Average sound level dBA, or band average sound pressure level, in decibels.

L₁ = Sound level dBA, or band sound pressure level, in decibels at location No. 1.

L_n = Sound level dBA, or band sound pressure level, in decibels at location No. n.

n = Number of measurement locations.

Presentation of Data

A test report shall be supplied and shall give the following information:

Statement that the test was conducted in accordance with the Hydraulic Institute Test Standard.

Description of the machine, operating conditions, and a sketch showing the test layout and microphone locations.

Make, model and serial numbers of the instruments used.

Tabulation of test data

Corrected sound level measurements at each microphone location (dBA), and corrected octave band sound pressure levels.

Background sound level at one location (dBA) and octave band sound pressure levels.

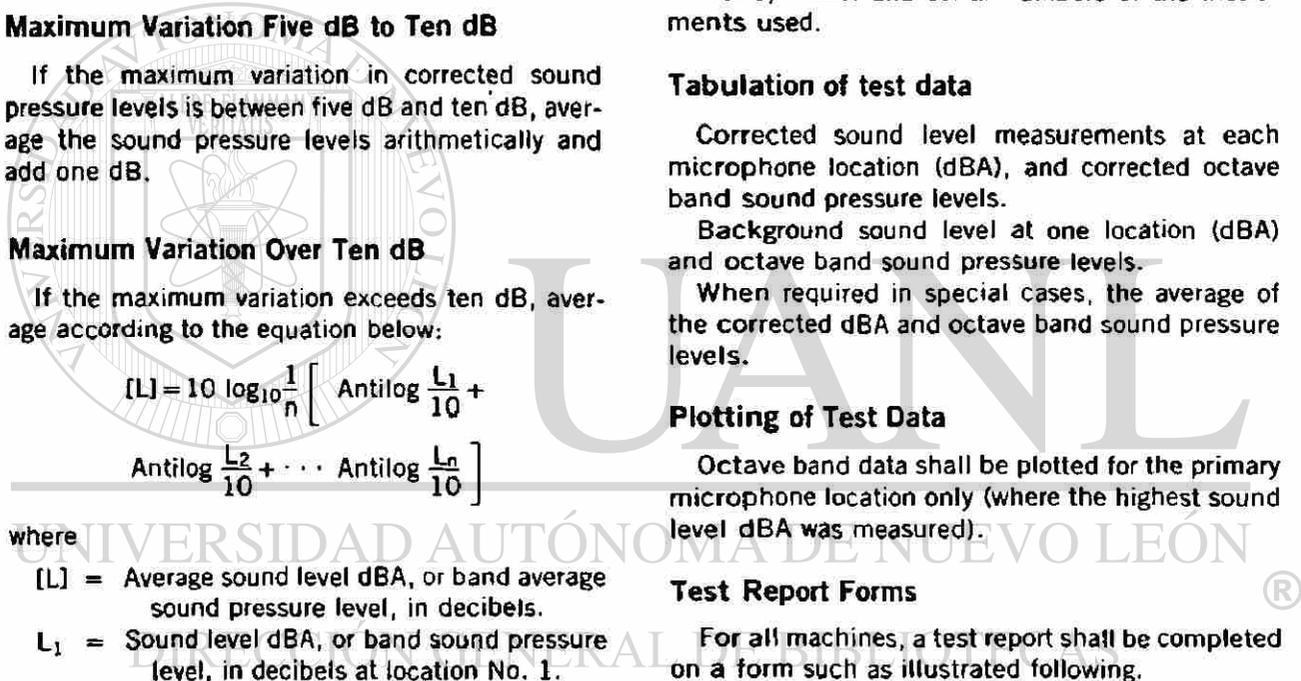
When required in special cases, the average of the corrected dBA and octave band sound pressure levels.

Plotting of Test Data

Octave band data shall be plotted for the primary microphone location only (where the highest sound level dBA was measured).

Test Report Forms

For all machines, a test report shall be completed on a form such as illustrated following.





hydraulic institute standard for the measurement of airborne sound from pumping equipment

158

Introduction

The purpose of this standard is to provide uniform test procedures for the measurement of airborne sound from pumping equipment.

Scope

This standard applies to centrifugal, rotary, and reciprocating pumping equipment and specifies procedures and operating conditions acceptable and expedient for use by non-specialists as well as by acoustic engineers. This standard does not apply to vertical submerged wet pit pumps.

References

In this standard a sound pressure level of 20 μ pascals (2×10^{-5} N/m²) is used as reference.

The following specifications and standards are referenced:

IEC Publication 179—Precision Sound Level Meters.

ISO Recommendation R495—General Requirements for the Preparation of Test Codes for Measuring the Noise Emitted by Machines.

ANSI S1.1 Acoustical Terminology.

ANSI S1.4 Specification for Sound Level Meters.

ANSI S1.11 Specification for Octave, Half Octave, and Third Octave-Band Filter Sets.

Instrumentation

The instrumentation required for carrying out the tests herein is as follows:

Sound Level Meter and Microphone System—The sound level meter and microphone system shall meet the requirements of IEC 179 or shall be calibrated to meet the requirements of IEC 179 or ANSI S1.4, Type 1.

Octave-Band Analyzer—The octave-band analyzer shall meet the requirements of ANSI S1.11.

Acoustical Calibration—The entire instrumentation system including the microphone and cable shall be calibrated at a convenient frequency before and after each test series by a suitable calibrator. Periodically, the frequency response of the system should be checked to verify its accuracy at frequencies other than the calibrator frequency usually used.

Adapted from: CAGI-PNEUROP Test Code for the Measurement of Sound from Pneumatic Equipment, with permission of the Compressed Air and Gas Institute, 1230 Keith Building, Cleveland, Ohio 44115.

Recorders—If a tape recorder or graphic level recorder is used, its stability and frequency response shall at least equal those of the sound level meter and microphone system, over the frequency range of interest.

Operation of Equipment

Whenever possible, sound tests shall be made with the machine operating at rated speed and rated horsepower. If this operating condition cannot be obtained, then sound tests may be made at some other condition mutually agreed upon by the parties concerned, and this condition shall be clearly described in the test report.

Test Environment

It is desirable to conduct tests in a free field above a reflecting plane and not influenced by reflections from walls and nearby objects. A six (6) dB drop-off in sound pressure level in each octave band of interest in all directions around the machine, regardless of distance, indicates approximate free field conditions and gives sufficient accuracy for the purposes of this test standard.

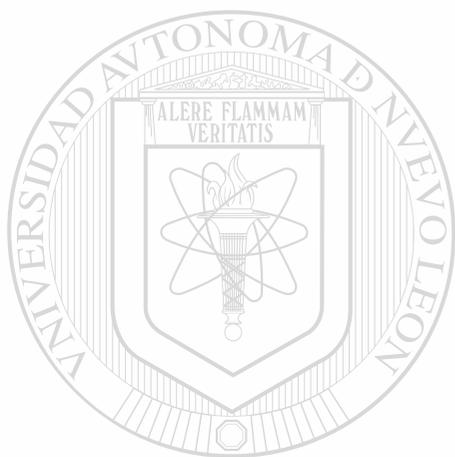
If a six dB drop-off cannot be obtained, the readings should be corrected to give free field conditions by taking proper note of the room environment. When corrections are made, a sketch shall be given, showing the dB drop-off and distance to nearby walls, large objects, and other machinery. In mounting small machines for test purposes, the geometric center of the machine shall be approximately one meter above the reflecting plane.

Background Sound Level

The background sound level, when the machine on test is not running, shall be determined at one of the microphone locations to be used when conducting the test. The readings at each location, with the machine running, should exceed the background levels by at least ten dB in each octave band of interest. When the difference is less, corrections should be applied as per the graph in Fig. 1. If the difference between the measured sound and the background sound in any octave band is less than three dB, a valid sound measurement of the machine cannot be made in that octave band.

Note: Octave bands of interest are defined as those where the sound pressure levels produced by the machine are within 40 dB of the highest measured

Sección 7.2



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



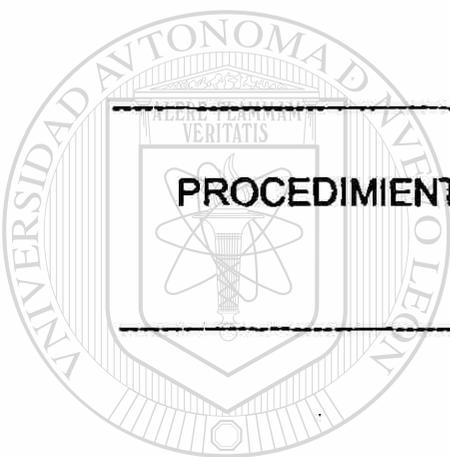
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



P U M P S

WORTHINGTON DE MEXICO S.A DE C.V

*Bulevard Díaz Ordaz # 3937
Col. Santa María
Monterrey, N.L.*



PROCEDIMIENTO DE PRUEBAS DE RENDIMIENTO

No.

U A N L

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

No. COPIA :

CONTROLADA :

Elaboró :

Revisó :

Autorizó :

REVISION :

FECHA :

1

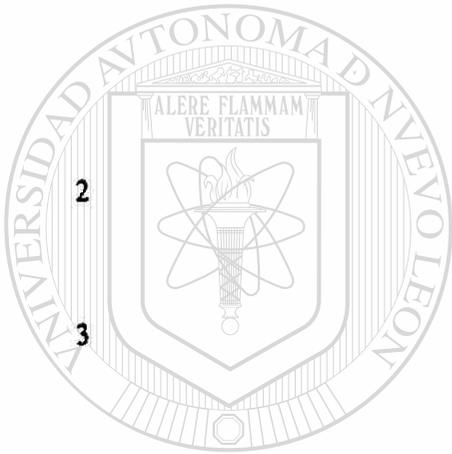
**WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV
GERENCIA DE INGENIERIA
PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS
DE RENDIMIENTO**

Elaboró:
Revisó:
Autorizó:

G.

Nó. Revisión Descripción del Cambio Fecha Autorizado Por :

1



UANL

2

3

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

4

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



REVISION : 5

FECHA :

1

**WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV
GERENCIA DE INGENIERIA
PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS
DE RENDIMIENTO**

Elaboró:

Revisó:

Autorizó:

G.

- 1.0 TITULO : Procedimiento De Pruebas de Rendimiento.
- 2.0 OBJETIVO: Verificar y comprobar que el comportamiento del equipo es el requerido y cumple con las condiciones de operacion establecidas por el pedido.
- 3.0 ALCANCE: Abarca todas las pruebas de rendimiento a los equipos que asi, lo requieran y se sujetan a los Standares del Instituto de Hidraulica, dentro de la capacidad de Worthington de Mexico.

4.0 RESPONSABILIDADES :

- 4.1 Es responsabilidad del Departamento de Laboratorio la ejecución y aplicación de este procedimiento.
- 4.2 La vigilancia en la aplicación y evaluación de los resultados son responsabilidad del Gerente de Ingenieria.

5.0 REFERENCIAS:

- 5.1 Manual de Aseguramiento de Calidad # AC-01
- 5.2 Estandares del Instituto de Hidraulica
- 5.3 API-610
- 5.4 ANSI B.73.1
- 5.5 Catalogo de Manuales de Mantenimiento a Bombas
- 5.6 Dibujos
- 5.7 Catalogos de informacion y Curvas

6.0 EQUIPO:

- 6.1 Voltiamperimetro
- 6.2 Fototacometro
- 6.3 Bomba de vacio.
- 6.4 Transductor de presion de descarga No 10016
- 6.5 Transductor de presion de venturi No 110196
- 6.6 Transductor de vacio. No 120547
- 6.7 Sensor de R.P.M No 3010
- 6.8 Transductor de R.P.M No 75403

6.9 Transductor de corriente a volts No CT5-300

G.	WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV	Elaboró:
	GERENCIA DE INGENIERIA	Revisó:
	PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS DE RENDIMIENTO	Autorizó:

6.10 Transductor de 440 VAC a VOLTS No VT 480

6.11 Microcomputadora.

6.12 Herramienta manual

6.13 Venturi

7.0 PROCEDIMIENTO:

7.1 **ACTIVIDAD PREELIMINAR:** Una vez que el equipo esta ensamblado, el departamento de produccion genera la orden de pozo de pruebas asi como avisar a ensamble para que entregue el equipo al laboratorio.

7.2 **ACTIVIDAD PRINCIPAL:**

7.2.1 Programacion del equipo al laboratorio de Pruebas: Cuando el encargado del Laboratorio de recibe una orden de pozo de pruebas # debe programarla segun la prioridad que determine Produccion, en el reporte de ordenes de Pozo #

7.2.1.1 Consulta la hoja de datos tecnicos o el pedido, para determinar los parametros a medir : CDT Gasto, BHP y Eficiencia. Verificar la gravedad especifica con que el equipo trabajara en campo, ya que la prueba se efectuara con gravedad especifica de 1.0

7.2.2 **PROCEDIMIENTO DE PRUEBA:**

7.2.2.1 Montaje de equipo en banco de pruebas: Se debe proceder a seleccionar la tuberia adccuada a las dimensiones y tipo de bomba a probar.

7.2.2.2 Selecccion de equipo de medicion: Una vez montado el equipo se selecciona la boquilla, de acuerdo a los siguientes rengos :

Boquilla	Galones por minuto
1/2"	5 - 36
3/4"	20 - 80
1"	40 - 140
1 1/2"	80 - 320
2"	200 - 600
3"	500 - 1500
6"	1000- 5000

REVISION : 5

FECHA :

1

7.2.2.3 Instalacion Electrica Se realiza la conexion de los cables de acuerdo al voltaje y montaje especificados en la placa del motor y checar la rotacion del mismo, de acuerdo a el diseño del equipo.

WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV
GERENCIA DE INGENIERIA
PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS
DE RENDIMIENTO

Elaboró:

Revisó:

Autorizó:

G.

7.2.2.4 CHECK LIST DE SEGURIDAD PREVIA A LA PRUEBA :

7.2.2.4.1 Se revisa que la conexion del motor sea de acuerdo al voltaje de linea y reportarlo en check list.

7.2.2.4.2 Verificar que todas las lineas del tablero a la bomba se encuentren correctamente aisladas y reportarlo en check list.

7.2.2.4.3 Verificar que el ensamble de la bomba traiga el guardacople y reportarlo en check list (las bombas verticales no tienen guardacople).

7.2.2.4.4 Verificar que todas las juntas bridadas esten correctamente torquedadas y reportarlo en check list.

7.2.2.4.5 Se revisa que la bomba se encuentre rigidamente apoyada sobre la superficie y reportarlo en check list.

7.2.2.4.6 Para los puntos anteriores en caso de no cumplir con las medidas de seguridad se deberan tomar las acciones correctivas necesarias.

7.2.2.4.7 Si la gravedad especifica del fluido a manejar de acuerdo a la hoja de datos es menor del 1, se calculara el BHP con el fluido de prueba, usando la siguiente formula :

$$\text{BHP} = [(Q * \text{CDT}) / (3960 * \text{eficiencia})] \text{G.E}$$

7.2.2.4.8 Configuracion del sistema : Capturar la configuracion de los parametros de prueba siguientes :

- Diametro de la linea de prueba
- Diametro del venturi
- Diametro de succion
- Diametro de descarga
- Marcas por revolucion
- Diferencia entre manometros
- Velocidad nominal del motor - RPM
- Factor de potencia nominal del motor
- Eficiencia nominal del motor

Nombre del archivo del reporte
 Numero de pasos
 Gravedad especifica
 Correccion del venturi
 Correccion de presion.

7.2.2.5 CEBADO: Se conecta el venturi o la bomba de vacio a la descarga de la bomba se cierran

G.	WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV	Elaboró:
	GERENCIA DE INGENIERIA	Revisó:
	PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS DE RENDIMIENTO	Autorizó:

las valvulas, se observa en una manguera transparente el nivel del agua, se apaga la bomba de vacio, se cierra la valvula y se enciende la bomba.

7.2.2.6 ELABORACION DE LA PRUEBA:

7.2.2.6.1 Para el primer punto de prueba se efectua lo siguiente, mediante la valvula de descarga se regula un Gasto que es leído por el transductor de presion diferencial a travez de la pantalla del monitor..

7.2.2.6.1.1 Se toma lectura del transductor de presion situado en la tuberia de descarga proxima a la bomba (que representa las alturas y perdidas que hay desde ese nivel hasta la salida de la boquilla).

7.2.2.6.1.1.1 Se toma lectura del transductor de vacio que se encuentra en el tubo de succion del sistema (que representa la altura y perdidas en la linea de succion) y se agrega como parte de la Carga Dinamica Total automaticamente.

7.2.2.6.1.1.2 Se toma lectura de carga por velocidad que es calculada con los datos de la configuracion (Diametro de Succion y Diametro de Descarga) internamente en el sistema y se agrega como parte de la Carga Dinamica Total automaticamente.

7.2.2.6.1.2 Se toma lectura de la corriente en ampers y el voltaje de cada una de las linas de alimentacion del motor, con el transductor de corriente y voltaje a travez de la pantalla del monitor.

7.2.2.6.1.3 Tomar la lectura de velocidad de rotacion en R.P.M. con el fototacometro o el transductor de velocidad.

7.2.2.6.1.4 Una vez realizado los puntos anteriores, oprimir boton de grabacion.

7.2.2.6.2 Para el segundo, tercero, cuarto, quinto y mas puntos de prueba, se efectua igual al punto anterior 7.2.2.6.1

7.2.2.6.3 Si la bomba cumple con las especificaciones de los puntos anteriores debe generar el reporte

de pruebas de rendimiento y ser firmado de visto bueno, se entrega una copia de la orden de pozo a producción, así como enviar la bomba a pintura.

7.2.2.6.4 Si la bomba no cumple con las especificaciones, se hace lo siguiente :

7.2.2.6.41 Si es problema del ensamble, se debe regresar para su corrección, así como tomar las acciones necesarias para evitar su recurrencia, una vez que haya sido corregido se efectúe el Procedimiento de Prueba 7.2.2.

7.2.2.6.8.2 Si el problema es de ajuste, se deben hacer los ajustes necesarios para su funcionamiento adecuado y efectuar el Procedimiento de prueba 7.2.2

WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV
GERENCIA DE INGENIERIA
PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS
DE RENDIMIENTO

Elaboró:

Revisó:

Autorizó:

G.

8.0 **FORMATOS :**

8.1	Orden de Pozo de Pruebas	#	
8.2	Reporte de Pruebas de Rendimiento	#	
8.3	Reporte de Acciones Correctivas		#
8.4	Check List	#	

9.0 **DISTRIBUCION :**

9.1	Orden de Pozo de Pruebas :	Original	Laboratorio de Pruebas
		Copia	Equipos de Bombeo.
9.2	Reporte de Pruebas de Rendimiento :	Original	Laboratorio de Pruebas
		Copia	Cliente
9.3	Acciones Correctivas :	Original	Archivo de Calidad
		Copia	Departamento responsable
		Copia	Departamento solicitante
9.4	Check List :	Original	Laboratorio de Pruebas

10.0 **DEFINICIONES :**

- 10.1 **Punto de Operación:** Es el punto de intersección entre Gasto y Carga Dinámica Total con que la Bomba fue seleccionada.
- 10.2 **Corrección por velocidad:** Para calcular los puntos de prueba a una velocidad de la curva se aplican las reglas de afinidad Hidráulica.

REVISION : 5

FECHA :

1

11.0 ANEXOS :

11.1 Anexo 1: Procedimiento de Pruebas de NPSH #

11.2 Anexo 2: Criterios de Aceptacion (1.6.4.3) del Hidraulic Institute Test Standars-1988 STANDARDS 1988.

WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV GERENCIA DE INGENIERIA PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS DE NPSH	Elaboró: . Revisó. Autorizó:
--	--

G. No. Revision Descripción del cambio Fecha Autorizada por :

1

2

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

3

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

4

5

REVISION : 5	FECHA :	1
--------------	---------	---

WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV
GERENCIA DE INGENIERIA
PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS
DE NPSH

Elaboró:

Revisó:

Autorizó:

G.

1.0 **TITULO:** Procedimientos Para Pruebas de NPSH

2.0 **OBJETIVO:** Verificar que la bomba cuente con la suficiente carga de succión positiva, para evitar que se formen burbujas de vapor, en el ojo del impulsor.

3.0 **ALCANCE:** Todas las bombas centrifugas son susceptibles a probarse por este procedimiento.

4.0 **RESPONSABILIDADES:**

4.1 Es responsabilidad del Departamento de Laboratorio la ejecución y aplicación de este procedimiento.

4.2 La vigilancia en la aplicación y evaluación de los resultados son responsabilidad del Gerente de Ingeniería.

5.0 **REFERENCIAS:**

5.1 Manual de Aseguramiento de Calidad #

5.2 Estandares del Instituto de Hidraulica

REVISION : 5

FECHA :

1

6.0 EQUIPO:

- 6.1 Manguera para aire.
- 6.2 Voltiampermetro
- 6.3 Fototacometro
- 6.4 Bomba de vacio.
- 6.5 Transductor de Presion de Descarga No 10016
- 6.6 Transductor de Presion Venturi No 120547
- 6.7 Transductor de Vacio No 110196
- 6.8 Sensor de R.P.M No 3010 AN
- 6.9 Transductor de R.P.M No 75403
- 6.10 Transductor de corriente a volts # CT5-300
- 6.11 Transductor de 440 VAC a VOLTS # VT 480
- 6.12 Microcomputadora.
- 6.13 Herramienta Manual
- 6.14 Venturi
- 6.15 Valvula de compuerta
- 6.16 Valvula globo

G.	WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV	Elaboró:
	GERENCIA DE INGENIERIA	Revisó:
	PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS DE NPSH	Autorizó:

7.0 PROCEDIMIENTO:

7.1 ACTIVIDAD PRELIMINAR: Se debe realizar primero la prueba de rendimiento para asegurar que cumple las condiciones estipuladas en el pedido, además de sellar la tubería y las conexiones para evitar la entrada de aire.

7.2 ACTIVIDAD PRINCIPAL:**7.2.1 Pasos de la Prueba :**

7.2.1.1 Asegurarse que el alineamiento entre bomba y motor sea correcto.

7.2.1.2 Comprobar que la instalación sea la adecuada de acuerdo a la figura y mantener la tubería de succión directamente ahogada en el pozo.

7.2.1.3 Abrir la válvula de compuerta conectada a la tubería de succión.

7.2.1.4 Conectar aire al venturi y abrir la válvula del mismo para formar el vacío total por medio de diferencia de presiones y al arrojar el venturi agua, en vez de aire, nos indica que el vacío se a formado, a partir de este momento se recomienda dejar trabajar el venturi durante 5 minutos a fin de que el aire que pudiera quedar, sea arrojado al exterior.

REVISION : 5

FECHA :

1

- 7.2.1.5 Arrencar el motor e inmediatamente despues abrir las purgas del sistema y valvulas del venturi correspondiente, a fin de purgar el sistema y evitar el regreso del liquido, asi como desconectar el aire del venturi.
- 7.2.1.6 Con la valvula de succion completamente abierta, se estabiliza el gasto de operacion con la valvula de descarga midiendo la Carga Dinamica Total en ese punto y tomando como lectura inicial (en monitor), registrar lecturas de amperaje, voltaje y velocidad (aqui la variable sera la presion de vacio que sera regulada con la valvula de succion , variando asi el NPSH disponible).
- 7.2.1.7 Cerrar lentamente la valvula de succion hasta obtener una lectura de 1 pie de columna de agua mayor que en la lectura anterior. En el transductor de vacio, tomar lecturas CDT, amperaje, Voltaje y Velocidad. Si el Gasto a disminuido, recuperarlo abriendo la valvula de descarga y verificar que la CDT no haya caido mas de un 3 % (valor en el que la bomba entra en cavitacion).
- 7.2.1.8 Hacer calculos simultaneamente de NPSH disponible para cada punto de presion de vacio.
- 7.2.1.9 Repetir los puntos 7.2.1.7 y 7.2.1.8 hasta que el valor de NPSH disponible se aproxime al NPSH requerido teorico. Despues de esto reducir los rangos de medicion del transductor de vacio a 0.3 pies de columna de agua.

WORTHINGTON DE MEXICO SA DE CV
GERENCIA DE INGENIERIA
PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS
DE NPSH

Elaboró:

Revisó:

Autorizó:

G.

7.2.1.10 Seguir tomando lecturas hasta que la CDT caiga el 3% respecto a la lectura inicial.

7.2.1.11 Graficar en el eje horizontal los valores de NPSH disponibles de cada punto de prueba y en el eje vertical los valores de CDT.

8.0 FORMATOS :

8.1 Reporte de Pruebas de NPSH #

9.0 DISTRIBUCION :

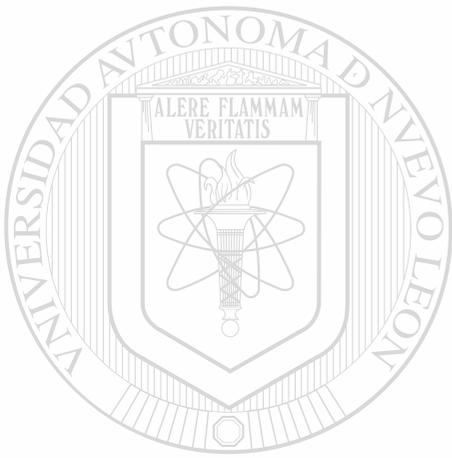
9.1 Reporte de Pruebas de NPSH Original archivo de Laboratorio de Pruebas
 Copia con los equipos del Cliente.

REVISION : 5

FECHA :

1

Sección 7.3



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Worthington de México, S.A. de C.V.

Fecha: 24-ENE-1997

No. de Referencia: LCS0141

ATENCION:

FAX:

FORMA DE FAX

Por medio de la presente envío la cotización para el concurso PEMEX REFINACION:

PARTIDA 01

UNIDAD BASICA DE BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL FABRICADA POR WORTHINGTON DE MEXICO, S.A. DE C.V.

MODELO: 4 X 9 SVN "A" FABRICADA EN S-5, DEL API 8ª EDICION.

PRECIO NETO UNITARIO \$14,664.00 DLLS. + IVA

BASE EN ACERO ESTRUCTURAL Y PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO E HIDROSTATICA SIN ATESTIGUAR. # BASE API = 1.5.

PRECIO LISTA \$1,080.00 DLLS.

COPELE RIGIDO MARCA CENTRIFLEX O SIMILAR, MODELO HSGE-0015-AN34-6000, QUE CONSISTE DE COPELE TIPO ESPACIADOR CON ANILLOS DE RESGUARDO, NO LUBRICADO CON LAINAS DE ACERO INOXIDABLE, A BARRENO PILOTO, CUMPLIENDO CON API 610 8ª EDICION, ESPACIADOR 6 PULGADAS.

PRECIO NETO UNITARIO \$ 198.00 DLLS. + IVA

SELLO MECANICO MARCA BURGMANN O SIMILAR TIPO H75K - H75F EN TANDEM, PRESENTACION CARTUCHO, CLAVE DE MATERIAL AQ1KMG. CODIGO API -610 BTFFN, NOMENCLATURA DEL API 682 A-AP-11-52/R-R/4.0-4.5.

PRECIO NETO UNITARIO \$ 1,382.00 DLLS. + IVA

PLAN DE LUBRICACION 11/52 BURGMANN MODELO TS 6050

PRECIO NETO UNITARIO \$ 8,126.00 DLLS. + IVA

EL PLAN DE LUBRICACION CONSISTE EN:

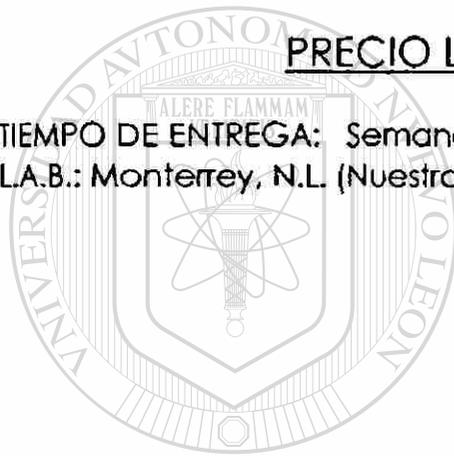
RECIPIENTE DE 5 GALONES EN ACERO INOXIDABLE 316L, SERPENTIN DE ACERO INOXIDABLE 316, INDICADOR DE NIVEL, INDICADOR DE PRESION, SWICH DE PRESION, VALVULA DE DREN Y VENTEO.

ACOPLADA A MOTOR ELECTRICO HORIZONTAL MARCA U.S. O SIMILAR DE 10 HP / 4 POLOS / 3 FASES / 440 VOLTS / 60 HZ / TCCV / TROPICALIZADO CON SILICONES, F.S = 1.15, AISLAMIENTO CLASE F, DISEÑO NEMA B. (SE ANEXAN HOJAS DE DATOS).

PRECIO LISTA \$ 1,281 DLLS.

TIEMPO DE ENTREGA: Semanas ;

L.A.B.: Monterrey, N.L. (Nuestra Planta).



ATENCIÓN

UANL

ANEXO: LOTE DE REFACCIONES

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

motores

DEMING DE MEXICO S.A. DE C.V.

Para: Ing. Gustavo García
Comp: Motores U.S.

De: Manuel E. Zarazúa A.
Comp: WDM

Se estan enviando 2 hojas incluyendo esta portada

Ing. García

Favor de cotizar motores para las siguientes condiciones y llenar los espacios en blanco:

Cantidad:	7	
Modelo:		
Tipo:	Inducción	
Amazon:	215	
Clase/Gpo/Div.	1/D/2	
Normas de fabricación:	2.241.01 Pemex	
Carcaza:	TCCV	
Aislamiento clase:	"F"	
Tratamiento:	Tropicalizado con silicones	
Letra nema de diseño:	B	
Potencia Nominal:	10 HP	
Factor de servicio:	1.15	
Factor de potencia:	83.8	
Volt/Frec/Hz	440/3/60	
Devanado tipo:	MEXICANO	
Vel. sinc.:	1800 rpm	
Vel. nor (rpm):	1745	
Corriente plena carga (amp):	12.9 @ 460V	
Corriente de arranque (amp):	78 @ 460V	
Par plena carga (ft-lb):	30-1	
Par de arranque (%):	235 %	
Par de paro (%):	280 %	
Temp. Referencia:	40 °C	
Elevación permisible temp.:	°C	
	Carga (%)	Factor de potencia
	100	83.8 %
	75	80.3 %
	50	72.3 %
Enfriamiento:	Aire	
Montaje:	Horizontal	
Flecha:	Sólida	
Material de la flecha:	AISI 1040-1045	
Diámetro de flecha:	1 3/8	
Rotación (vista desde el cople):	ccw (vista de frente de la flecha del motor).	
Protección inherente:	Si	

motores

Redamientos lado copa:		Redamientos lado opuesto copa:	
Fabricante:	SKF	Fabricante:	SKF
Tipo/Modelo:	RADIAL	Tipo/Modelo:	RADIAL
Tamaño:		Tamaño:	
Lubricación tipo:	Grasa	Lubricación tipo:	Grasa
Lubricante SAE No.:	# 2	Lubricante SAE No.:	# 2
Calentadores de espacio:		No	
Caja de conexiones, tamaño:		Normal	
Eficiencia:		88.5%	
Incremento de temperatura:		80°C	
Voltaje mínimo de arranque		75% ₆₀	
Corriente a plena carga		12.9 @ 460V	

Observaciones:

Proporcionar curvas: Factor de potencia Vs. Carga.

Motores eléctricos deberán ser de alta eficiencia, carcasa T.C.C.V.

cumpliendo como mínimo con las eficiencias NEMA y los puntos 3.1.4, 3.1.7 y 3.1.10 del código de diseño API-810 8ª edición; no se aceptan motores eléctricos a prueba de explosión.

Requerimos esta cotización antes del día 19 del presente.

En espera de su pronta respuesta.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Aplicaciones.

API 610, 3TH EDITION
CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET
US UNITS / US STANDARDS (1 2 2)

JOB NO. XXXXXXXXXXXXXXXXXXXX ITEM NO. PDA # 1
RIG / SITE NO. XXXXXX / XXXX
PURCH ORDER NO. XXXXXX DATE OCT-1998
INDUSTRY NO. BY
REVISION DATE

1	APPLICABLE TO:	<input type="radio"/> PROPOSAL	<input type="radio"/> PURCHASE	<input checked="" type="radio"/> AS BUILT
2	FOR	PEMEX REFINACIÓN SUB-DIRECC. PROYECTOS		UNIT: AMPL ALMAC PLANTA LA PAZ
3	SITE	TÉRMINAL DE VENTAS LA PAZ S.C.S.		SERVICE: ENVÍO DE DESTILADOS A LLENADERAS T O
4	NO. REQ	XXXX	PUMP SIZE: 4X9 SVN "A" EN S-6 API 6" ED	TYPE: B. CENTRIFUGA NO. STAGES: 1
5	MANUFACTURER	WOTHINGTON DE MÉXICO	MODEL: 4X9 SVN.	SERIAL NO.
6	NOTE	<input type="radio"/> INDICATES INFORMATION COMPLETED BY PURCHASER <input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER <input checked="" type="checkbox"/> BY MANUFACTURER OR PURCHASER		
7		<input type="radio"/> GENERAL (2.1.1)		
8	PUMPS TO OPERATE IN (PARALLEL)	<input checked="" type="checkbox"/> NO MOTOR DRIVEN	<input type="checkbox"/> NO TURBINE DRIVEN	
9	(SERIES) WITH	PUMP ITEM NO.	PUMP ITEM NO.	
10	GEAR ITEM NO.	MOTOR ITEM NO.	TURBINE ITEM NO.	
11	GEAR PROVIDED BY	MOTOR PROVIDED BY	TURBINE PROVIDED BY	
12	GEAR MOUNTED BY	MOTOR MOUNTED BY	TURBINE MOUNTED BY	
13	GEAR DATA SHEET NO.	MOTOR DATA SHEET NO.	TURBINE DATA SHEET NO.	
14		OPERATING CONDITIONS		SITE AND UTILITY DATA (CONT.)
15	<input type="radio"/> CAPACITY, NORMAL	550 (GPM) RATED	WATER SOURCE	
16	<input type="radio"/> OTHER		CHLORIDE CONCENTRATION (PPM) (2.5.2.6)	
17	<input type="radio"/> SUCTION PRESSURE MAX/RATED	10 (PSIG)	INSTRUMENT AIR MAX/MIN PRESS (PSIG)	
18	<input type="radio"/> DISCHARGE PRESSURE	28 (PSIG)	LIQUID	
19	<input type="radio"/> DIFFERENTIAL PRESSURE	18 (PSIG)	<input type="radio"/> TYPE/NAMIC OF LIQUID: GASOLINA (BASE) PEMEX MAGNA	
20	<input type="radio"/> DIFFERENTIAL HEAD	58 (FT) NPSHA 25 (FT)	<input type="radio"/> PUMPING TEMPERATURE:	
21	<input type="radio"/> PROCESS VARIATIONS	(3.1.2)	NORMAL 76 (°F) MAX 100 (°F) MIN (°F)	
22	<input type="radio"/> STARTING CONDITIONS	(3.1.3)	<input type="radio"/> VAPOR PRESSURE 9.5 (GASOIL) (PSIA) @ (°F)	
23	SERVICE: <input type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTENT (START/DAY)		<input type="radio"/> RELATIVE DENSITY (SPECIFIC GRAVITY):	
24	<input type="radio"/> PARALLEL OPERATION REQ'D (2.1.11)		NORMAL 0.73 MAX MIN	
25		SITE AND UTILITY DATA		<input type="radio"/> SPECIFIC HEAT, Cp (BTU/LB °F)
26	LOCATION: (2.1.29)		<input type="radio"/> VISCOSITY 0.48 (cP) @ (°F)	
27	<input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input type="radio"/> UNDER ROOF		<input type="radio"/> MAX VISCOSITY (cP)	
28	<input type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED <input type="radio"/> PARTIAL SHIES		<input type="radio"/> CORROSIVE/FROSTIVE AGENT (2.11.1.8)	
29	<input type="radio"/> GRADE <input type="radio"/> MEZZANINE <input type="radio"/>		<input type="radio"/> CHLORIDE CONCENTRATION (PPM) (2.5.2.6)	
30	<input type="radio"/> ELECTRICAL AREA CLASSIFICATION (2.1.22/3.1.5)		<input type="radio"/> H ₂ S CONCENTRATION (PPM) (2.11.1.11)	
31	CL GR CV		LIQUID (2.1.3) <input type="radio"/> HAZARDOUS <input checked="" type="radio"/> FLAMMABLE	
32	<input type="radio"/> WINTERIZATION REQ'D <input checked="" type="radio"/> TROPICALIZATION REQ'D		<input type="radio"/> OTHER	
33	SITE DATA (2.1.23)		PERFORMANCE	
34	<input type="radio"/> ALTITUDE (FT) BAROMETER (PSIA)		PROPOSAL CURVE NO. 70406090A <input type="checkbox"/> RPM 1,780	
35	<input type="radio"/> RANGE OF AMBIENT TEMPS. MIN/MAX (°F)		<input type="checkbox"/> IMPELLER DIA RATED 8.425 MAX 8.976 MIN 7.086 (IN)	
36	<input type="radio"/> RELATIVE HUMIDITY MIN/MAX (%)		<input type="checkbox"/> RATED POWER 7.33 (BHP) EFFICIENCY 77.5 (%)	
37	UNUSUAL CONDITIONS (2.1.23) <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FUMES		<input type="checkbox"/> MINIMUM CONTINUOUS FLOW:	
38	<input type="radio"/> OTHER		THERMAL 6.3911 (GPM) STABLE 397.6 (GPM)	
39	<input type="radio"/> UTILITY CONDITIONS:		<input type="checkbox"/> PREFERRED OPERATING REGION 450 TO 630 (GPM)	
40	STEAM: DRIVERS HEATING		<input type="checkbox"/> ALLOWABLE OPERATING REGION 390 TO 680 (GPM)	
41	MAX (PSIG) (°F) (PSIG) (°F)		<input type="checkbox"/> MAX HEAD @ RATED IMPELLER 71 (FT)	
42	MAX (PSIG) (°F) (PSIG) (°F)		<input type="checkbox"/> MAX POWER @ RATED IMPELLER 7.73 (BHP)	
43	ELECTRICITY: DRIVERS HEATING CONTROL SHUTDOWN		<input type="checkbox"/> HEAD @ RATED CAPACITY 6 (FT) (2.1.5)	
44	VOLTAGE 440V		<input checked="" type="checkbox"/> SYSTEM SPECIFIC SPEED (2.1.9)	
45	HERTZ 60		<input type="radio"/> MAX SOLID PRESS. LEVEL REQ'D (dBA) (2.1.14)	
46	PHASE 3ø		<input type="checkbox"/> SOLID PRESS. LEVEL 90 (dBA) (2.1.14)	
47	COOLING WATER: (2.1.17)		REMARKS	
48	TEMP INLET (°F) MAX RETURN (°F)			
49	PRESS NORMAL (PSIG) DESIGN (PSIG)			
50	TEMP RETURN (PSIG) MAX ALLOW. OP (PSIG)			
51				

API 610, 8TH EDITION
CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET
US UNITS / US STANDARDS (1.2.2)

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
REQ / SPEC NO. _____
PURCH ORDER NO. _____ DATE _____
INQUIRY NO. _____ BY _____
REVISION _____ DATE _____

<p>1 BEARINGS AND LUBRICATION (cont)</p> <p>2 <input checked="" type="checkbox"/> OIL HEATER REQ'D <input type="checkbox"/> ELECTRIC <input type="checkbox"/> STEAM (2.9.2.9.5.2.5.3)</p> <p>3 <input type="checkbox"/> OIL PRESS TO BE GREATER THAN COOLANT PRESS (5.2.6.2.6)</p> <p>4 REMARKS _____</p> <p>6 _____</p> <p>6 _____</p> <p>7 MECHANICAL SEAL OR PACKING</p> <p>8 SEAL DATA: (2.7.2)</p> <p>9 <input type="checkbox"/> SEE ATTACHED API-682 DATA SHEET</p> <p>10 <input type="checkbox"/> NON-API 682 SEAL (2.7.2)</p> <p>11 <input type="checkbox"/> APPENDIX H SEAL CODE <u>BTFN</u> (2.11.1.1)</p> <p>12 <input checked="" type="checkbox"/> SEAL MANUFACTURER <u>BURGMANN</u></p> <p>13 <input checked="" type="checkbox"/> SIZE AND TYPE <u>40-4.5</u> <u>CARTUCHO</u></p> <p>14 <input checked="" type="checkbox"/> MANUFACTURER CODE <u>H75K-H75F</u></p> <p>15 SEAL CHAMBER DATA: (2.1.6.2.1.7)</p> <p>16 <input type="checkbox"/> TEMPERATURE _____ (°F)</p> <p>17 <input checked="" type="checkbox"/> PRESSURE _____ (PSIG)</p> <p>18 <input checked="" type="checkbox"/> FLOW _____ (GPM)</p> <p>19 <input type="checkbox"/> SEAL CHAMBER SIZE (TABLE 2.3) <u>8</u></p> <p>20 <input type="checkbox"/> TOTAL LENGTH <u>60</u> (IN) <input type="checkbox"/> CLEAR LENGTH <u>115</u> (IN)</p> <p>21 SEAL CONSTRUCTION:</p> <p>22 <input type="checkbox"/> SLEEVE MATERIAL <u>55-316</u></p> <p>23 <input type="checkbox"/> GLAND MATERIAL <u>55-316</u></p> <p>24 <input type="checkbox"/> AUX SEAL DEVICE (2.7.3.20)</p> <p>25 <input checked="" type="checkbox"/> JACKET REQUIRED (2.7.3.17)</p> <p>26 GLAND TAPS: (2.7.3.14)</p> <p>27 <input checked="" type="checkbox"/> FLUSH (F) <input checked="" type="checkbox"/> DRAIN (D) <input checked="" type="checkbox"/> BARRIER/BUFFER (B)</p> <p>28 <input checked="" type="checkbox"/> QUENCH (Q) <input type="checkbox"/> COOLING (C) <input type="checkbox"/> LUBRICATION (L)</p> <p>29 <input checked="" type="checkbox"/> HEATING (H) <input type="checkbox"/> LEAKAGE <input type="checkbox"/> PUMPED FLUID (P)</p> <p>30 <input checked="" type="checkbox"/> BALANCE FLUID (E) <input type="checkbox"/> EXTERNAL FLUID INJECTION (X)</p> <p>31 SEAL FLUIDS REQUIREMENT AND AVAILABLE FLUSH LIQUID:</p> <p>32 NOTE: IF FLUSH LIQUID IS PUMPAGE LIQUID (AS IN FLUSH PIPING PLANS 11 TO 41), FOLLOWING FLUSH LIQUID DATA IS NOT REQ'D.</p> <p>34 <input type="checkbox"/> SUPPLY TEMPERATURE MAX/MIN _____ / _____ (°F)</p> <p>35 <input type="checkbox"/> RELATIVE DENSITY (SPECIFIC GRAVITY) _____ (°F)</p> <p>36 <input type="checkbox"/> NAME OF FLUID _____</p> <p>37 <input type="checkbox"/> SPECIFIC HEAT, Cp _____ (BTU/LB °F)</p> <p>38 <input type="checkbox"/> VAPOR PRESSURE _____ (PSIA) @ _____ (°F)</p> <p>39 <input type="checkbox"/> HAZARDOUS <input type="checkbox"/> FLAMMABLE <input type="checkbox"/> OTHER _____</p> <p>40 <input type="checkbox"/> FLOW RATE MAX/MIN <u>0.3</u> / <u>0.2</u> (GPM)</p> <p>41 <input type="checkbox"/> PRESSURE REQUIRED MAX/MIN _____ / _____ (PSIG)</p> <p>42 <input type="checkbox"/> TEMPERATURE REQUIRED MAX/MIN _____ / _____ (°F)</p> <p>43 BARRIER/BUFFER FLUID (2.7.3.21):</p> <p>44 <input type="checkbox"/> SUPPLY TEMPERATURE MAX/MIN _____ / _____ (°F)</p> <p>45 <input type="checkbox"/> RELATIVE DENSITY (SPECIFIC GRAVITY) _____ (°F)</p> <p>46 <input type="checkbox"/> NAME OF FLUID _____</p> <p>47</p>	<p>MECHANICAL SEAL OR PACKING (CONT)</p> <p><input type="checkbox"/> VAPOR PRESSURE _____ (PSIA) @ _____ (°F)</p> <p><input type="checkbox"/> HAZARDOUS <input type="checkbox"/> FLAMMABLE <input type="checkbox"/> OTHER _____</p> <p><input type="checkbox"/> FLOW RATE MAX/MIN <u>0.3</u> / <u>0.2</u> (GPM)</p> <p><input type="checkbox"/> PRESSURE REQUIRED MAX/MIN <u>70</u> / <u>60</u> (PSIG)</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> TEMPERATURE REQUIRED MAX/MIN <u>76</u> / <u>76</u> (°F)</p> <p>QUENCH FLUID:</p> <p><input type="checkbox"/> NAME OF FLUID _____</p> <p><input type="checkbox"/> FLOW RATE _____ (GPM)</p> <p>SEAL FLUSH PIPING: (2.7.3.19 AND APPENDIX D)</p> <p><input type="checkbox"/> SEAL FLUSH PIPING PLAN _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> TUBING <input checked="" type="checkbox"/> CARBON STEEL</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> PIPE <input checked="" type="checkbox"/> STAINLESS STEEL</p> <p><input type="checkbox"/> AUXILIARY FLUSH PLAN _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> TUBING <input checked="" type="checkbox"/> CARBON STEEL</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> PIPE <input checked="" type="checkbox"/> STAINLESS STEEL</p> <p><input type="checkbox"/> PIPING ASSEMBLY: (3.5.2.10.1)</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> THREADED <input checked="" type="checkbox"/> UNIONS <input checked="" type="checkbox"/> SOCKET WELDED</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> FLANGED <input checked="" type="checkbox"/> TUBE TYPE FITTINGS</p> <p><input type="checkbox"/> PRESSURE SWITCH (PLAN 52/53) TYPE <u>NO</u></p> <p><input type="checkbox"/> PRESSURE GAUGE (PLAN 52/53)</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> LEVEL SWITCH (PLAN 52/53) TYPE <u>NO</u></p> <p><input type="checkbox"/> LEVEL GAUGE (PLAN 52/53)</p> <p><input type="checkbox"/> TEMP INDICATOR (PLANS 21, 22, 23, 32, 41)</p> <p><input type="checkbox"/> HEAT EXCHANGER (PLAN 52/53)</p> <p>REMARKS _____</p> <p>PACKING DATA: (APPENDIX C)</p> <p>MANUFACTURER _____</p> <p>TYPE _____</p> <p>SIZE _____ NO OF RINGS _____</p> <p><input type="checkbox"/> PACKING INJECTION REQUIRED</p> <p><input type="checkbox"/> FLOW _____ (GPM) @ _____ (°F)</p> <p><input type="checkbox"/> LANTERN RING _____</p> <p>STEAM AND COOLING WATER PIPING</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> COOLING WATER PIPING PLAN _____ (3.5.4.1)</p> <p><input type="checkbox"/> COOLING WATER REQUIREMENTS</p> <p>SEAL JACKET BRG HSG _____ (GPM) @ _____ (PSIG)</p> <p>SEAL HEAT EXCHANGER _____ (GPM) @ _____ (PSIG)</p> <p>QUENCH _____ (GPM) @ _____ (PSIG)</p> <p>TOTAL COOLING WATER _____ (GPM)</p> <p><input type="checkbox"/> STEAM PIPING <input type="checkbox"/> TUBING <input type="checkbox"/> PIPE</p> <p>REMARKS _____</p>
---	--

API 610, 8TH EDITION
CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET
US UNITS / US STANDARDS (1.2.2)

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
REQ / SPEC NO. _____
PURCH ORDER NO. _____ DATE _____
INQUIRY NO. _____ BY _____
REVISION _____ DATE _____

1	INSTRUMENTATION	MOTOR DRIVE (cont) (3.1.5)
2	VIBRATION:	REMARKS _____
3	<input type="radio"/> NONCONTACTING (API 670) <input type="radio"/> TRANSDUCER	_____
4	<input type="radio"/> PROVISION FOR MOUNTING ONLY (2.9.2.11)	_____
5	<input type="radio"/> FLAT SURFACE REQ'D (2.9.2.12)	SURFACE PREPARATION AND PAINT
6	<input type="radio"/> SEE ATTACHED API-670 DATA SHEET	<input type="radio"/> MANUFACTURER'S STANDARD
7	<input type="radio"/> MONITORS AND CABLES (3.4.1.3)	<input type="radio"/> OTHER (SEE BELOW)
8	REMARKS _____	PUMP:
9	_____	<input type="radio"/> PUMP SURFACE PREPARATION _____
10	_____	<input type="radio"/> PRIMER _____
11	TEMPERATURE AND PRESSURE:	<input type="radio"/> FINISH COAT _____
12	<input type="radio"/> RADIAL BRG METAL TEMP <input type="radio"/> THRUST BRG METAL TEMP	BASEPLATE (3.3.1B)
13	<input type="radio"/> PROVISION FOR INSTRUMENTS ONLY	<input type="radio"/> BASEPLATE SURFACE PREPARATION _____
14	<input type="radio"/> SEE ATTACHED API-670 DATA SHEET	<input type="radio"/> PRIMER _____
15	<input type="radio"/> TEMP GAUGES (WITH THERMOWELLS) (3.4.1.3)	<input type="radio"/> FINISH COAT _____
16	OTHER _____	SHIPMENT: (4.4.1)
17	<input type="radio"/> PRESSURE GAUGE TYPE (3.4.2.2)	<input type="radio"/> DOMESTIC <input type="radio"/> EXPORT <input type="radio"/> EXPORT BOXING REQUIRED
18	LOCATION _____	<input type="radio"/> OUTDOOR STORAGE MORE THAN 6 MONTHS
19	REMARKS _____	SPARE ROTOR ASSEMBLY PACKAGED FOR:
20	_____	<input type="radio"/> HORIZONTAL STORAGE <input type="radio"/> VERTICAL STORAGE
21	_____	<input type="radio"/> TYPE OF SHIPPING PREPARATION _____
22	SPARE PARTS (TABLE 6.1)	REMARKS _____
23	<input type="radio"/> START-UP <input type="radio"/> NORMAL MAINTENANCE	_____
24	<input type="radio"/> SPECIFY _____	(L) WEIGHTS
25	_____	MOTOR DRIVEN:
26	_____	WEIGHT OF PUMP (LBS) _____
27	MOTOR DRIVE (3.1.5)	WEIGHT OF BASEPLATE (LBS) _____
28	<input checked="" type="checkbox"/> MANUFACTURER MOTORES U.S.	WEIGHT OF MOTOR (LBS) _____
29	<input checked="" type="checkbox"/> _____ 10 (HP) <input checked="" type="checkbox"/> _____ 1800 (RPM)	WEIGHT OF GEAR (LBS) _____
30	<input checked="" type="checkbox"/> HORIZONTAL - <input type="checkbox"/> VERTICAL	TOTAL WEIGHT (LBS) _____
31	<input type="checkbox"/> FRAME B 215	TURBINE DRIVEN:
32	<input checked="" type="checkbox"/> SERVICE FACTOR 1.15	WEIGHT OF BASEPLATE (LBS) _____
33	<input checked="" type="checkbox"/> VOLTS/PHASE/HERTZ 440 / 3ø / 60	WEIGHT OF TURBINE (LBS) _____
34	<input type="radio"/> TYPE INDUCCION JAULA ARDILLA	WEIGHT OF GEAR (LBS) _____
35	<input checked="" type="checkbox"/> ENCLOSURE "F"	TOTAL WEIGHT (LBS) _____
36	<input type="radio"/> MINIMUM STARTING VOLTAGE (3.1.6) 440 / 3ø / 60	REMARKS _____
37	<input type="radio"/> TEMPERATURE RISE 40°F	_____
38	<input checked="" type="checkbox"/> FULL LOAD AMPS 12.9 @ 460 V	_____
39	<input checked="" type="checkbox"/> LOCKED ROTOR AMPS _____	OTHER PURCHASER REQUIREMENTS
40	<input checked="" type="checkbox"/> INSULATION F.C.C.V.	<input type="radio"/> CONSTRUCTION MEETING REQUIRED (6.1.3)
41	<input checked="" type="checkbox"/> STARTING METHOD DIRECTO	<input type="radio"/> REVIEW FOUNDATION DRAWINGS (2.1.27)
42	<input checked="" type="checkbox"/> LUBE GRASA	<input type="radio"/> REVIEW Piping DRAWINGS
43	<input type="checkbox"/> VERTICAL THRUST CAPACITY NO APLICA	<input type="radio"/> OBSERVE PIPING CHECKS
44	UP _____ (LBS) DOWN _____ (LBS)	<input type="radio"/> OBSERVE BENT ALIGNMENT CHECK
45	BEARINGS (TYPE / NUMBER)	<input type="radio"/> CHECK ALIGNMENT AT OPERATING TEMPERATURE
46	<input type="checkbox"/> RADIAL SKF	<input type="radio"/> COMPLETE DESIGN APPROVAL (2.11.3.5.4)
47	<input type="checkbox"/> THRUST SKF	_____
48	_____	_____
49	_____	_____

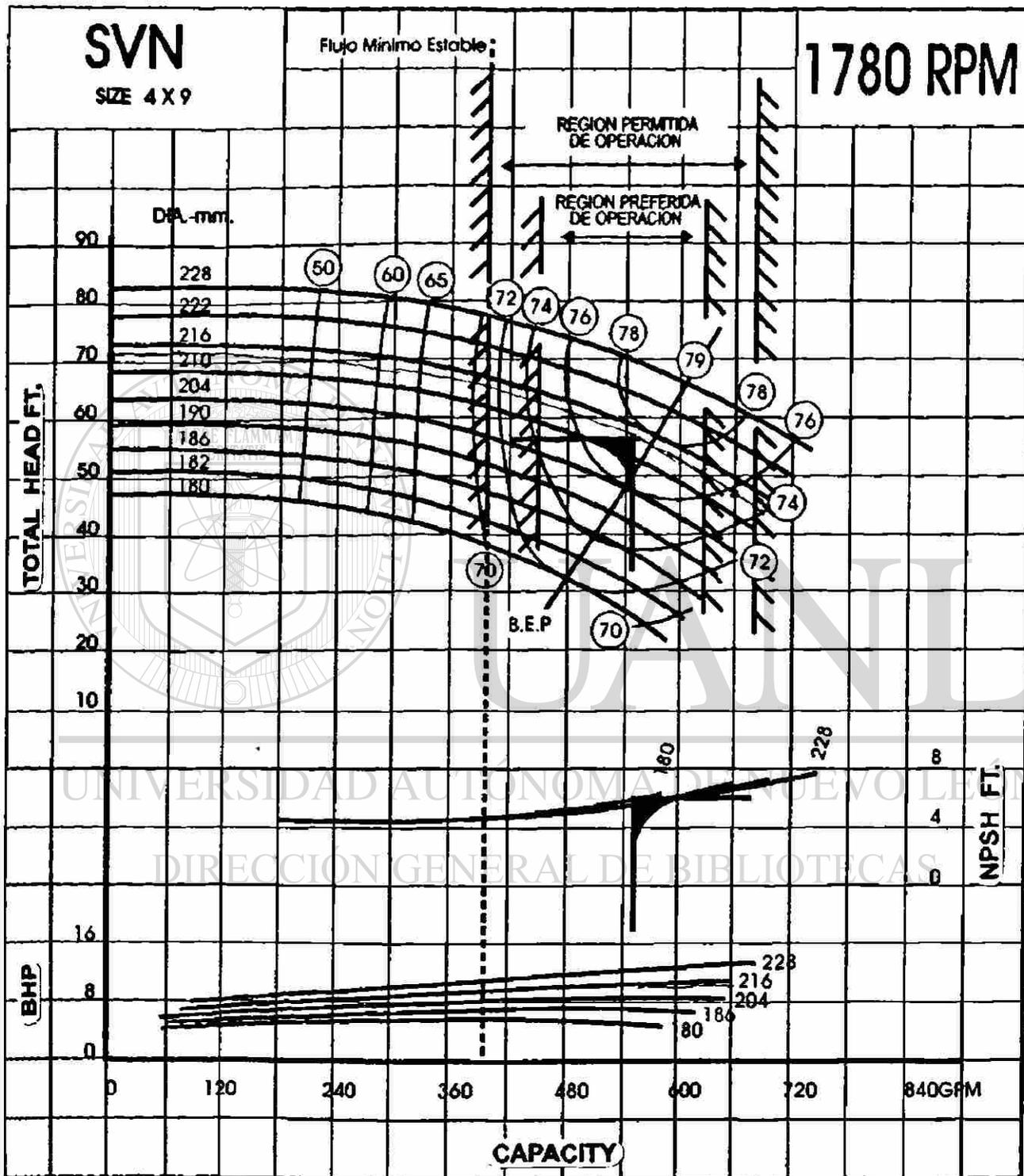
API 610, 8TH EDITION
CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET
US UNITS / US STANDARDS (1.2.2)

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
REQ / SPEC NO. _____
PURCH ORDER NO. _____ DATE _____
INQUIRY NO. _____ BY _____
REVISION _____ DATE _____

<p>1 OTHER PURCHASER REQUIREMENTS (cont)</p> <p>2 <input type="checkbox"/> RIGGING DEVICE REQ'D FOR TYPE OH3 PUMP (5.1.2.7)</p> <p>3 <input type="checkbox"/> HYDRODYNAMIC THRUST DRG SIZE REVIEW REQ'D (5.2.5.2.4)</p> <p>4 <input checked="" type="checkbox"/> LATERAL ANALYSIS REQUIRED (5.1.4.3.5.2.4.1)</p> <p>5 <input checked="" type="checkbox"/> ROTOR DYNAMIC BALANCE (5.2.4.2)</p> <p>6 <input checked="" type="checkbox"/> MOUNT SEAL RESERVOIR OFF BASEPLATE (3.5.1.4)</p> <p>7 <input checked="" type="checkbox"/> INSTALLATION LIST IN PROPOSAL (5.2.3L)</p> <p>8 <input type="checkbox"/> SPARE ROTOR VERTICAL STORAGE (5.2.9.2)</p> <p>9 <input type="checkbox"/> TORSIONAL ANALYSIS REPORT (2.8.2.6)</p> <p>10 <input type="checkbox"/> PROGRESS REPORTS REQUIRED (6.3.4)</p> <p>11 REMARKS: _____</p> <p>12 _____</p> <p>13 _____</p>	<p>QA INSPECTION AND TEST (cont)</p> <p><input type="checkbox"/> ADDITIONAL INSPECTION REQUIRED FOR _____ (4.2.1.3)</p> <p style="margin-left: 40px;"><input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT</p> <p style="margin-left: 40px;"><input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC</p> <p><input type="checkbox"/> ALTERNATIVE ACCEPTANCE CRITERIA (SEE REMARKS) (4.2.2.1)</p> <p><input type="checkbox"/> HARDNESS TEST REQUIRED FOR _____ (4.2.3.2)</p> <p><input type="checkbox"/> WETTING AGENT HYDROTEST (4.3.2.5)</p> <p><input type="checkbox"/> VENDOR SUBMIT TEST PROCEDURES (4.3.1.2/6.2.5)</p> <p><input type="checkbox"/> RECORD FINAL ASSEMBLY RUNNING CLEARANCES</p> <p><input type="checkbox"/> INSPECTION CHECK-LIST (APPENDIX N) _____ (4.1.6)</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p>_____</p> <p style="text-align: center;">GENERAL REMARKS</p> <p>REMARK 1: _____</p> <p>_____</p> <p>REMARK 2: _____</p> <p>_____</p> <p>REMARK 3: _____</p> <p>_____</p> <p>REMARK 4: _____</p> <p>_____</p> <p>REMARK 5: _____</p> <p>_____</p> <p>REMARK 6: _____</p> <p>_____</p>																																																																																																																
<p>14 QA INSPECTION AND TEST</p> <p>15 <input type="checkbox"/> REVIEW VENDORS QA PROGRAM (4.1.7)</p> <p>16 <input type="checkbox"/> PERFORMANCE CURVE APPROVAL</p> <p>17 <input checked="" type="checkbox"/> SHOP INSPECTION (4.1.4)</p> <p>18 <input checked="" type="checkbox"/> TEST WITH SUBSTITUTE SEAL (4.3.3.1.2)</p> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width:30%;">TEST</th> <th style="width:15%;">NON-WIT</th> <th style="width:15%;">WIT</th> <th style="width:15%;">OBSERVE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20 HYDROSTATIC (4.3.2)</td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>21 PERFORMANCE (4.3.3)</td> <td style="text-align: center;"><input checked="" type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>22 NPSH (4.3.4.1)</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>23 COMPLETE UNIT TEST (4.3.4.2)</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>24 SOUND LEVEL TEST (4.3.4.3)</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>25 <input type="checkbox"/> CLEANLINESS PRIOR TO</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>26 FINAL ASSEMBLY (4.2.3.1)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>27 <input type="checkbox"/> NOZZLE LOAD TEST (4.3.6)</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>28 <input type="checkbox"/> DRG HSS RESONANCE</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>29 TEST (4.3.4.5)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>30 <input type="checkbox"/> REMOVE/INSPECT</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>31 HYDRODYNAMIC BEARINGS</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>32 AFTER TEST (5.2.8.5)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>33 <input type="checkbox"/> AUXILIARY EQUIPMENT</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>34 TEST (4.3.4.4)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>35 <input type="checkbox"/> _____</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>36 <input type="checkbox"/> _____</td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> <td style="text-align: center;"><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>37 <input type="checkbox"/> MATERIAL CERTIFICATION REQUIRED (2.11.1.7)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>38 <input type="checkbox"/> CASINGS <input type="checkbox"/> IMPELLER <input type="checkbox"/> SHAFT</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>39 <input type="checkbox"/> OTHER _____</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>40 <input type="checkbox"/> CASTING REPAIR PROCEDURE APPROVAL REQ'D (2.11.2.5)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>41 <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CONNECTION WELDS (2.11.3.5.5)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="margin-left: 40px;"><input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="margin-left: 40px;"><input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>44 <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CASTINGS (4.2.1.3)</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="margin-left: 40px;"><input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="margin-left: 40px;"><input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	TEST	NON-WIT	WIT	OBSERVE	20 HYDROSTATIC (4.3.2)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	21 PERFORMANCE (4.3.3)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	22 NPSH (4.3.4.1)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	23 COMPLETE UNIT TEST (4.3.4.2)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	24 SOUND LEVEL TEST (4.3.4.3)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	25 <input type="checkbox"/> CLEANLINESS PRIOR TO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	26 FINAL ASSEMBLY (4.2.3.1)				27 <input type="checkbox"/> NOZZLE LOAD TEST (4.3.6)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	28 <input type="checkbox"/> DRG HSS RESONANCE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	29 TEST (4.3.4.5)				30 <input type="checkbox"/> REMOVE/INSPECT	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	31 HYDRODYNAMIC BEARINGS				32 AFTER TEST (5.2.8.5)				33 <input type="checkbox"/> AUXILIARY EQUIPMENT	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	34 TEST (4.3.4.4)				35 <input type="checkbox"/> _____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	36 <input type="checkbox"/> _____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	37 <input type="checkbox"/> MATERIAL CERTIFICATION REQUIRED (2.11.1.7)				38 <input type="checkbox"/> CASINGS <input type="checkbox"/> IMPELLER <input type="checkbox"/> SHAFT				39 <input type="checkbox"/> OTHER _____				40 <input type="checkbox"/> CASTING REPAIR PROCEDURE APPROVAL REQ'D (2.11.2.5)				41 <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CONNECTION WELDS (2.11.3.5.5)				<input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT				<input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC				44 <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CASTINGS (4.2.1.3)				<input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT				<input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC				
TEST	NON-WIT	WIT	OBSERVE																																																																																																														
20 HYDROSTATIC (4.3.2)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
21 PERFORMANCE (4.3.3)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
22 NPSH (4.3.4.1)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
23 COMPLETE UNIT TEST (4.3.4.2)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
24 SOUND LEVEL TEST (4.3.4.3)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
25 <input type="checkbox"/> CLEANLINESS PRIOR TO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
26 FINAL ASSEMBLY (4.2.3.1)																																																																																																																	
27 <input type="checkbox"/> NOZZLE LOAD TEST (4.3.6)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
28 <input type="checkbox"/> DRG HSS RESONANCE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
29 TEST (4.3.4.5)																																																																																																																	
30 <input type="checkbox"/> REMOVE/INSPECT	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
31 HYDRODYNAMIC BEARINGS																																																																																																																	
32 AFTER TEST (5.2.8.5)																																																																																																																	
33 <input type="checkbox"/> AUXILIARY EQUIPMENT	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
34 TEST (4.3.4.4)																																																																																																																	
35 <input type="checkbox"/> _____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
36 <input type="checkbox"/> _____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																																																																																																														
37 <input type="checkbox"/> MATERIAL CERTIFICATION REQUIRED (2.11.1.7)																																																																																																																	
38 <input type="checkbox"/> CASINGS <input type="checkbox"/> IMPELLER <input type="checkbox"/> SHAFT																																																																																																																	
39 <input type="checkbox"/> OTHER _____																																																																																																																	
40 <input type="checkbox"/> CASTING REPAIR PROCEDURE APPROVAL REQ'D (2.11.2.5)																																																																																																																	
41 <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CONNECTION WELDS (2.11.3.5.5)																																																																																																																	
<input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT																																																																																																																	
<input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC																																																																																																																	
44 <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CASTINGS (4.2.1.3)																																																																																																																	
<input type="checkbox"/> MAG PARTICLE <input type="checkbox"/> LIQUID PENETRANT																																																																																																																	
<input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC																																																																																																																	

**REFINERY
PROCESS
PUMP**

SVN 4 X 9 "A" 4



SUCTION 6 INCH. DISCHARGE 4 INCH. MAX. DIA. SOLIDS INCH.

CUSTOMER: PEMEX REFINACION	SERVICE CONDITIONS		AREA DEL OJO DE IMPULSOR: 133 cm ²
SERVICE: Envío de PEMEX/MAGNA y PEMEX/PREMIUM a llenaderas de autotanques.	FLUID: PEMEX/MAGNA y PEMEX/PREMIUM	SRGE.: 0.73 VIS.: 0.48 Cp.	No. DE IMPULSOR: 70406090A
DATE:	CAPACITY: 550 GPM	BEP: 7.33 HP EFE: 78.8 %	CORRECCION x VISCOSIDAD: NO APLICA
	HEAD: 57 Ft.	NPSHA: 25 Ft. NPSH-R: 25 Ft.	FLUJO MINIMO TERMICO: 6.3911 GPM
			FLUJO MINIMO ESTABLE: 397.6 GPM

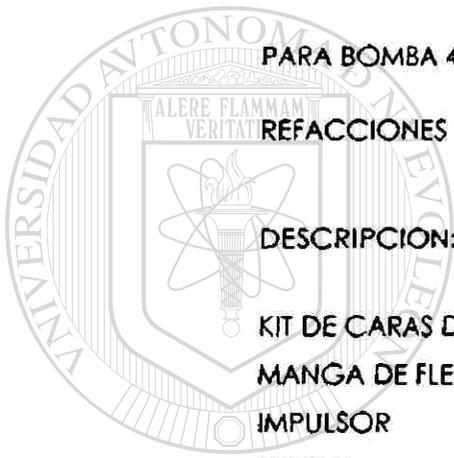
PARA BOMBA 4 X 9 SVN "A" EN S-5

REFACCIONES PARA DOS AÑOS DE OPERACION:

DESCRIPCION:

PRECIO NETO UNITARIO
DOLARES + IVA

KIT DE CARAS DE SELLO MECANICO	570
MANGA DE FLECHA	557
IMPULSOR	5274
FLECHA	1450
BALERO AXIAL Y RADIAL	231
KIT DE EMPAQUES	203
ANILLO DE DESGASTE DE IMPULSOR	370
ANILLO DE DESGASTE DE CARCAZA	351



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



REFACCIONES PARA DOS AÑOS DE OPERACION:

DESCRIPCION:	PRECIO NETO UNITARIO
KIT DE CARAS DE SELLO MECANICO	570
MANGA DE FLECHA	557
IMPULSOR	5274
FLECHA	1450
BALERO AXIAL Y RADIAL	231
KIT DE EMPAQUES	203
ANILLO DE DESGASTE DE IMPULSOR	370
ANILLO DE DESGASTE DE CARCAZA	351



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



RUHRPUMPEN GMBH

Stockumer Straße 28 · D-58453 Witten/Germany

P.O. Box 63 09 · D-58432 Witten/Germany

— (++ 49) 23 02/6 61-03 · Telefax (++ 49) 23 02/6 61-1 99

e-mail: info@ruhrpumpen.de

Ruhrpumpen - Specialist for Pumping Technology - Production Programme

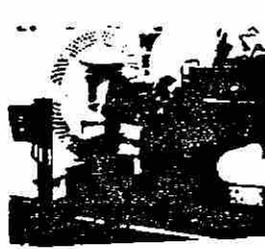
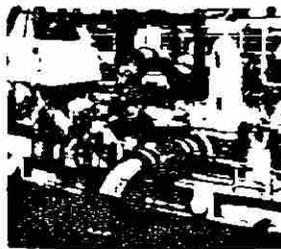
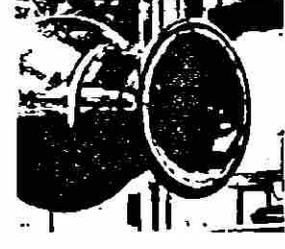
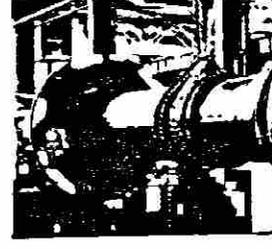
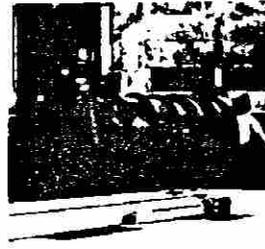
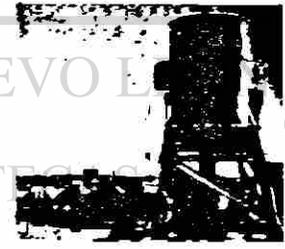
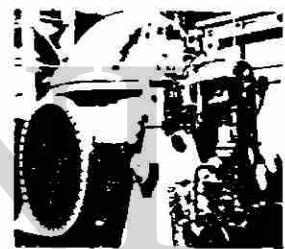
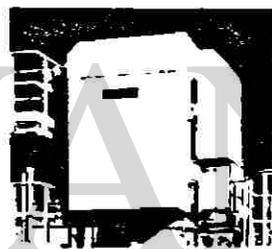
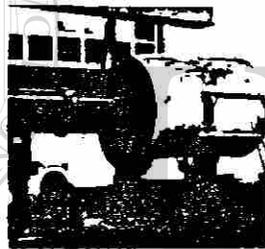
Centrifugal Pumps for
the Process Industry

Centrifugal Pumps for
Pipeline Schemes

Centrifugal Pumps for
General Water Applications

Centrifugal and Reciprocating
Pumps for Marine, Dock and
Offshore Applications

High Pressure
Reciprocating Pumps
pressures up to 630 bar



The individual details given in this publication are to be regarded as guaranteed qualities if they are individually and in each case expressly confirmed to be so in writing.
470 N 190 1 en 102 95

SVN 8 - API 610 8th edition

For over 45 years the name RUHRPUMPEN has been synonymous worldwide with innovation and reliability for pumping technology.

The range comprises of centrifugal and reciprocating pumps for complete water applications, including sewage, pumps for oil fields, pipelines, refineries and petrochemical plants, as well as for offshore, marine and dock construction.

The experience gained over many years and the continuous contact with the end users ensures that RUHRPUMPEN are a reliable partner.

Along with Ruhrpumpen, WDM forms the fluid handling unit of the Dertan Industries Ltd. of Toronto/Canada and the

Industrias EG in Monterrey/ Mexico and Memphis/USA

Qualified specialists in a departments ensure that the pumps and equipment from our works are able to operate under the most arduous conditions.

Intensive research and development ensures that the products of RUHRPUMPEN are continuously improved to meet the latest technical requirements. It is only possible to achieve these aims by means of mainly CNC controlled machines in a modern machine shop, supplemented by the works test and development bed as well as inspection and control procedure.

The application of modern, reliable methods of data

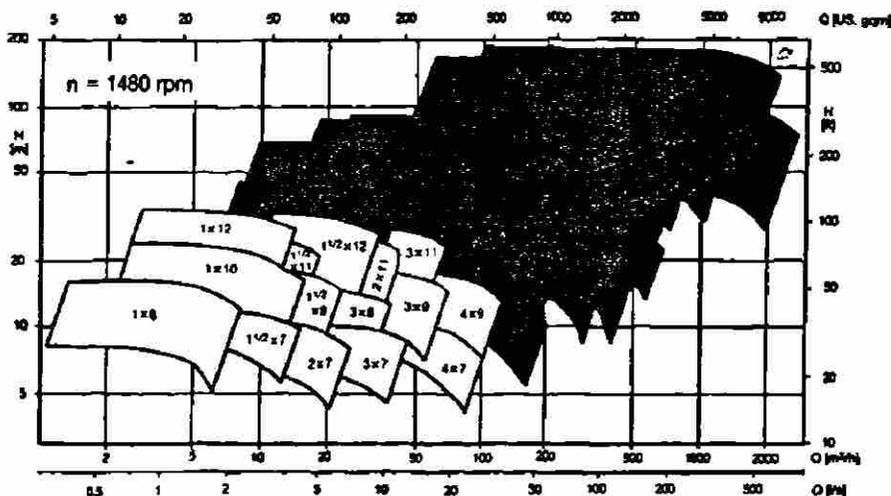
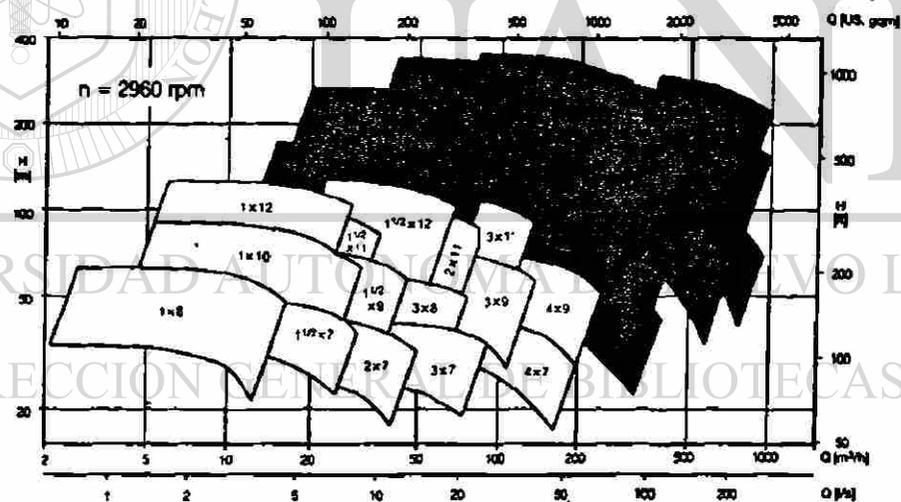
processing and sophisticated software with high performance, decentralized computers and personal computers offers our customers high reliability and speed in all working processes, from planning to production through to the providing of spare parts. The instant availability of spare parts, together with a first class service, ensures the customers that they have selected the right partner.

SVN 8 - Pumps

- Horizontal Arrangement
- Process Design
- Unit Construction System
- Single Stage, Single Entry
- Centre Line Arrangement

Selection Chart 50 Hz

n = 2960/1480 rpm



4 Bearing Sizes Only



SVN 8 Design Characteristics

① 53 volute casing pump sizes with centerline-supported arrangement for 50 Hz and 60 Hz power supply with centerline discharge branches in back pull out design from 1 to 12" discharge nozzle, acc. to API 610, 8th edition.

② Mechanical seal chamber dimensions in full compliance with API 610 and API 682.

③ Alternatively cooling or heating of the seal chamber with piping connections.

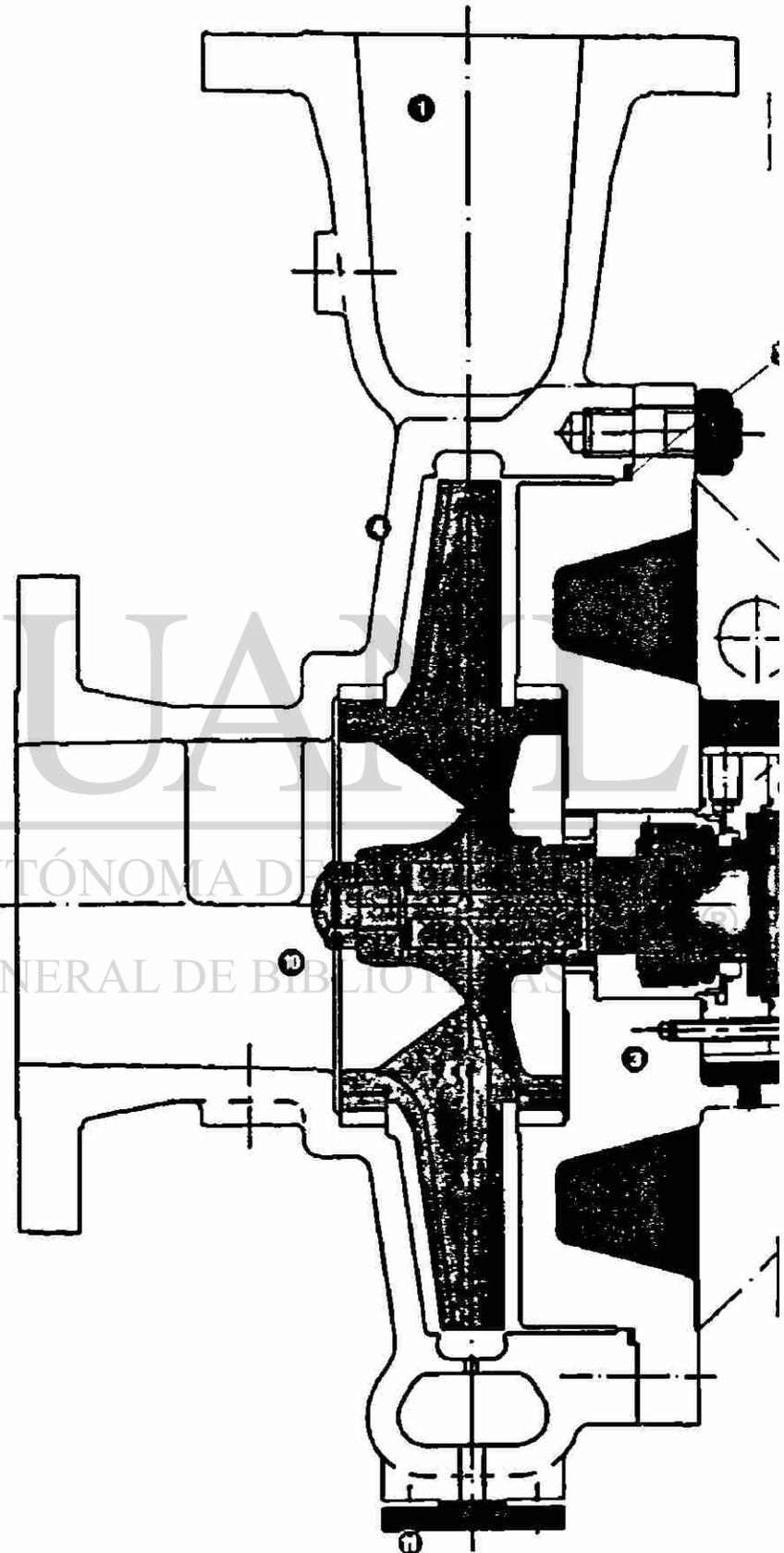
④ Casing centerline supported, baseplate from fabricated steel, both designed for 4 x API nozzle forces.

⑤ Casing / casing cover in metal - to - metal contact. Non-asbestos spirally wound gasket made of stainless steel / graphite foils totally enclosed.

⑥ Shaft deflection smaller than 0,03 mm in the area of the shaft seal because of proper assignment of bearing sizes and under use of double volutes.
Low vibration values.

⑦ Antifriction bearings with an operating time of more than 25 000 h.

⑧ Bearing bracket for cooling for high temperatures optional.



... through fully developed
Modul technique

9 Bearing bracket water cooling with fin tube insert optional. Easy access and cleaning

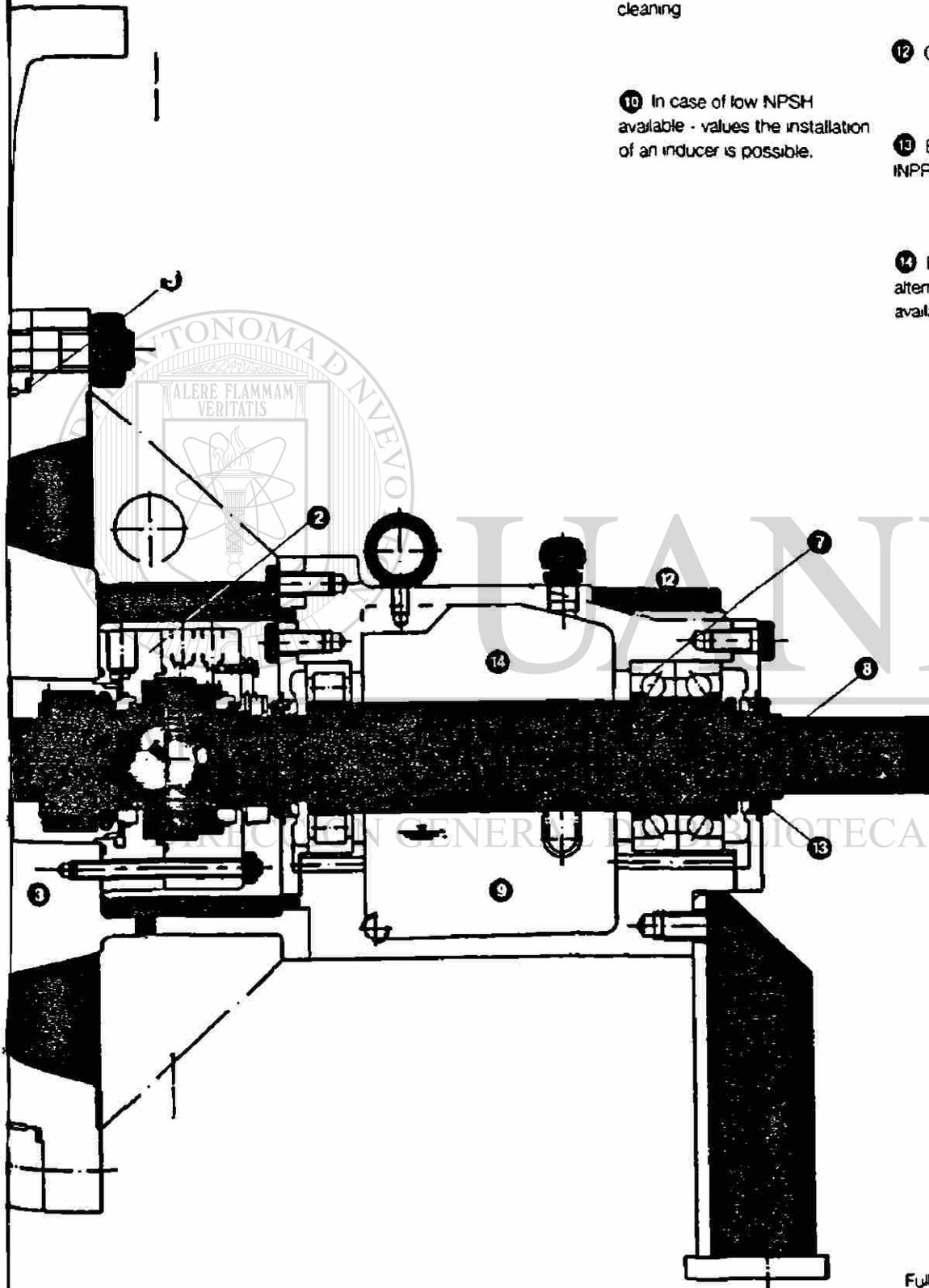
11 Piping connections integrally flanged.

12 Oil mist lubrication optional.

10 In case of low NPSH available - valves the installation of an inducer is possible.

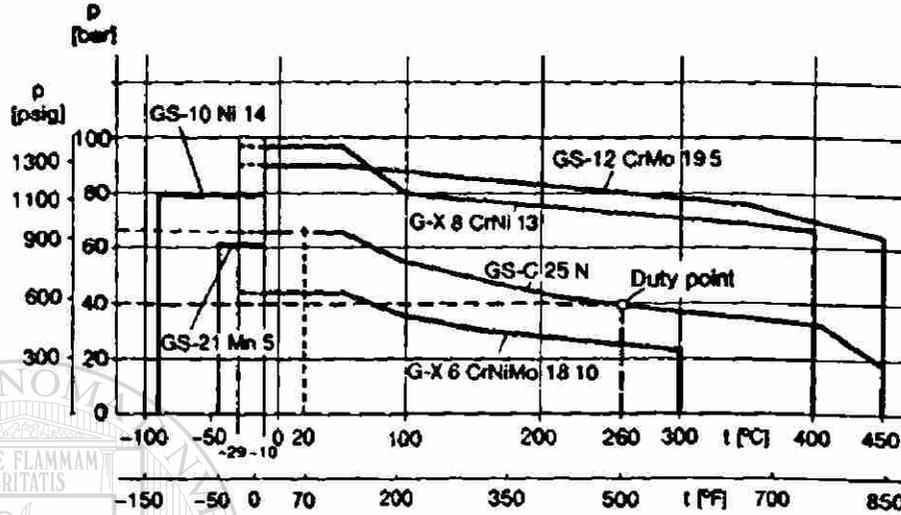
13 Bearing bracket sealed with INPRO SEAL®

14 Bearing lubrication alternatively with oil rings available



Full extended base plate under pump and driver.

Diagram of Allowable Working Pressures-Temperatures



Material Table

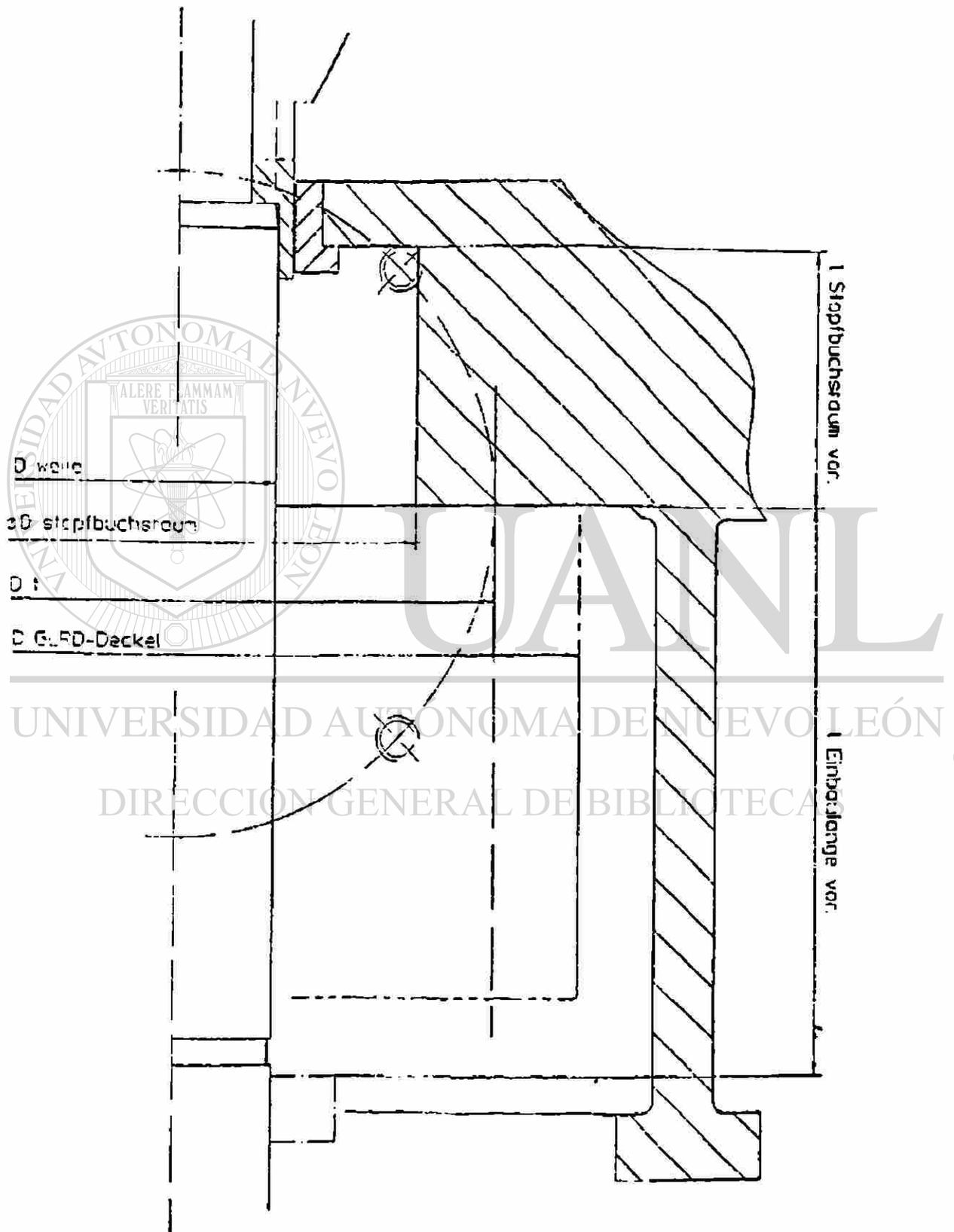
Description	Material Class to API 610			Low Temperature	
	S-1	C-6	A-8	down to - 50 °C	down to - 80 °C
Volute casing	GS-C 25 N ^a	G-X 8 CrNi 13	G-X 6 CrNiMo 18 10	GS-21 Mn 5	GS-10 Ni 14
Casing cover	GS-C 25 N ^a	G-X 8 CrNi 13	G-X 6 CrNiMo 18 10	GS-21 Mn 5	GS-10 Ni 14
Pump shaft	42 CrMo 4	X 20 CrNi 17.2	X 6 CrNiMoTi 17 12 2	26 CrMo 4	12 Ni 19
Impeller	GG-25 ^a	G-X 8 CrNi 13	G-X 6 CrNiMo 18 10	GS-21 Mn 5	GS-10 Ni 14
Bearing bracket			GS-C 25 N		
Stuffing box bushing	GG-25	G-X 20 Cr 14	G-X 6 CrNiMo 18 10	G-20 Cr 14	G-X 6 CrNiMo 18 10
Seal cover	X 20 CrNi 17.2		X 6 CrNiMoTi 17 12 2	X 20 CrNi 17.2	X 6 CrNiMoTi 17 12 2
Case wear ring	GG-25	G-X 120 CrMo 29.2	G-X 40 CrNi 27.4	G-X 120 CrMo 29.2	GGG-NiMn 23 4
Impeller wear ring	GG-25	G-X 20 Cr 14	G-X 6 CrNiMo 18 10	G-X 20 Cr 14	G-X 6 CrNiMo 18 10
Shaft sleeve		X 20 CrNi 17.2	X 6 CrNiMoTi 17 12 2	20 CrNi 17.2	X 6 CrNiMoTi 17 12 2

^a In special cases GS - 12 CrMo 19.5 ^b In special cases GS - C 25 N. Other materials on request.

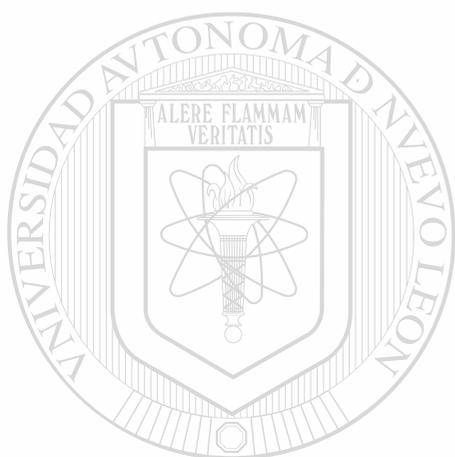
Material Comparison List

Material	Material	German standard	Material No.	American standard	British standard
Cast iron	GG-25	DIN 1691	0 6025	ASTM A 48-40 B	BS 1452-260
Nickel modular cast iron	GGG-NiMn 23 4	DIN 1694	0.7673	ASTM A 571 Type D-2 M	BS 3868 S-NiMn 23 ^b
Steel	42 CrMo 4	DIN 17 200	1.7225	ASTM A 322-4140	BS 970/2-708 M 40
Cast steel	GS-C 25 N	DIN 17 245	1.0619	ASTM A 216-WCA	BS 1504-101
Steel	26 CrMo 4	DIN 17 280	1.7219	ASTM A 322-4130	BS
Nickel steel	12 Ni 19	DIN 17 280	1.5680	ASTM A 217-C 5	BS
Chrome steel	X 20 CrNi 17.2	DIN 17 440	1.4057	ASTM A 276-431	BS 970/4-431 S 29
Chrome nickel steel	X 6 CrNiMoTi 17 12 2	DIN 17 440	1.4571	ASTM A 276-316	BS 970/4-320 S 17
Cast chrome steel	G-X 8 CrNi 13	DIN 17 445	1.4008	ASTM A 217-CA 15 ^a	BS 1504-713
Cast chrome steel	G-X 20 Cr 14	DIN 17 445	1.4027	ASTM A 743-CA 40	BS 3100-420 C 29
Cast chrome nickel steel	G-X 6 CrNiMo 18 10	DIN 17 445	1.4408	ASTM A 743-CF-8 M	BS 3100-316 C 16
Cast chrome steel	G-X 120 CrMo 29.2	SEW 410	1.4138	ASTM A 743-CC 50	BS
Cast chrome nickel steel	G-X 40 CrNi 27.4	SEW 410	1.4340	ASTM A 743-CC 50	BS
Cast steel	G-S 12 CrMo 19.5	SEW 595	1.7363	ASTM A 217-C 5	BS 1504-825
Cast steel	GS-21 Mn 5	SEW 685	1.1138	ASTM A 352-LCB	BS 1504-161 B
Cast nickel steel	GS-10 Ni 14	SEW 685	1.5638	ASTM A 352-LC 3	BS 1504-503

^a For pressure-retaining parts. For impellers, ASTM A 743 - CA 15 applies, among others



**APPENDIX H—MATERIALS AND MATERIAL SPECIFICATIONS
FOR PUMP PARTS**



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

	Lag_30_22	Lag_30_30	Lag_55_40	Lag_55_54	Lag_75_62	Lag_75_74	Lag_90_90
Längen							
l_{w1}	190	190	200	200	220	220	230
h_x	19	19	28	42	52	67	87
l_{w2}	59	59	83	112	142	162	197
$l_{w1} - h_x$	40	40	55	70	90	95	110
h_f	35	35	40	40	40	40	40
B_{max}	80	80	90	105	135	140	155
l_{schver}	60	60	65	65	80	80	80
$l_{schver, AF, min}$	60	60	60	60	70	70	70
$l_{Einbaulager}$	115	115	125	125	135	135	145
$l_{Einbaulager, AF, min}$	100	100	110	110	110	110	120
Durchmesser							
D_{Welle}	40	40	60	60	80	80	100
$D_{Schulter}$	90	90	120	120	140	140	170
$D_{Schulter, AF, min}$	150	150	190	190	215	215	250
$D_{Einbaulager}$	125	125	160	160	180	180	215
$D_{Einbaulager, AF, min}$	105	105	135	135	155	155	185
GLAD-Schr.							
$D_{Schr.}$	M12 x 1,75	M12 x 1,75	M16 x 2,0	M16 x 2,0	M16 x 2,0	M16 x 2,0	M20 x 2,5
Anzahl	4	4	4	4	4	4	4
Flankenlage	45°	45°	45°	45°	45°	45°	45°

Pumpentyp	Lagerung
SVN5	SVN8
1 x 8	
1 x 10	
1 1/2 x 7	
1 1/2 x 9	LAG
1 1/2 x 11	30_22
2 x 7	
3 x 7	
3 x 6	
1 x 12	
1 1/2 x 12	
2 x 11	
3 x 9	LAG
3 x 11	30_30
4 x 7	
4 x 9	
2 x 14	
2 x 17	
3 x 16	
4 x 11	
4 x 12	LAG
4 x 13	55_40
4 x 14	
6 x 9	
6 x 11	
6 x 12	
10 x 14	

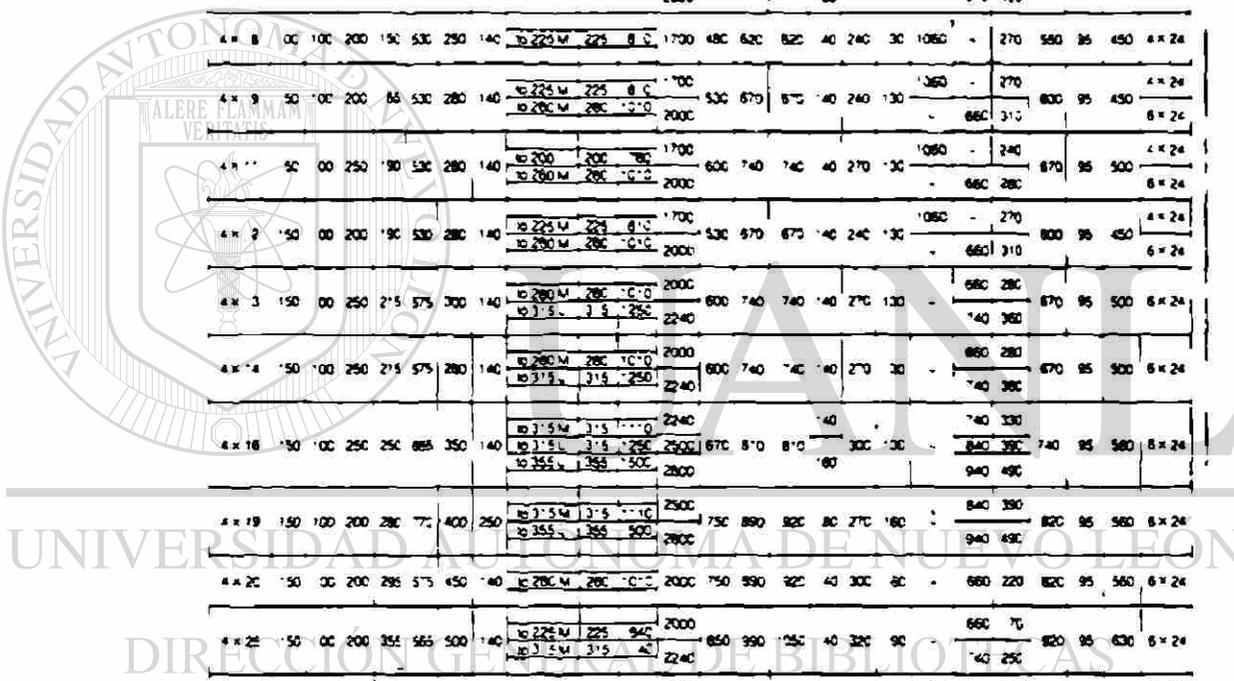
Pumpentyp	Lagerung
SVN6	SVN8
3 x 19	
4 x 16	
4 x 19	
4 x 21	
6 x 14	LAG
6 x 15	55_54
6 x 21	
6 x 11	
8 x 12	
8 x 14	
8 x 17	

Pumpentyp	Lagerung
SVN8	SVN8
4 x 26	
6 x 16	
6 x 17	LAG
8 x 19	75_62
6 x 21	
10 x 18	
6 x 26	
8 x 15	
8 x 18	LAG
6 x 22	LAG
6 x 26	75_74
10 x 20	
10 x 26	
12 x 22	LAG
12 x 23	90_90
12 x 27	

Stand 30.07.96

Continued

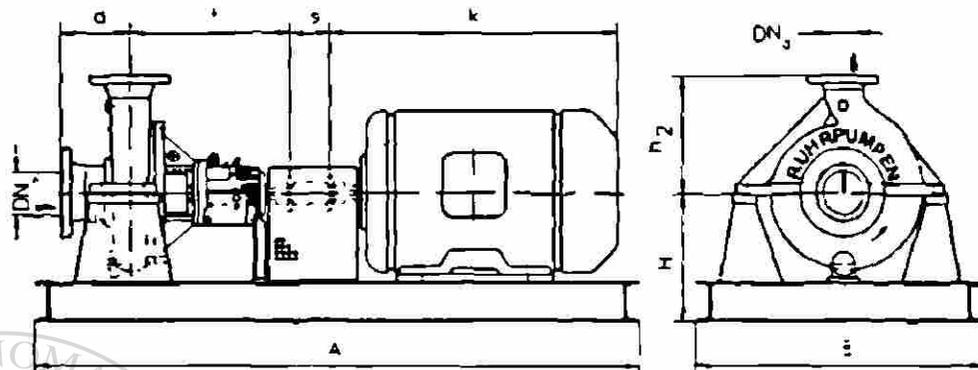
Size	R.C.M. dimensions				M.C.M. dimensions				Baseplate : mm																						
	Ch ₁	Ch ₂	a	e	n ₁	s	Size	max	min	A	B	B ₁	B ₂	C	C ₁	E	E ₁	E ₂	F	G	H	I	J	K	L	M					
3 x 11	30	80	170	17	53	280	40	10 225 M	225	80	1700	480	620	620	40	240	30	1080	-	270	550	95	450	4 x 24							
								10 280 M	280	100	2000									660	310			5 x 24							
3 x 15	50	80	240	205	865	320	140	10 250 M	250	90	2240	600	740	740	40	270	130	-	660	280			670	95	500	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									740	360										
3 x 20	50	80	200	275	77	400	250	10 250 M	250	90	2240	750	890	920	-	270	180	-	640	280			820	95	580	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									840	390										
4 x 8	50	100	200	150	530	250	140	10 225 M	225	80	1700	480	620	620	40	240	30	1080	-	270	550	95	450	4 x 24							
								10 280 M	280	100	2000									660	310										
4 x 9	50	100	200	85	530	280	140	10 225 M	225	80	1700	530	670	670	40	240	130	-	660	270			600	95	450	4 x 24					
								10 280 M	280	100	2000									660	310										
4 x 11	50	100	250	90	530	280	140	10 200 M	200	80	1700	600	740	740	40	270	130	-	1080	-	240			670	95	500	4 x 24				
								10 280 M	280	100	2000									660	280										
4 x 12	50	100	200	90	530	280	140	10 225 M	225	80	1700	530	670	670	40	240	130	-	1080	-	270			600	95	450	4 x 24				
								10 280 M	280	100	2000									660	310										
4 x 13	150	100	250	215	575	300	140	10 280 M	280	100	2000	600	740	740	40	270	130	-	660	280			670	95	500	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									740	360										
4 x 14	150	100	250	215	575	280	140	10 280 M	280	100	2000	600	740	740	40	270	130	-	660	280			670	95	500	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									740	360										
4 x 16	150	100	250	250	685	350	140	10 315 M	315	110	2500	670	810	810	-	300	130	-	640	280			740	95	580	6 x 24					
								10 355 M	355	130	2800									940	490										
4 x 19	150	100	200	280	77	400	250	10 315 M	315	110	2500	750	890	920	40	270	180	-	640	280			820	95	580	6 x 24					
								10 355 M	355	130	2800									940	490										
4 x 20	150	100	200	285	575	450	140	10 280 M	280	100	2000	750	890	920	40	300	80	-	660	220			820	95	560	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									740	360										
4 x 21	150	100	200	351	565	500	140	10 225 M	225	80	1700	650	990	1050	40	320	90	-	660	70			820	95	630	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									740	360										
6 x 9	150	50	200	185	575	300	40	10 80 M	80	20	700	530	670	670	40	240	30	-	360	-	270			600	95	450	4 x 24				
								10 280 M	280	100	2000									660	310										
6 x 11	150	50	250	200	575	350	40	10 80 M	80	20	700	600	740	740	40	270	30	-	360	-	240			670	95	500	4 x 24				
								10 280 M	280	100	2000									660	280										
6 x 12	150	50	270	220	575	350	40	10 280 M	280	100	2000	670	810	810	40	300	30	-	660	250			740	95	560	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									740	360										
6 x 14	200	50	250	225	685	350	140	10 315 M	315	110	2500	670	810	810	-	300	130	-	640	280			740	95	560	6 x 24					
								10 355 M	355	130	2800									940	490										
6 x 16	200	50	250	265	77	400	250	10 315 M	315	110	2500	750	890	920	40	270	80	-	640	280			820	95	580	6 x 24					
								10 355 M	355	130	2800									940	490										
6 x 17	200	50	250	270	77	450	250	10 315 M	315	110	2500	750	890	920	40	270	180	-	640	280			820	95	580	6 x 24					
								10 355 M	355	130	2800									940	490										
6 x 18	250	50	350	325	685	400	250	10 250 M	250	90	2240	950	1090	90	-	310	30	-	660	260			820	95	630	6 x 24					
								10 315 M	315	110	2500									940	380										
6 x 19	200	150	250	300	960	450	250	10 315 M	315	110	2500	850	990	250	40	320	90	-	940	410			820	95	630	6 x 24					
								10 400 M	400	170	3150									1060	520										



Unit Dimensions

(in mm)

End/Top Design



Pump Dimensions

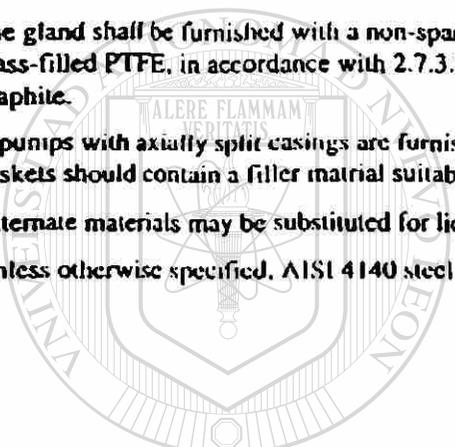
Pump Dimensions

Size	DN ₃	DN ₂	a	l	n ₂	s	Size	DN ₃	DN ₂	a	l	n ₂	s
1 x 8	50	25	170	637	250	140	6 x 9	150	150	250	740	400	200
1 x 10	80	25	170	637	280	140	6 x 11	150	150	250	740	400	200
1 x 12	80	25	170	637	300	140	6 x 12	150	150	250	740	450	200
1 1/2 x 7	80	40	170	637	250	140	6 x 14	200	150	250	755	450	200
1 1/2 x 9	80	40	170	637	250	140	6 x 15	200	150	300	755	500	200
1 1/2 x 11	80	40	170	637	300	140	6 x 16	200	150	250	822	450	280
1 1/2 x 12	100	40	170	637	300	140	6 x 17	200	150	250	822	500	280
2 x 7	80	50	170	637	250	140	6 x 21	200	150	300	755	550	200
2 x 11	80	50	170	637	300	140	6 x 26	250	150	350	887	550	280
2 x 14	100	50	200	740	350	200	8 x 11	200	200	250	755	400	200
2 x 17	100	50	200	740	400	200	8 x 12	200	200	250	755	400	200
3 x 7	100	80	170	637	300	140	8 x 14	200	200	250	755	450	200
3 x 8	100	80	170	637	300	140	8 x 15	200	200	300	887	450	280
3 x 9	150	80	200	637	300	140	8 x 17	250	200	300	755	500	200
3 x 11	100	80	200	637	350	140	8 x 18	250	200	300	887	500	280
3 x 16	150	80	250	740	450	200	8 x 19	250	150	300	822	500	280
3 x 19	150	80	250	755	450	200	8 x 21	250	150	300	882	550	280
4 x 7	150	100	200	637	300	140	8 x 22	300	200	350	822	550	280
4 x 9	150	100	220	637	325	140	8 x 26	250	200	350	822	550	280
4 x 11	150	100	250	740	350	200	10 x 14	250	250	350	740	600	200
4 x 12	150	100	250	740	400	200	10 x 18	250	250	350	822	500	280
4 x 13	150	100	250	740	400	200	10 x 20	300	250	400	887	550	280
4 x 14	150	100	250	740	400	200	10 x 26	300	250	400	977	700	355
4 x 16	150	100	250	755	450	200	12 x 22	350	300	450	977	600	355
4 x 19	150	100	250	755	500	200	12 x 23	350	300	450	977	600	355
4 x 21	150	100	280	755	550	200	12 x 27	350	300	450	977	700	355
4 x 26	150	100	250	822	550	280							

Dimensions A, B, H depending on driver and equipment
All dimensions are not obligatory!

Reference and General Notes for Table H- 1:

1. Austenitic stainless steels include ISO Types 683-13-10/19 (AISI Standard Types 302, 303, 304, 316, 321, and 347). If a particular type is desired, the purchaser will so state.
2. For vertically suspended pumps with shafts exposed to liquid and running in bushings, the shaft shall be 12 percent chrome, except for Classes S-9, A7, A-8, and D- 1. Cantilever (Type VS5) pumps may utilize AISI 4140 where the service liquid will allow.
3. Unless otherwise specified, the need for hard-facing and the specific hard-facing material for each application shall be determined by the vendor and described in the proposal. Alternatives to hard-facing may include opening running clearances (2.6.4) or the use of non-galling materials, such as Nitronic 60 and Waukesha 88, depending on the corrosiveness of the pumped liquid.
4. For Class S-6, the shaft shall be 12 percent chrome if the temperature exceeds 175°C (350°F) or if used for boiler feed service (see Appendix G, Table G-1).
5. The gland shall be furnished with a non-sparking floating throttle bushing of a material such as carbon graphite or glass-filled PTFE, in accordance with 2.7.3.20. Unless otherwise specified, the throttle bushing shall be premium carbon graphite.
6. If pumps with axially split casings are furnished, a sheet gasket suitable for the service is acceptable. Spiral wound gaskets should contain a filler material suitable for the service.
7. Alternate materials may be substituted for liquid temperatures greater than 45°C (110°F) or for other special services.
8. Unless otherwise specified, AISI 4140 steel may be used for non-wetted case and gland studs.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Table H-2—International Materials for Pump Parts

Material Class	Applications	U.S.A.		International ISO	Germany-DIN		Great Britain BSI	France AFNOR	Japan JIS
		ASTM	UNS		17007	17006			
Cast Iron	Pressure Castings	A 278 Class 30	F 12401	185Gr. 250	0.6025	GG-25	1452 Gr. 220		G 5501, FC 200
	General Castings	A 48 Class 25/30	F 11 701/ F 12 101	185Gr. 300	0.6030	GG-30	1452 Gr. 220	FLG 250/300	G 5501, FC 250/300
	Pressure Castings	A 216 Gr WCB	J 03 002		1.0619	GS-C 25	1504 161 Gr. 480	A 480 CP-M	G 5151, CI SPCPH 2
	Wrought/Forgings	A 266 Class 2	K 03506	683-18-C35	1.0402	C 22	1503 221 490	AC 48CP	G 3202, CI SPVC 2A
	Bar Stock Pressure	A 695 Gr B40	Q 10 300	683-18-C 25	1.0402	C 22		AC 48CP	G 4051, CI S2C
Carbon Steel	Bar Stock General	A 576 Gr 104.5	G 10 450	681-18-C 35e	1.0501	C 24	970 180 1350	710 C13	G 4051, CI S45C
	Bolts and Studs	A 193 Gr B7	G 41 400	3604-2-F31	1.7258	34 Cr Mo 5	1506 630 790	42 Cr Ni 4	G 4107, CI S18B7
	Nuts	A 194 Gr 2H	K 04 002	683-1-C35e	1.1181	CK35	1506 162	2C35	G 4051, CI S43C
	Flange	A 516 Gr 65/70	K 02 403/ K 02 700		1.0354	St. 37.0	10028 265 10028 295	P295 GH	G 3106, Gr S1400B
	Pipe	A 106 Gr B	K 03 006		1.0305	St. 35.8	1501 161 410	TU 42C	G3456, Gr STPT 370A10
	Fittings	A 105	K 03 504		1.0308	St. 35.0	1503 221 490	AF 48N	G 4051, CI S25C
	Bar Stock	A 534 CLASS BB	G 41 400x	683-2-3	1.7225	42 Cr Mo 4	970 308 M 40	42 Cr Mo 4	G 4105, CI SCM 440
	Bolts and Studs	A 193 Gr B7	G 41 400		1.7711	40 Cr Mo V 4.7	1506 630 790	42 Cr V D 4	G 4107, CI S18B16
	Nuts	A 194 Gr 2H	K 04 002	2604-2-F31	1.7258	34 Cr Mo 5	1506 162	45 D2	G 4051, CI S45C
	Pressure Castings	A 217 Gr CA 15	J 91 150		1.4008	G-X 8 Cr Ni 13	1504 420 C29	Z 12 C13 - M	G 5121, CI SCS 1
12% Chrome Steel	Wrought/Forgings Pressure	A 487 Gr C68NiM	J 91 540		1.4313	G-X 5 Cr Ni 13.4	1504 423 C11	Z 6 CN 1304 - M	G 5121, CI SCS 6
	Wrought/Forgings General	A 182 Gr F68 Class I	S 41 000	683-13-3	1.4006	X 10 Cr 13	1503 410 S21	Z 10 C13	G 3214, CI SUS F6 B
	Wrought/Forgings Pressure	A 182 Gr F 6 NM	S 41 500		1.4313	X 4 Cr Ni 13.4	Z 6 CN 13-D4	Z 6 CN 13-D4	G 3214, CI SUS F6 NM
	Wrought/Forgings General	A 473 Type 410	S 41 000	683-11-3	1.4313	X 4 Cr Ni 13.4	970 410 S21	Z 6 CN 13-D4	G 3214, CI SUS F6 NM
	Bar Stock Pressure	A 479 Type 410	S 41 000	683-11-4	1.4006	X 10 Cr 13	1503 420 C29	Z 10 C13	G 4303 or 410
	Bar Stock General	A 276 Type 410	S 41 400						
	Bar Stock/Forgings Wear Parts	A 276 Type 420	S 42 000	683-11-4	1.4021	X 20 Cr 13	970 420 S37	Z 20 C13	G 4303, Gr SUS 403 or 420
	Bolts and Studs	A 473 Type 416	S 41 000		1.4923	X 22 Cr Ni 12.1	1506 410 S21 760	Z 13 C13	G 4303, Gr SUS 403 or 420
	Nuts	A 194 Gr 6	S 41 000		1.4923	X 22 Cr Ni 12.1	1506 410 S21 760	Z 13 C13	G 4303, Gr SUS 403 or 420
	Flange	A 240 Type 410	S 41 000	683-13-3	1.4006	X 10 Cr 13	970 410 S21	Z 13 C13	G 4304 / 4305 or 410

Table H-2—International Materials for Pump Parts (Continued)

Material Class	Applications	U.S.A.		International ISO	Germany-DIN		Great Britain BSI	France AFNOR	Japan JIS
		ASTM	UNS		17007	17006			
Austenitic Stainless Steel	Pressure Castings	A 351 Gr CF3	S 192 500	683-13-10	1.4306	G-X 2 Cr Ni N 18 9	1504-304-C12	Z2 CN 18-10M	G 3121, C1 SCS1 2A
		A 743 Gr CF3	S 192 800	683-13-19	1.4404	G-X 2 Cr Ni Mo N 18 10	1504-316-C12	Z3 CND 18-12	G 3121, C1 SCS1 2A 02N
	Wrought/Forgings	A 351 Gr CF3M	S 30 403	683-13-10	1.4306	X 2 Cr Ni 19 11	1503 304 S11	Z3 CN 18-10	G 3314, C1 SUS F 304 L
		A 744 Gr CF3M	S 31 603	683-13-19	1.4404	X 2 Cr Ni Mo 17 13 2	1503 316 S11	Z3 CND 17-12-02	G 3214, C1 SUS F 316 L
	Bar Stock	A 182 Gr F 304L	S 30 403	683-13-10	1.4306	X 2 Cr Ni 19 11	970 304 S11	Z3 CN 18-10	G 4303, SUS F 304 L
		A 479 Type 316L	S 31 603	683-13-19	1.4404	X 2 Cr Ni Mo 17 13 2	970 316 S11	Z3 CND-17-12-02	G 4303, SUS F 316 L
	Plate	A 479 Type 304L	S 30 403	683-13-10	1.4306	X 2 Cr Ni 19 11	970 304 S11	Z3 CN 18-10	A 479 TY X M 19
		A 182 Gr F 304L	S 31 603	683-13-19	1.4404	X 2 Cr Ni Mo 17 13 2	970 316 S11	Z3 CNP 17-12-02	G 4304S, Gr 304L / 316L
	Pipe	A 312 Type 304L	S 30 403	683-13-10	1.4306	X 2 Cr Ni 19 11	3605 304 S11	TU22 CN 18-10	G 3459, Gr 304L TP 316L TP
		A 312 Type 316L	S 31 603	683-13-19	1.4404	X 2 Cr Ni Mo 17 13 2	3605 316 S11	TU22 CND 17-12-02	G 3214, Gr SLS 304L / 316L
Bolts and Nuts	A 182 Gr F 304L	S 30 403	683-13-10	1.4306	X 2 Cr Ni 19 11	1503 304 S11	Z3 CN 18-10	G 4303, Gr SCS 316	
	A 193 Gr B 8 M	S 31 600	683-1-21	1.4571	X 6 Cr Ni Mo Ti 17 12 2	1506 316 S31	Z 6 CN DT 17 12	G 4303, Gr SCS 316	
Pressure Castings	A 194 Gr B 8 M	S 31 600	683-1-21	1.4571	X 6 Cr Ni Mo Ti 17 12 2	1506 316 S31	Z 6 CN DT 17 12	G 4303, Gr SCS 316	
	A 890 Gr 3A	J933371		1.4468	G-X 3 Cr Ni Mo N 26 6 3		Z6 CND 26-3-02M	G 5121, C1 SCS 11	
Wrought/Forgings	A 351 Gr CD4 NiCu	J93370		1.4517	G-X 3 Cr Ni Mo Cu N 26 6 3 3		Z3 CNDU 26-05M	A 351, Gr CD 4 NiCu	
	A 182 Gr F 51	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5	1503 318 S13	Z3 CND 22-05AZ	G 4319, C1 SUS 329	
Bar Stock	A 276-S31803	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5		Z3 CND 22-05AZ	G 4303, Gr SLS 329 Gr SLS 329	
	A 240-S31803	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5		Z3 CND 22-05AZ	G 4303, Gr SLS 329	
Plate	A 290-S31803	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5		Z3 CND 22-05AZ	G 4303, Gr SLS 329	
	A 182 Gr F 51	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5	1503 318-S13	Z3 CND 22-05AZ	G 4303, Gr SLS 329	
Bolts and Nuts	A 276-S31803	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5		Z3 CND 22-05AZ	G 4303, Gr SLS 329	
	A 276-S31803	S 31 803	683-13-19	1.4462	X 2 Cr Ni Mo N 22 5		Z3 CND 22-05AZ	G 4303, Gr SLS 329	

Note: This table lists corresponding (not necessarily equivalent) International Materials which may be acceptable with the purchaser's approval. These materials represent family/type and grade only. Final condition or hardness level (where appropriate) is not specified. Materials listed for pressure applications may be utilized for non-pressure applications. All wear part material combinations must be selected in accordance with the requirements of 2.6.4.2.

†Not suitable for shafts

*Special, normally use AISI 4140

‡UNS (unified numbering system) designation for chemistry only

§Niurene 50 or equivalent.

Table H-3—Miscellaneous Materials

Material	Typical Description
304 stainless steel	ASTM B73, UNS 3020 (wrought), ASTM A744, Grade CN7M (cast)
Aluminum	ASTM B23, Grades 1–9, as required by vendor for service conditions
Brass	UNS C87200 (silicon bronze), C90700 or C92200 (tin bronze), C95200 (aluminum bronze) or C95800 (nickel aluminum bronze)
Carbon	Suitable mechanical carbon as recommended by vendor for the service conditions
Reinforced carbon	Carbon with an appropriate filler material (usually metal) to enhance its mechanical properties
Elastomer (FKM)	ASTM D1418 FKM elastomer, such as DuPont Viton
Flexible graphite	Union Carbide Grafoil (or the equivalent)
Coating	Stellite (Cobalt Corp.) (or the equivalent), Colmonoy (Wall-Colmonoy Corp.) (or the equivalent), Type 3 tungsten carbide, etc.; overlay-weld deposit of 0.8 mm (0.030 in.) minimum finished thickness, or, if available, a solid cast part of equal material may be substituted. Type 1 tungsten carbide—as required for service conditions, with cobalt binder (solid part, not overlay); Type 2 tungsten carbide—as required for service conditions, with nickel binder (solid part, not overlay); Type 3 tungsten carbide—sprayed overlay as required for service conditions, minimum thickness of 0.8 mm (0.030 in.)
Low carbon nickel molybdenum chrome alloy	Hastelloy (Cobalt Corp.) Alloy C-276 (or the equivalent); ASTM B564, UNS N10276 (forgings) ASTM B574, UNS N10276 (bar and rod) ASTM B575, UNS N10276 (plate, sheet, and strip) ASTM A494, Grade CW-2M (weldable cast)
Nickel copper alloy	Monel (Huntington Alloys) Alloy 400 (or the equivalent); ASTM B564, UNS N04400 (forgings) ASTM B164, Class A, UNS N04400 (bar and rod) ASTM B127, UNS N04400 (plate, sheet, and strip) ASTM A494, Grade M30C (weldable cast)
Ni resist	ASTM A436, Type 1, 2, or 3, UNS F41000 / F41002 / F41004 respectively (austenitic cast iron); ASTM A439, Type D2, UNS F43000 (austenitic ductile iron)
Nitrile	B. F. Goodrich Hycar, Buna N (or the equivalent)
Perfluoroelastomer (FFKM)	ASTM D1418 FFKM elastomer, such as DuPont Kalrez
Polytetrafluoroethylene (PTFE)	DuPont Teflon or similar material
Glass filled PTFE	25 percent glass filled polytetrafluoroethylene
Precipitation hardening nickel alloy	Inconel (Huntington Alloys) Alloy 718 (or the equivalent); ASTM B637, UNS N07718 (forgings and bars) ASTM B670, UNS N07718 (plate, sheet, and strip)
Precipitation hardening stainless steel	ASTM A564, Grade 630, UNS S17400 or Grade 631, UNS 17700 (wrought) ASTM A747, Grade CB7Cu-1, UNS J92180 (cast)
Sheet gasket	Long fiber material with synthetic rubber binder suitable for service conditions, or spiral wound stainless steel and equal gasket material
Silicon carbide (SiC)	Reaction bonded silicon carbide (RBSiC) or self sintered silicon carbide (SSSiC)—see API Standard 682 for SiC application guidelines in mechanical seals

BIBLIOGRAFIA.

1. Centrifugal Pumps For Petroleum, Heduy Duty Chemical and Gas Industry Services.

API Standar 610, 8 Ed. August, 1995.

Autor : American Petroleum Institute.

2. Standares del ASME (American Standars Of Mechanics Engineers).

Autor : ASME.

3. Hydraulic Institute Standars For Centrifugal, Rotary And Reciprocanting Pumps.

Autor : Hydraulic Institute.

4. Bombas Centrifugas.

Autor : Igor Karassik

5. Bombas.

Autor : Manuel Viejo Zubicaray.

6. Bombas Su Selección y Aplicación.

Autor : G.T. Hicks.

7. Turbo Máquinas Hidráulicas.

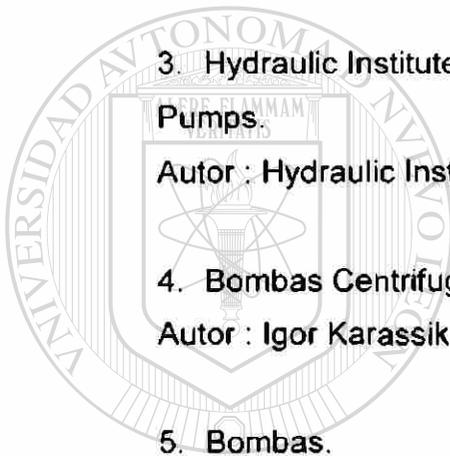
Autor : Manuel Polo Encinas.

8. Manual de Hidráulica.

Autor : H.W. King y Bkatbt.

9. Manual de Bombas e Hidráulica.

Autor : Crane Deming.



UANL

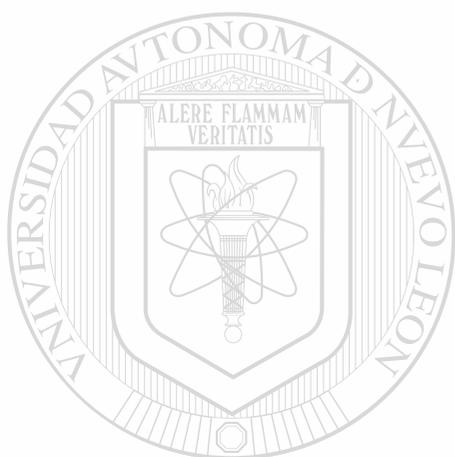
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



10. Manuales Técnicos de Bombas Centrifugas.

Autor : Worthington-Deming de México.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CURRICULUM VITAE

1. **Nombre:** José Encarnación Castillo Barrera
 2. **Dirección:** Jardín de las Delicias, No. 4016, Col. R. Lincoln
 Monterrey, N.L.
 3. **Fecha de Nacimiento:** 24 de Enero de 1951
 4. **Lugar de Nacimiento:** Parras de la Fuente Coahuila
 5. **Edad:** 47 años
 6. **Estatura:** 1.69 mts.
 7. **Peso:** 73 kgs.
 8. **Nacionalidad:** Mexicano
 9. **Estado Civil:** Casado.
 10. **Religión:** Católico

11. Datos Familiares:

Parentesco	Nombre	Fecha de Nacimiento	Ocupación
Esposa	Irma Ibarra de Castillo	4 de Diciembre de 1952	Ama de Casa
Hijo	José Eliud Castillo Ibarra	29 de Diciembre de 1979	Estudiante
Hija	Dalia Carolina Castillo Ibarra	28 de Junio de 1982	Estudiante
Hijo	Héctor Castillo Ibarra	12 de Julio de 1986	Estudiante

12. Formación Académica :

Escuela	Formación	Periodo
Genaro Leal Garza (Mty., N.L.)	Primaria	1957 – 1963
Secundaria No. 3 Prof. Plinio D. Ordoñez (Mty., N.L.)	Secundaria	1963 – 1966
Preparatoria No. 1 U.A.N.L.	Bachilleres	1966 – 1968
F.I.M.E. U.A.N.L.	Licenciatura	1968 – 1973
F.I.M.E. U.A.N.L.	Maestría	1974 – 1985

13. Idiomas :

Inglés 50%

14. Cursos y Seminarios :

	Fecha
Automatización Neumática (FESTO PNEUMATIC S.A., Mty., N.L.)	Enero de 1980
Ingeniería de los Sistemas de Tuberías (INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO, Mty., N.L.)	Diciembre de 1985
Curso de Introducción a las Microcomputadoras (CARPLASTIC S.A. Mty., N.L.)	Abril de 1989
Curso de Word Perfect (CARPLASTIC S.A. Mty., N.L.)	Mayo de 1989

15. Experiencia Académica:

Lugar	Puesto	Fecha
F.I.M.E. U.A.N.L.	Instructor de Laboratorio	1972 – 1973
F.I.M.E. U.A.N.L.	Maestro por Horas	1974 – 1978
Preparatoria No. 1 U.A.N.L.	Maestro por Horas	1974 – 1986
F.I.M.E. U.A.N.L.	Maestro de Planta	1979 – a la Fecha
F.I.M.E. U.A.N.L.	Jefe del Depto. De Fluidos	1985 – 1987

16. Experiencia Laboral:

Puesto	Empresa	Fecha
Ing. Electromecánico	ARMOR INGENIERIA S.A.	1983 – 1985
Ing. De Diseño Mecánico	CARPLASTIC S.A.	1986 – 1992
Gerente Técnico	AKUA TECNOSISTEMAS	1993 – 1994
Asesor Consultor Industrial	CATERPILLAR S.A.	1994 – a la Fecha



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



