

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 normatización 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")

.

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.

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

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

Limites de temperatura de diseño:

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

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

El enchaquetado tendrá su propia temperatura de operación.

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

1- ENSAMBLE DE PRENSAESTOPAS:

Se sigue el siguiente procedimiento:

INTRODUCCIÓN:

Este análisis de diseño mostrara 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 mostraran 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 limite 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:

$$b_o = \text{Ancho del asentamiento básico del empaque.}$$

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

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 = Día. 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:

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

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

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

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 W_{m1} o la W_{m2}

Por lo tanto:

$$W = W_{m1} = 62,323.3 \text{ LBS}$$

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. $\frac{(10.50 - 8.843)}{2} = 0.828$ 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
 $d = (d_1 - d_2)$ = Diámetro Interno
 C = Factor basado en método interno
 P = Presión de diseño
 S = Esfuerzo límite máximo
 E = Factor de calidad de modelo

Entonces:

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

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

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

Espesor actual = 0.375 > 0.281 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 límite 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, S_g 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.

$$S_g \text{ Estara entre } 10,000 \text{ ---> } 25,000 \text{ PSI}$$

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

Donde:

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

do= Diametro exterior de la empaquetadura (pulg)

d1= Diametro interior de la empaquetadura (pulg)

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

$$Sg = (Ab)(Sa)/[0.785(do - 0.125)^2 - (d1)^2]$$

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

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

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 hidrostatica a 1.5 veces la presion de diseño.

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



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 Umblla	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



centrifugal pumps nomenclature

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	El Disch	An elbow in an axial flow mixed flow or turbine pump by which the liquid leaves the pump.
Elbow, Suction	57	El 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	Flg Blk	A solid disc to block the passage of liquid.
Flange, Top Column	189	Flg 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.

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 Dvr	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 Uptr 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 Uptr 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.

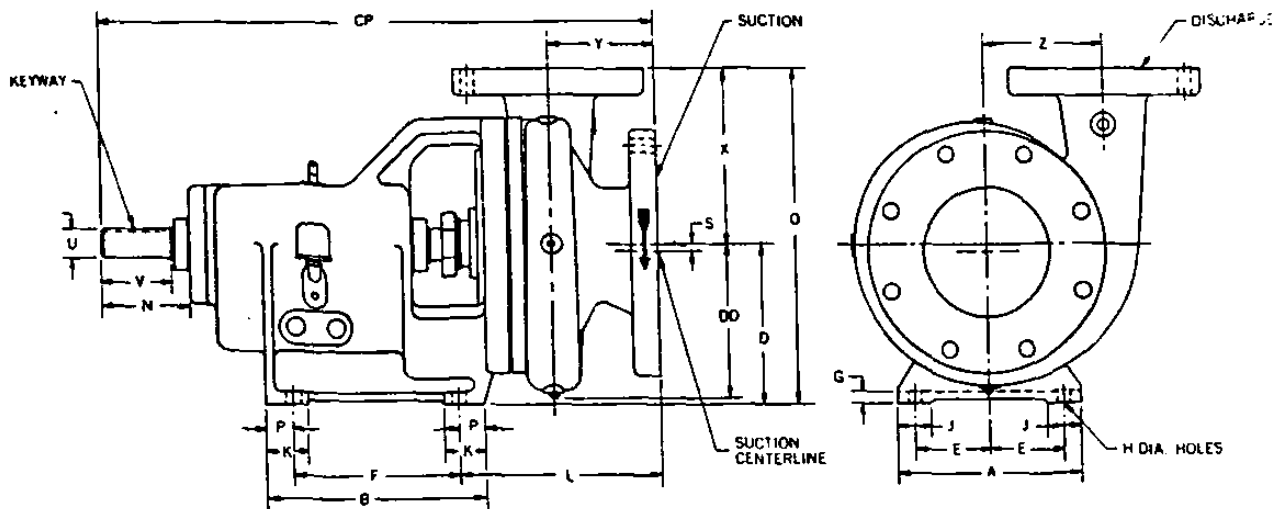


Fig. 30 OVERHUNG IMPELLER, SEPARATELY COUPLED, SINGLE STAGE, FRAME MOUNTED

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

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.

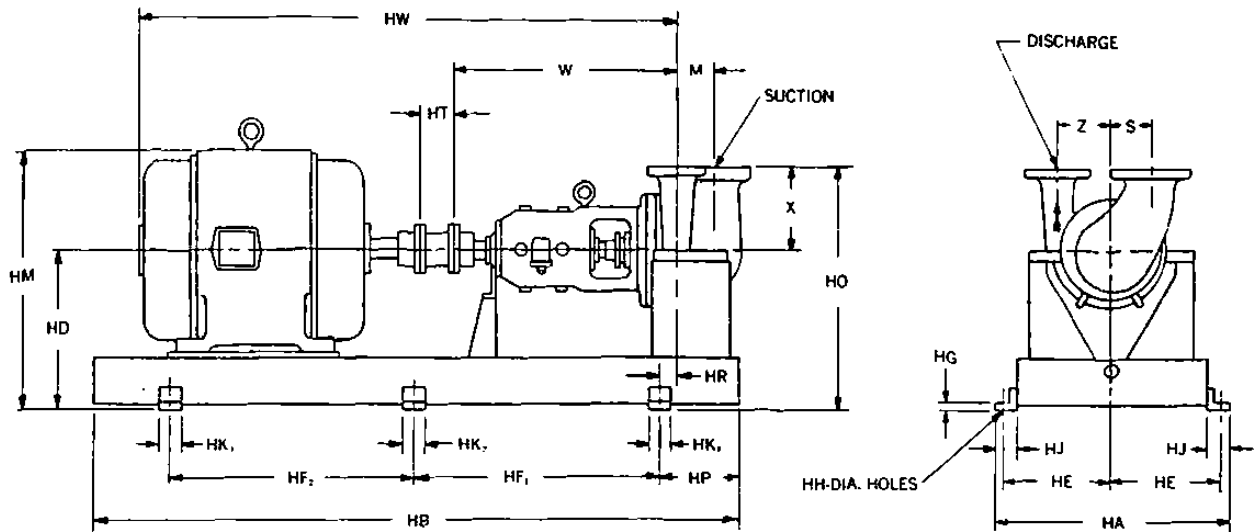


Fig. 35 OVERHUNG IMPELLER, SEPARATELY COUPLED, SINGLE STAGE, CENTERLINE MOUNTED PUMP ON BASEPLATE (TOP SUCTION)

- | | |
|---|--|
| 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. |
| HF — 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.

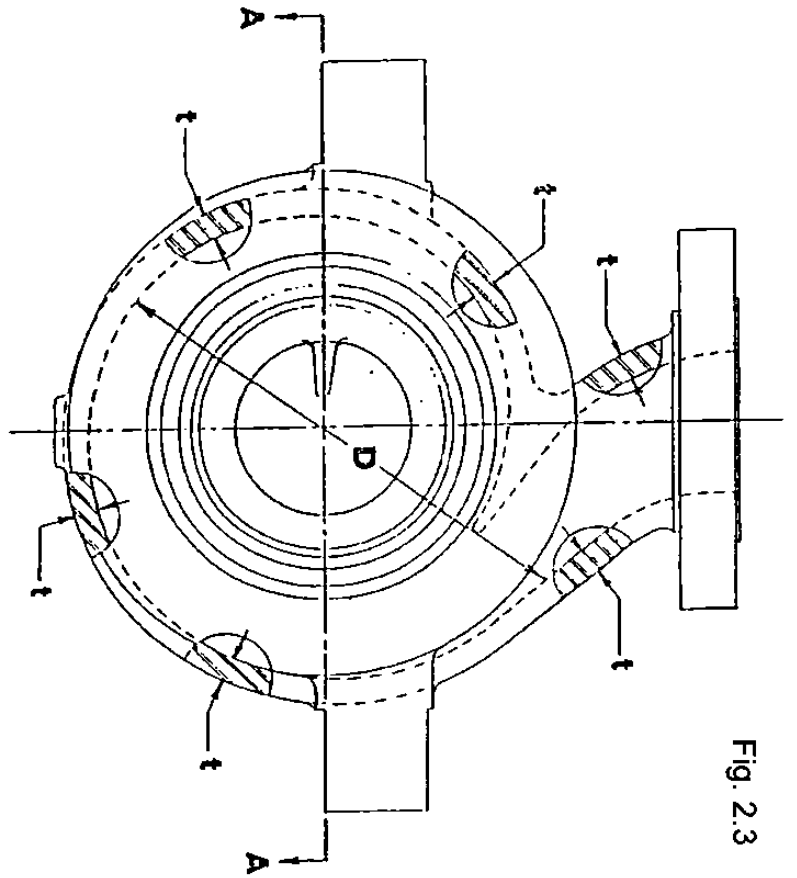


Fig. 2.3

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.

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

where:

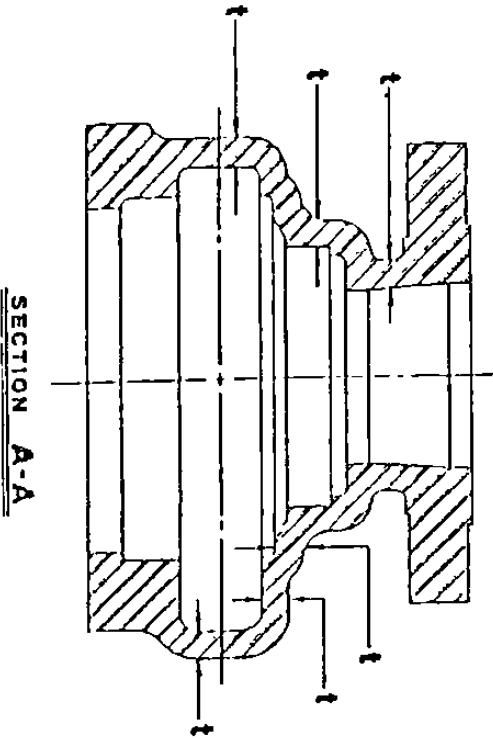
- P = Casing Design Pressure
- D = Inside Diameter as shown on case thickness dwg
- S = ASME Code Allowable Stress
- E = ASTM A216 GR WCB = 17,500 PSI
- CA = Corrosion Allowance = 0.125

then,

$$t = \frac{17351D}{2(17500)(0.8 \cdot 0.2(1735))} + .125$$

$$= \frac{17351D}{27853} + .125 = .0264 D + 0.125$$

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



PUMP SIZE: _____

VOLUTE CASE THICKNESS DRAWING	
DATE: _____	SCALE: _____
FIGURE 1	

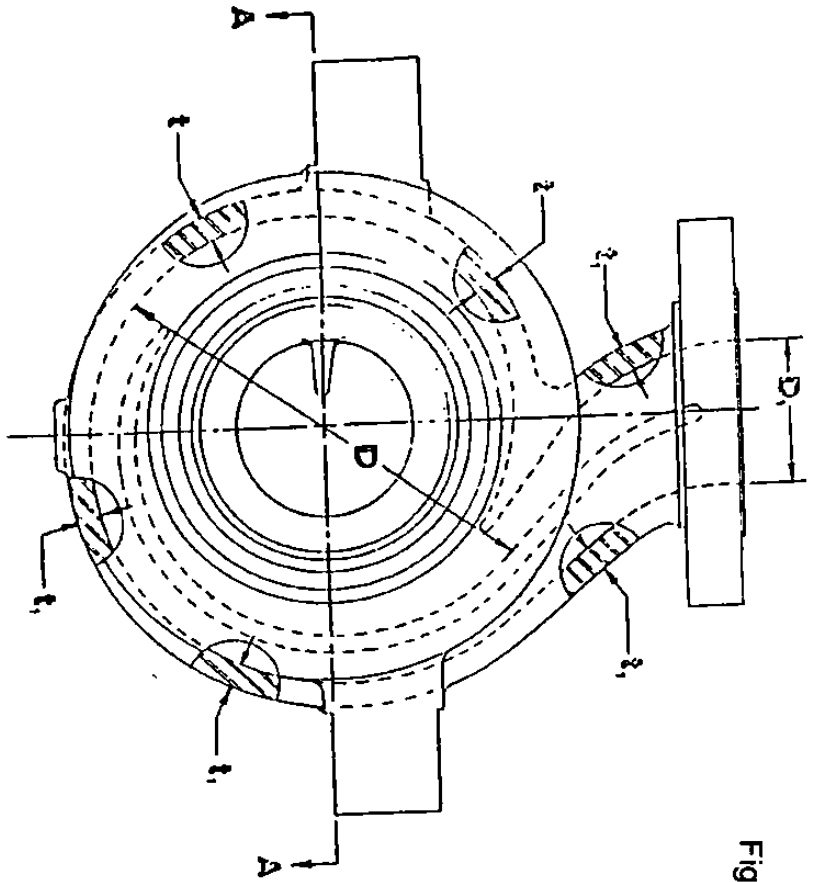
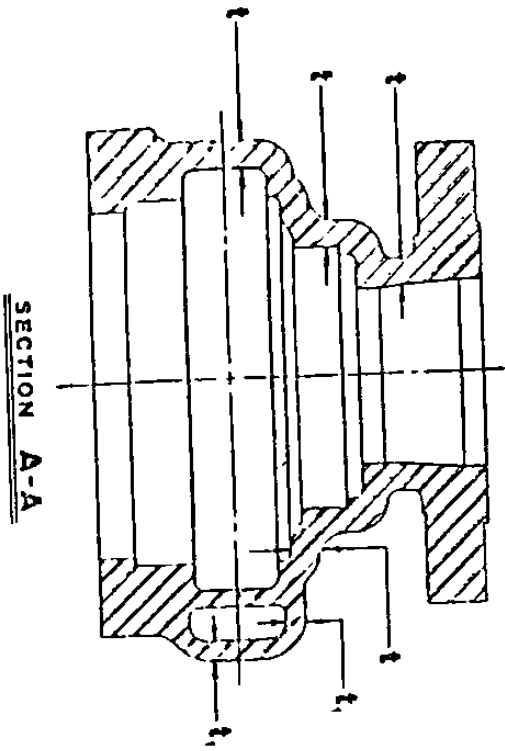


Fig. 2.4



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 dwg
- S = ASME Code Allowable Stress
- (ASTM A216 GR WCB = 17,500 PSI)

- E = Casting Factor
- CA = Corrosion Allowance = 0.125

then,

$$t = \frac{17,500 D}{2(17,500/0.8 - 0.2(17,500))} + .125$$

$$= \frac{17,500 D}{27,853} + .125 = .0264 D + 0.125$$

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

PUMP SIZE:

VOLUTE CASE THICKNESS DRAWING	
	FIGURE 2

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:

Tipo de succión

- Simple succión
- Doble succión

Forma de las aspas

- 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.

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 (Ns): 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 centrifugas 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, determinaran finalmente, que materiales son los mas 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 centrifugo 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.

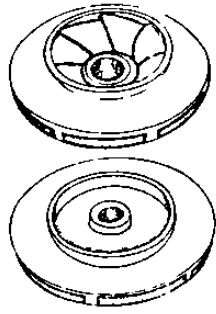
Debe recordarse que el conjunto del impulsor debe sostenerse axialmente por medio de tuercas de flecha y/o manguitos de flecha que estén sujetos a la misma por medio de tuercas exteriores; si el conjunto axial está diseñado para apretarse cuando está frío, la expansión desigual del cubo del impulsor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

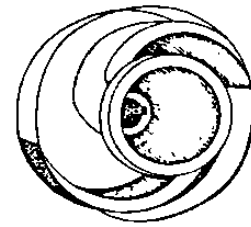
El uso del bronce en los impulsores esta limitado por el efecto de las velocidades periféricas; el esfuerzo centrifugo ejercido en un impulsor y el estiramiento resultante en el cubo del impulsor pueden a llegar a ser muy apreciables a las velocidades elevadas periféricas de las bombas modernas de alta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

3.5 Figuras de impulsores

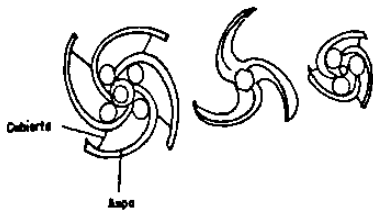
(Figuras 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4)



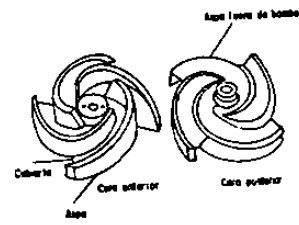
Impulsores Cerrados



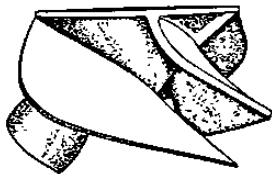
Impulsor Tipo Inatascable



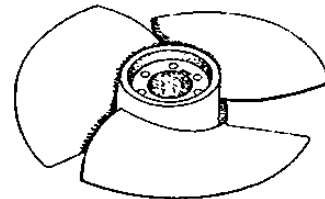
Impulsor Abierto



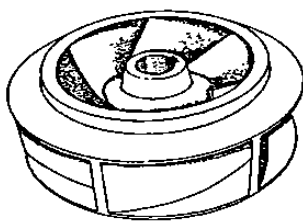
Impulsor Semiabierto



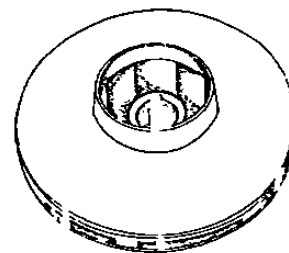
Impulsor de Flujo Mixto



Impulsor Axial

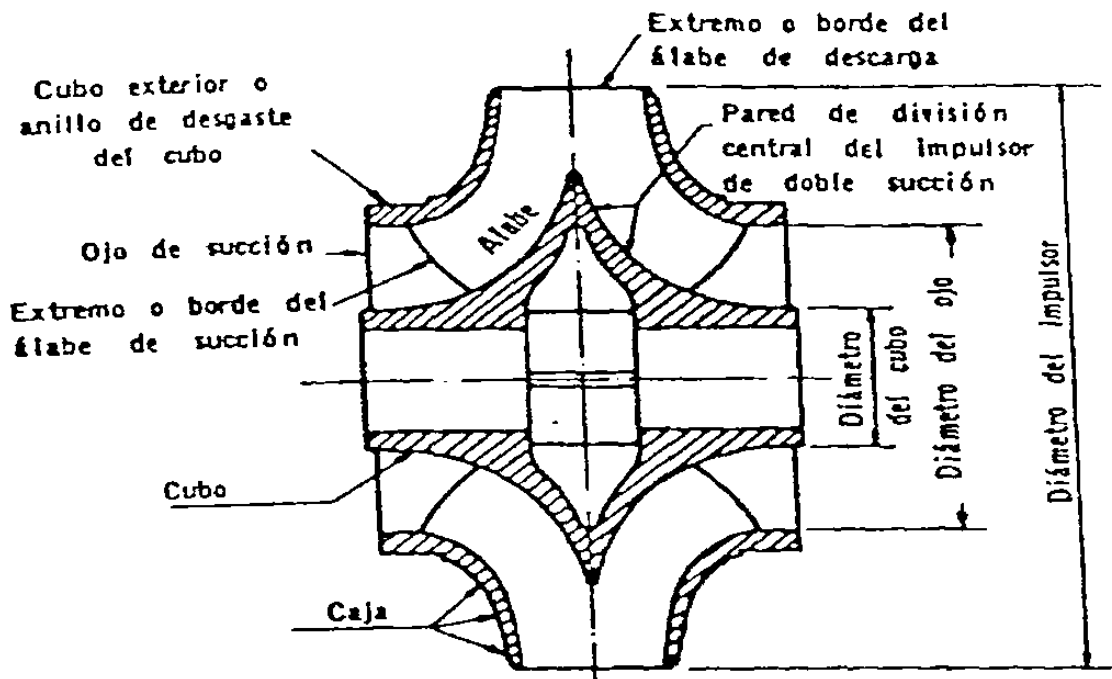


Impulsor Tipo Francis

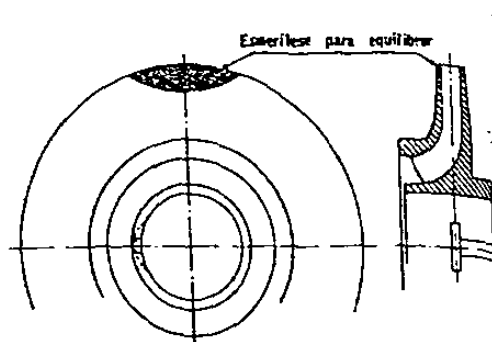


Impulsor de Aspas Curvas Radiales

Fig 3.1

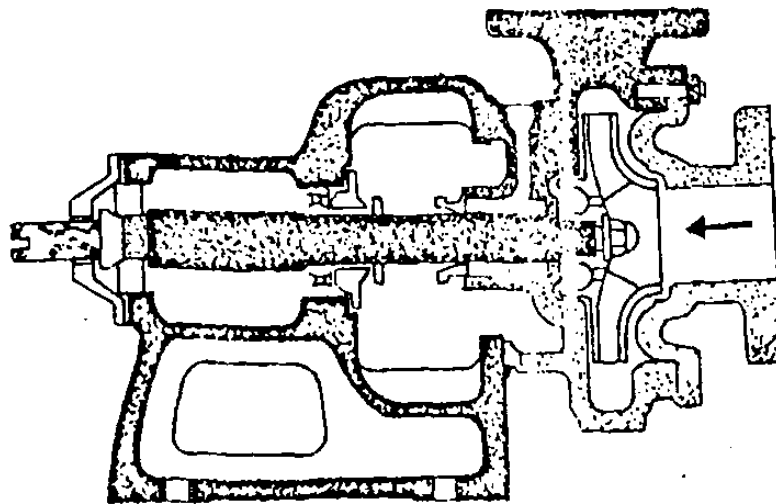


Partes de un Impulsor de doble Admisión.

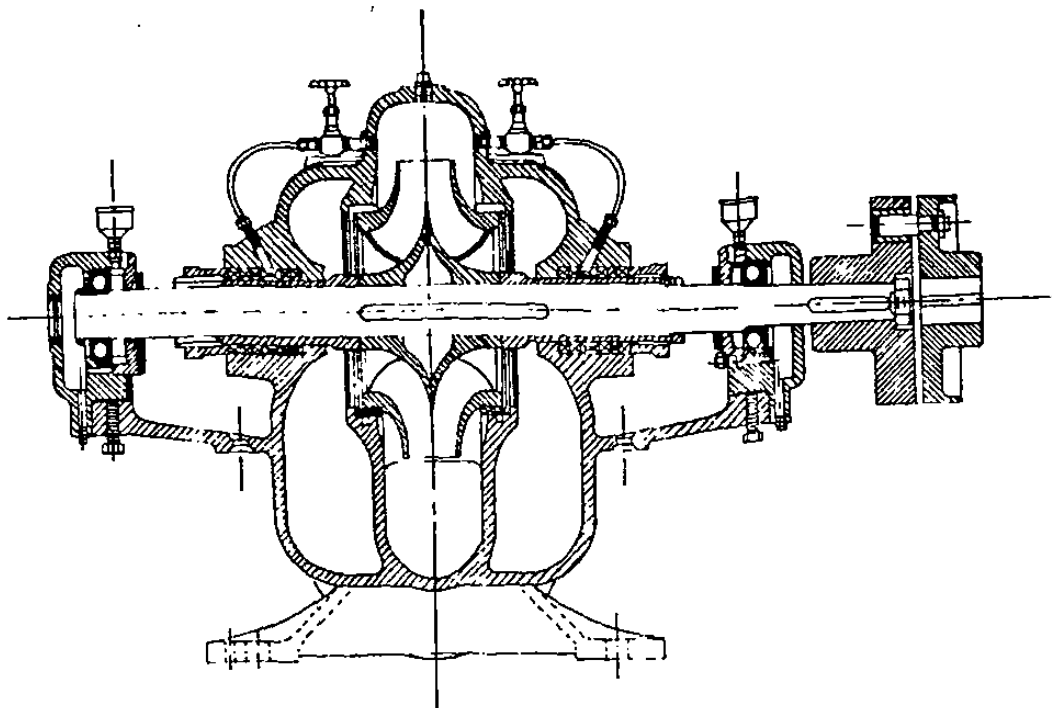


Método para Balancear un Impulsor

Fig. 3.2

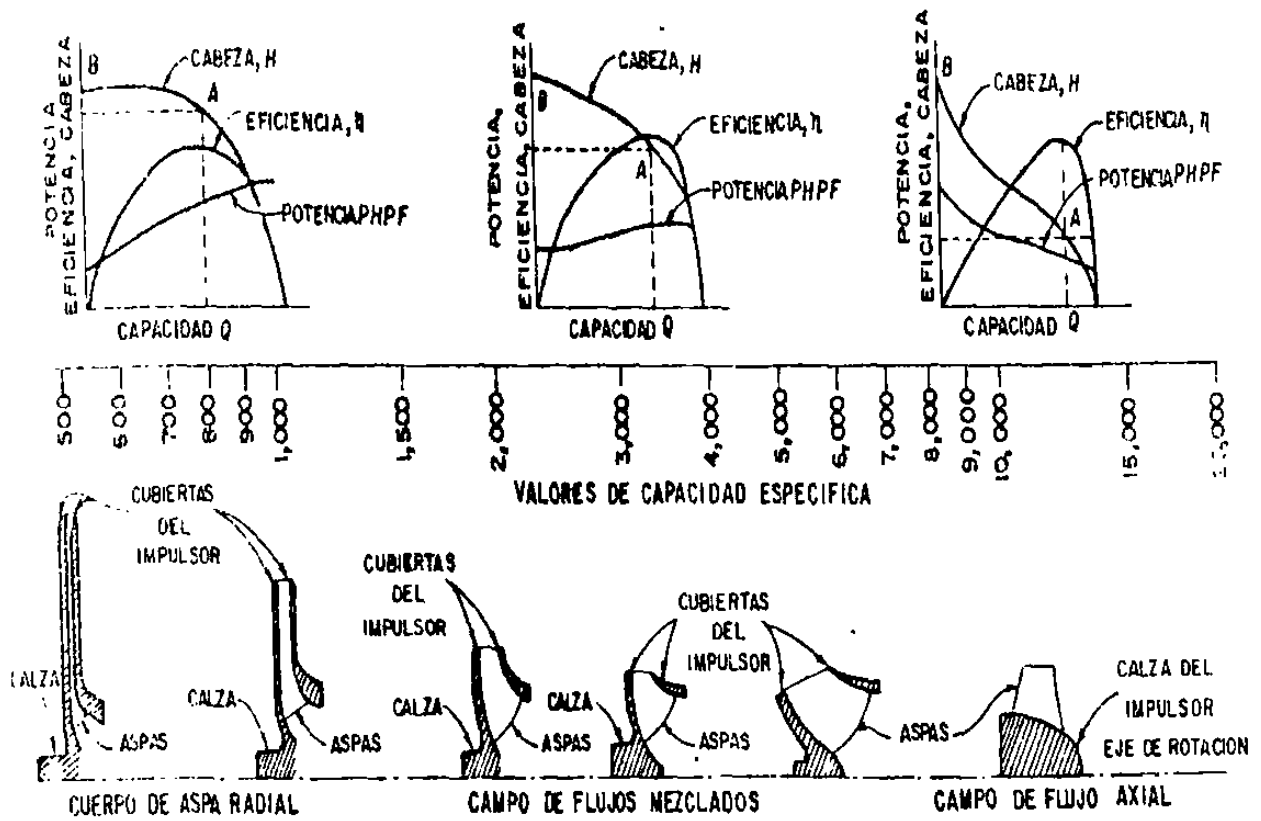


Impulsor de Simple Succión



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 del 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% más de la velocidad máxima de operación
6. Todos los ejes tendrán un respaldo radial, el cual hará más grande y práctico y terminará 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:

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 sería 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 utilizarán 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 G.P.M.

C.D.T. = 220 pies

Nb = 55%

$$\text{B.H.P.} = \frac{(220)(220)}{(3960)(0.55)}$$

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

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:

$$\text{B.H.P.} = \frac{(220)(220)(2.5)}{(3,960)(0.55)}$$

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

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:

$$S_v = \frac{(321,000)(\text{HP})}{(d)^3 (\text{R.P.M.})}$$

Donde:

Sv = 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 deflexión 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 deflexión máxima de la flecha será como sigue:

$$Y = F/3E [(N^3/I_n)+(M^3-N^3/I_m)+(L^3-M^3/I_r)+(L^2X/x)]$$

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.

I_n = Momento de inercia del diámetro D_n

I_m = Momento de inercia del diámetro D_m

I_l = 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 centrifuga 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 carcaza 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. Stepannof 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 él 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 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 correlatorio 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 varia según el fabricante y el tipo de bomba; en las centrifugas 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.

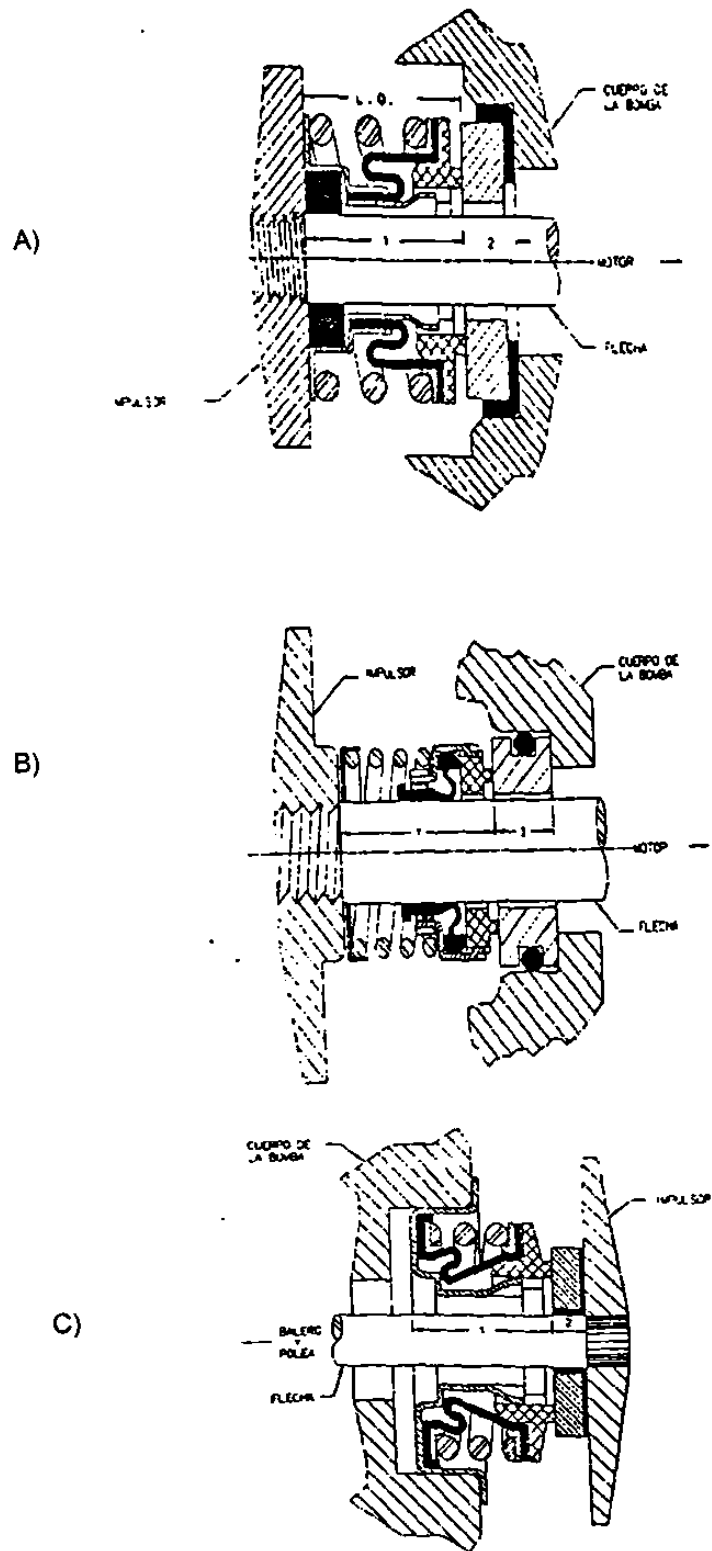
Si se trata de un liquido muy corrosivo se usan ejes de acero inoxidable o de metal monel.

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.

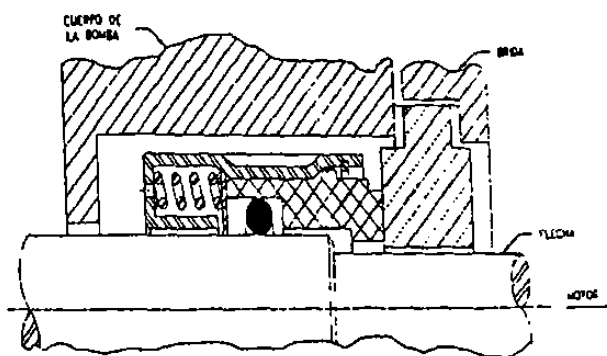
4.5 Figuras de flechas



Sellos Mecánicos

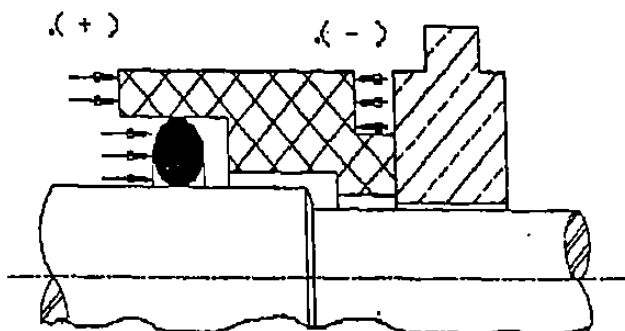
Fig 4.1

D)



Sello Balanceado Mecánico

E)



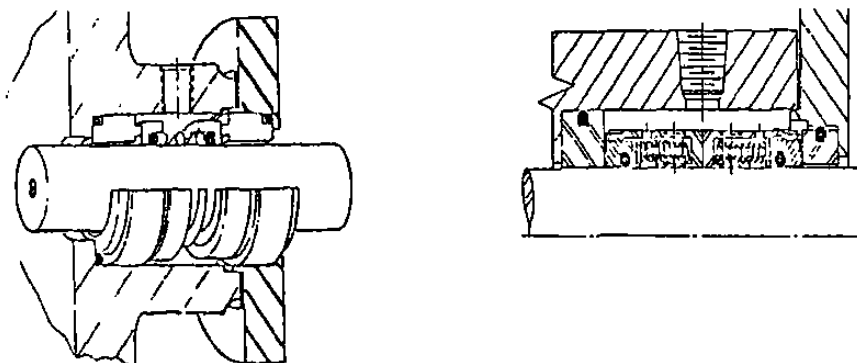
Detalle de Sello Mecánico Balanceado

F)



Sellos Internos y Externos

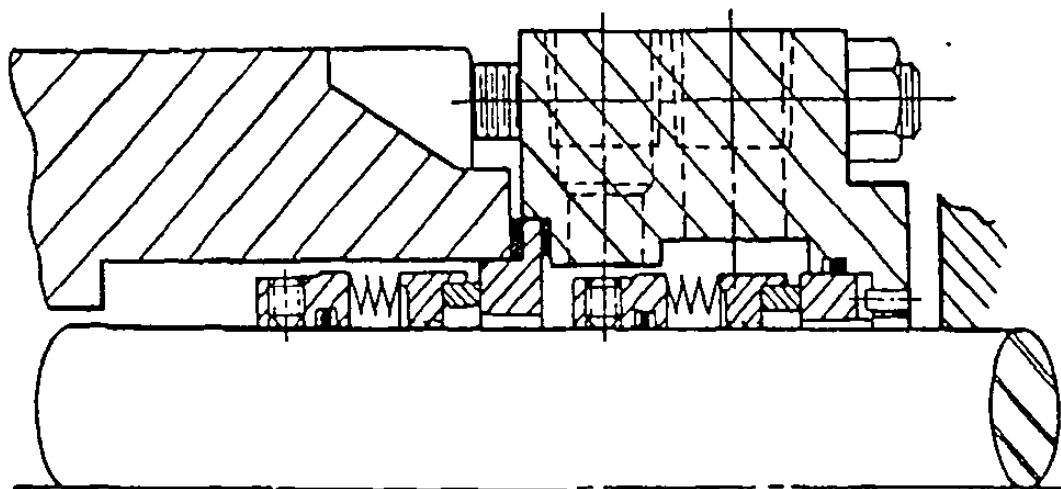
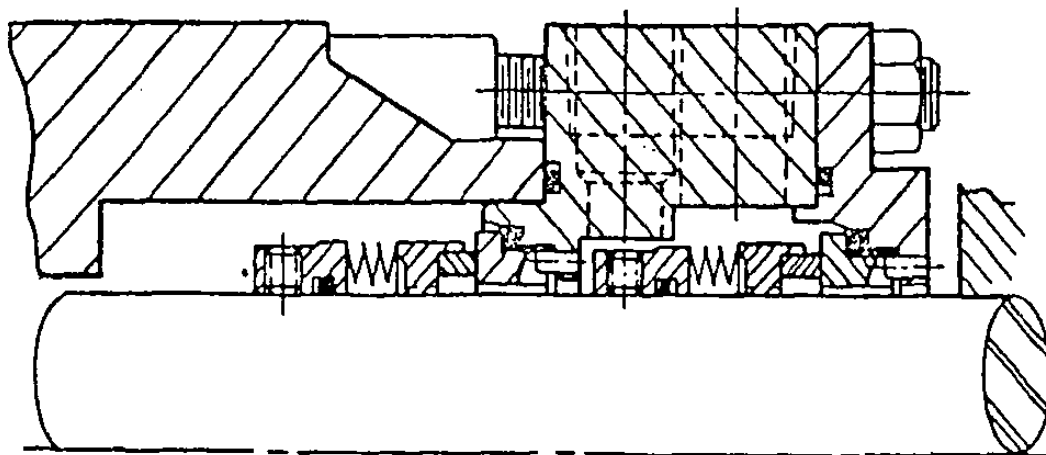
G)



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.

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.

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 fabricación 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 construcción 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 dinamica, en newtons

P= Carga dinamica equivalente en newtons

p= Exponente de la formula 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 funcion de la duración L₁₀ para rodamientos que funcionen a velocidad constante, sera más conveniente expresar la duracion 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:

L_{10h} Vida nominal, en horas de servicio

n Velocidad de giro, en RPM

La vida L_{10h} en funcion de la seguridad de carga C/P y la velocidad de rotacion (n) pueden obtenerse de la gráfica y de las tablas antes mencionadas.

5.3 Lubricacion 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.

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.

Métodos 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 proximos a 100°C debe cambiarse el aceite cada 3 meses.

Para lubricación por circulación de aceite; el intervalo entre 2 cambios tambien 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

Cálculo de la vida

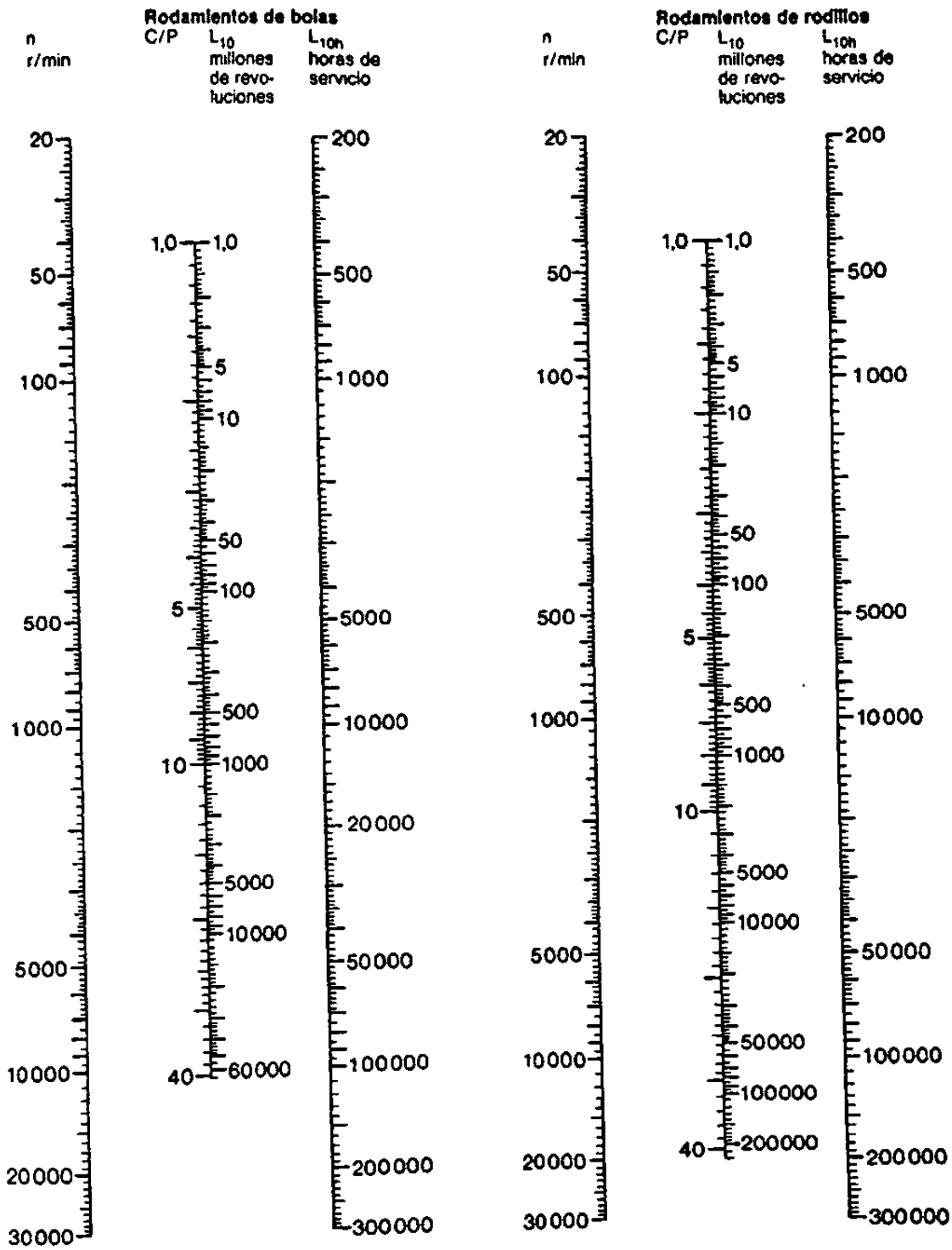


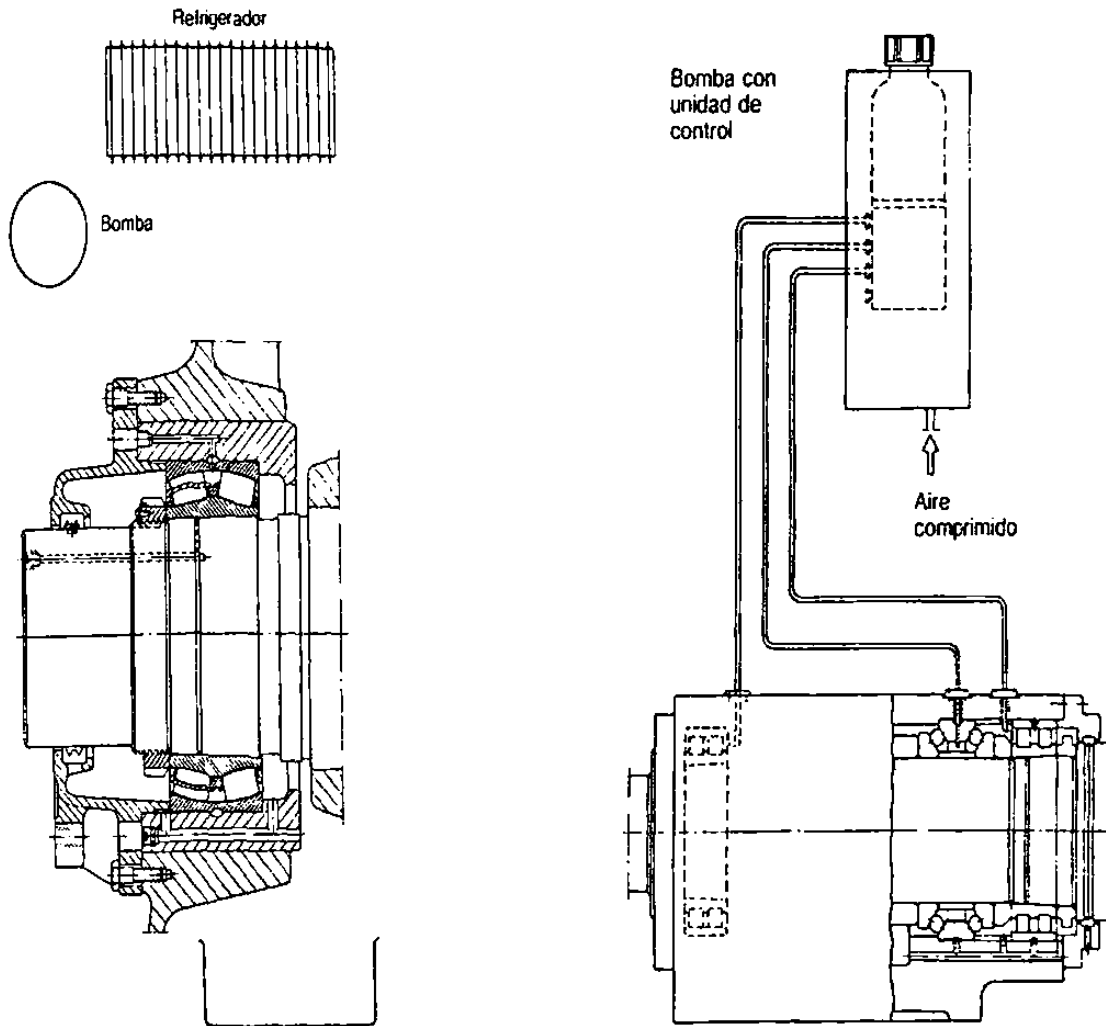
Fig. 5.9

Selección del tamaño del rodamiento

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

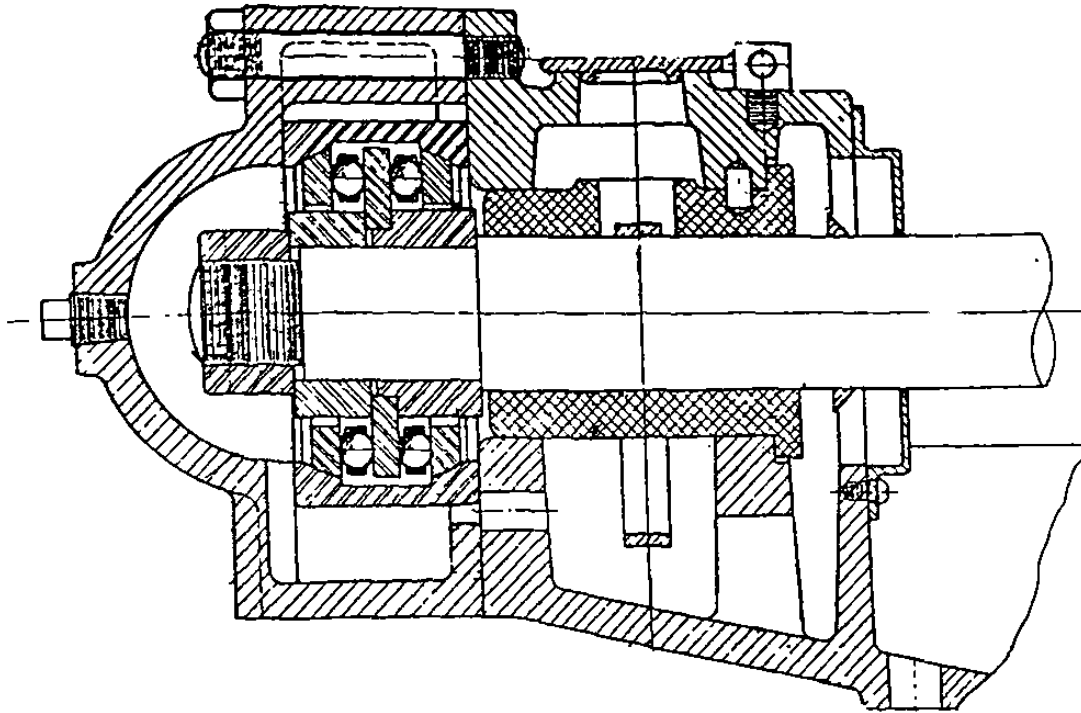
Rodamientos de bolas				Rodamientos de rodillos			
L_{10}	C/P	L_{10}	C/P	L_{10}	C/P	L_{10}	C/P
0,5	0,793	600	8,43	0,5	0,812	600	6,81
0,75	0,909	650	8,66	0,75	0,917	650	6,96
1	1	700	8,88	1	1	700	7,14
1,5	1,14	750	9,09	1,5	1,13	750	7,29
2	1,26	800	9,28	2	1,24	800	7,43
3	1,44	850	9,47	3	1,39	850	7,56
4	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	8,18	30 000	31,1	550	6,64	30 000	22

Fig. 5.10

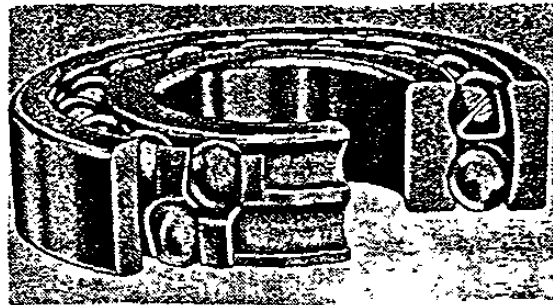


Lubricación con Aceite y Grasa.

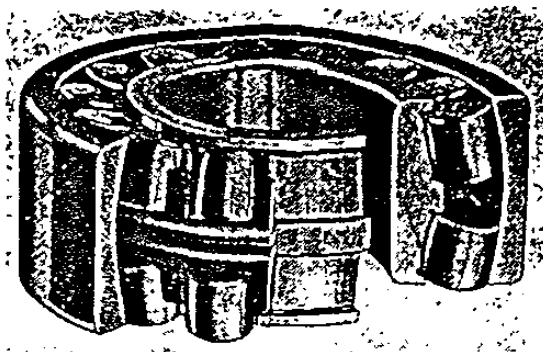
Fig. 5.11



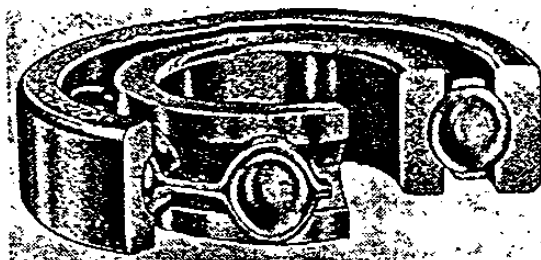
5.1 Cojinete de empuje de bolas, usado con cojinete de manga



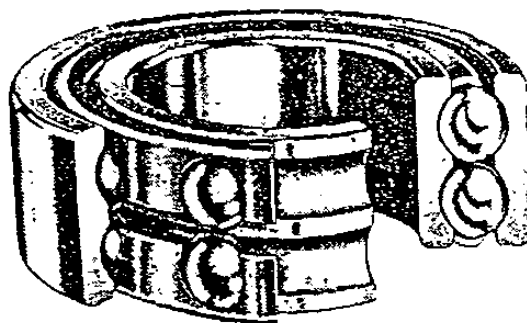
5.2 Cojinete oscilante de dos hileras de bolas



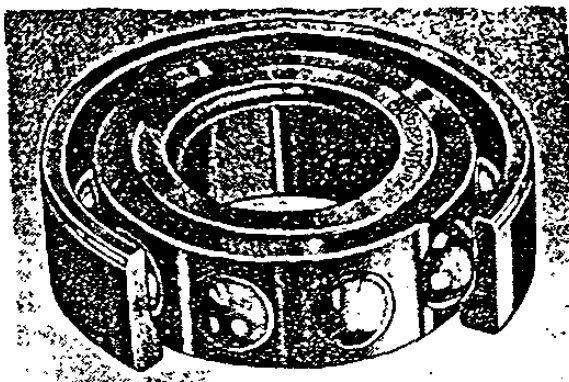
5.3 Cojinete oscilante esférico de rodillos



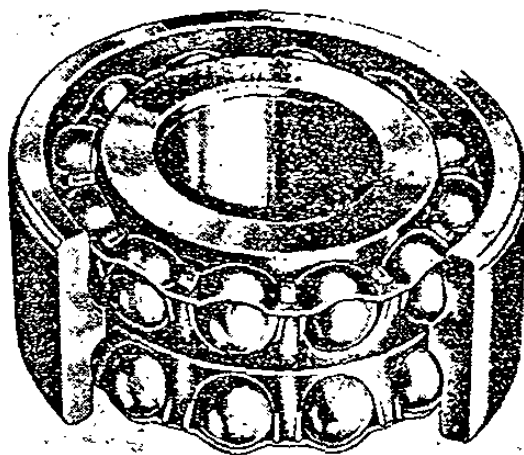
5.4 Balero de una sola hilera de surco profundo



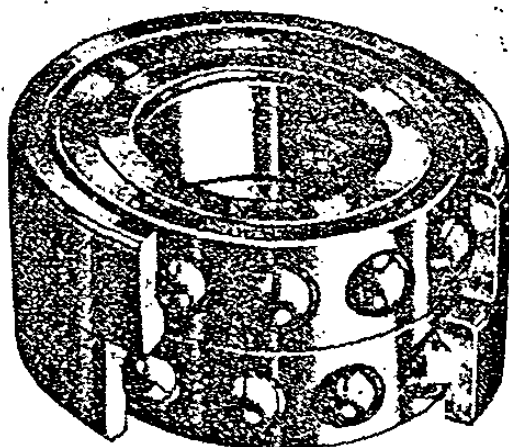
5.5 Balero de dos hileras de surco profundo



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 bridas, 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.

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 1.6 μ (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 3/8" 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 ($\frac{1}{8}$ "

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:
 - a) Bolas para el elemento de carga axial y radial.
 - b) Hidrodinámico para el elemento radial y bolas para el elemento axial.
 - c) Hidrodinámico para el elemento radial y axial.
- 18) Los rodamientos de bolas tanto para carga radial como axial se usan cuando
 - a) 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 $=[(d + D)/2 \text{ (RPM)}]$
- 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 lubricación por neblina.

Tablas y Especificaciones

ASME B73.1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

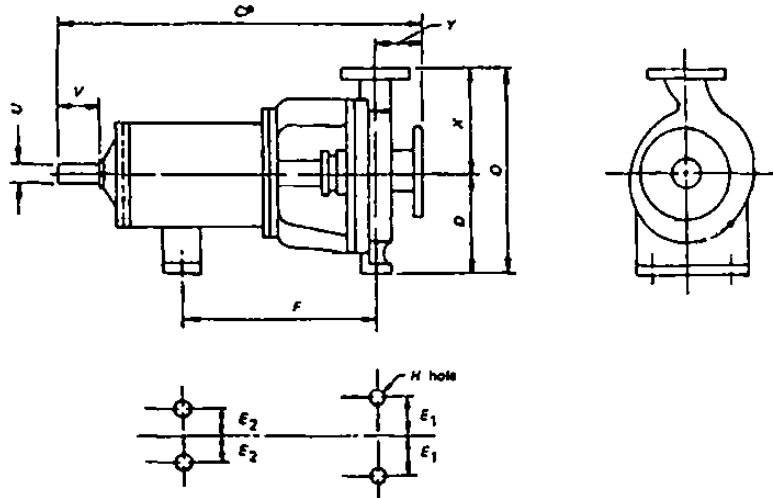


TABLE 1 PUMP DIMENSIONS
(Dimensions in Inches)

Dimension Designation	Size, Suction x Discharge x Nominal Impeller Diameter	C^P	D	$2E_1$	$2E_2$	F	H	O	U (Note (1))		V Minimum	X	Y
									Diameter	Keyway			
AA	1½ x 1 x 6	17½	5½	6	0	7½	¾	11½	¾	¾ x ¾	2	6½	4
AB	3 x 1½ x 6	17½	5½	6	0	7½	¾	11½	¾	¾ x ¾	2	6½	4
A10	3 x 2 x 6	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¾	2½	8½	4
AA	1½ x 1 x 8	17½	5½	6	0	7½	¾	11½	¾	¾ x ¾	2	6½	4
A50	3 x 1½ x 8	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¾	2½	8½	4
A60	3 x 2 x 8	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	17½	1½	¾ x ¾	2½	9½	4
A70	4 x 3 x 8	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	19½	1½	¾ x ¾	2½	11	4
A05	2 x 1 x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¾	2½	8½	4
A50	3 x 1½ x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	16½	1½	¾ x ¾	2½	8½	4
A60	3 x 2 x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	17½	1½	¾ x ¾	2½	9½	4
A70	4 x 3 x 10	23½	8¼	9½	7½	12½	¾	19½	1½	¾ x ¾	2½	11	4
A80	6 x 4 x 10	23½	10	9½	7½	12½	¾	23½	1½	¾ x ¾	2½	13½	4
A20	3 x 1½ x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	20½	1½	¾ x ¾	2½	10½	4
A30	3 x 2 x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	21½	1½	¾ x ¾	2½	11½	4
A40	4 x 3 x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	22½	1½	¾ x ¾	2½	12½	4
A80 (2)	6 x 4 x 13	23½	10	9½	7½	12½	¾	23½	1½	¾ x ¾	2½	13½	4
A90 (2)	8 x 6 x 13	33½	14½	16	9	18½	¾	30½	2½	¾ x ¾	4	16	6
A100 (2)	10 x 8 x 13	33½	14½	16	9	18½	¾	32½	2½	¾ x ¾	4	18	6
A110 (2)	8 x 6 x 15	33½	14½	16	9	18½	¾	32½	2½	¾ x ¾	4	18	6
A120 (2)	10 x 8 x 15	33½	14½	16	9	18½	¾	33½	2½	¾ x ¾	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 ₁	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	218	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 1/4 in. diameter in A05 through A80 sizes to accommodate high torque values.

(2) Suction connection may have tapped bolt holes.

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

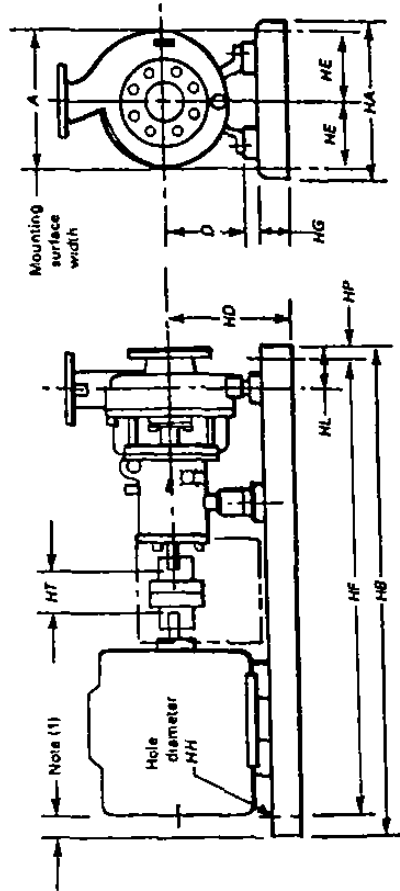


TABLE 2 BASEPLATE DIMENSIONS (Dimensions in inches)

Max. NEMA Frame	Baseplate No. [Notes (2)]	A Min.	HA Max.	HB	HT Min.	HD Max. [Notes (3)]				HF	HG Max.	HN	HL	HP
						D=8.25	D=9.25	D=10	D=14.5					
184T	139	12	15	39	3.5	9	36.5	3.75	0.75	4.5	1.25
268T	148	15	18	48	3.5	10.50	45.5	4.13	0.75	4.5	1.25
328TS	153	18	21	53	3.5	12.88	50.5	4.75	0.75	4.5	1.25
184T	245	12	15	45	3.5	...	12	13.75	...	42.5	3.75	0.75	4.5	1.25
215T	252	15	18	52	3.5	...	12.38	14.13	...	49.5	4.13	0.75	4.5	1.25
266T	256	18	21	58	3.5	...	13	14.75	...	55.5	4.75	1	4.5	1.25
365T	264	21	24	64	3.5	...	13.88	14.75	...	61.5	4.75	1	4.5	1.25
405TS	288	22	26	68	3.5	...	14.88	14.88	...	65.5	4.75	1	4.5	1.25
449TS	280	22	26	80	3.5	...	15.88	15.88	...	77.5	4.75	1	4.5	1.25
288T	368	22	26	88	5	65.5	4.75	1	6.5	1.25
405T	380	22	26	80	6	77.5	4.75	1	6.5	1.25
449T	398	22	26	88	6	95.5	4.75	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 HB in inches.
 (3) Includes 0.13 in. (3 mm) shimming allowance where motor height controls.

Table 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.	HB	HT Min.	HD Max. [Note (3)]			HE	HF	HG Max.	HH	HL	HP
						D=133	D=210	D=254						
184T	139	305	381	991	89	229	114	927	95	19	114	32
258T	149	381	457	1218	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	1080	95	19	114	32
216T	252	381	457	1321	89	...	314	358	152	1257	105	19	114	32
286T	258	457	533	1473	89	...	330	375	191	1410	121	25	114	32
385T	264	457	533	1626	89	...	353	375	191	1562	121	25	114	32
405TS	268	533	660	1727	89	...	378	376	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	241	1664	121	25	165	32
405T	380	559	660	2032	127	241	1969	121	25	165	32
449T	398	559	660	2489	127	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.

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.).

Table 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 × 1.75	1/2"–13
2	30.00/1.181	80.00/3.156	115/4.53	95.00/3.740	155/6.10	100/3.94	M12 × 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 × 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 × 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 × 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 × 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 × 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 × 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 × 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 × 2.5	3/4"–10

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

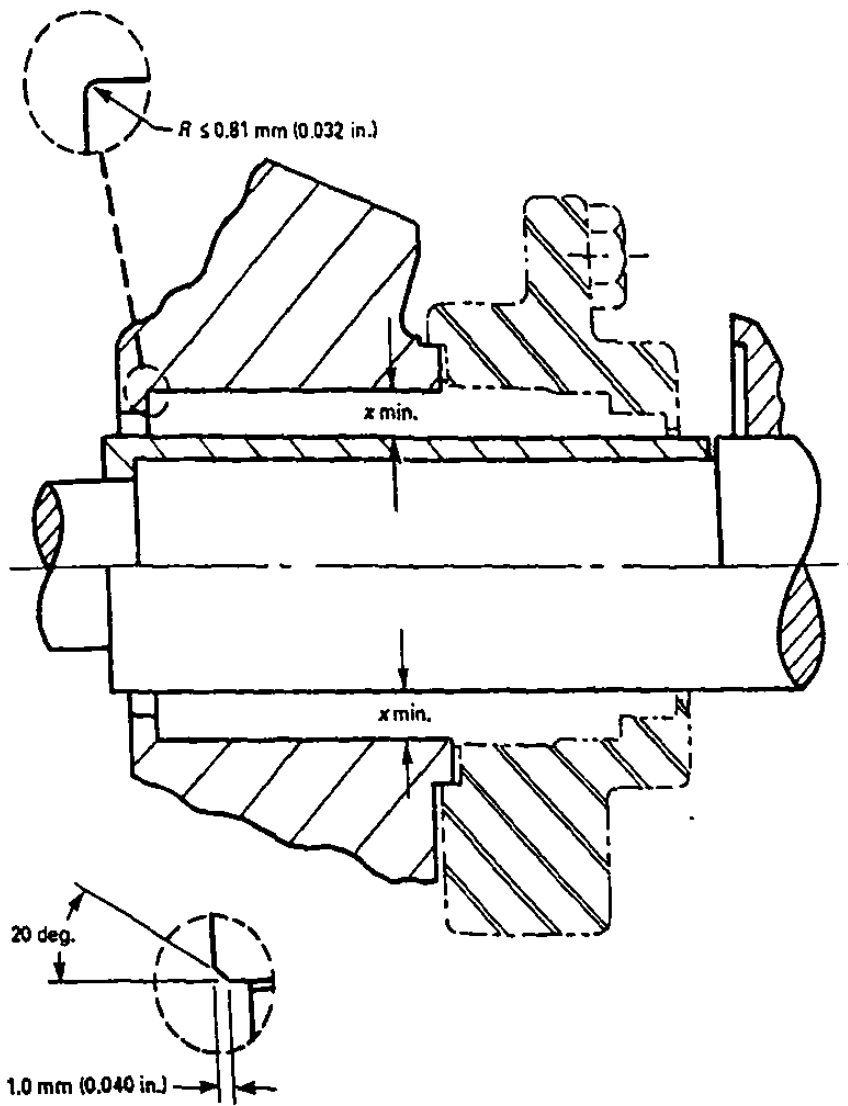
Note 2: Dimensions to tolerance grade H7/h6; for axially split pumps, an additional tolerance to allow for gasket thickness: $\pm 75 \mu\text{m} / 0.003 \text{ in.}$

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

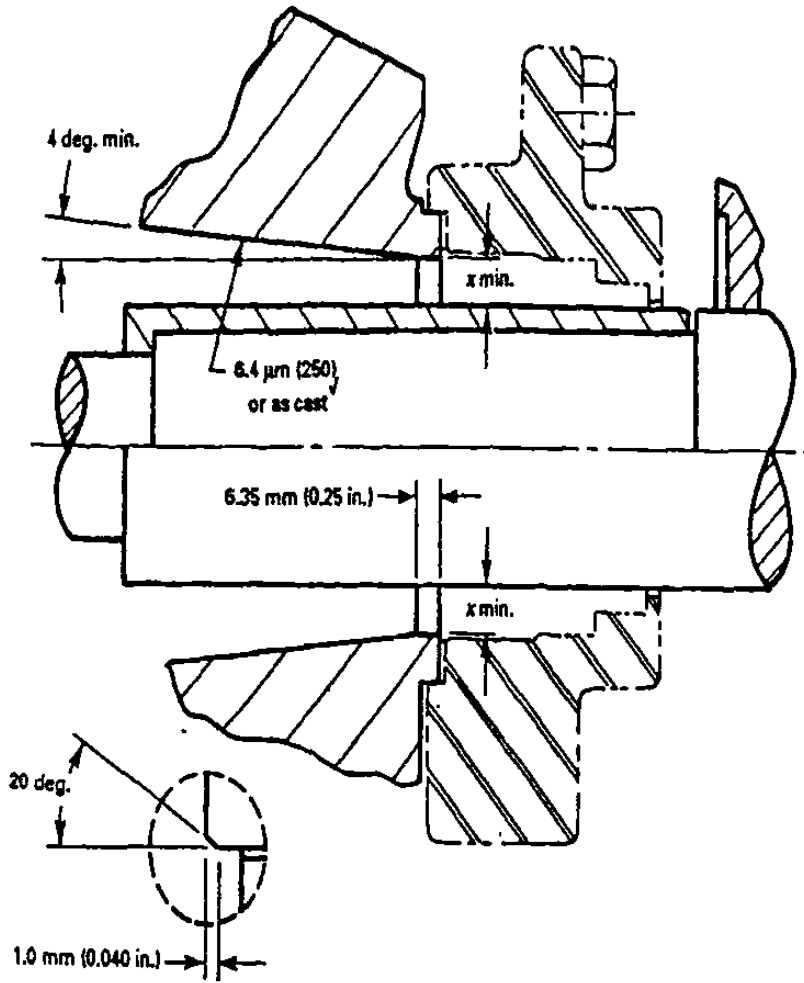
Radial Clearance x Minimum
$x = 19.05 \text{ mm (3/4 in.)}$
$x = 22.22 \text{ mm (7/8 in.)}$
$x = 25.40 \text{ mm (1.0 in.)}$

CYLINDRICAL SEAL CHAMBER

Fig. 6.1

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL
PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

ASME B73 1M-1991



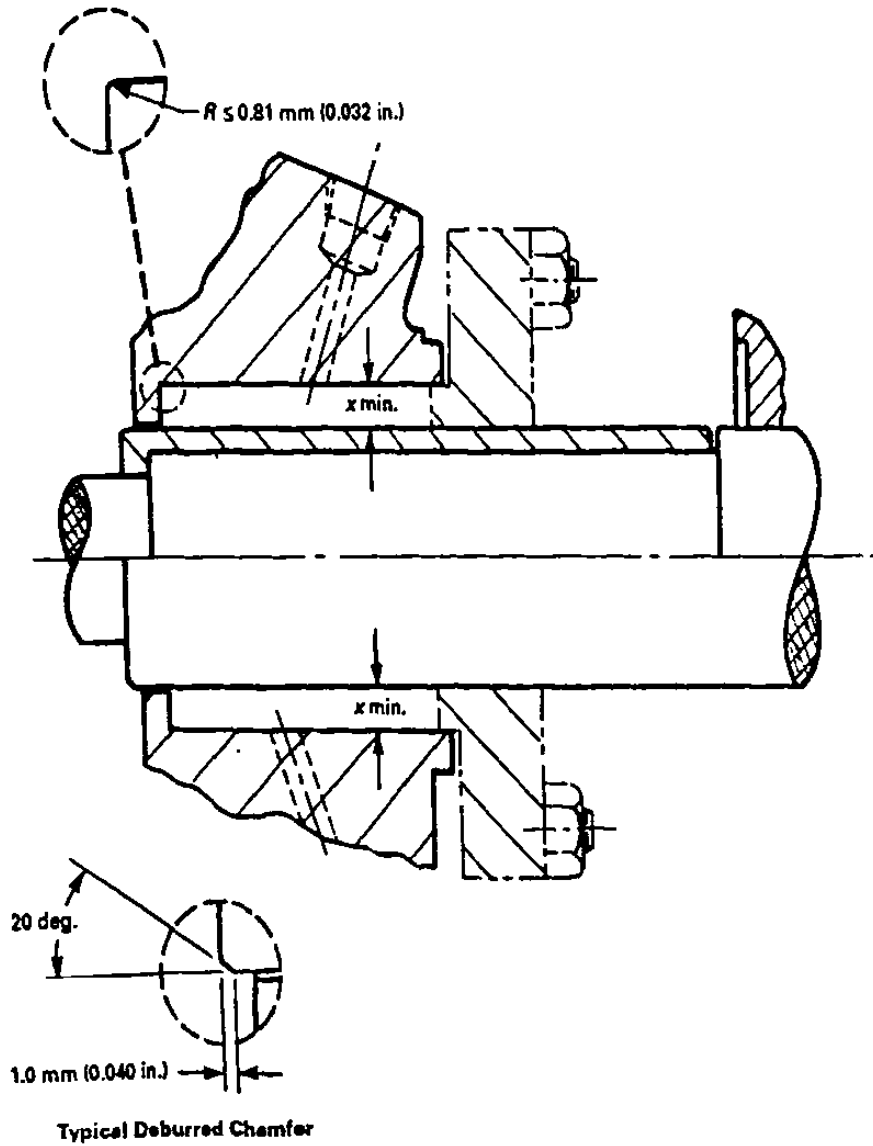
Typical Deburred Chamfer

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

SELF-VENTING TAPERED SEAL CHAMBER

Fig. 6.2

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS



Typical Deburred Chamfer

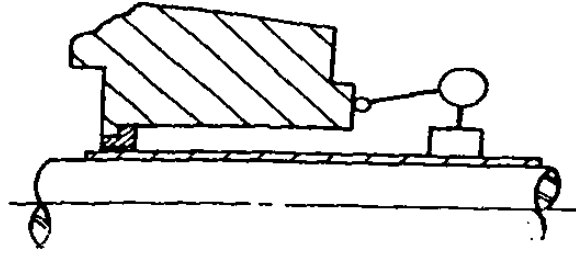
Dimension Designation	Radial Clearance x Minimum
AA - AB	$x = 7.94 \text{ mm (5/16 in.)}$
A05 - A80	$x = 9.52 \text{ mm (3/8 in.)}$
A90 - A120	$x = 11.11 \text{ mm (7/16 in.)}$

STUFFING BOX

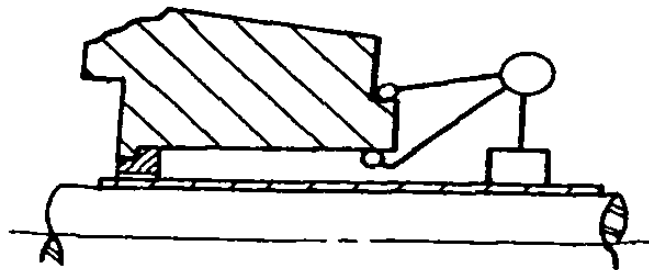
Fig. 6.3

ASME B73 1M-1991

HORIZONTAL END SUCTION CENTRIFUGAL
PUMPS FOR CHEMICAL PROCESS

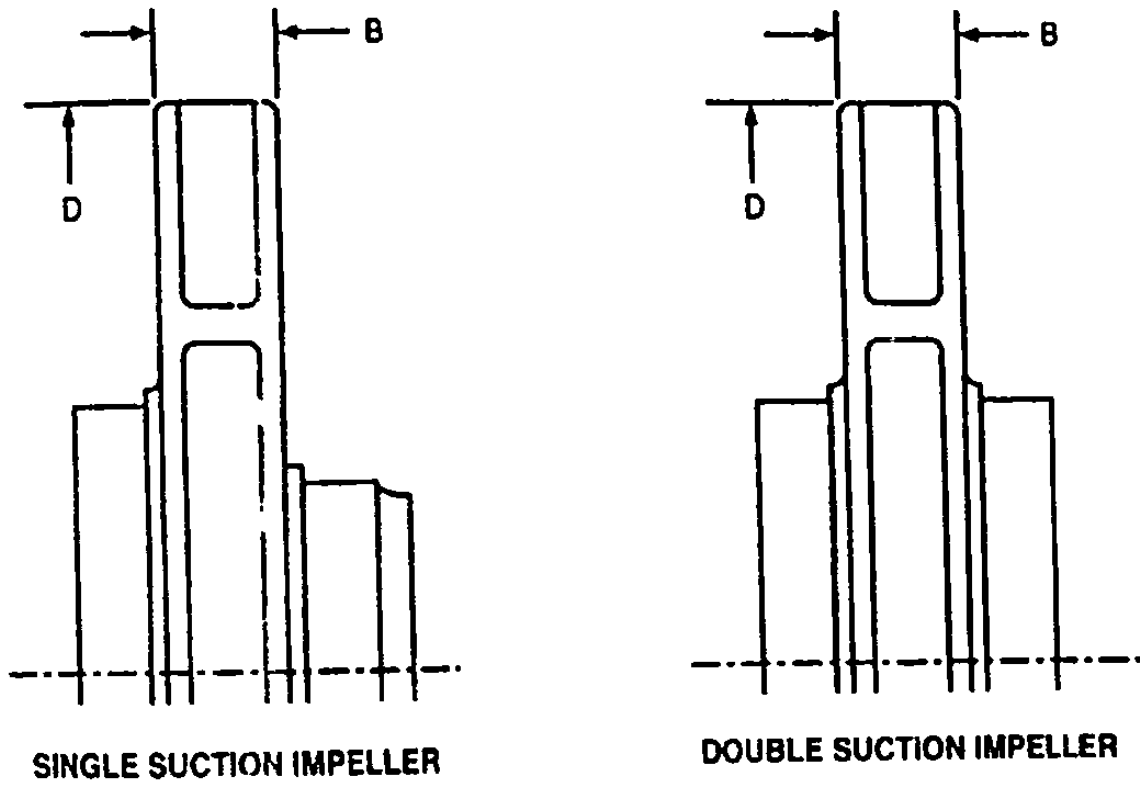


SEAL CHAMBER FACE RUNOUT



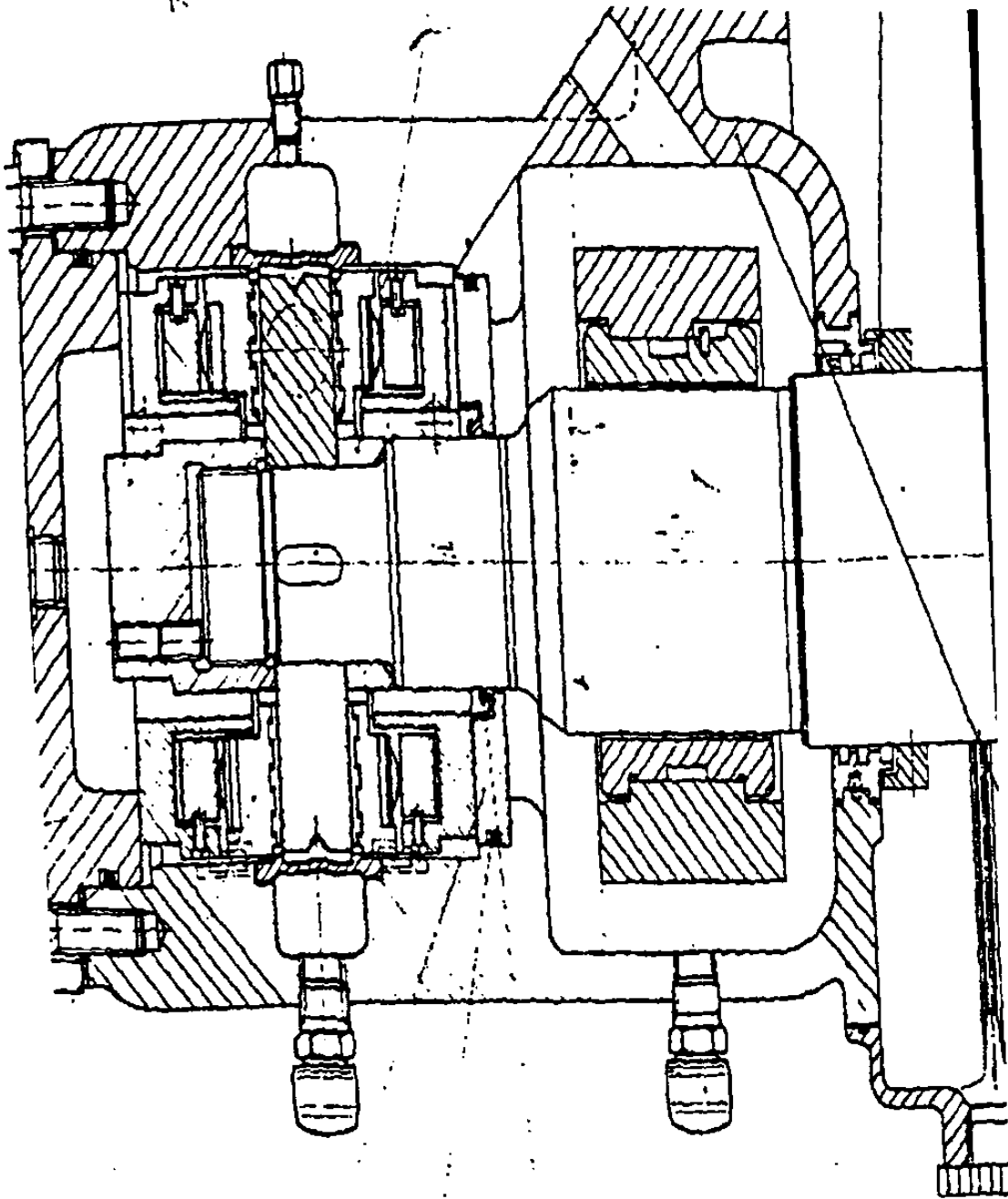
SEAL CHAMBER REGISTER CONCENTRICITY

Fig. 6.4 y 6.5



Dibujo para determinar Balanceo en 1 y 2 planos

Fig.6.6



CHUMACERAS HIDRODINÁMICAS

Fig. 6.7

