

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

TÍTULO DE LA TESIS : ANTEPROYECTO DE UN LABORATORIO
DE ENSAYO DE BOMBAS CENTRIFUGAS
Y AXIALES PARA EL SIMAC

AUTOR : LUIS EDUARDO SCHROTH CASTILLO

TÍTULO AL QUE SE OPTA : TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

LIMA - PERÚ

1986

TABLA DE CONTENIDO

PROLOGO	Pág.1
CAPITULO 1: INTRODUCCION	Pág.3
1.1.- <u>Datos estadísticos</u>	Pág.3
1.1.1.- Tipos de bombas	Pág.3
1.1.2.- Sistemas de bombeo en un buque	Pág.3
1.1.3.- Buques de nuestra Armada	Pág.10
1.1.4.- Datos estadísticos sobre reparaciones	Pág.19
1.1.5.- Tamaño de los bancos que conformarán el Laboratorio sobre la base del caudal y la potencia de accionamiento	Pág.22
1.2.- <u>Comparación entre normas técnicas</u>	Pág.30
1.2.1.- Normas más usuales	Pág.30
1.2.2.- Utilización de las normas	Pág.31
1.2.3.- Tolerancias	Pág.34
CAPITULO 2; CONSIDERACIONES GENERALES DEL LABORATORIO	Pág.50
2.1.- <u>Tipos de laboratorio</u>	Pág.50
2.2.- <u>Aparatos de medición</u>	Pág.55
2.2.1.- Diversos aparatos que intervienen en la medición del caudal,	

3.1.- <u>Selección del sistema de accionamiento en base a aspectos económicos y datos estadísticos</u>	Pág.161
3.1.1.- Cálculo del costo de funcionamiento del motor eléctrico	Pág.164
3.1.2.- Cálculo del costo de funcionamiento del motor de gasolina	Pág.164
3.1.3.- Cálculo del costo de funcionamiento del motor diesel	Pág.165
3.1.4.- Cálculo del costo de funcionamiento con turbina de vapor	Pág.165
3.1.5.- Selección del sistema de accionamiento	Pág.169
3.2.- <u>Cálculo y selección de instrumentos de medición</u>	Pág.180
3.2.1.- Cálculo y selección de los medidores de caudal	Pág.180
3.2.2.- Cálculo y selección de los medidores de presión	Pág.213
3.2.3.- Cálculo y selección de los medidores de la potencia de entrada de la bomba	Pág.224
3.3.- <u>Determinación de las dimensiones del sumidero y del vertedero</u>	Pág.228
3.4.- <u>Cálculo de la cimentación</u>	Pág.234

3.4.1.- Cálculo de la cimentación del suelo del laboratorio	Pág.231
3.4.2.- Cimentación de los tanques de agua	Pág.234
3.4.3.- Cimentación de los motores - eléctricos	Pág.234
CAPITULO 4: PROGRAMA DE COMPUTACION PARA EL PROCESAMIENT- TO Y PRESENTACION DE RESULTADOS	
	Pág.241
4.1.- <u>Breve explicación del programa</u>	Pág.241
CAPITULO 5: ASPECTO ECONOMICO RELATIVO AL LABORATORIO EN GENERAL	
	Pág.246
5.1.- <u>Determinación de la inversión total</u>	Pág.246
5.1.1.- Inversión fija	Pág.247
5.1.2.- Capital de trabajo	Pág.251
5.2.- <u>Cálculo de ingresos para las distintas alternativas</u>	Pág.251
5.2.1.- Ingreso obtenido de la alter- nativa al considerar los datos estadísticos	Pág.252
5.2.2.- Alternativa de ocupación total	Pág.253
5.3.- <u>Cálculo de costos para las distintas alternativas</u>	Pág.253

5.3.1.- Costos directos	Pág.254
5.3.2.- Costos indirectos	Pág.254
5.3.3.- Gastos financieros	Pág.257
5.3.4.- Resumen de los costos totales anuales	Pág.257
5.4.- <u>Determinación de la rentabilidad</u>	Pág.260
5.4.1.- Alternativa que considera los datos estadísticos	Pág.260
5.4.2.- Alternativa de ocupación to- tal	Pág.262
5.5.- <u>Conclusiones</u>	Pág.262
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	Pág.265
BIBLIOGRAFIA	Pág.278
DIBUJOS	
ANEXOS	

P R O L O G O

El Servicio Industrial de la Marina es una empresa de tipo mixta (capital estatal y privado), especializada, entre otras cosas, en las reparaciones navales. Una de las máquinas más comunmente reparadas por este Servicio lo constituyen las bombas hidráulicas. Después de reparadas las bombas se instalan en su sistema respectivo en el buque, probándose a sus condiciones nominales. En muchos casos se ha imputado a la bomba fallas de su sistema o aún de su accionamiento, en otros los distintos tiempos de duración de reparación de determinada maquinaria dentro de un sistema, han traído como efecto el retardo de la cancelación de la factura por los trabajos de reparación, hasta por el tiempo de un año y con los consiguientes problemas financieros de la empresa. Por lo expuesto es conveniente la instalación de un laboratorio en que se prueben las bombas antes de su instalación en el buque, pudiéndose aprovechar además esta infraestructura para realizar "in situ" pruebas para determinar el estado de las bombas antes de su reparación.

Tomando como base los datos estadísticos de reparaciones efectuadas en bombas hidráulicas, durante los años 1981 y 1982, hemos determinado el tipo de bombas que se probarían en este banco, rango de caudales, alturas de energía, presiones, velocidades de rotación y tipo de accionamiento, etc. Comparando las distintas normas más usuales en nuestro medio, como son: DIN, ISO, y las de la British Standard (BS), hemos escogido las normas ISO. Para los parámetros que vamos a comprobar en este laboratorio, siguiendo las indica-

ciones de las normas ISO, hemos calculado y seleccionado la instrumentación respectiva, diseñando los bancos que conformarán este laboratorio. Por medio de la programación lineal determinamos las curvas de comportamiento y su estado.

C A P I T U L O 1

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

1.1. Datos estadísticos

1.1.1.- Tipos de Bombas

En la figura N^o. 1, tenemos un cuadro sinóptico general de los tipos de bombas que se conocen, en los buques se encuentran todos - estos tipos, en todos los tamaños y capacidades y en nuestro caso veremos exclusivamente las bombas navales.

Las figuras N^{os}. 2 y 3 nos muestran los tipos de servicios y capacidades de las bombas centrífugas y de desplazamiento positivo respectivamente. Las Figuras 3 hasta la 8 nos muestran los tipos más representativos de - bombas desde la más simple: centrífuga radial de una etapa, pasando por la de tipo mixto y axial y, las de desplazamiento positivo en - sus variantes rotatorias y alternativas.

1.1.2.- Sistemas de bombeo en un buque

Los buques que estudiamos son en algunos casos propulsados por turbinas de vapor, en otros por turbinas de gas o por motores de - combustión interna, de ahí que sus sistemas principales estén basados en el vapor o en el petróleo.

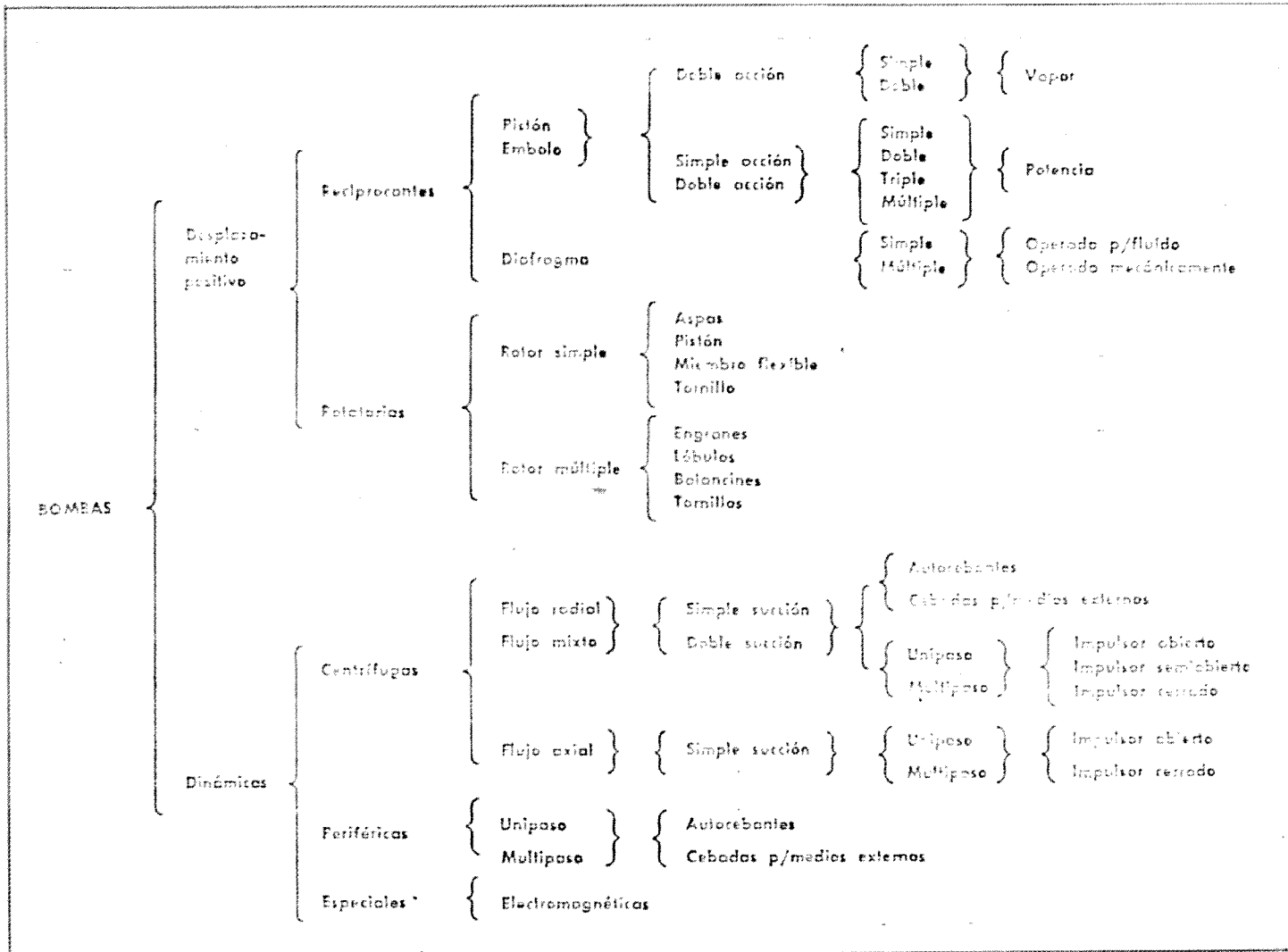


Fig. 1. Sinopsis general de los tipos de bombas
 (Hydraulic Institute, - extraído del libro "Bombas" de
 Manuel Viejo Zubicaray - Ref. 27)

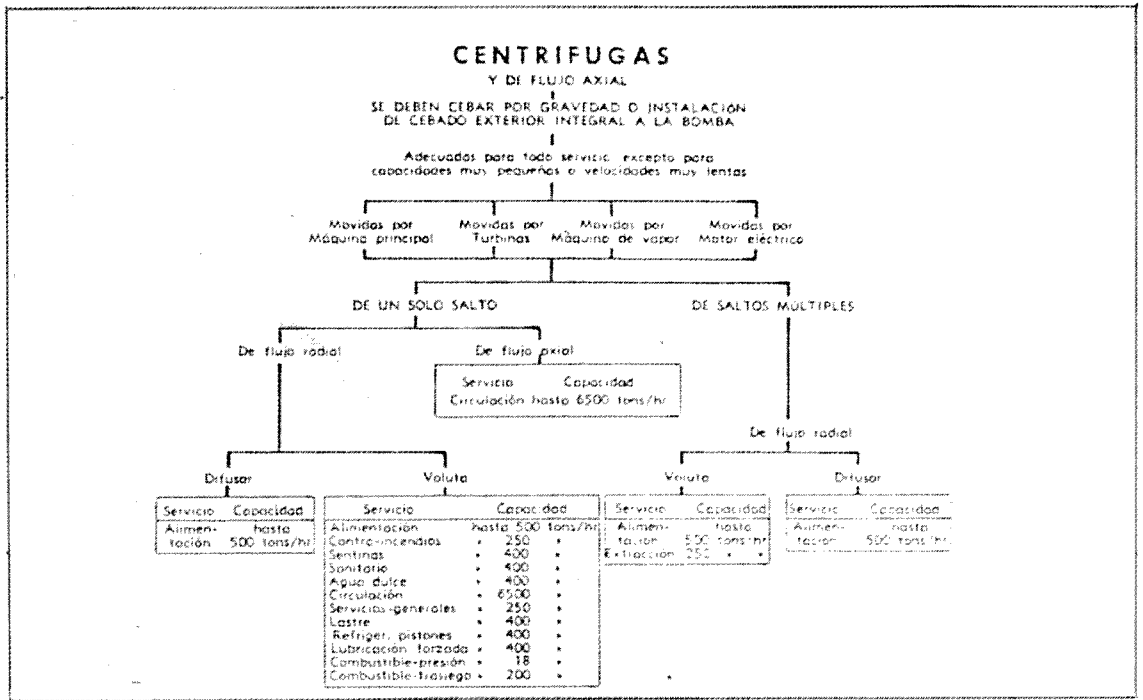


Fig.2. Tipos , servicios y capacidades de las bombas centrífugas y las de flujo axial , Ref. 9.

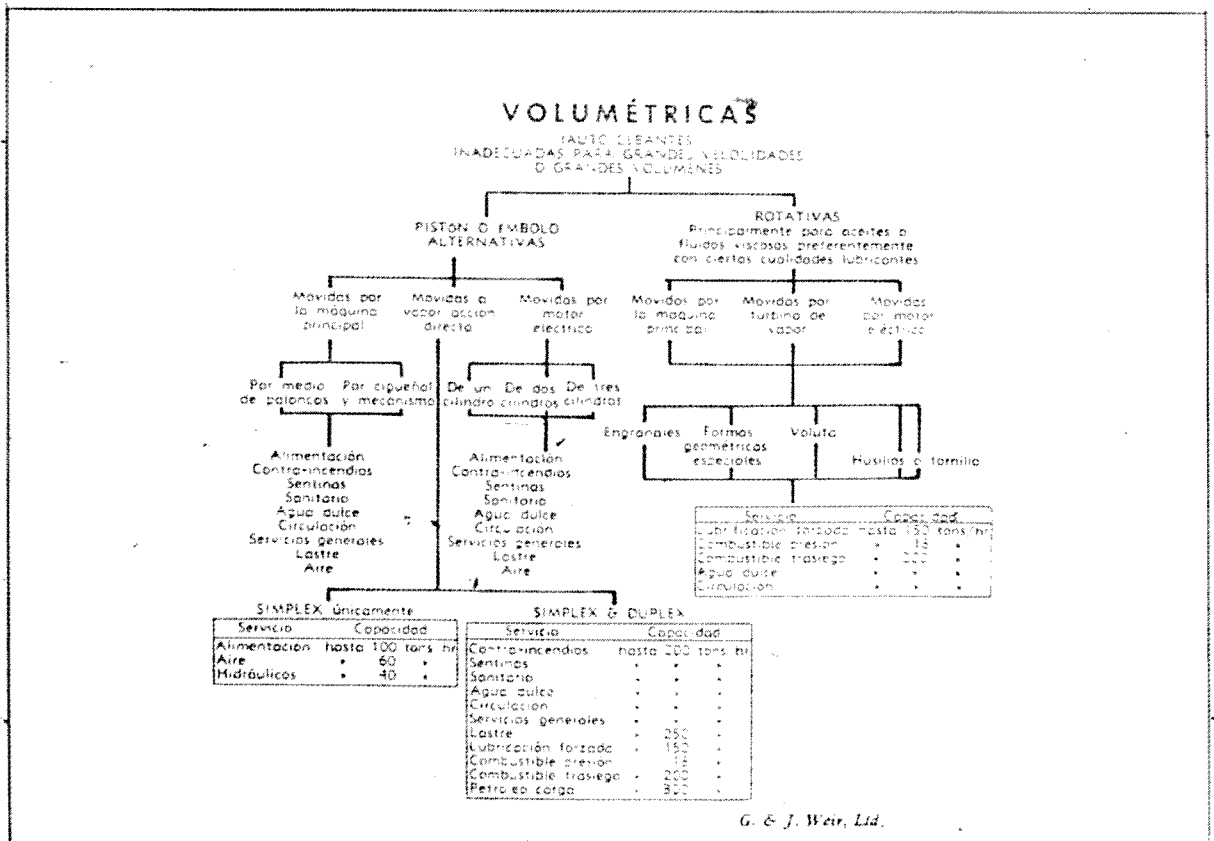


Fig.3. Tipos , servicios y capacidades de las bombas de desplazamiento positivo

(Ref.9,"Maquinaria Auxiliar Marina"- Fox)

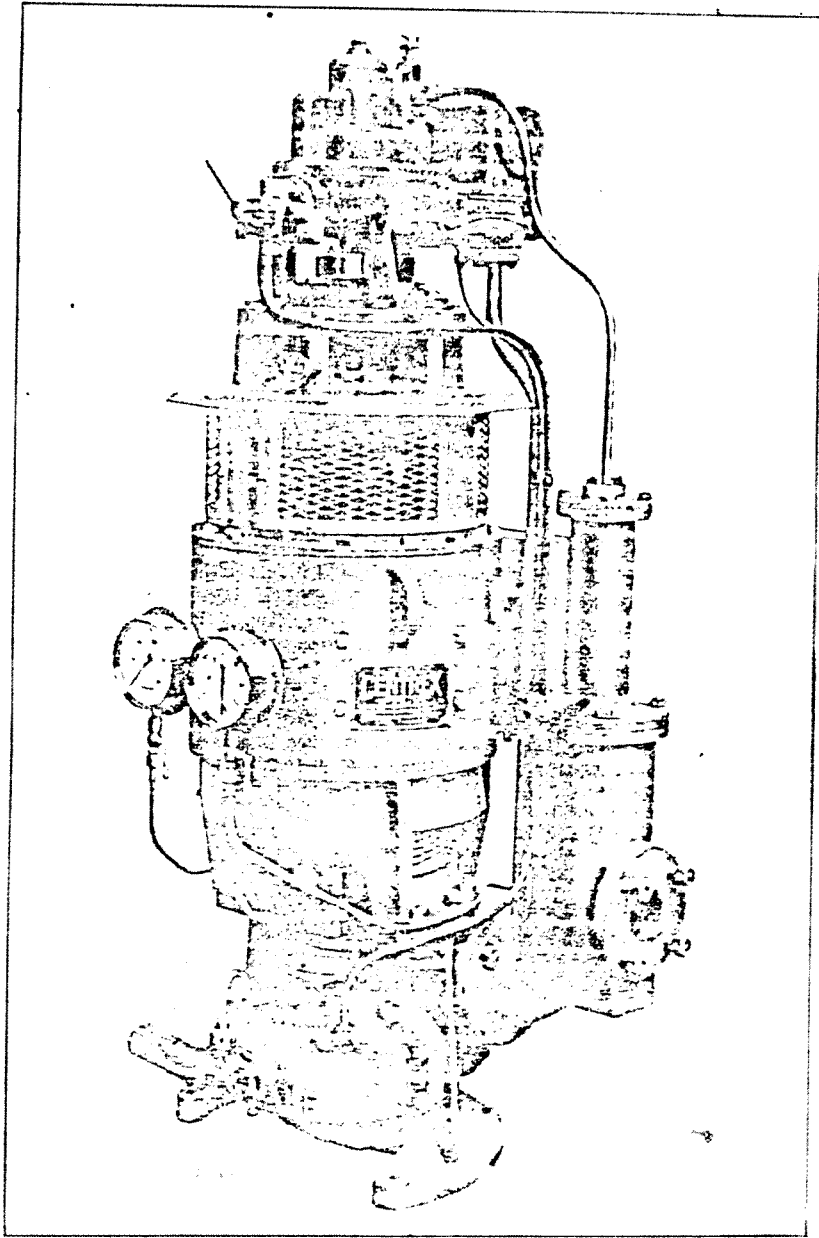


Fig.4 Bomba centrífuga accionada por motor eléctrico , Ref. 9 .

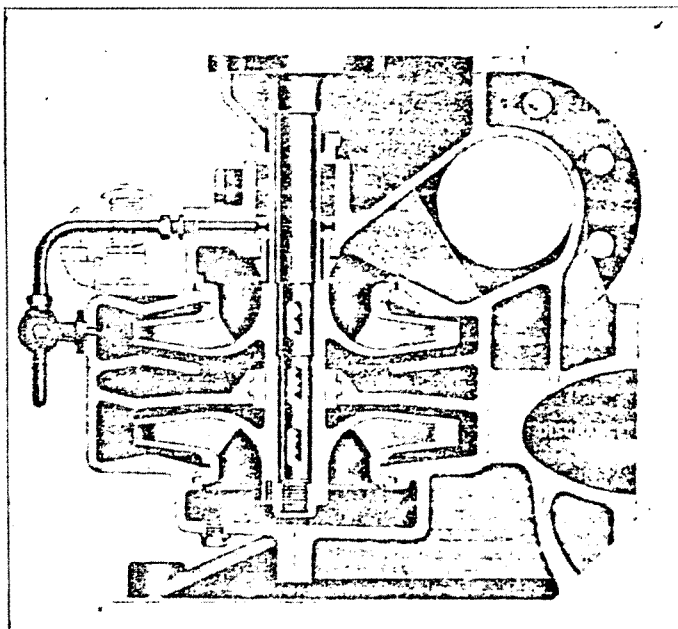


Fig.5 Vista seccional mostrando una bomba centrífuga de dos etapas , Ref. 9 .

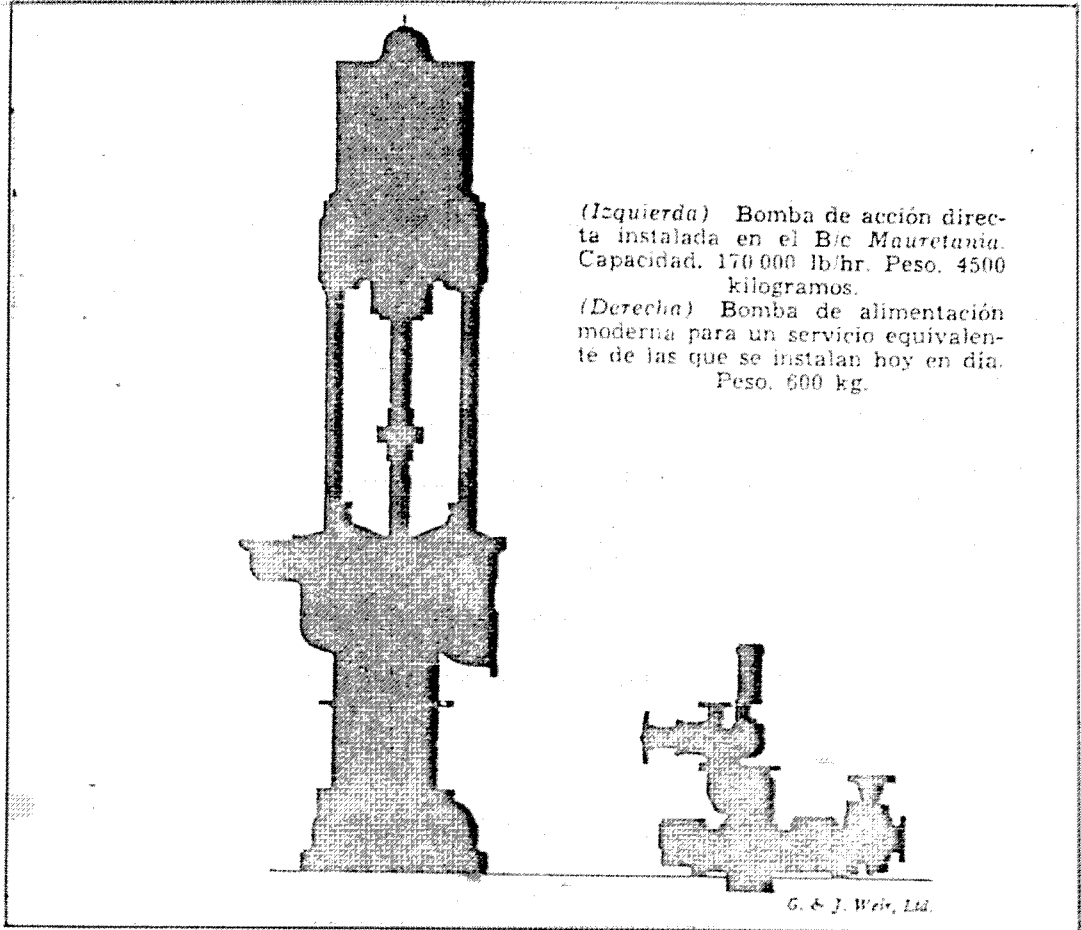


Fig. 8 . Diagrama que representa el tamaño comparativo entre una bomba alternativa y una de turbina , ambas de alimentación, Ref. 9.

Hemos considerado los siguientes sistemas
y sus bombas de abordo de estas naves:

Sistema generación de vapor

A. Sub sistema de agua:

Turbo bomba de alimentación principal

Turbo bomba de alimentación auxiliar

Bomba alternativa

Electrobomba de alimentación

B. Sub sistema de combustible:

Turbo bomba de petróleo

Electrobomba de petróleo

Electrobomba de trasvase petróleo

Turbo bomba de trasvase petróleo

C. Sub sistema de condensado:

Turbo bomba condensado

Electrobomba de condensado

Electrobomba de extracción

D. Sub sistema de evaporación:

Bomba combinada

Turbo bomba combinada

E. Sub sistema de drenes:

Electrobomba de drenes.

Sistema de propulsión

A. Sub sistema de lubricación:

Turbo bomba lubricación

Electrobomba de lubricación

Electrobomba trasvase aceite lubricante

Bomba lubricación arrastrada

B. Sub sistema de refrigeración:

Turbo bomba circuladora

Electrobomba refrigeración

Electrobomba circuladora

Bomba arrastrada

Control de averías

A. Sub sistema contra incendio:

Bombas contra incendio

Turbo bomba contra incendio

B. Sub sistema de achique:

Bombas achique de sentinas

Bomba sumergible

Bomba de trimado o de equilibrio longitudinal (submarino)

C. Sub sistema de inundación:

Bombas de inundación

Bombas de servicio general

Sistema de control de buque

A. Sub sistema telemotor:

Bomba de servo-mecanismo

Sistema potencia

A. Sub sistema generación:

Bomba de aceite para turbo generadores

Bomba de agua salada para turbo generadores

Bomba de aceite para grupo electrógeno

Bomba de agua salada para grupo electrógeno.

Sistema de servicios

A. Sub sistema de agua dulce:

Bomba de agua dulce

B. Sub sistema bomba frigorífica:

Bomba frigorífica

C. Sub sistema sanitarios:

Bomba sanitaria

Varios

A. Sub sistema tanques:

Bombas de lastre

Bombas comerciales

Auxiliares

A. Sub sistema bombas-válvulas:

Bombas quintuples

Bombas duplex

Bomba hidráulica de aceite

En las figuras N^{os}. 9 al 17, observamos los distintos sistemas de que se compone un buque. En algunos casos estos sistemas están entrelazados, como es el caso del sistema de achique, que puede usarse en caso de emergencia como extinguidor de incendios o también para refrigerar los motores, o en sistemas de trimado para balancear un submarino. La complejidad de estos sistemas justificaría una prueba previa de las bombas para descartar su funcionamiento.

1.1.3.- Buques de nuestra Armada:

Según los sistemas descritos en 1.1.2. hemos hecho un inventario de la capacidad de bombas instalada en buques de nuestra Armada, los cuales son aproximadamente:

- Dos (2) Cruceros
- Nueve (9) Destruyores
- Cuatro (4) Fragatas Misiletas
- Siete (7) Auxiliares de Transportes
- Seis (6) Auxiliares Petroleros
- Doce (12) Submarinos

(No se han considerado seis (6) Corbetas Misileras y algunos buques auxiliares por no tenerse datos en la Oficina de Estadística de la Producción del SIMAC , hasta Diciembre del 84).

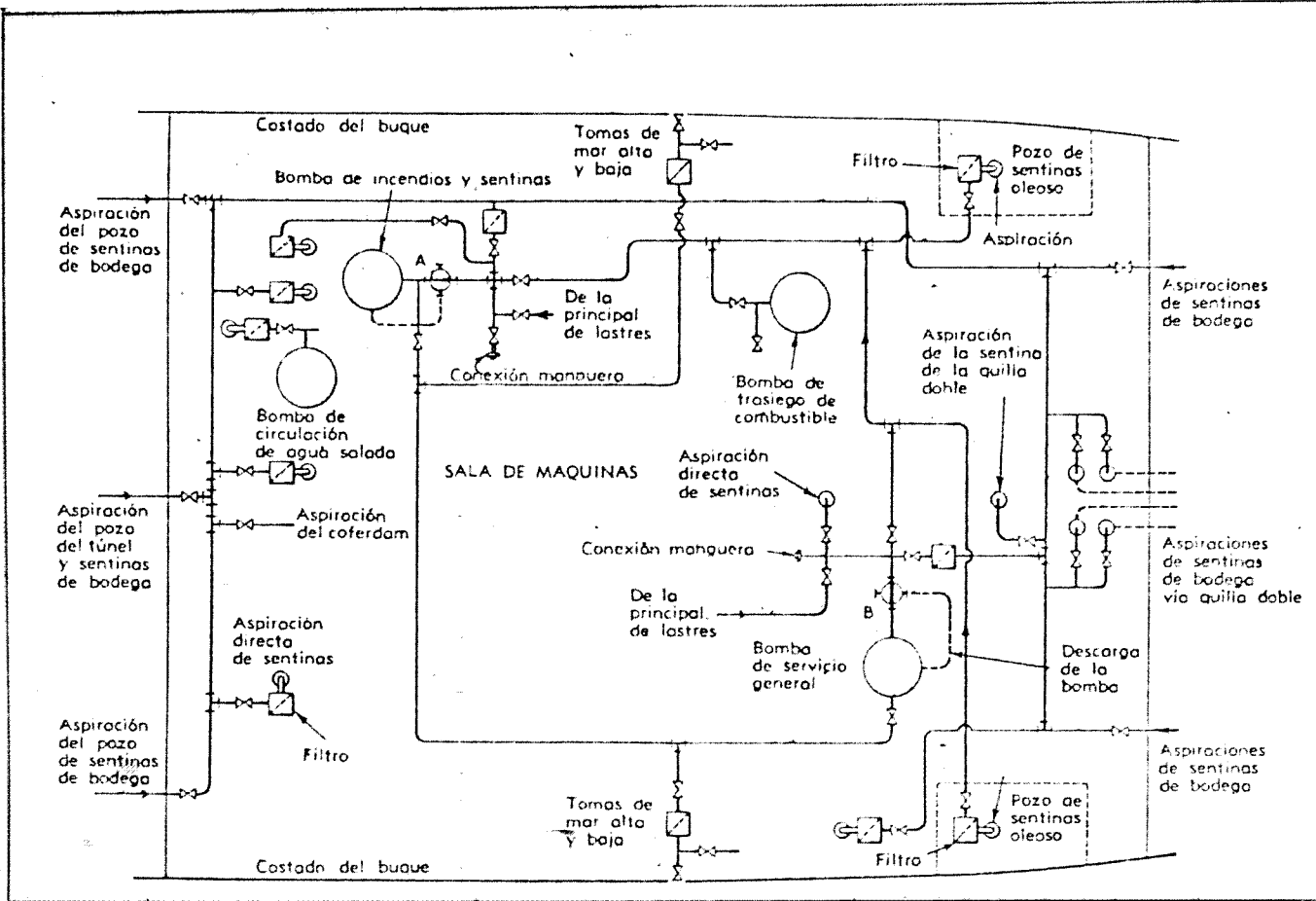


Fig.9 Tuberías de sentinas . Aspiración . (Ref. 9)

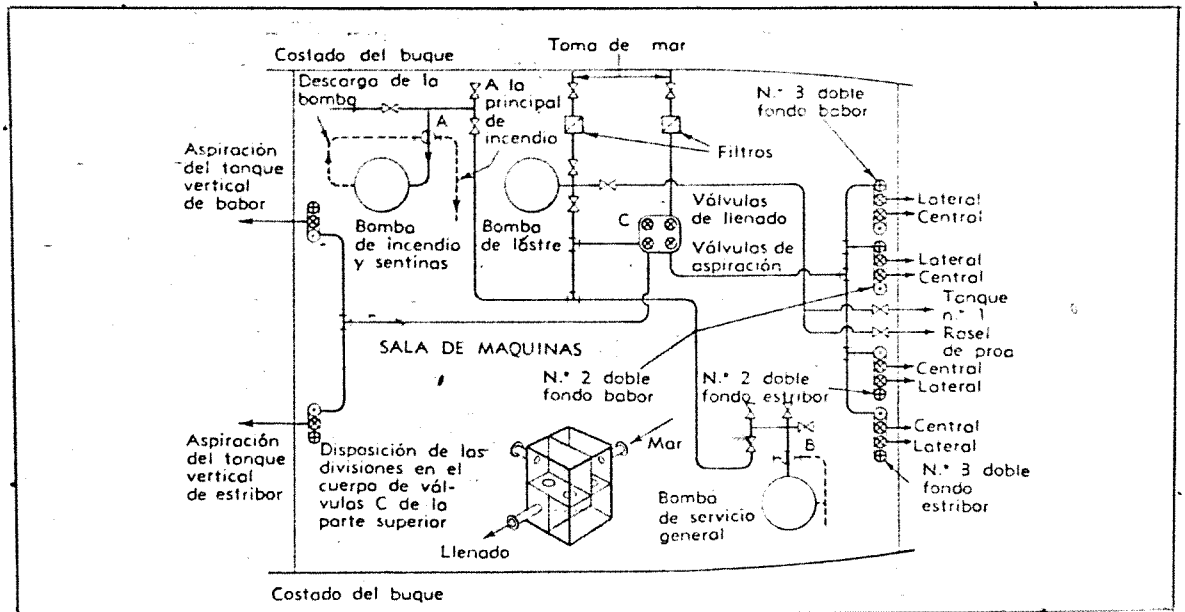


Fig.10 Descargas de las bombas de sentina , de lastre y servicio contra incendio

(Ref.9 "Maquinaria Auxiliar Marina"- Fox)

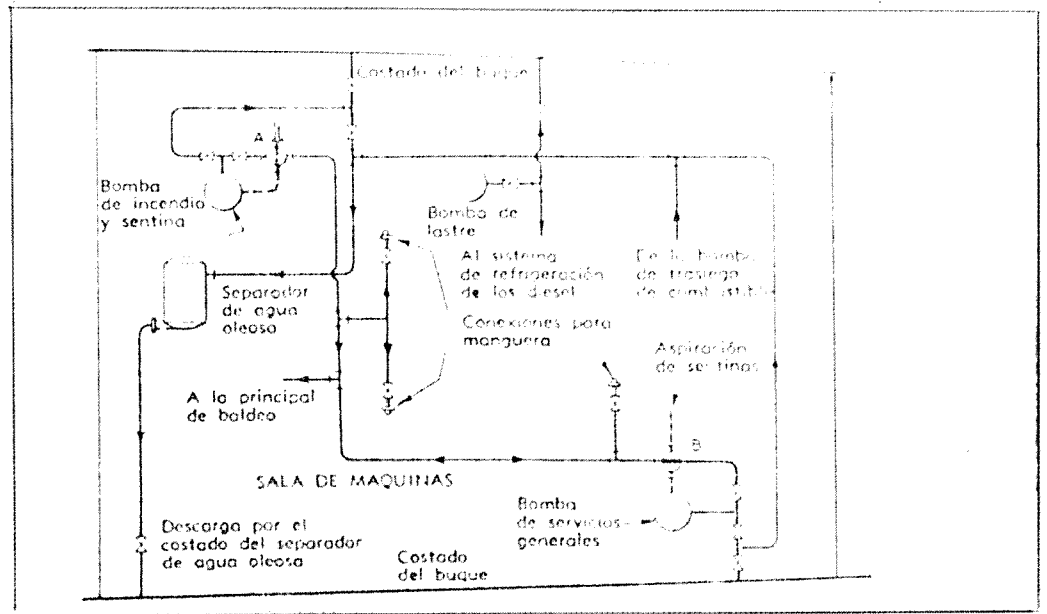


Fig.11 . Aspiraciones de agua de lastre y disposiciones de inundación

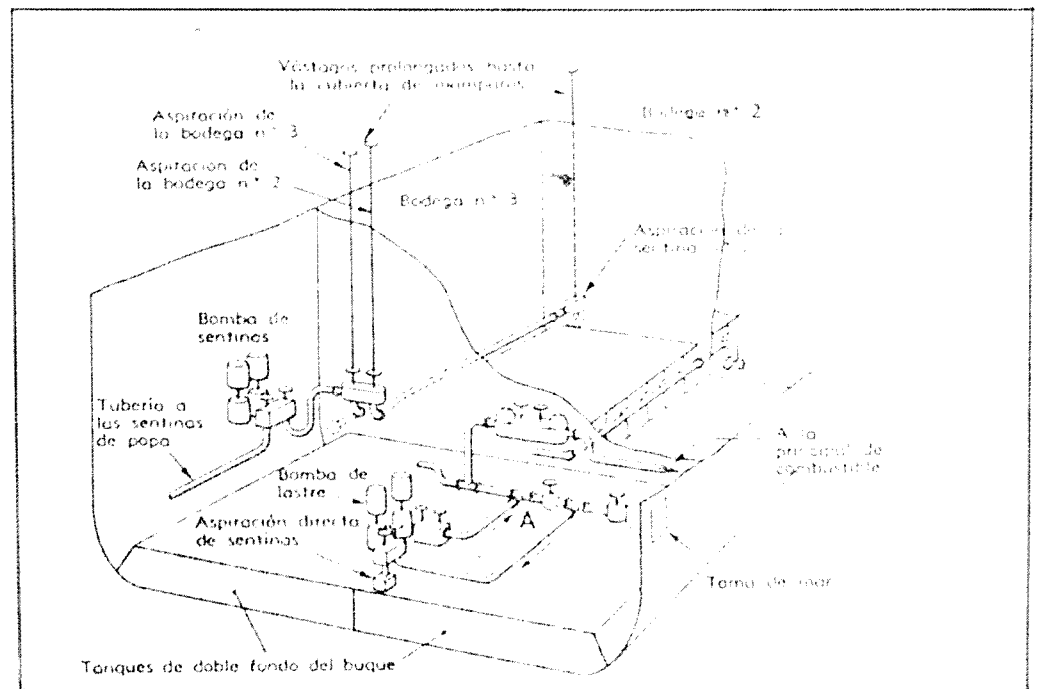


Fig.12. Disposición de tuberías de lastre y sentinas.
 (Ref. "Maquinaria Auxiliar Marina"- Fox)

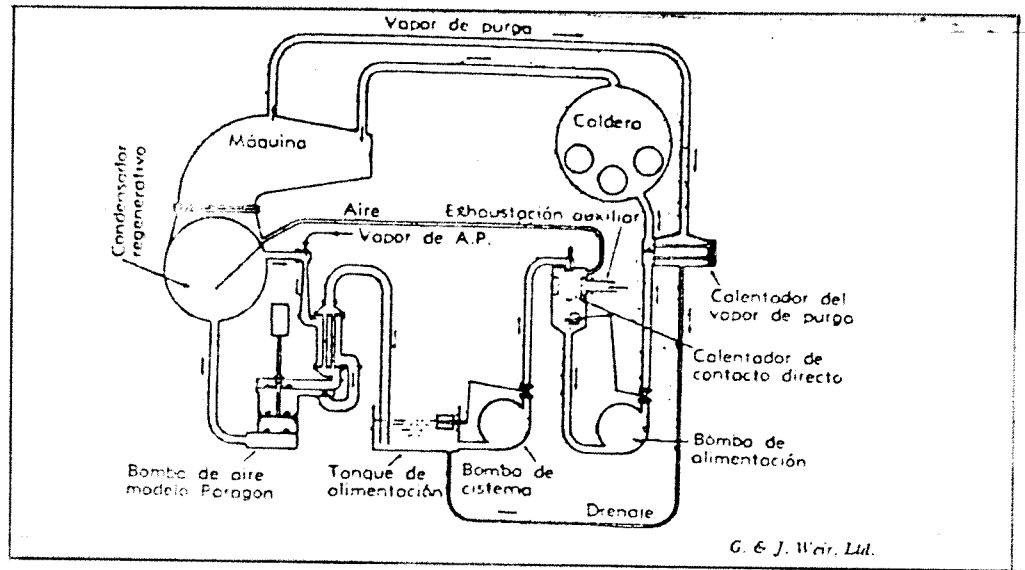


Fig.13 . Sistema de alimentación abierto con bomba centrífuga
Ref. 9.

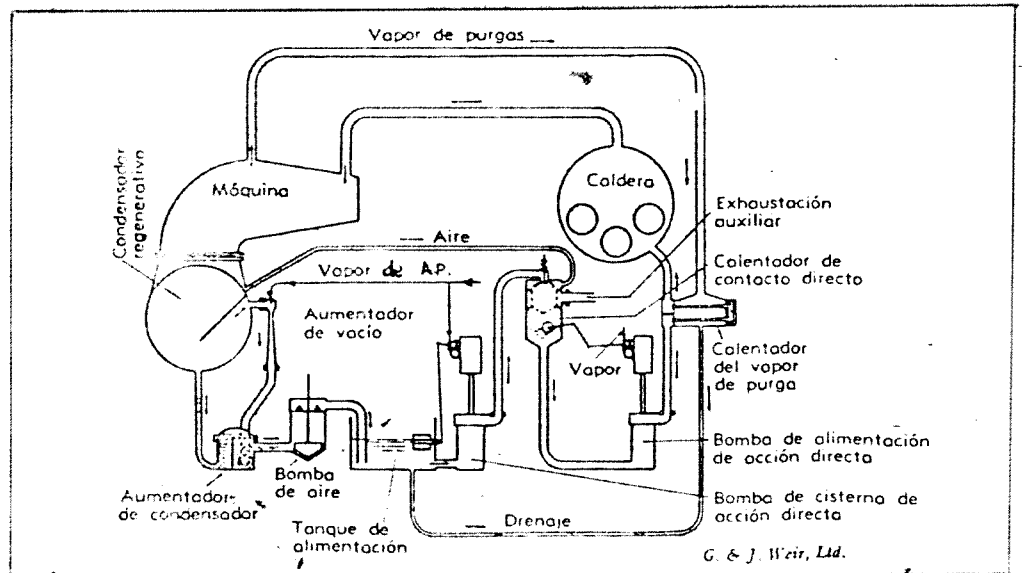


Fig.14 . Sistema de alimentación con bomba alternativa
(Ref.9, "Maquinaria Auxiliar Marina"- Fox)

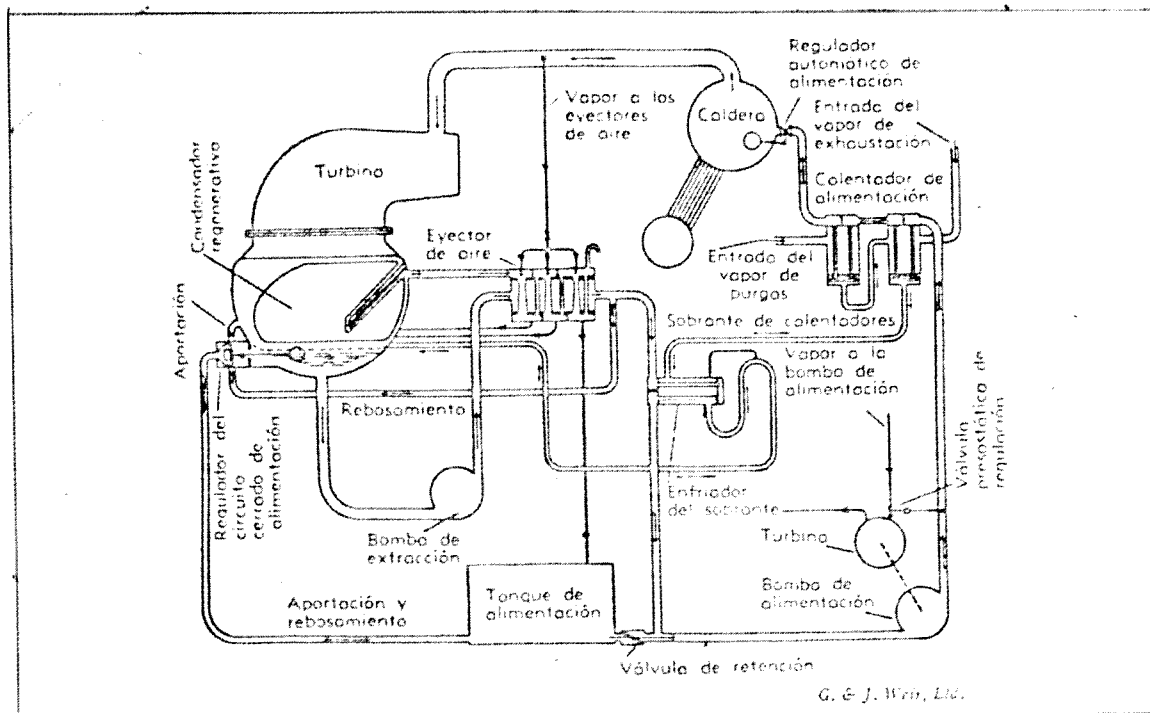
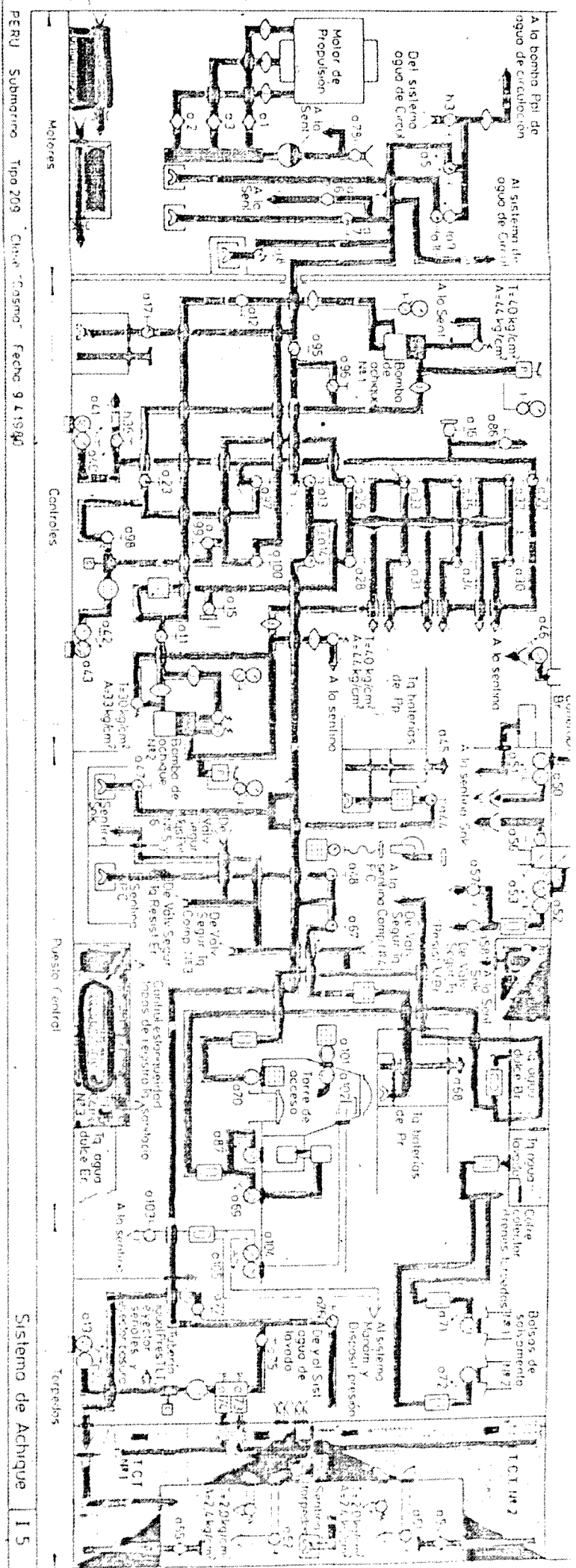


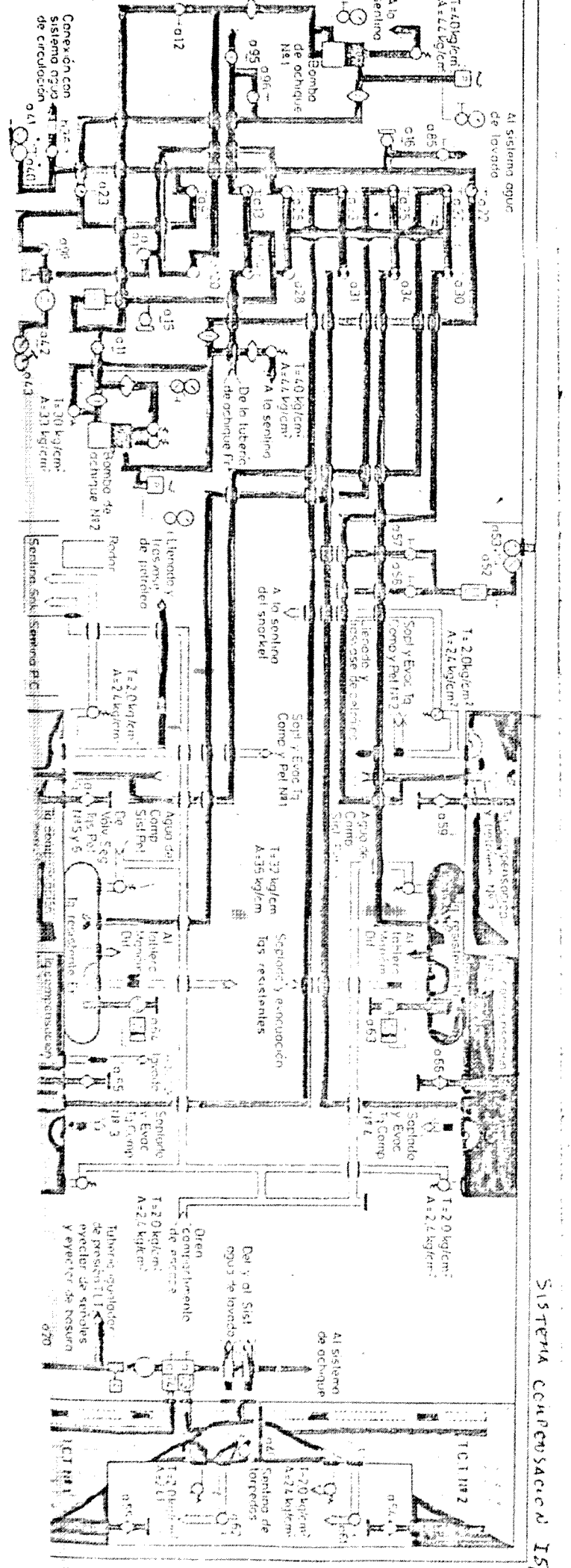
Fig. 15 . Sistema de alimentación cerrado para calderas horizontales tubulares

(Ref9, "Maquinaria Auxiliar Marina"- Fox)



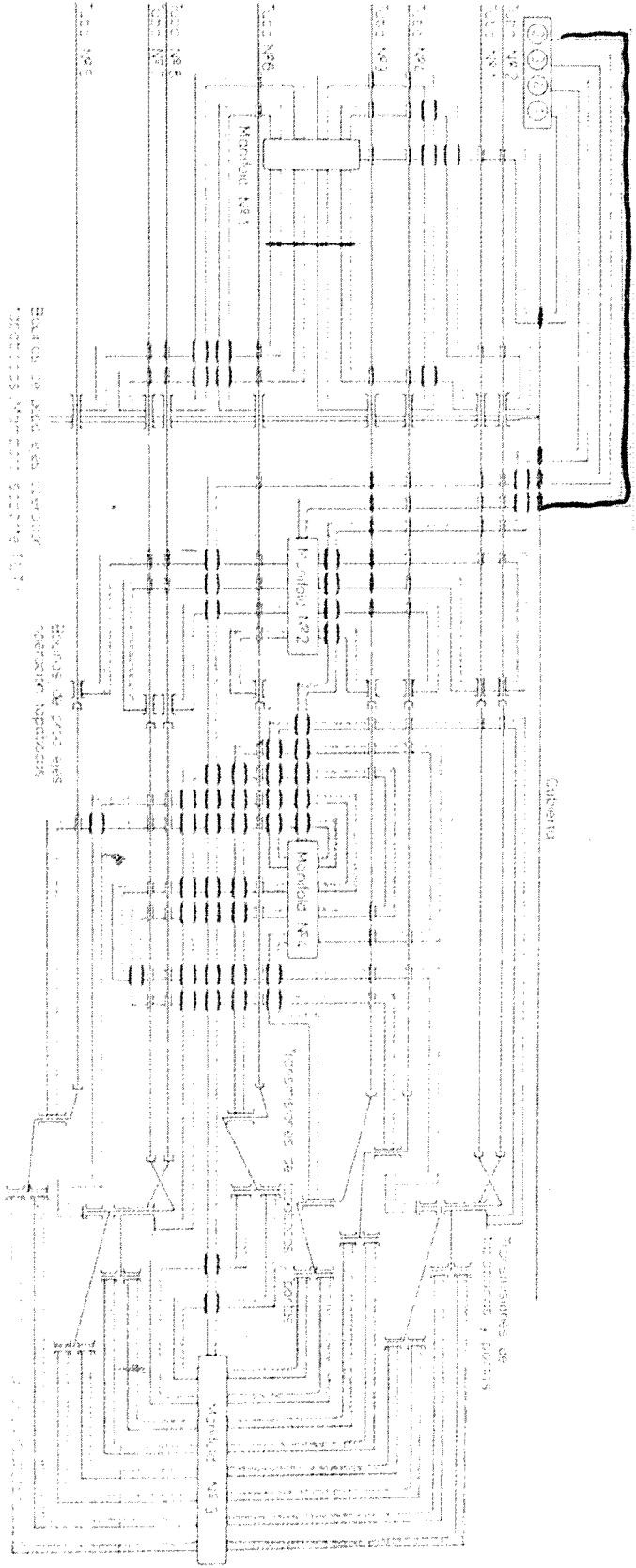
PERU Submarino Tipo 209 Clase "Casaco" fecha 9/1/80

Sistema de Abaque 15



SISTEMA COMPRESORAS ISI/

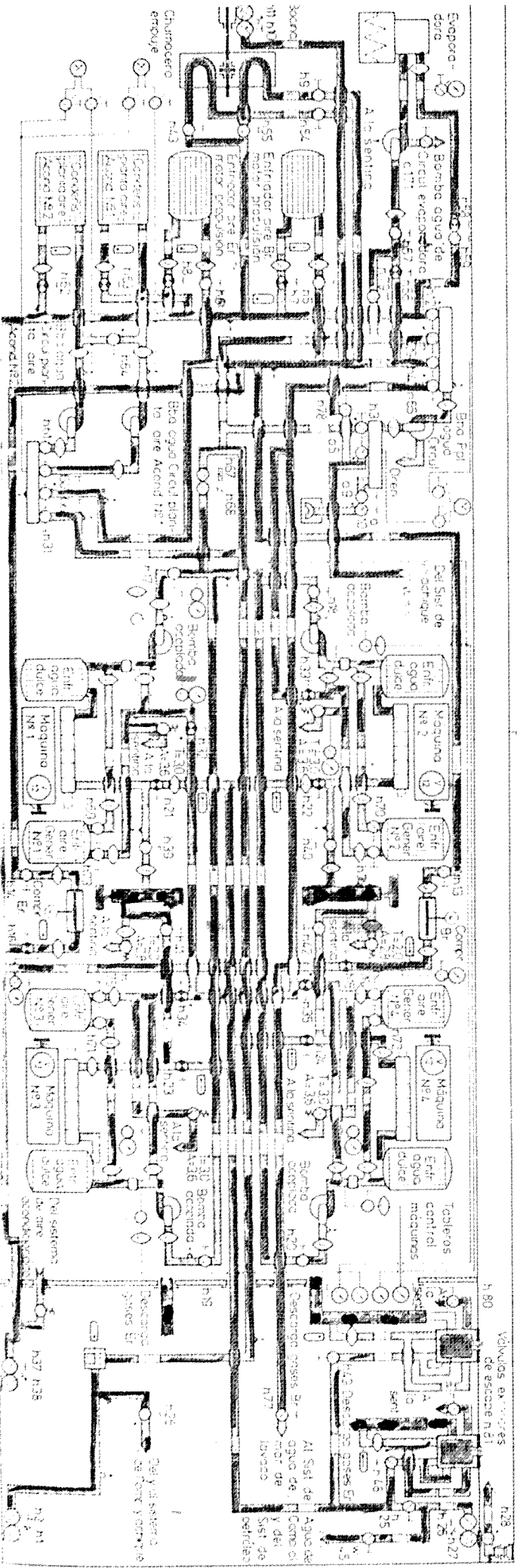
CONEXIONES DE LOS EQUIPOS
 N° 1 : Bombas 1 y 2
 N° 2 : Bombas 3 y 4
 N° 3 : Bombas 5 y 6
 N° 4 : Bombas 7 y 8
 N° 5 : Bombas 9 y 10
 N° 6 : Bombas 11 y 12
 N° 7 : Bombas 13 y 14
 N° 8 : Bombas 15 y 16
 N° 9 : Bombas 17 y 18
 N° 10 : Bombas 19 y 20
 N° 11 : Bombas 21 y 22
 N° 12 : Bombas 23 y 24
 N° 13 : Bombas 25 y 26
 N° 14 : Bombas 27 y 28
 N° 15 : Bombas 29 y 30
 N° 16 : Bombas 31 y 32
 N° 17 : Bombas 33 y 34
 N° 18 : Bombas 35 y 36
 N° 19 : Bombas 37 y 38
 N° 20 : Bombas 39 y 40
 N° 21 : Bombas 41 y 42
 N° 22 : Bombas 43 y 44
 N° 23 : Bombas 45 y 46
 N° 24 : Bombas 47 y 48
 N° 25 : Bombas 49 y 50
 N° 26 : Bombas 51 y 52
 N° 27 : Bombas 53 y 54
 N° 28 : Bombas 55 y 56
 N° 29 : Bombas 57 y 58
 N° 30 : Bombas 59 y 60
 N° 31 : Bombas 61 y 62
 N° 32 : Bombas 63 y 64
 N° 33 : Bombas 65 y 66
 N° 34 : Bombas 67 y 68
 N° 35 : Bombas 69 y 70
 N° 36 : Bombas 71 y 72
 N° 37 : Bombas 73 y 74
 N° 38 : Bombas 75 y 76
 N° 39 : Bombas 77 y 78
 N° 40 : Bombas 79 y 80
 N° 41 : Bombas 81 y 82
 N° 42 : Bombas 83 y 84
 N° 43 : Bombas 85 y 86
 N° 44 : Bombas 87 y 88
 N° 45 : Bombas 89 y 90
 N° 46 : Bombas 91 y 92
 N° 47 : Bombas 93 y 94
 N° 48 : Bombas 95 y 96
 N° 49 : Bombas 97 y 98
 N° 50 : Bombas 99 y 100



PERU Submarina Tor 208 Cose Casca: Carta 611-973

SISTEMA AGUA CIRCULACION PG.

Sistema de Engrase de TLT PS/L



Las bombas han sido catalogadas según su accionamiento en cuatro grupos:

- Turbina de vapor
- Máquina de vapor
- Motor de Combustión Interna
- Motor Eléctrico

En la tabla N^o. 1 mostramos esta capacidad - instalada desde OHP , hasta 1000 HP.

CAPACIDAD INSTALADA EN BUQUES DE LA ARMADA

HP.	ROTO DINAMICAS										D E S P L A Z A M I E N T O P O S I T I V O													
	C E N T R I F U G A S					A X I A L E S					A L T E R N A T I V A S					R O T A T I V A S								
	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	00-500	> 1000	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	500-1000	> 1000	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	10-500	500-1000	> 1000	
Motor de combustión interna	10	29	93	78	64																			
Vapor																								
Motor eléctrico	447	600	473	114																				
TOTAL:	10	554	693	601	114	64																		

Fuente: Oficina de Estadísticas de Producción del SIMAC.
 Datos a fines de 1984

Agua
 Otro fluido ○
 * Caudal sobrepara los 1000 m³/h
 Nota.- No se ha considerado Corbetas Misileras ni buques particulares, ni auxiliares pequeños.

1.1.4.- Datos estadísticos sobre reparaciones:

- Breve reseña histórica sobre reparaciones:

Anteriormente a los años 1981 y 1982, se reparaban bombas, tanto de buques particulares como buques de nuestra Armada.

Actualmente desde 1981 con la disminución drástica del Comercio Mundial, debido a la recesión, hay escasez de buques, resultando caro hacer algunos tipos de reparaciones, entre ellos las de las bombas hidráulicas, habiendo disminuido las de los Clientes Particulares y mantenido constante para los buques de nuestra Armada. Como no podemos predecir la terminación de la actual recesión, vamos a suponer una duración de unos cinco años, y sólo considerar las bombas reparadas para los buques de nuestra Armada, las cuales aparecen en las tablas 2 y 3.

BOMAS REPARADAS AÑO 1981

	R O T O D I N A M I C A S												DESPLAZAMIENTO												POSITIVO														
	CENTRIFUGAS						AXIALES						ALTERNATIVAS						ROTATIVAS																				
	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	500-1000	> 1000	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	500-1000	> 1000	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	500-1000	> 1000															
HP.																																							
Acciona- miento																																							
Turbina a Vapor		5			11								5*	1*	8																								
A Vapor																			3																				
Motor de Combus- tión In- terna	1																																						
Motor Eléctri- CO	2	26	51	15															2																				
	2	27	56	15	-	11	-						5	1	8				5																				

Agua
Otro fluido ○

Fuentes; Archivos talleres X-32 y X-39

* Caudal sobrepasa los 1000m³./h.

Oficina de Estadísticas de Produc-
ción del SIMAC.

BOMBAS REPARADAS AÑO 1982

HP. Acciona- miento	R O T O D I N A M I C A S												DESPLAZAMIENTO						POSITIVO								
	CENTRIFUGAS						AXIALES						ALTERNATIVAS						ROTATIVAS								
	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	< 1000	500-1000	100-500	50-100	20-50	5-20	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	500-1000	> 1000	0-1	1-5	5-20	20-50	50-100	100-500	500-1000
Turbina a Vapor		2			4			4*	2*	(8) Rad. Ax.												(1)	(5)				
A Vapor											4		1														
Motor de Combustión Interna				2																			(5)				
Motor Eléctrico	4 (1)	21	18	19							2																
TOTAL :	5	21	20	21	4	2	2	4	2	2		4	2	8	6	1					2	3	3	16			

Fuente: Archivos Talleres X-32, X-39
Oficina de Estadísticas de
Producción del SIMAC.

Agua
Otro fluido ()
* Caudal sobrepasa los 1000 m³/h.
** Caudal menor a 1m³./h.

1.1.5.- Tamaño de los bancos que conformarán el Laboratorio sobre la base del caudal y la potencia de accionamiento:

Del gráfico de la Fig.18 vemos que la mayor densidad de bombas reparadas se encuentra entre OHP y 50HP, 10m³/h y 200m³/h., lo que coincide con lo que presentamos en la tabla 1 para las bombas instaladas en los buques de la Armada, en donde la mayor densidad se encuentra entre los rangos de: 5-20HP, 20-50HP, 1-5 HP, respectivamente de mayor a menor densidad. Por lo expuesto es que escogemos el rango de 1-50 HP.

La misma tendencia que mostramos en la tabla 1 se presenta en las tablas 2 y 3 que mostramos en forma resumida y con promedios en la figura 19.

	POTENCIA EN HP		
	1-5	5-20	20-50
1981	31	66	22
1982	24	29	37
PROM.	27.5	47.5	29.5

Figura N^o.19 Totalidad de bombas (rotodinámicas y de desplazamiento positivo) reparadas, accionadas tanto por motores eléctricos, turbinas etc.

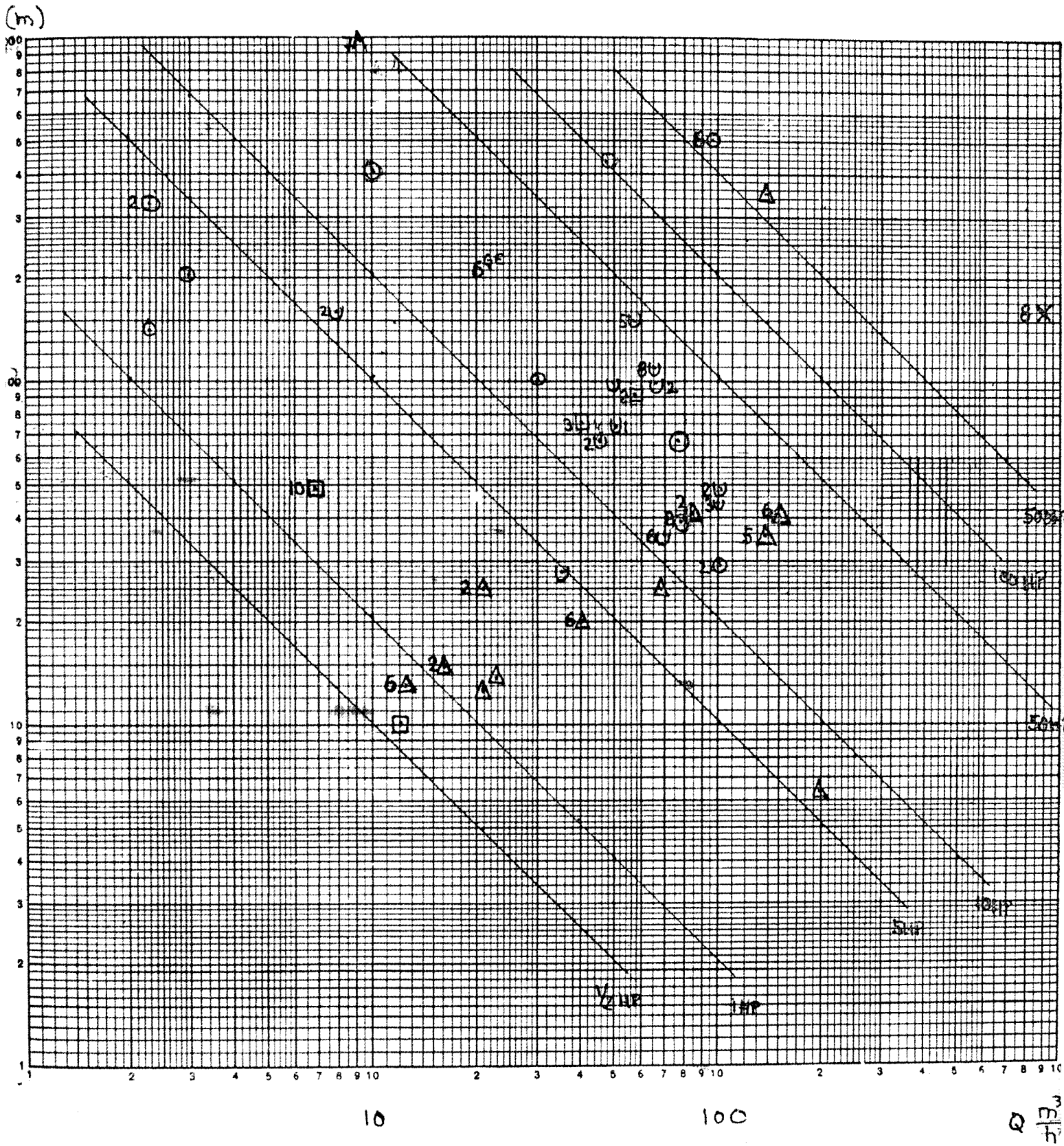


FIG. 18 GRAFICO BOMBAS REPARADAS AÑO 1982
 $Q (m^3/h)$ vs $H (m)$ CURVAS DE POTENCIAS

- | | |
|----------------------------|-------------------------|
| ○ SISTEMA GENERACION VAPOR | A SISTEMA CONTROL BUQUE |
| △ SISTEMA PROPULSION | □ SERVICIOS |
| ▽ SISTEMA CONTROL AVERIAS | X VARIOS |
| ☆ AUXILIARES | |

Por lo expuesto de las bombas rotodinámicas y de desplazamiento positivo, escogemos las bombas centrífugas y las rotativas, respectivamente, por ser las más abundantes y comunes actualmente en los buques. Además por la cantidad de bombas estudiaremos las del rango de 1 a 10 HP ,de preferencia en vez de partir de un rango menor a un HP.

De las Tablas 1,2 y 3 podemos observar los promedios de bombas, tanto centrifugas como rotativas y su accionamiento en porcentajes:

Bombas instaladas a bordo:

- Accionadas por turbinas

$$\begin{array}{l} \text{a vapor} \\ \text{= } \frac{390}{2650} = 14.7\% \end{array}$$

- Motores de combustión

$$\begin{array}{l} \text{interna} \\ \text{= } \frac{108}{2650} = 4.07\% \end{array}$$

- Motores eléctricos

$$\text{= } \frac{2152}{2650} = 81.2\%$$

Bombas reparadas (promedio de los años 81 y 82):

- Accionadas por turbinas

$$\begin{array}{l} \text{a vapor} \\ \text{= } \frac{8}{103.5} = 7.73\% \end{array}$$

- Motores de combustión

$$\begin{array}{l} \text{interna} \\ \text{= } \frac{4.50}{103.5} = 4.35\% \end{array}$$

- Motores eléctricos

$$\text{= } \frac{91.0}{103.5} = 87.9\%$$

en donde la gran mayoría (alto porcentaje) es accionado por motores eléctricos, por lo que escogeremos este tipo de accionamiento para nuestro laboratorio.

En el cuadro de la Figura 20, tenemos los promedios de bombas reparadas, tanto centrifugas como rotativas, en donde apreciamos un alto porcentaje de bombas centrifugas, por lo que

hemos escogido este tipo de bombas para nuestro estudio.

Esta misma tendencia se observa en la capacidad instalada de bombas en los buques.

Fig.20

	Cantidad	%
Centrifugas	75	86.2
Rotativas	12	13.8
Total:	87	100.0

En resumen, tenemos que las bombas accionadas por motores eléctricos son más numerosas, seguidas por las de turbina de vapor, luego por las de motor de combustión interna y después por las accionadas por máquinas de vapor. Así mismo, la mayoría de bombas se emplean para bombear agua y en menor cantidad petróleo, aceite etc.

De las tablas 2 y 3 de la figura 20, podemos suponer que el 50% de las bombas centrifugas accionadas por motor eléctrico están dentro del rango de 1-10HP y que el otro 50% dentro de 10-50HP y que además durante un año se probarían aproximadamente 38 bombas en un banco de 1-10HP y 38 bombas dentro de 10-50HP.

Teniendo en cuenta que una reparación de bomba en el rango de 1-50HP tiene una duración promedio de 5 días y que las pruebas de la -

bomba duren un día, estaríamos dentro del tiempo que demora la estadía del buque en el dique seco o flotante que es de siete (7) días aproximadamente, en promedio. La reparación de una bomba entre 1-10HP ,nos podría demorar tres (3) días, considerando un día para la prueba, nos bastaría un banco. Para las bombas entre 10-50 HP ,que nos toman cuatro (4) días de reparación y dos (2) días de pruebas en el peor de los casos, en preparación de aditamentos, dispondríamos de dos bancos.

En las tablas 4 y 5 mostramos la cantidad total de bombas reparadas (dinámicas y de desplazamiento positivo), accionadas por turbinas, motores de combustión interna, motores eléctricos, etc., tanto para agua como para otros fluidos y desde 1 a 50 HP ,para 3600, 1800, 1200 y 900 RPM.

En las Tablas 6 y 7, presentamos la cantidad total de bombas centrífugas accionadas por motor eléctrico, de 1 a 50 HP, y para agua.

T A B L A N º.4

RPM	3600		1800		1200		900	
HP.	1-10	10-50	1-10	10-50	1-10	10-50	1-10	10-50
1981	13	2	16	60	4	8	10	6
1982	9	4	17	27	1	10	4	18

T A B L A N º.5

HP.	1-10	10-50	T O T A L
1981	43	76	119
1982	31	59	90

T A B L A N.º. 6

RPM HP. Año	3600		1800		1200		900	
	1-10	10-50	1-10	10-50	1-10	10-50	1-10	10-50
1981	11	0	14	56	4	7	0	0
1982	8	0	16	24	1	9	0	0

T A B L A N.º. 7

HP. Año	1 - 10	10 - 50	T O T A L	PROMEDIO
	1981	29	63	92
1982	25	33	58	

1.2. Comparación entre normas técnicas

1.2.1.- Normas más usuales

Después de tomar los datos estadísticos y basándonos en normas internacionalmente reconocidas, determinaremos las características de un laboratorio de pruebas que nos servirá para averiguar el comportamiento de una bomba determinada y comparar los resultados con los valores nominales dados por el fabricante.

Esta comparación la haremos después de una reparación para garantizar al usuario la calidad del trabajo efectuado.

Las normas revisadas para nuestro proyecto han sido:

- . ISO (International Organization for Standardization)
- . DIN (Deutsche Industrie Normen)
- . JIS (Japanese Industrial Standards)
- . ASME (American Society of Mechanical Engineers)
- . BS (British Standards Institution)
- . ANSI (American National Standards Institute)
- . Standards of Hydraulic Institute)

de las cuatro últimas que están en sistema inglés de medidas hemos considerado las de ASME, por ser más comunes en nuestro medio.

Las normas sobre las que basamos nuestro

proyecto son las normas ISO 2548: "Centrifugal, mixed flow and axial pumps - Code for acceptance test - Class C". Hemos escogido la clase C menos precisa, porque es la de menor inversión de tiempo y dinero. Las pruebas de tipo B sirven para un alto grado de exactitud. Las de tipo A son las más precisas y se utilizan en donde se justifican una mayor inversión de tiempo y dinero; por ejemplo en prototipos o modelos de grandes bombas. En algunos casos combinamos el uso de estas normas, como las DIN 1944⁸ o las de la British Standard (Ref. 6)

Los valores que se comparan son:

- . Caudal
- . Altura de energía
- . Potencia de entrada
- . NPSH

Para la determinación de estos parámetros, vamos a medir:

- . Caudal
- . Presión
- . Torque y RPM.

1.2.2.- Utilización de las normas

Utilizaremos las normas ISO como base para trazar nuestras curvas características y compararlas con los puntos nominales.

TRAZADO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS SEGUN ISO.

Consiste en aplicar a los valores nominales Q_n , H_n coeficientes de errores: e_q y e_h que consideran errores totales (sistemáticos, casuales, etc.) estos son:

$$e_q = 0.07$$

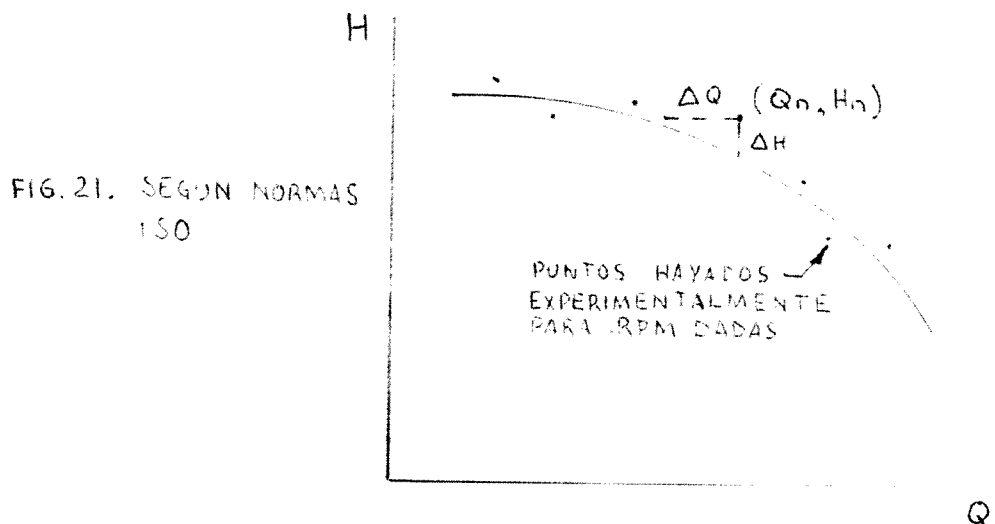
$$e_h = 0.04$$

(Estos coeficientes contienen a los factores f_q y f_h dados por DIN)

luego aplicamos la ecuación:

$$\left(\frac{Q_n e_q}{\Delta Q}\right)^2 + \left(\frac{H_n e_h}{\Delta H}\right)^2 \geq 1 \text{ ----- (a)}$$

en donde Δq y ΔH son distancias a las curvas características, como se ve en la Fig.21.

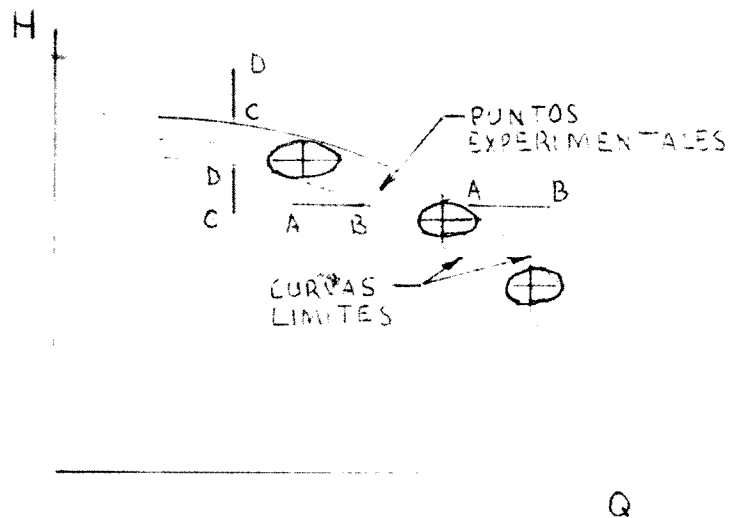


Si se cumple la ecuación (A) la bomba estará dentro de lo determinado, para unas RPM dadas.

TRAZADO DE LAS CURVAS
CARACTERISTICAS SEGUN DIN

Consiste en hallar las curvas características y aplicar a los puntos experimentales factores de error (ver tabla N^o.4) f_q y f_H , para trazar elipses de errores dentro de los cuales deberán estar los puntos nominales para satisfacer los requerimientos, tanto de los dados por el fabricante, como los exigidos por la práctica.

FIG. 22. SISTEMA
DIN



En las tablas 8 y siguientes tenemos comparación de normas en cuanto aplicaciones a va-
lores que se hallarán experimentalmente.

1.2.3.- Tolerancias

Aún con medidores del mismo tipo, la medida del flujo o cualquier otra magnitud no es semejante.

Hay más disparidad en medidores de tipo desplazamiento que en el de tipo de presión diferencial. Las expresiones, límite de exactitud, o porcentaje de incertidumbre, pueden ser substituidas por "tolerancia". Estas tolerancias no se refieren a errores sistematicos (errores humanos de observación, errores de calibración, errores experimentales etc). que al incrementarse el número de mediciones no pueden cambiar el error y que no tiene posibilidad de predicción.

La tolerancia total es la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las tolerancias de los factores individuales. Según ISO (ISO/TC-30) se ha adoptado lo siguiente:

- 1.- El valor número de la tolerancia será el doble de la desviación standard.
- 2.- La desviación standard se computa como sigue: suma de cuadrados de las desviaciones, con respecto al valor más probable, dividido por el número de observaciones menos uno, tomar la raíz cuadrada de este cociente.

Si los errores casuales son 2 á 3 veces -

menores que los errores o tolerancia del instrumento (dado por los catálogos), entonces la tolerancia total, sólo considerará el e-rror del instrumento. Si el error del instrumento resulta 2 á 3 veces menor que el error casual, entonces se desprecia el error del -instrumento y se considera el casual. Si los errores del instrumento y casual resultan ser del mismo orden entonces será como se indicó anteriormente (raíz cuadrada de la suma de -los cuadrados de las tolerancias individua-les).

Cualquier método, cuyos instrumentos han sido calibrados o comparados con normas ISO pueden ser usados siempre que no pasen los límites dados por la TABLA DE ERRORES SISTE-MATICOS, TABLA N^o.10.

Si se han seguido las recomendaciones, -concernientes a los errores sistemáticos de instrumentos dados por la TABLA N^o.10, del experimento o prueba, se debe asumir que el límite total de errores no excederán los da-dos por la TABLA DE LIMITES MAXIMOS PERMISI-BLES DE ERRORES TOTALES, TABLA N^o.9.

Anteriormente, la tolerancia se encontra-ba por promedio aritmético de las partes de los valores de la prueba, desde curvas corre-lativas y este valor sin ser doblado era -

la tolerancia que era aproximado al hallado por métodos actuales.

Ejemplo de aplicación de la tolerancia

Una bomba que proporciona:

$$Q = 95 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

$$H = 25 \text{ m.}$$

$$\eta = 75\%$$

$$n = 1450 \text{ RPM.}$$

$$\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3.$$

El coeficiente de error correspondiente al caudal es: f_q . El valor tomado de la tabla 8 para DIN (f_q) esta aproximadamente entre ± 2.0 y $\pm 3.0\%$ para medidor tipo orificio, que además esta dentro del valor dado por ISO, según tabla 9 ($\pm 3.5\%$).

La tolerancia esta dada por:

$$\Delta Q = f_q \cdot Q$$

$$\text{supondremos: } f_q = 3.0\%$$

$$\text{luego: } \Delta Q = \pm 0.03 \times 95 = \pm 2.85 \text{ m}^3/\text{h.}$$

El coeficiente de error, correspondiente a la altura lo tomamos de la tabla 9 para ISO, tendrá como límite : $\pm 3.5\%$. La fórmula para calcular f_H , según DIN, mostramos en el siguiente punto.

$$f_H \text{ lo supondremos: } 2.0\%$$

La tolerancia esta dada por:

$$\Delta H = f_H \times H$$

$$= 0.02 \times 25 = 0.5 \text{ m.}$$

El coeficiente de error, correspondiente a la eficiencia, aparece en la tabla 9 pra ISO y - tiene como límite: $\pm 4.5\%$. La fórmula dada por DIN la presentamos en el siguiente punto:

f_η la supondremos: $\pm 3.08\%$.

luego la tolerancia ára la eficiencia será:

$$\Delta\eta = \pm 0.03 \times 75 = \pm 2.25\%$$

TOLERANCIAS TOTALES

Los coeficientes de errores y sus límites para DIN, aparecen en la tabla de "LÍMITES DE EXACTI TUD DE MEDICIONES TIPO C:

La tolerancia total esta dada por:

(a) Para el caso de la medida de la descarga - Q: $f_Q = f_q$

(b) Para la medida de la altura H.

$$f_H = \pm \sqrt{\left(\frac{Z_d - Z_s}{H}\right)^2 f_z^2 + \left(\frac{p_d}{\gamma H}\right)^2 f_{pd}^2 + \left(\frac{p_s}{\gamma H}\right)^2 f_{ps}^2 + \frac{(V_d - V_s)^4}{(gH)^2} f_v^2}$$

Para bomba con alta altura de energía y con pequeños valores de p_s/p_d : $f_H \approx f_p$.

(c) Para eficiencia:

$$f_\eta = \pm \sqrt{f_q^2 + f_H^2 + f_p^2 + f_\gamma^2} \cong \pm \sqrt{f_q^2 + f_H^2 + f_p^2}$$

T A B L A N o . 8

L I M I T E S D E E X A C T I T U D D E M E D I C I O N E S D E T I P O C .

Cantidad para ser medida	T I P O D E M E D I D O R	N O R M A S		
		ISO	DIN ⁸	ASME ⁵
Capacidad	<p>a) Medición del volumen para una medida de tiempo de $t \geq 50$ s y con aplicación de:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Escala o medidor de gancho con estabilizador - Tubo piezométrico o un flotador para la medida de diferencia de niveles ΔZ en m, si el chorro es estabilizado en y fuera del tanque. - Nivel de levantamiento entre marcas de distancia Z en m. <p>b) Medición del volumen para medidas de tiempo $t \leq 50$ s:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para un medidor de volúmenes dentro del rango admitido del número de reynolds. - Para un medidor de velocidades dentro del admitido rango del número de reynolds <p>c) Tanque para medición de pesos o volúmenes.</p> <p>d) Medidor de flujo de apertura variable, si esta calibrado</p>		<p>fq.</p> <p>+ <u>0.6%</u></p> <p>+ <u>$\frac{0.6\%}{\Delta Z}$</u></p> <p>+ <u>$\frac{1.0\%}{\Delta Z}$</u></p> <p>+ <u>2.0%</u></p> <p>+ <u>3.0%</u></p> <p>+ <u>4.0%</u></p>	1.0%

Cantidad para ser medida	TIPO DE MEDIDOR	NORMAS		
		ISO	DIN	ASME
		<p>e) Pantalla deslizante:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para una medida de tiempo bajo condiciones de estado estable $t \geq 50$ s. - Para una medida de tiempo bajo condiciones de estado estable $t < 50$ s. <p>f) Método de la velocidad de sales de ALLEN:</p> <ul style="list-style-type: none"> - En tuberías con $D \geq 1600$mm. - En tuberías $800\text{mm} \leq D < 1600$mm. - En tuberías $250\text{mm} < D < 800$mm. <p>g) Orificios</p> <p>Toberas</p> <p>Venturis</p> <p>h) Disco</p> <p>i) Medidores tipo tkurbina axial:</p> <ul style="list-style-type: none"> - En general 		<p>$\pm 0.6\%$</p> <p>$\pm \frac{30}{t} \%$</p> <p>$\pm 2.0\%$</p> <p>$\pm 2.4\%$</p> <p>$\pm 3.0\%$</p> <p>Desde $\pm 2.0\%$</p> <p>Hasta $\pm 3.0\%$</p> <p>+</p>

Cantidad para ser medida	TIPO DE MEDIDOR	NORMAS		
		ISO	DIN	ASME
	<ul style="list-style-type: none"> - En tuberías con: $D \geq 1500\text{mm}$. - $800\text{mm} \leq D < 1500\text{mm}$. - En canales abiertos de sección rectangular 		<ul style="list-style-type: none"> + 2.0% + 2.4% + 3.0% 	
	<p>j) Tubo Pitot:</p> <ul style="list-style-type: none"> - En general - En tuberías con: $D \geq 800\text{mm}$. para fluctuaciones en alturas de velocidad de: <ul style="list-style-type: none"> . Menos que 1.0% de lectura . Para grandes fluctuaciones 		<ul style="list-style-type: none"> + 3.0% + 4.0% 	+ 1.5%
	<p>k) Vertedero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para vertedero calibrado - Para aplicación de fórmulas: <ul style="list-style-type: none"> . Vertedero rectangular sin contracción final . Vertedero rectangular con contracción final 		<ul style="list-style-type: none"> + 2.0% + 3.0% + 4.0% 	
	<p>l) Método de la sal diluida:</p> <ul style="list-style-type: none"> - En tuberías con: $D \geq 1500\text{mm}$. - $500\text{mm} < D < 1500\text{mm}$. 		<ul style="list-style-type: none"> + 3.0% + 4.0% 	

Cantidad para ser medida	TIPO DE MEDIDOR	N O R R M A S		
		ISO	DIN	ASME
Presión	<p>m) Método termodinámico:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para agua fría y alturas $H \geq 150m$. - $100m. \leq H < 150m$. - Para líquidos calientes y alturas de $H \geq 500m$. <p>N) Método inductivo para velocidades de flujo:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para $V \geq 1.5m/s$. - $0.8 \frac{m}{s} < V < 1.5 \frac{m}{s}$ 		<p>+ 4.0%</p> <p>+ 4.4%</p> <p>+ 5.0%</p>	
	<p>a) Con manómetro líquido para $\left(\frac{p}{\gamma}\right)_{max.} = 1.5m$ en el rango de $0.1m < \left(\frac{p}{\gamma}\right) \leq 1.5m$.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para máxima diferencia de altura Δh en m de $\pm 10^{-3}m = \pm 1mm$. - Para grandes diferencias Δh en m. 		<p>fp.</p> <p>+ 0.2% $\frac{P}{\gamma}$</p> <p>+ $2 \times 10^{-2} \frac{\Delta h}{P \gamma}$</p>	

Cantidad para ser medida	TIPO DE MEDIDOR	N O R M A S		
		ISO	DIN	ASME
	<p>b) Con manómetro líquido para $(\frac{p}{\rho}) \max, > 1.5m$.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para máxima diferencia de alturas Δh en m. de $\pm 10^{-3}m = \pm 1mm$. - Para grandes diferencias Δh en m. <p>c) Manómetro líquido para: diferencia de alturas entre: 76.2mm. y 127mm. Diferencia de alturas sobre 127mm.</p> <p>d) Con manómetros de peso muerto</p> <p>e) Manómetros tipo Bourdon o de resorte de presión calibrado.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Para clase de precisión 0.6 - Para clase de precisión 0.8 <p>Para manómetro Bourdon de 127mm. diámetro</p>		$\pm \frac{0.4\%}{p/\rho}$ $\pm 4 \times 10^{-2} \frac{\Delta h\%}{p/\rho}$ $\pm 0.75\%$ $\pm 0.5\%$ $\pm 0.2\%$	$\pm 1.2 \frac{\text{Val. full Esc\%}}{\text{Lect. Manom.}}$ $\pm 1.6 \frac{\text{Val. full Esc\%}}{\text{Lect. Manom.}}$

Cantidad para ser medida	TIPO DE MEDIDOR	NORMAS		
		ISO	DIN	ASME
Potencia de entrada de la bomba P.	<ul style="list-style-type: none"> . 1/4 + 1/2 Full escala . 1/2 + 3/4 Full escala . sobre 3/4 escala 			$\pm 1.0\%$ $\pm 0.75\%$ $\pm 0.5\%$
	<p>a) Desde la potencia de entrada de un motor CC: Para una potencia normal (especifica o de garantía) $P_n \leq 25$ KW. Para $P_n > 25$ KW.</p> <p>b) Desde la potencia de entrada de un motor CA: Para una potencia normal $P_n \leq 25$ KW. Para 25 KW. $< P_n \leq 250$ KW. Para $P_n > 250$ KW.</p>		fp. $\pm 4.0\%$ $\pm 3.0\%$ $\pm 3.0\%$ $\pm 2.0\%$ $\pm 1.6\%$	
	<p>c) Desde torque y velocidad de un dinamómetro conectado a un motor eléctrico suspendido</p> <ul style="list-style-type: none"> - De un dinamómetro de torsión en la medida de un rango: $\alpha \geq 0.75 \alpha_{max}$. - Para: $0.50 \alpha_{max} < \alpha < 0.75 \alpha_{max}$. <p>d) Mediante watímetro y cronómetro</p>		$\pm 2\sqrt{1.0^2 + f_n^2}$ $\pm 2\sqrt{1.2^2 + f_n^2}$ $\pm 2\sqrt{1.5^2 + f_n^2}$	$\pm 1.5\%$

Cantidad para ser medida	TIPO DE MEDIDOR	NORMAS		
		ISO	DIN	ASME
Velocidad de Rotación	e) Watímetro portátil			$\pm 1.5\%$
	f) Watímetro de precisión para prueba:			
	- 1/4 + 1/2 escala			$\pm 0.75\%$
	- 1/2 + 3/4 escala			$\pm 0.5\%$
	- Sobre 3/4 escala			$\pm 0.25\%$
	g) Amperímetro tipo clavija		fn	$\pm 4.0\%$
	a) Con tacómetros manuales		$\pm 2.0\%$	$\pm 1.25\%$
	b) Con tacómetros electrónicos		$\pm 0.2\%$	$\pm 0.5\%$
	c) Con estroboscopios		$\pm 1.0\%$	$\pm 1.5\%$

COMPARACION DE ERRORES, PRECISIONES
O EXACTITUDES

LIMITES MAXIMOS PERMISIBLES DE ERRORES
TOTALES, %

T A B L A N^o.9

C A N T I D A D	N O R M A S		
	ISO ¹¹	DIN ⁸	ASME ⁵
- Caudal	+ 3.5	+ 3.0	4.0
- Altura total de la bomba	+ 3.5	+ 2.0	
- Potencia entrada bomba	+ 3.5	+ 2.0	4.0
- Potencia eléctrica entrada (Para eficiencia total prueba)	+ 3.5	+ 2.0	4.0
- Velocidad de rotación	+ 2.0	+ 2.0	1.5
- Eficiencia total (computada desde caudal, altura total y potencia eléctrica).	+ 4.5	3.6	5.0
- Eficiencia bomba	+ 5.0	Omitida	

(Ref.5) Tomado del American, National Standards Institute, ANSI B-58.1

LIMITES PERMISIBLES DE ERRORES SISTEMATICOS
EN INSTRUMENTOS DE MEDICION, %

T A B L A N.º.10

CANTIDAD MEDIDA	N O R M A S		
	ISO "	DIN	ASME
- Caudal	+ 2.5		
- Altura total bomba	+ 2.5		
- Potencia entrada bomba	+ 2.5		
- Potencia eléctrica de entrada (prueba de eficiencia total).	+ 2.0		
- Eficiencia motor	+ 2.0		
- Velocidad de rotación	+ 1.4		

LIMITES DE VARIACION ENTRE MEDICIONES
REPETIDAS DE LA MISMA CANTIDAD (BA-
SADA EN 95% DE LIMITE DE CONFIDENCIA).

T A B L A N^o.11

NUMERO DE OBSERVACIONES.	DIFERENCIA MAXIMA PERMISIBLE ENTRE LA MAS GRANDE Y LA MAS PEQUEÑA LECTURA DE CADA CANTIDAD %	
	- Caudal - Altura de energía - Torque - Potencia - Eficiencia	Velocidad de rotación
3	1.8	1.0
5	3.5	2.0
7	4.5	2.7
9	5.8	3.3

Ref. II.

DESVIACIONES DE LA VELOCIDAD DE ROTACION
DE PRUEBA CON RESPECTO A LA VELOCIDAD
ESPECIFICA O GARANTIZADA, $\frac{n-ns p}{ns p}$

T A B L A N^o.12

CANTIDAD MEDIDA	N O R M A		
	ISO ^{''}	DIN ⁸	ASME
- Caudal	+ 20%, - 50%	+5%, -50%	
- Altura de energía	+ 20%, - 50%	+5%, -50%	
- Eficiencia	+ 20%	+5%, -10%	

DESVIACIONES DE LA ALTURA DE ENERGIA DE
VALORES DE PRUEBA CON RESPECTO A VALORES
GARANTIZADOS O ESPECIFICOS

T A B L A N^o.13

CANTIDAD MEDIDA	N O R M A		
	ISO	DIN ⁸	ASME
- Altura		+11%, - 75%	
- Caudal		+11%, - 75%	
- Eficiencia		+11%, - 19%	

FLUCTUACIONES ACEPTABLES, % CON
RESPECTO A VALORES PROMEDIOS

T A B L A N.º.14

CANTIDAD MEDIDA	N O R M A S		
	ISO ¹¹	DIN ⁶	* ASME ¹
- Caudal	+ 6.0		+ 0.5
- Altura	+ 6.0	+ 1.0	
- Torque	+ 6.0		
- Potencia	+ 6.0	+ 1.5	+ 1.0
- Velocidad de rotación	+ 2.0	+ 0.5	+ 0.3

(*) Estos valores son aplicables a/o cerca del punto de mejor eficiencia.

T A B L A N.º.15

DESVIACIONES ACEPTABLES DE CANTIDADES INDE
PENDIENTES DESDE CONDICIONES DE PRUEBAS
GARANTIZADAS, %

CANTIDAD MEDIDA	N O R M A S		
	ISO	DIN	ASME ¹
- Caudal			$0.98 \leq \frac{Q/n}{QG/nG} \leq 1.02$
- Potencia de entrada a la bomba			
- Velocidad			+3.0% DE nG.

C A P I T U L O 2

CONSIDERACIONES GENERALES DEL LABORATORIO

2.1. Tipos de laboratorio

Los motivos por los que se realizan los ensayos en un laboratorio son:

- a) Determinación de las curvas características de una bomba.
- b) Verificar el estado de una bomba, determinando las pérdidas de las mencionadas características.
- c) Garantizar al usuario la reparación efectuada en su bomba.
- d) Pruebas de aceptación de las bombas, garantizando valores en los puntos nominales.
- e) Ensayos de laboratorio que se ocupan del desarrollo de proyectos (bombas prototipo) y de trabajos experimentales.
- f) Ensayos de la instalación completa y de las bombas individuales.

Con el laboratorio que proyectamos podríamos efectuar los puntos (a), (b), (c) y (d). Para el punto (e), necesitaríamos un laboratorio donde se requiere mediciones de gran precisión.

Para el laboratorio del punto (f), se utilizaría uno portatil, en donde las técnicas de ensayo sean lo más sencillo posible.

Los parámetros que vamos a medir en este laboratorio son:

- Caudal
- Altura de elevación
- Potencia de entrada
- NPSH

para la determinación de estos parámetros vamos a medir las magnitudes siguientes:

- Caudal
- Torque
- RPM
- Presión

Un esquema del laboratorio en que mostramos sus componentes, aparece en la Fig.1:

- 1.- Tubería de aspiración
- 2.- Vacuómetro
- 3.- Manómetro
- 4.- Válvula de compuerta para variar el caudal
- 5.- Medidor del caudal
- 6.- Motor de accionamiento de corriente continua con variación de las RPM.
- 7.- Tubería de impulsión
- 8.- Termómetro
- 9.- Bomba que se ensaya
- 10.- Tacómetro para medir velocidad de rotación
- 11.- Torquímetro para medición de par

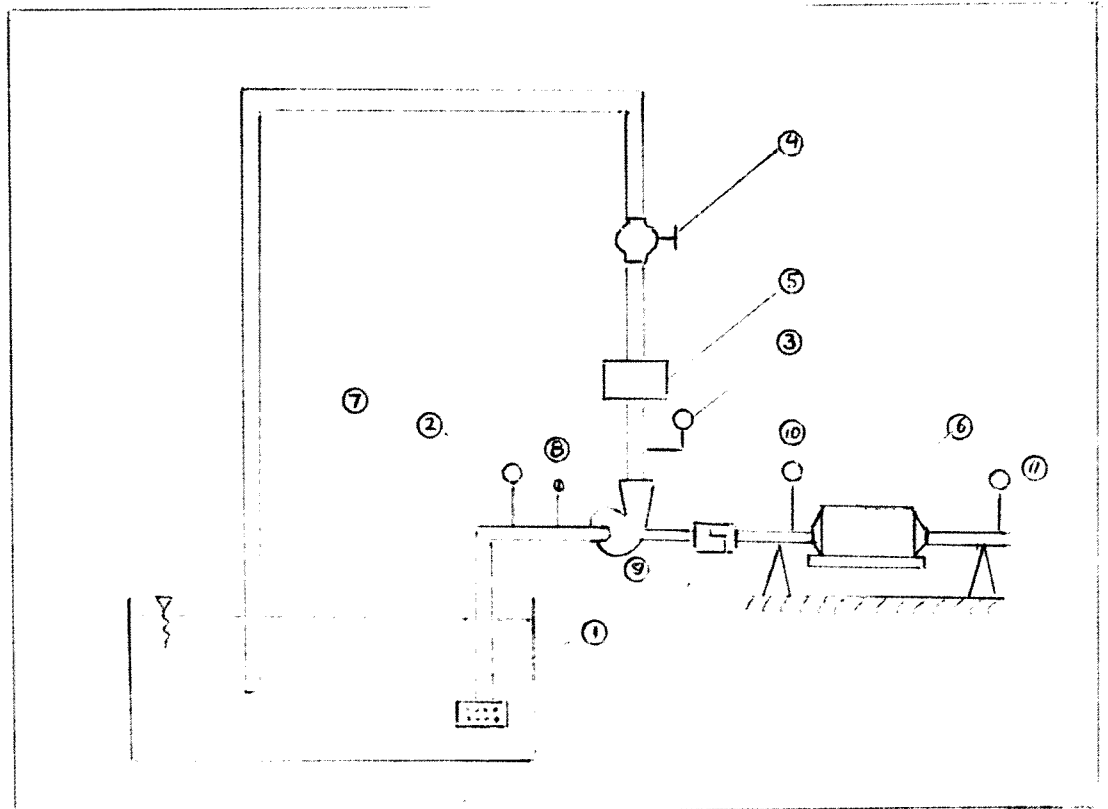


Fig. 1 Esquema de un banco de pruebas de bombas -
hidráulicas.

Los tipos de bombas que estamos estudiando son las centrífugas radiales, pero las normas ISO en que nos basamos (ISO 2548-1973)¹¹, sirven tanto para estas como para las de flujo semiaxial y axial. Para las bombas de desplazamiento positivo se recomienda: "Power Test Codes for Reciprocating Steam-Driven Displacement Pumps" de la ASME, Ref. 3.

Otro esquema en que presentamos un principio general de un banco de pruebas lo vemos en la Fig.1a:

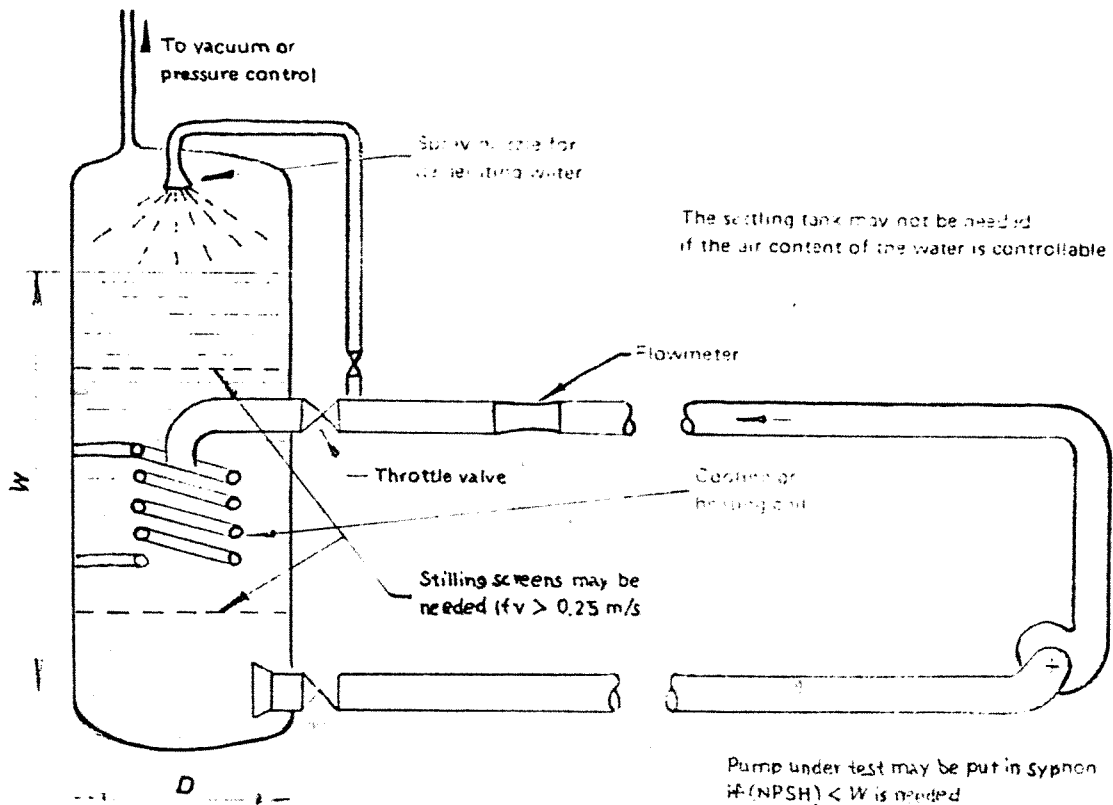


Fig.1a Esquema presentando el principio general de un banco de pruebas en circuito cerrado, Ref. II.

El esquema de la Fig.1a se diferencia de los demás - casos en que en la parte superior del depósito se ha practicado un orificio, por el cual se puede conectar a una bomba de vacío a través de un dispositivo que permita regular las condiciones de aspiración.

Alternativamente, se puede conectar el depósito a una toma de aire comprimido que proporciona una altura de aspiración positiva para el ensayo de bombas

que funcionen con aspiración sumergida. Ambos ensayos se pueden efectuar en la misma instalación (una conexión para vacío y otra para aire comprimido).

El ensayo en circuito cerrado con fluidos calientes (o cuando el calentamiento del fluido es probable - que cause errores de medición) puede exigir un sistema de enfriamiento (instalado generalmente en el depósito), que suele consistir en un serpentín refrigrador. La necesidad de enfriamiento puede ser muy importante en los grandes bancos de ensayo que tratan fluidos a elevadas temperaturas. Este tipo de banco es también muy usado para realizar ensayos de cavitación.

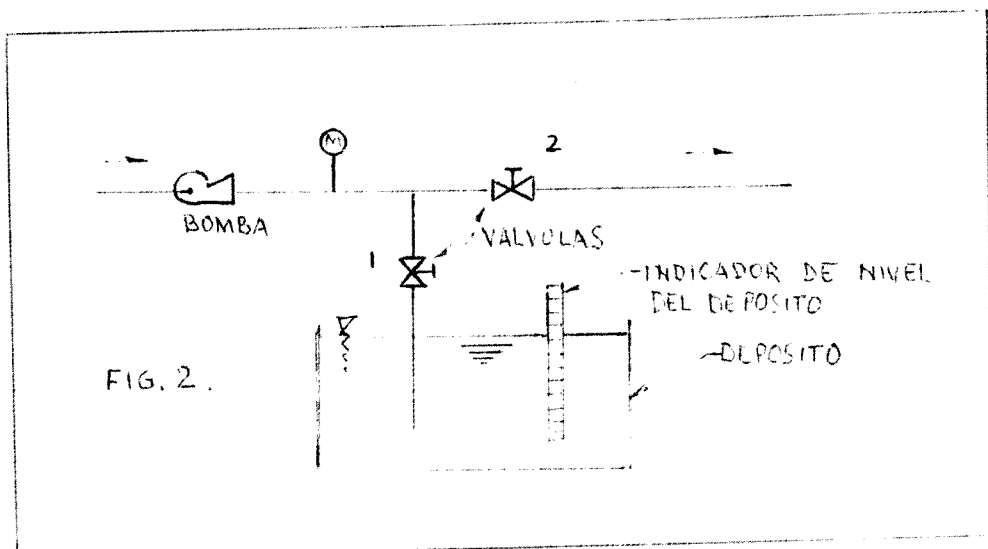
2.2.- Aspectos de medición

2.2.1.- Diversos aparatos que intervienen en la medición del: Caudal, presión, potencia de entrada, RPM, basados en normas ISO 2548-1973 (E).¹¹

Medición del caudal

A. Método por medición del peso, este método nos da el valor medio del flujo en un tiempo determinado. Esta sujeto a errores en la medición del tiempo empleado, en la discrepancia del momento en que el flujo comienza a pesarse y su término, determinación de la densidad.

B. Método del tanque volumétrico: Este método como en el caso anterior solo nos da el valor medio del caudal en un tiempo determinado. Consiste en leer directamente el volumen ocupado por el fluido en tanques previamente calibrados.



En la Figura N^o.2 mostramos una instalación sencilla para determinar el caudal de bombas pequeñas (ideal) para ensayos in situ. Para determinar el caudal se abren las válvulas 1 y 2; después se cierra la válvula 2 para interceptar el flujo y derivarlo a la válvula 1 hasta obtener la presión de descarga que se precise. En este momento se toma la lectura del caudal, midiendo el aumento de nivel en un tiempo determinado, medición que se convierte en volumen descargado en este tiempo.

Para caudales mayores, será necesario emplear bancos de ensayo en donde el caudal se determine mediante descarga en un depósito calibrado, como el que se muestra en la Figura N^o. 3.

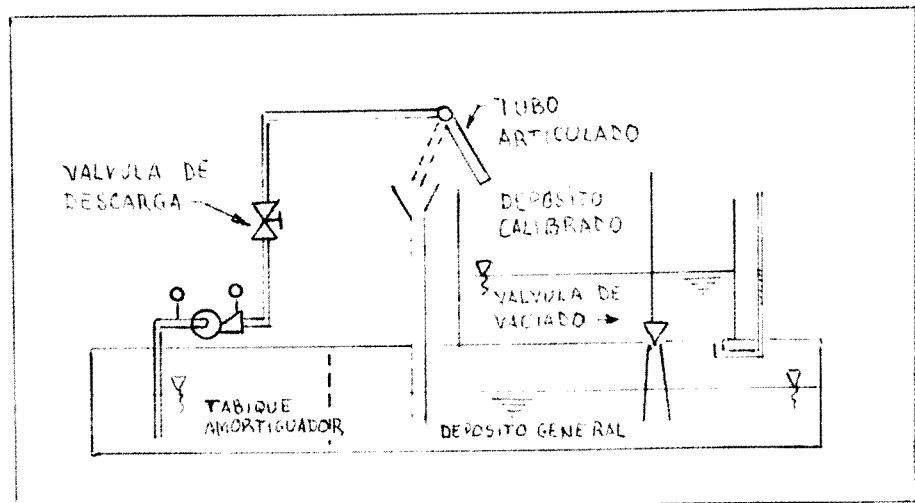


FIG. 3.

En la Figura N^o.3 muestra la forma más sencilla de banco de ensayos de circuito abierto, que utiliza un depósito de medida y otro de aspiración, este último dividido en dos compartimientos por un tabique amortiguador.

Un tubo articulado permite descargar el fluido directamente en el depósito de aspiración mientras la bomba adquiere la velocidad final y se ajusta la válvula de estrangulación para obtener la altura de elevación requerida. Una vez alcanzado el funcionamiento deseado se inclina el tubo en sentido contrario dirigiéndolo hacia el depósito calibrado vacío, y se retira de nuevo cuando haya pasado un tiempo dado. La cantidad de líquido descargado en este tiempo se conoce ya sea por un indicador de nivel o cualquier otro instrumento. El líquido regresa al depósito de aspiración cuando se abre la válvula de salida, la cual debe permitir un vaciado rápido y una descarga suave, de manera que se pueda tomar la siguiente lectura en el menor tiempo posible.

El principal defecto de este banco de pruebas es que durante el ensayo baja el nivel del líquido en el depósito de aspiración y por lo tanto, la bomba funciona con una altura de aspiración (y, en consecuencia una altu

ra total) variable. Cuanto menor es la relación entre la altura de elevación total y el descenso de nivel en el depósito, tanto mayor es su efecto en el caudal. Esto se puede evitar de las siguientes maneras:

- Aumentando la relación entre los volúmenes de los depósitos de aspiración y descarga, de suerte que el descenso de nivel resulte despreciable.
- Ajustando continuamente la válvula de estrangulamiento, de manera que la bomba funcione siempre a la misma altura efectiva, es decir, reduciendo la altura de impulsión en un valor equivalente al aumento de la altura de aspiración.
- Empleando una bomba que mantenga la cámara de aspiración a nivel constante.

Los depósitos calibrados son el método más adecuado para el ensayo de bombas pequeñas aunque la instalación sea un poco incómoda. Los otros métodos, basados en vertederos orificios u otros métodos de medición del caudal son, en general, menos precisos para pequeños caudales y sirven para una gama poco amplia de caudales medibles, pero esto se puede subsanar, empleando dispositivos -

múltiples. Sin embargo proporcionan un medio más o menos directo para medir caudales

C. Medición del caudal mediante orificios, venturis y toberas: Este método es aplicado para la medida de caudales en conductos cerrados y consiste en la instalación de una placa orificio ó un venturi, ó una tobera en una tubería en cuyo tramo recto se efectúa una contracción del flujo para posteriormente medir la altura diferencial Δh y determinar el caudal mediante la ecuación:

$$Q = \alpha \frac{\epsilon \pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho}$$
$$= \frac{CE \epsilon \pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho}$$

en donde: $\alpha = CE$

α : Coeficiente de flujo

C : Coeficiente de descarga

E : Factor de velocidad de aproximación

además: $E = (1 - \beta^4)^{-1/2} = D^2 / \sqrt{D^4 - d^4}$

β : Relación entre el diámetro de la tubería y el diámetro de la garganta del medidor.

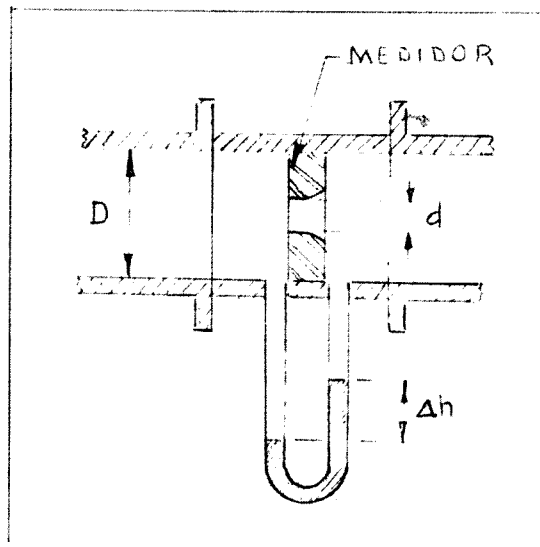
$$\beta = \frac{d}{D} = \text{Diámetro garganta/diámetro tubería.}$$

ϵ : Factor de expansión ($\epsilon=1$ para fluidos incomprensibles, $\epsilon < 1$ para fluidos comprensibles).

Δp esta en función de Δh .

De la ecuación (1) mediante aproximaciones sucesivas hallamos α y por lo tanto el caudal.

En la Figura N.º.4 mostramos un esquema.

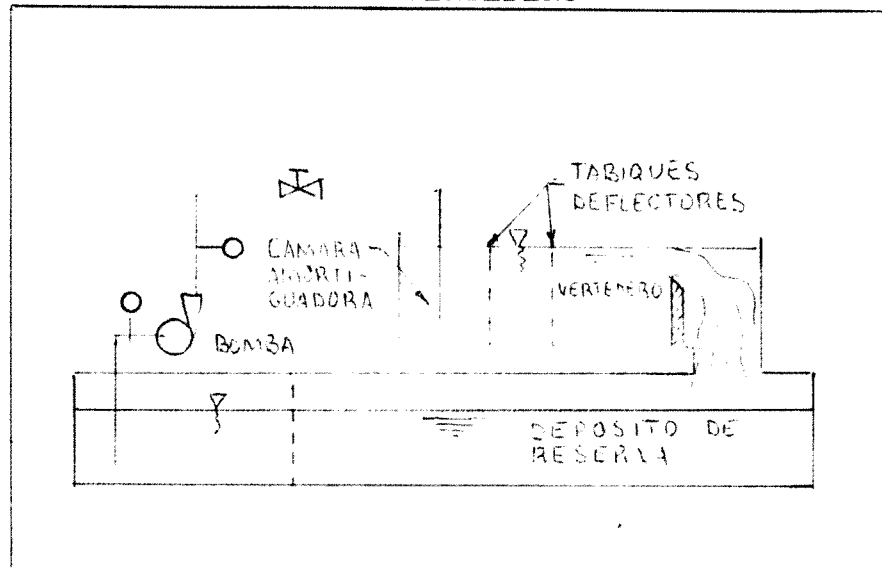


En el próximo capítulo compararemos los medidores tipo orificio, venturi, tobera y seleccionaremos el tipo según el grado de incertidumbre en la determinación de los parámetros y - otras consideraciones de orden constructivo.

Para la medición de la presión diferencial podemos usar manómetros de columna líquida del tipo: tubo en U o de un brazo con mercurio como líquido manométrico y cuando tratamos con pequeñas diferencias de presiones podemos usar tubos en U invertida, llenados con aire como fluido manométrico. Además hay manómetros de tipo Bourdon que miden las diferencias de presiones. También se puede conectar uno de los medidores expuestos a mecanismos transducer que muestran los resultados en pantallas o los registran.

D. Medición del caudal mediante vertederos: Básicamente el vertedero es una obstrucción parcial en un canal abierto por encima del cual se acelera el líquido que fluye con superficie libre. El caudal que se vierte por encima del vertedero se obtiene aplicando un coeficiente a la altura de carga del líquido sobre él, coeficiente que depende de la forma del vertedero, por ejemplo, si termina en un borde afilado o tiene entalladura. Los vertederos de entalladura tienen preferencia, los de entalladura triangular dan una mayor exactitud, en los pequeños caudales, y los -

Figura N° 5 INSTALACION PROVISTA DE
VERTEDERO



rectangulares en los caudales grandes y medianos. En la Figura N°.5 mostramos un esquema, de instalación con vertedero.

Las características del flujo en las proximidades del vertedero son críticas para la obtención de medidas precisas, razón por la cual la bomba descarga en un tramo amortiguador separado del cuerpo principal del depósito por tabiques.

El rango de caudales que puede medir un vertedero es un poco limitado a menos que se disponga de medios para cambiar de un vertedero triangular a uno rectangular o que se puedan emplear ambos en paralelo. Para mayores detalles, consultar ISO 1438, y DIN 1944.⁸

Los anteriores medidores de caudal están basados en las normas ISO 2548 - 1973 (E),¹¹

las normas DIN 1944, también menciona los casos antes citados y reglamenta los siguientes:

E. Medición del caudal con pantallas desplazables:

Consiste en una pantalla ó pared de peso ligero colocada en un canal recto de sección transversal rectangular y ancho B en m, que lleva el flujo a un estado estacionario con una velocidad uniforme distribuida en toda la sección; la pantalla ocupa toda la sección transversal del canal y se desplaza a lo largo del canal con la velocidad promedio del flujo. Se miden la velocidad constante de la pantalla, v , en m/s, la profundidad del líquido, Z en m. El canal debe tener la suficiente longitud recta para asegurar el desplazamiento del carro que sostiene la pantalla, además se debe tener un tramo inicial para no tomar en cuenta la aceleración inicial del flujo. El procedimiento comienza cuando el fluido a alcanzado la condición de velocidad y estado constante, entonces la pantalla es introducida en el canal y medimos el intervalo de tiempo ($t_2 - t_1$) que la pan-

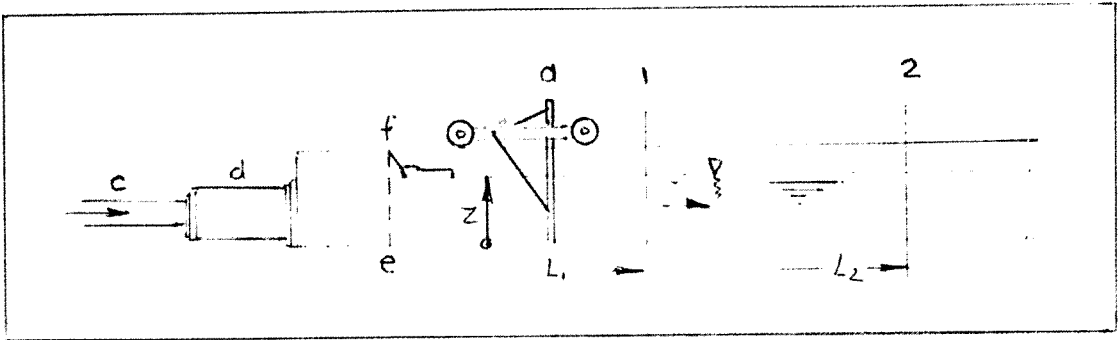


Fig.6 Esquema de una pantalla desplazable, Ref.8

- a. Pantalla desplazable con su carro
- b. Canal para el flujo
- c. Tubería conectada a la bomba
- d. Zona para eliminar disturbios en el flujo
- e. Tabique deflector
- f. Alisador de superficie
- 1,2. Secciones en que se toman las medidas
- Z. Profundidad del líquido
- L2-L1. Longitud en que se toma la medida.

talla demora en recorrer el tramo (L_2-L_1)

La descarga es determinada por la fórmula:

$$Q = \frac{(L_2-L_1) BZ}{(t_2-t_1)}$$

F. Medición del caudal con instrumentos contadores:

Este método solo se puede aplicar a mediciones de caudal en conductos cerrados y con líquidos lubricantes del instrumento. El procedimiento de medición consiste en pasar un líquido, que a alcanzado un flujo constante, a través de un instrumento contador que consigue mantener una velocidad de rotación constante y transmitirla a un mecanismo contador. La descarga es determinada por el producto del número de revoluciones del mecanismo medidor por unidad de tiempo y un factor de calibración del contador.

Clases de contadores:

- a) Contadores que miden volúmenes
- b) Contadores que miden la velocidad del flujo.

Un cronómetro mide el intervalo de tiempo.

G. Medición del caudal por el método de la velocidad de las sales de Allen:

Este método es aplicable para medidas de caudal en conductos cerrados de diámetro $D > 250\text{mm.}$, y solo para líquido de muy pequeña conductividad y que permitan la adición de una solución salina.

El procedimiento de medición consiste en

que la conductividad y que permitan la adición de una solución salina.

El procedimiento de medición consiste en inyectar en varios puntos de la tubería una solución salina de alta conductividad en pequeñas cantidades. El tiempo medio - en que la solución salina tarda en pasar - entre dos etapas de electrodos situados - corriente abajo de los inyectores es medido con cronómetros. La descarga es determinada por el volumen del fluido comprendido entre los electrodos dentro de la tubería, V en m^3 , y el valor medio del tiempo medido, $(t_2 - t_1)$ en segundos. Con un osciloscopio o con amperímetros medimos la variación de la conductividad que se produce al pasar la nube de la solución salina por los electrodos, y el tiempo que aparecerá en el aparato registrador en los centros de los triángulos que mostramos en la Figura N.º 7

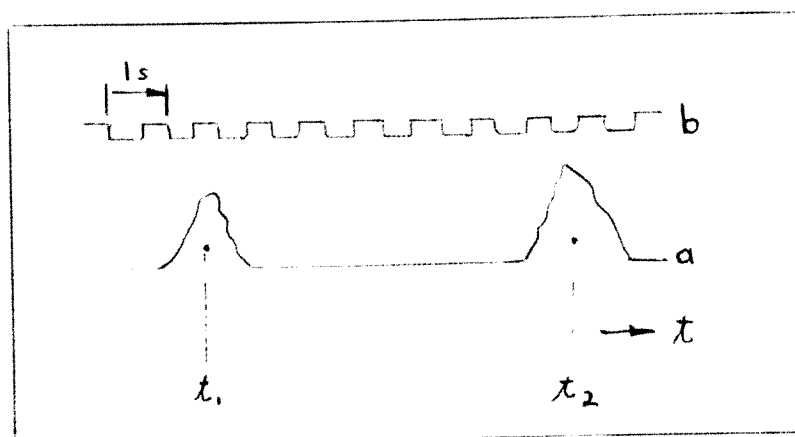


FIG. 7. Curva de registro, Ref. B.

Fig.7 Curva de registro

a. Curva de conductividad

b. Tiempo base

El caudal queda determinado por la fórmula:

$$Q = \frac{V}{t_2 - t_1}$$

Este sistema se utiliza preferentemente en ensayos "in situ".

H. Medición del caudal con tubos de Pitot:

El principio consiste en la velocidad medida v en m/s en una sección de la tubería con tubos de Pitot. Con estas velocidades obtenemos un perfil de velocidades. La descarga la obtenemos por integración de los perfiles de velocidad. El tubo de Pitot usado consiste de un tubo de impacto coaxial con una apertura simple en la cara de aguas arriba. La presión estática es medida mediante dispositivo (4), situados en forma simétrica alrededor de la sección de medición (en la misma en que se ha instalado el tubo de Pitot).

La diferencia de presiones es medida con cada una de las cuatro presiones estáticas separadamente; con estos valores obtenidos, determinamos su promedio aritmético.

tico. Se puede instalar dos tubos de Pitot en forma transversal o varios de ellos montados en barras fijas en forma de cruz. Para la medición de las diferencias de presiones usamos manómetros de columna líquida en forma de U con mercurio o tubos en U invertida llenados con aire.

La velocidad del flujo es determinada mediante la ecuación:

$$v = C \sqrt{2gh}$$

- C es un coeficiente determinado por pruebas de calibración y es cercano a: 1
- h es la altura de la presión diferencial

I. Medición del caudal con dispositivo electromagnético: (Ref. 8)

Este método es aplicado solo para conductos cerrados y si la conductividad del líquido es no menor que 10^{-6} S/cm y no cambia sustancialmente durante la prueba.

El principio de la medición consiste, en hacer fluir un líquido de suficiente conductividad e inducir un voltaje eléctrico en el medidor, que esta instalado en una tubería recta. Este voltaje es medido y por medio de una curva de calibración anteriormente medida determinamos la

velocidad media del flujo. El medidor del flujo consiste de un tubo no magnético en la parte de aguas arriba y hacia abajo tiene electrodos y por medio de corriente alterna se alimenta un generador de campo magnético. Su diámetro interno debe ser tal que se consigan velocidades no menores que 1.0 m/s; velocidades comunes en este método están entre 2 y 3 m/s.

J. Medición del caudal por medio del método termodinámico:

Se usa en bombas con alturas efectivas de $H > 100\text{m.}$, El método termodinámico para el cálculo del caudal se base en la determinación de la eficiencia interna y mecánica, aplicadas en la ecuación:

$$Q = \frac{\text{Potencia de entrada} \cdot \gamma}{H \cdot \rho}$$

La eficiencia proviene de la relación que hay entre la potencia de entrada y las pérdidas en la bomba que se transforman en potencia calorífica. Estas pérdidas son:

- a) Pérdidas internas: generadas internamente en la bomba y hacen que la temperatura del líquido aumente encima del valor, debido al incremento de la presión en forma isentropica.

b) Pérdidas externas: son generadas por - partes de la bomba que no están en contacto con el líquido y no pueden influenciar en la temperatura de este.

La eficiencia interna en función de la altura efectiva esta dada por:

$$\eta_i = \frac{H}{H + H \text{ pérdidas internas}}$$

La eficiencia mecánica;

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{H + H \text{ pérdidas internas}}{H + H \text{ pérdidas totales}} \\ &= \frac{H + H \text{ pérdidas internas}}{H + H \text{ pérd. Int.} + H \text{ perd. Ext.}} \end{aligned}$$

La eficiencia total de la bomba es:

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{H}{H + H \text{ perd. Int.} + H \text{ perd. Ext.}}$$

1.- Determinación de la eficiencia interna de la bomba por el método termodinámico.

La altura efectiva de la bomba:

$$H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) + 427(h_{20} - h_1)$$

La altura efectiva + la altura de - pérdidas internas:

$$H + H \text{ perd. Int.} = (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) +$$

$$427(h_2 - h_1)$$

fórmula que se empleará en caso de que se tenga un diagrama en Molliere de suficiente exactitud, en caso contrario usaremos:

$$\approx (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) + \left[1/\gamma - T_2 \left(\frac{\delta 1/\gamma}{\delta T} \right)_p \right]$$

$$(p_2 - p_1) + 427 c_{pm} (T_2 - T_1)$$

$$\approx (z_3 - z_1) + \frac{1}{2g} (v_3^2 - v_1^2) + \left[1/\gamma - T_3 \left(\frac{\delta 1/\gamma}{\delta T} \right)_p \right]$$

$$(p_3 - p_1) + H_z$$

En las ecuaciones anteriores:

- Las diferencias de energía potencial - dadas por $(z_2 - z_1)$ y $(z_3 - z_1)$ son medidas de acuerdo a lo descrito en el siguiente punto, referido a la medición de la altura de elevación (item A).

- La diferencia entre alturas de velocidad $1/2g (v_2^2 - v_1^2)$ lo calculamos con - las velocidades medias $v_1 = Q/A_1$ y $v_2 = Q/A_2$, y si no conociéramos el caudal lo asumimos y vamos ajustando valores.

- Los demás términos de la altura efectiva los determinamos por dos métodos:

Método A y Método B.

Método A: La medición se efectúa en - flujo principal. Este método se emplea en bombas con alturas de eleva -

ción muy grandes y con líquidos corrosivos o de alta temperatura, la presión p_1 y la temperatura T_1 son medidas en la sección de entrada de la bomba, la presión p_2 y la temperatura T_2 son medidas en la sección de salida. Los otros términos se evalúan de dos diferentes maneras. La primera es la evaluación de las expresiones: $(h_2 - h_1)$ y $(h_2 - h_1)$ en el diagrama de Molliere de una exactitud aceptable. La segunda manera sirve para cuando no se cuente con un diagrama de Molliere de exactitud requerida, y los valores de las expresiones: $1/\gamma$, $\left[1/\gamma - T_2 \left(\frac{\delta 1/\gamma}{\delta T}\right)_p\right]$ y c_{pm} se hallan de tablas por medio de las expresiones: $1/\gamma (p_2 - p_1)$, $\left[1/\gamma - T_2 \left(\frac{\delta 1/\gamma}{\delta T}\right)_p\right] (p_2 - p_1)$ y $427 c_{pm} (T_2 - T_1)$

Método B: Medición en un flujo muestra. Este método se emplea en bombas cuyo fluido es agua fría o líquidos neutrales fríos. Consiste en la extracción de una pequeña cantidad de fluido desde la salida de la bomba, y expandido a T_3 , p_3 a entalpía constante en un calorímetro. La temperatura T_3 esta dada por: $427 c_{pm} (T_3 - T_1)_z = H_z$.

El aumento de temperatura del líquido causado por las pérdidas internas y por la expansión en el calorímetro es equivalente a la altura adicional H_2 .

Los siguientes valores son medidos: presión p_1 en la entrada de la bomba, presión p_2 en la salida de la bomba, presión p_3 en el calorímetro, diferencia de temperaturas $(T_3 - T_1)$.

Los valores: $1/\gamma$ y $\left[1/\gamma - T_3 \left(\frac{\delta 1/\gamma}{\delta T}\right) p\right]$

Los tomamos de tablas a partir de:

$1/\gamma (p_2 - p_1)$ y $\left[1/\gamma - T_3 \left(\frac{\delta 1/\gamma}{\delta T}\right) p\right] (p_3 - p_1)$

2.- Determinación de la eficiencia mecánica.

Las pérdidas mecánicas externas consisten principalmente de:

- Pérdidas en los cojinetes y sellos del eje
- Pérdidas en las transmisiones (fajas, cajas de engranajes).
- Rozamiento en el acople debido a la fricción con el aire desplazado.

Las pérdidas en los cojinetes las calculamos según estos sean enfriados por aceite, por la fórmula: (por unidad de peso).

H Pérdidas cojinetes
enfriados por aceite = $427 c_p$ aceite

$(T_2$ aceite

$$- T_1 \text{ aceite}) \times \frac{\gamma_{\text{aceite}} \times \text{caudal aceite}}{\gamma \cdot Q}$$

ó enfriados por agua según la fórmula:

$$H \text{ pérdidas cojinetes} = 427 c_p \text{ agua} \\ \text{enfriados por agua}$$

$$(T_2 \text{ agua} - T_1 \text{ agua}) \times \frac{\gamma_{\text{agua}} \times \text{caudal agua}}{\gamma \cdot Q}$$

Las pérdidas en los sellos se pueden calcular en la misma forma que los cojinetes.

Las pérdidas en las transmisiones pueden ser medidas en la misma forma que los cojinetes.

Las pérdidas debidas a la fricción del aire con el acople generalmente pueden ser despreciadas.

Medición de la altura de elevación

La altura de elevación la hayamos indirectamente midiendo las alturas referentes a la energía potencial, las alturas de presión y las alturas de velocidad. O sea es la consideración de las diferencias de energía en la sección de salida y de la sección de entrada de la bomba. Es determinado por la suma de las diferencias medidas en los puntos 2 y 1 de:

a) altura correspondiente a la energía potencial: $z_2 - z_1$

b) Altura correspondiente a la energía de presión:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

c) Altura de velocidad :

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}$$

d) Y la suma de las pérdidas entre la sección de mediciones 1 y la brida de succión de la bomba: H_{J1}

las pérdidas entre las sección de la brida de descarga de la bomba y la sección de medición 2: H_{J2}

Nota.-Según las normas ISO¹¹ en que nos basamos la exactitud de la prueba no se vería afectada al considerar las pérdidas solo cuando:

$$H_{J1} + H_{J2} \geq 0.005H$$

Si la tubería entre el punto de medición y la brida de la bomba es recta, no tiene obstrucciones y es de sección circular constante,

$$H_J = \frac{\lambda \cdot l \cdot v^2}{D2g}$$

el valor de λ debe ser hallado de la ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.7D} \right]$$

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

$$\frac{k}{D} = \frac{\text{Rugosidad de la tubería}}{\text{Diámetro de la tubería}}$$

Como este cálculo puede ser engorroso podemos utilizar el gráfico de la Fig.8 que puede ser usado como verificación preliminar - para ver si se necesita hacer un cálculo correctivo ó no. Se utiliza en tuberías rectas de acero o en tuberías de hierro forjado de sección circular constante y empleando agua fría. Las tuberías de entrada y salida son consideradas de igual diámetro y los puntos en donde se toman las medidas estarán situados a 2 diámetros corriente arriba y - hacia abajo de las bridas de entrada y salida respectivamente. Si las tuberías son de diferentes diámetros, escogemos el diámetro menor. Entonces si en el gráfico obte-

*

nemos el resultado en la zona de "no corrección", el cálculo no será necesario. Si el resultado cae en la zona de "corrección" podríamos usar el gráfico de la Figura 9, que se aplica solo a tuberías de acero ó de hierro forjado, conduciendo agua fría para determinar el valor de l :

En caso de que las tuberías fuerán de otro material ó que el líquido no fuera agua fría, usamos el diagrama de Moody de la Figura 10 ó la fórmula de $1/\sqrt{\lambda}$ dada anteriormente. Para la rugosidad k de la tubería podemos tomar los valores de la tabla 1, que esta de acuerdo con el Manual del Ingeniero Mecánico de Marks (Edición 1960), (Ref. Clasificación de Superficies de tubos. Rugosidad absoluta para la selección del factor de rozamiento), Ref. 20.

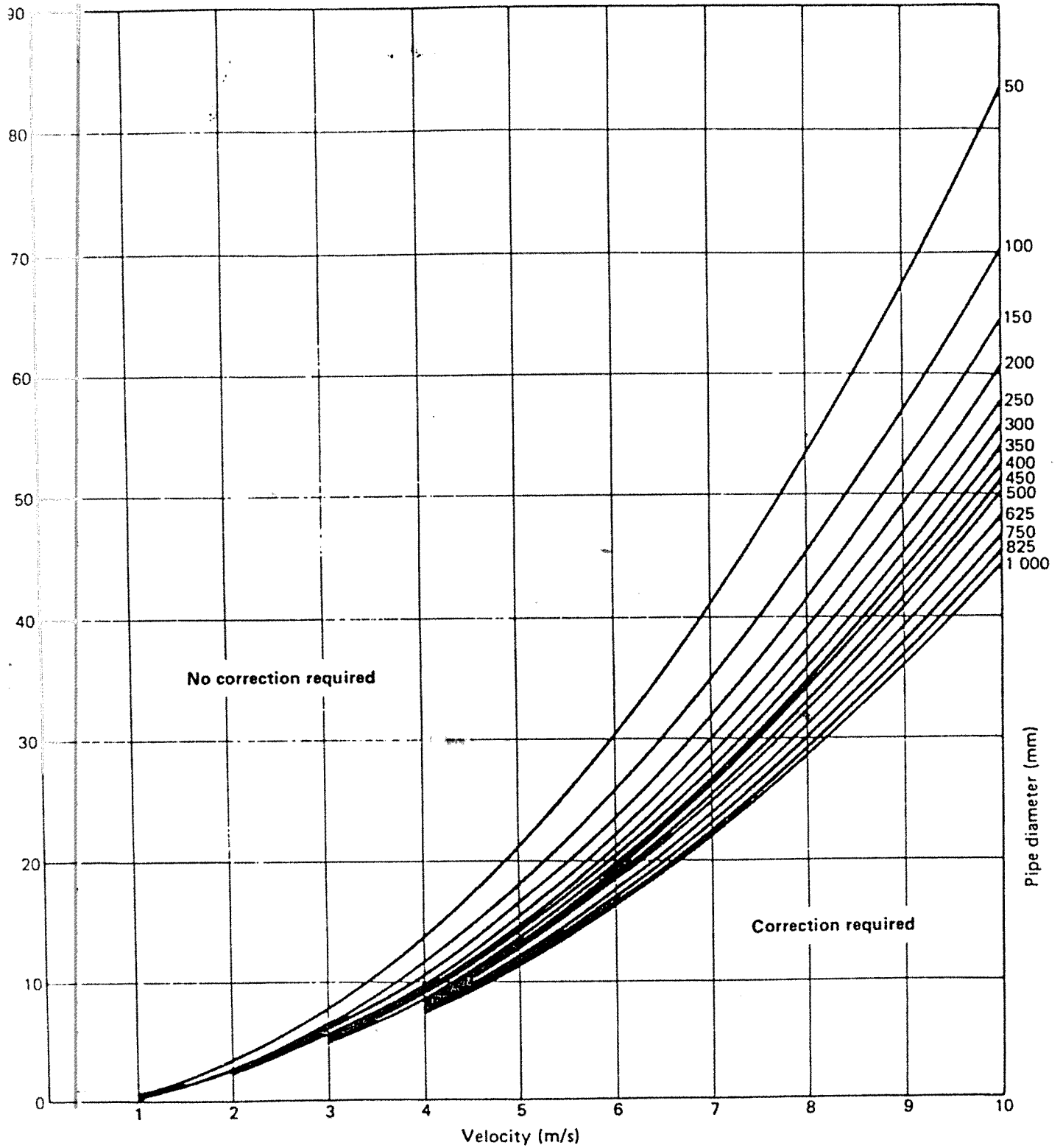


FIGURE 8 - Chart showing velocities above which loss corrections are required, Ref. 11

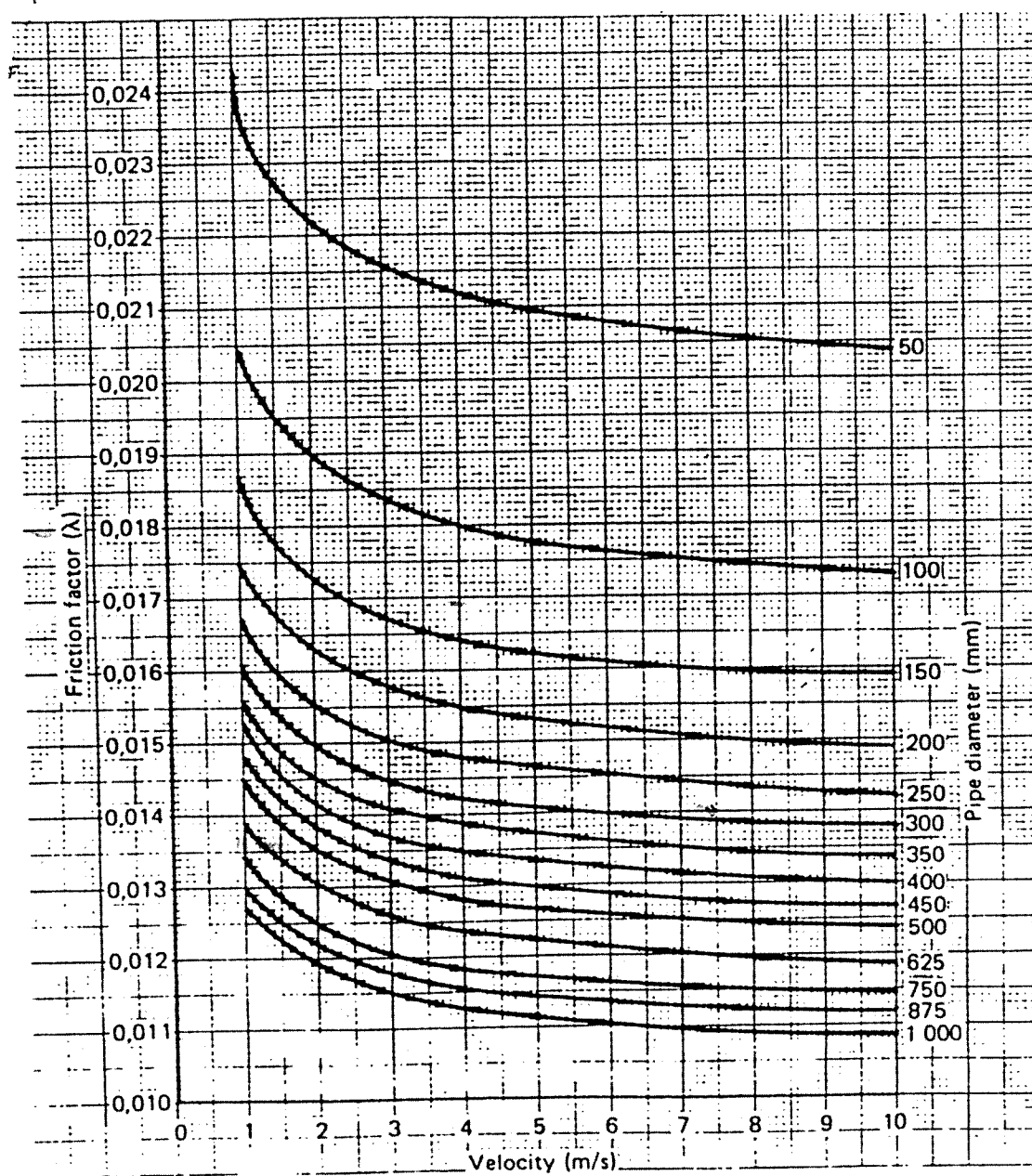


FIGURE 9 - Friction factor chart, Ref. 11

Surface roughness (k) = $5,186 \times 10^{-5}$ m

Kinematic viscosity (ν) = $1,022 \times 10^{-6}$ m²/s

TABLE 1 - Absolute roughness k for pipes

Commercial pipe (new) Material	Absolute roughness k of the surface
	mm
Glass, drawn brass, copper or lead	smooth
Wrought iron, steel	0,05
Asphalted cast iron	0,12
Galvanized iron	0,15
Cast iron	0,25
Concrete	0,3 to 3,0
Riveted steel	1,0 to 10,0

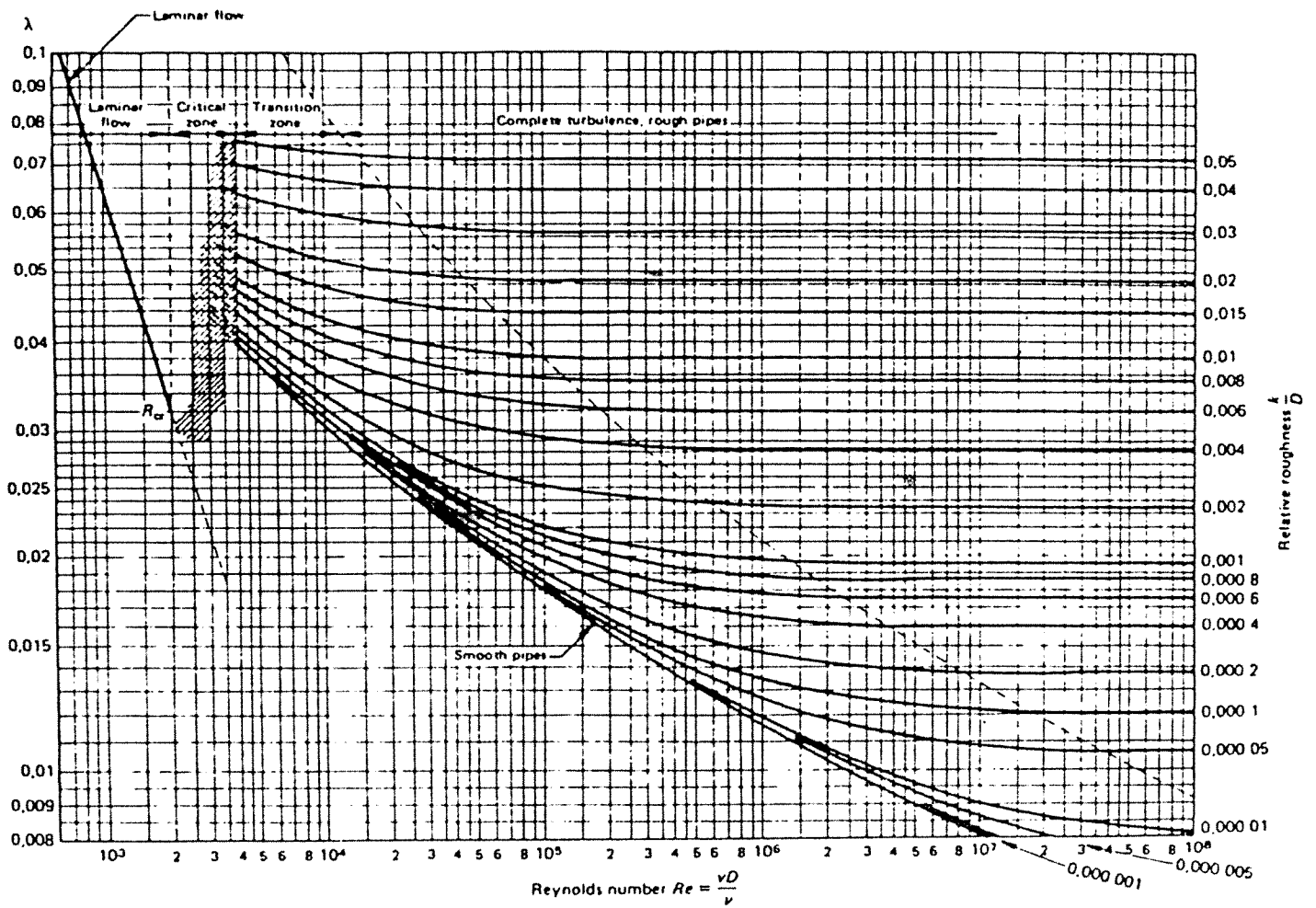


FIGURE 10 - Values of friction factor λ Moody Chart, Re^C , 11

A. Determinación de la altura correspondiente a la energía potencial:




El plano de referencia que vamos a tener en cuenta, es el horizontal que pasa a través del centro del círculo descrito por el punto exterior del borde de entrada del alabe de la bomba. En caso de una bomba de doble entrada el plano debe ser tomado a través del centro más alto.

En las Figuras 11 y 12 mostramos la disposición de los aparatos de medición según ISO 2548-1973 (Ref II).

Z designa la diferencia de niveles entre el plano horizontal en consideración y el plano de referencia. Su valor es:

- Positivo, si el plano en cuestión está encima del plano de referencia;
- Negativo, si el plano en cuestión está debajo del plano de referencia.

DIN 1944⁸ mide la diferencia de niveles entre la conexión para medir la presión situado aguas arriba y la conexión para medir la presión aguas abajo, determinando así la diferencia de energías potencial. Las normas DIN emplean distintos métodos con exactitudes variables - según sea el caso para medir niveles de

-  Tube containing air
-  Tube containing pumped liquid
-  Tube containing manometric liquid

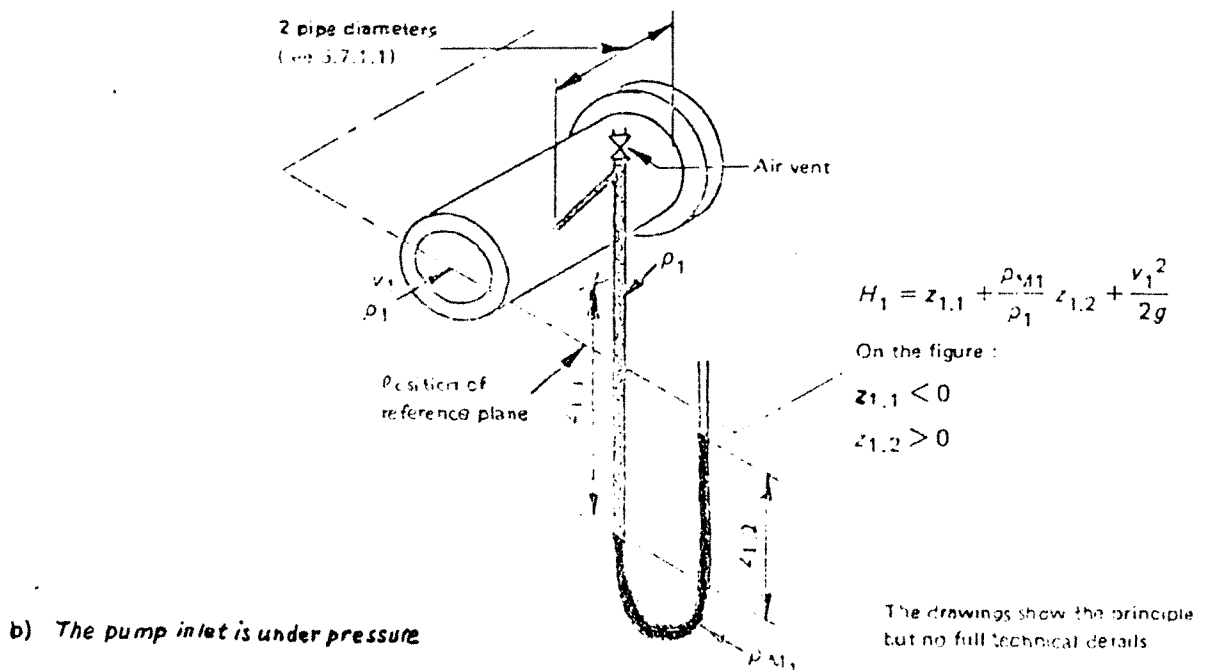
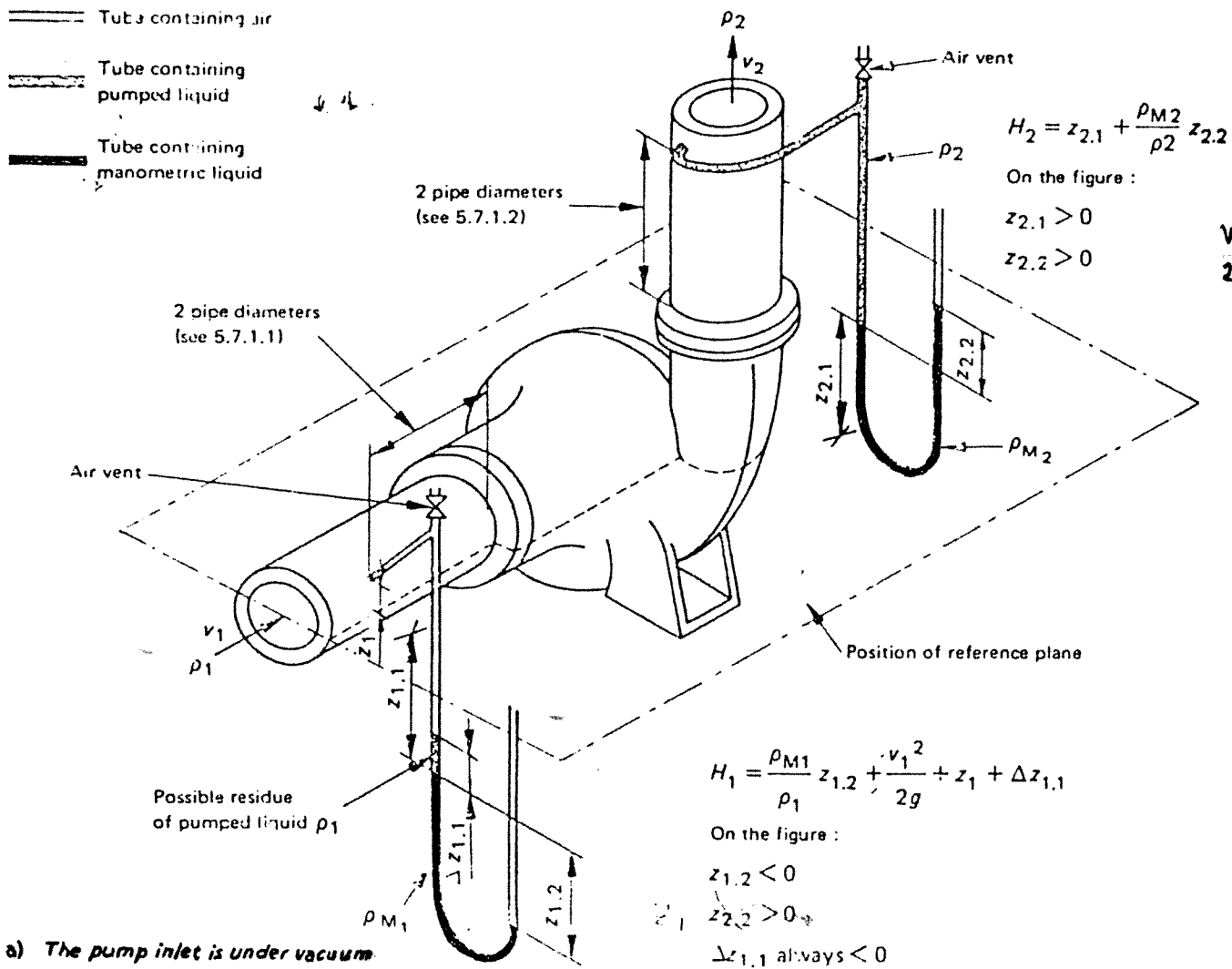


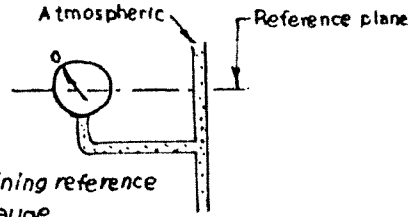
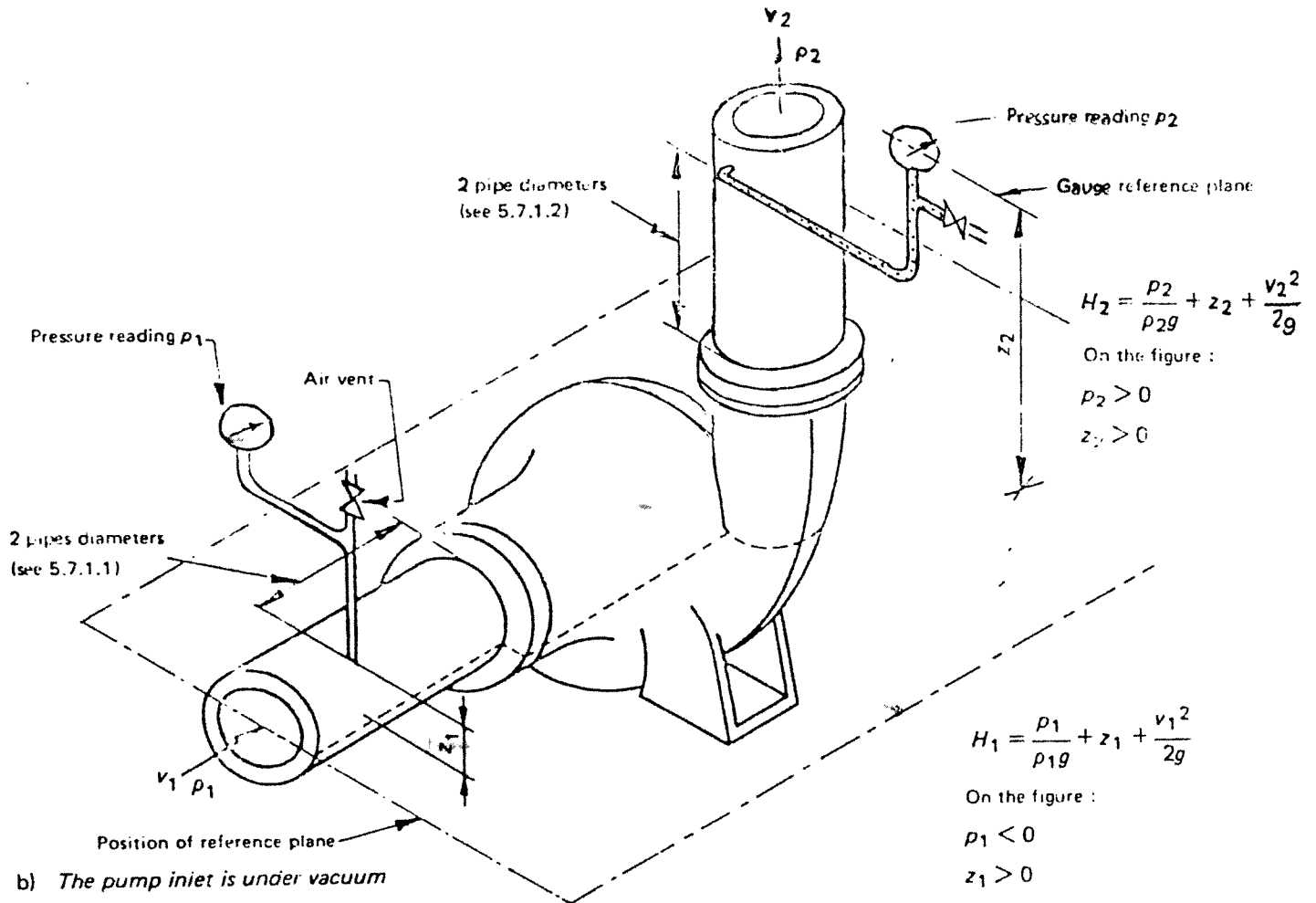


FIGURE 11— Test of a centrifugal pump by means of liquid column, Ref. 11

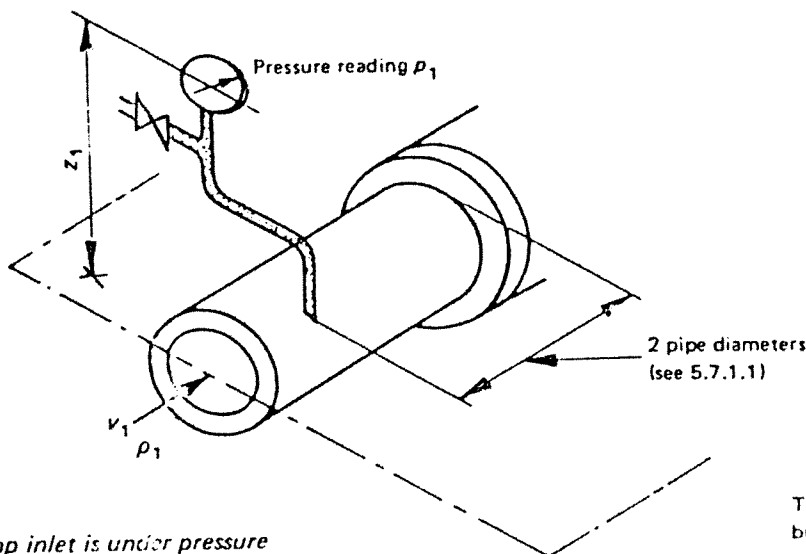
 Tube containing pumped liquid
 Tube containing air



a) Arrangement for determining reference plane of Bourdon type gauge



b) The pump inlet is under vacuum



$$H_1 = \frac{p_1}{\rho_1 g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}$$

On the figure :

$$p_1 > 0$$

$$z_1 > 0$$

c) The pump inlet is under pressure

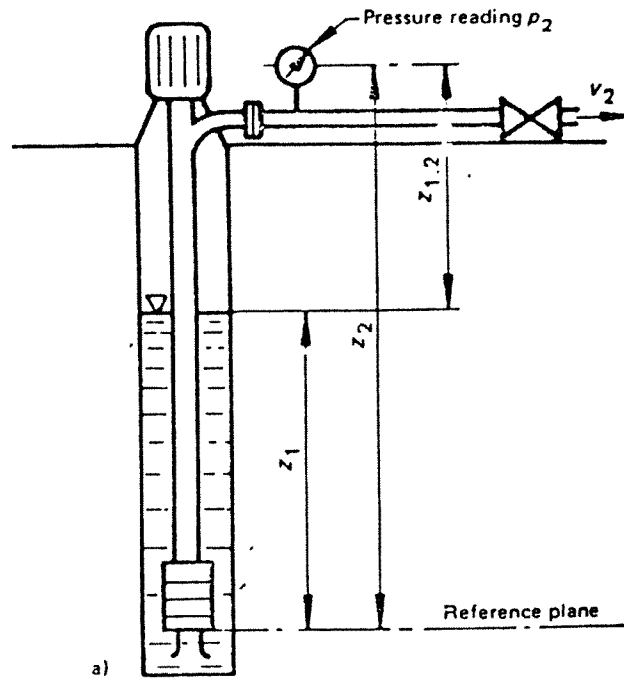
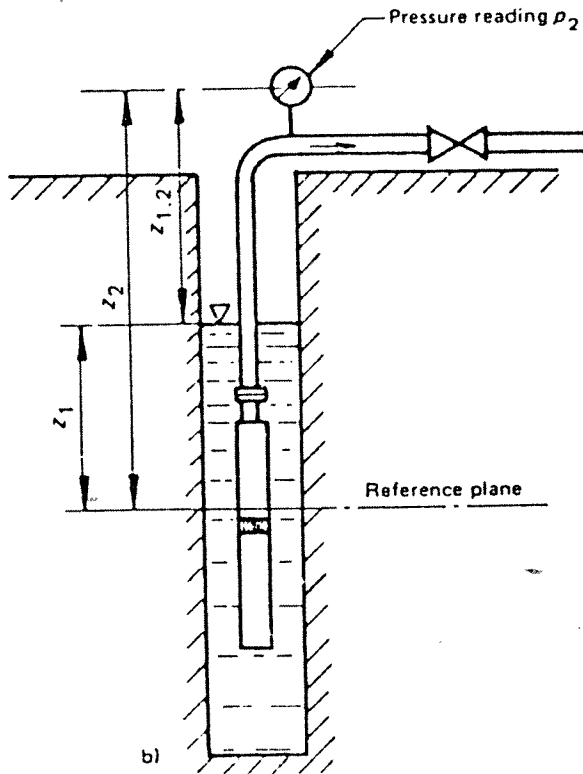
The drawings show the principle but no full technical details

FIGURE 2 - Test of a centrifugal pump by means of Bourdon gauges
Ref. 11

$$H_1 = z_1$$

$$H_2 = \frac{p_2}{\rho_2 g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H = \frac{p_2}{\rho_2 g} + z_{1.2} + \frac{v_2^2}{2g}$$



The drawings show the principle but no full technical details

FIGURE 13 – Measurement of pump total head H for various types of submerged pumps, Ref. 11

$l > 2d$ where $d = 2$ to 6 mm or $1/10$ pipe diameter whichever value is the less

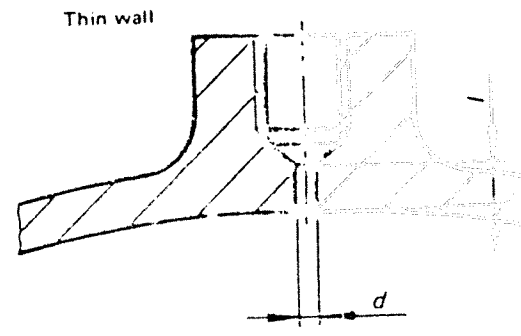
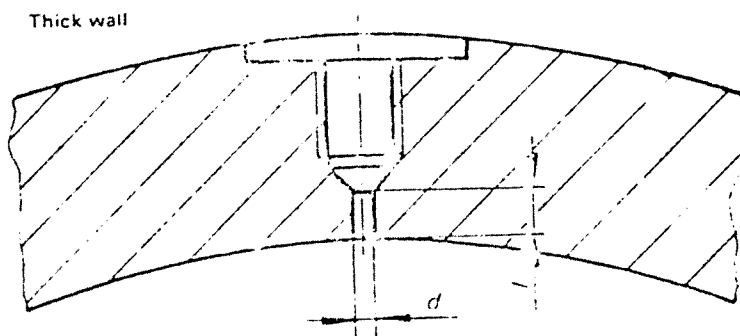


FIGURE 14 – Requirements for static head tapings, Ref. 11

la superficie libre del líquido en ques
tión:

- Medidor tipo punta (exactitud de 0.1mm.)
- Medidor tipo gancho (0.1mm.)
- Medidores tipo diferencia de presiones (exactitud de 0.5mm.).
- Placas sostenidas con cuerdas de acero a reglas indicadores de nivel (25mm.)

En la Figura 13, presentamos la disposición de un banco de pruebas para bombas sumergidas.

B. Determinación de las alturas correspondientes a la presión:

La presión la podemos determinar por medio de manómetros de columna líquida o manómetros tipo Bourdon. La disposición de estos aparatos aparecen juntos con los parámetros referenciales en las Figuras 11 y 12.

Consideraciones para la instalación de medidores de presión en la tubería de entrada:

- En general los medidores de presión deberán de estar situados en una sección de igual diámetro y concéntrico con la tubería de ingreso a la bomba. Bajo condiciones normales serán colocados a dos diámetros aguas arriba de la brida de ingreso a la bomba.

Nunca deberán ser colocados :

- En sección divergente ó dentro de cuatro diámetros aguas abajo de una divergencia.
- Dentro del plano de una curvatura, en la curvatura misma o a cuatro diámetros en tubería recta aguas abajo de la curvatura.

Consideraciones para la instalación de medidores de presión en la tubería de salida:

- En condiciones normales los medidores de presión en la salida deberán ser colocados a dos diámetros aguas abajo de la brida de la bomba. En algunos casos dependiendo del número especifico de revoluciones estos medidores se

colocan directamente en la salida de la bomba.



Tanto para conecciones de entrada como de salida se usan según se muestra en la Figura 14, para paredes gruesas y delgadas.

Para mayores detalles, deberá consultarse las normas ISO 2548-1973 (E), Ref.11.

DIN 1944⁸ normaliza los medidores de presión:

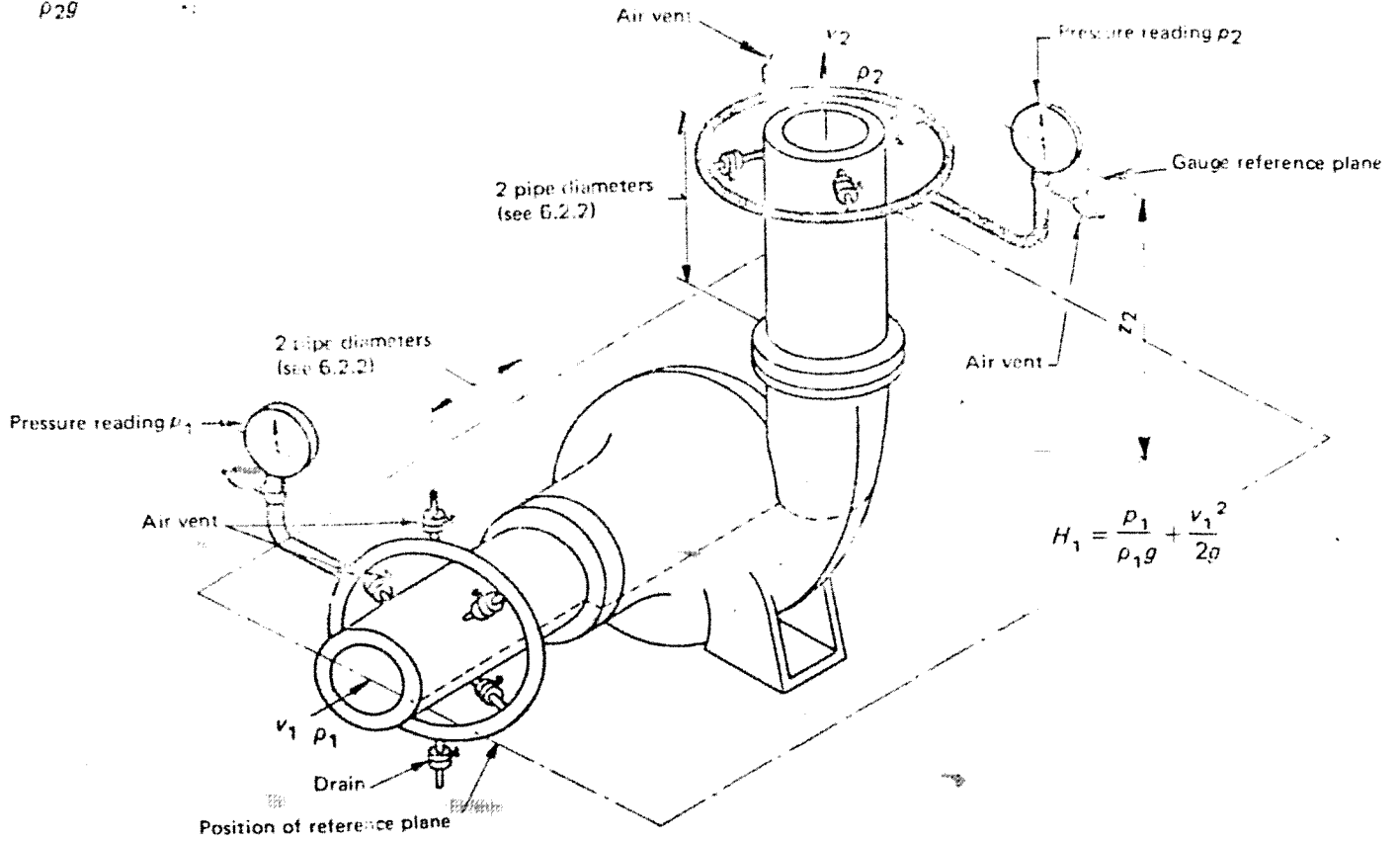
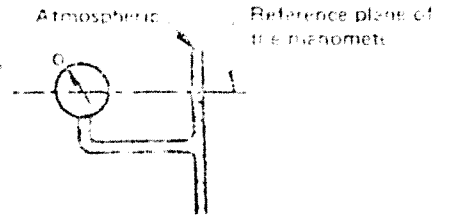
- i)
 - Para presiones de hasta: 0.2 kp/cm^2 (0.2 bar) y vacíos de la misma magnitud recomienda manómetros líquidos con agua como líquido sellante. Los tipos pueden ser: de un solo brazo, tubo U, o tubo piezométrico.
 - Para la medición de presiones de 1.5 kp/cm^2 (1.5 bar) hasta 3 kp/cm^2 (3.0 bar) o vacíos de hasta 1 kp/cm^2 (1.0 bar) recomienda manómetros de líquidos con mercurio como líquido sellante. Como instrumento de medición: manómetro de un brazo, tubo en U.

1) Consideraremos a continuación que la presión atmosférica será aproximadamente 1 kp/cm^2 e igual a 1 bar , lo que esta de acuerdo con la exactitud de esta norma.

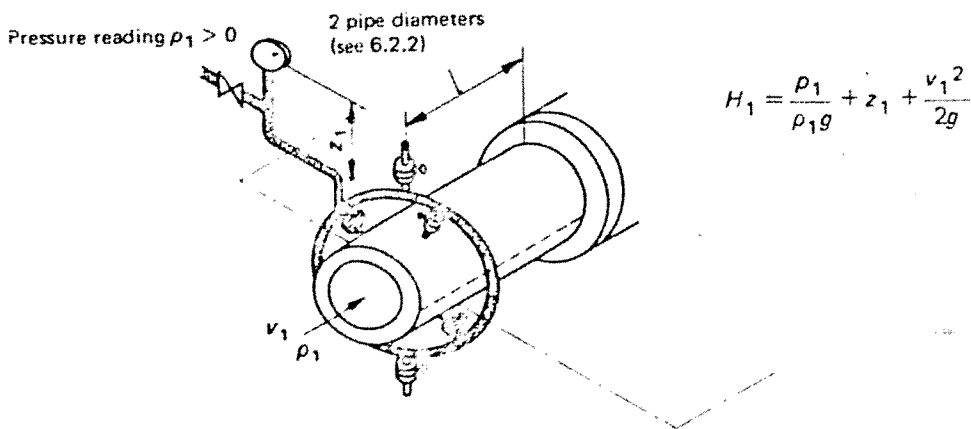
 Tube containing pumped liquid
 Tube containing air

$$= \frac{p_2}{\rho_2 g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

a) Arrangement for determining reference plane of Bourdon type gauge






b) The pump inlet is under vacuum



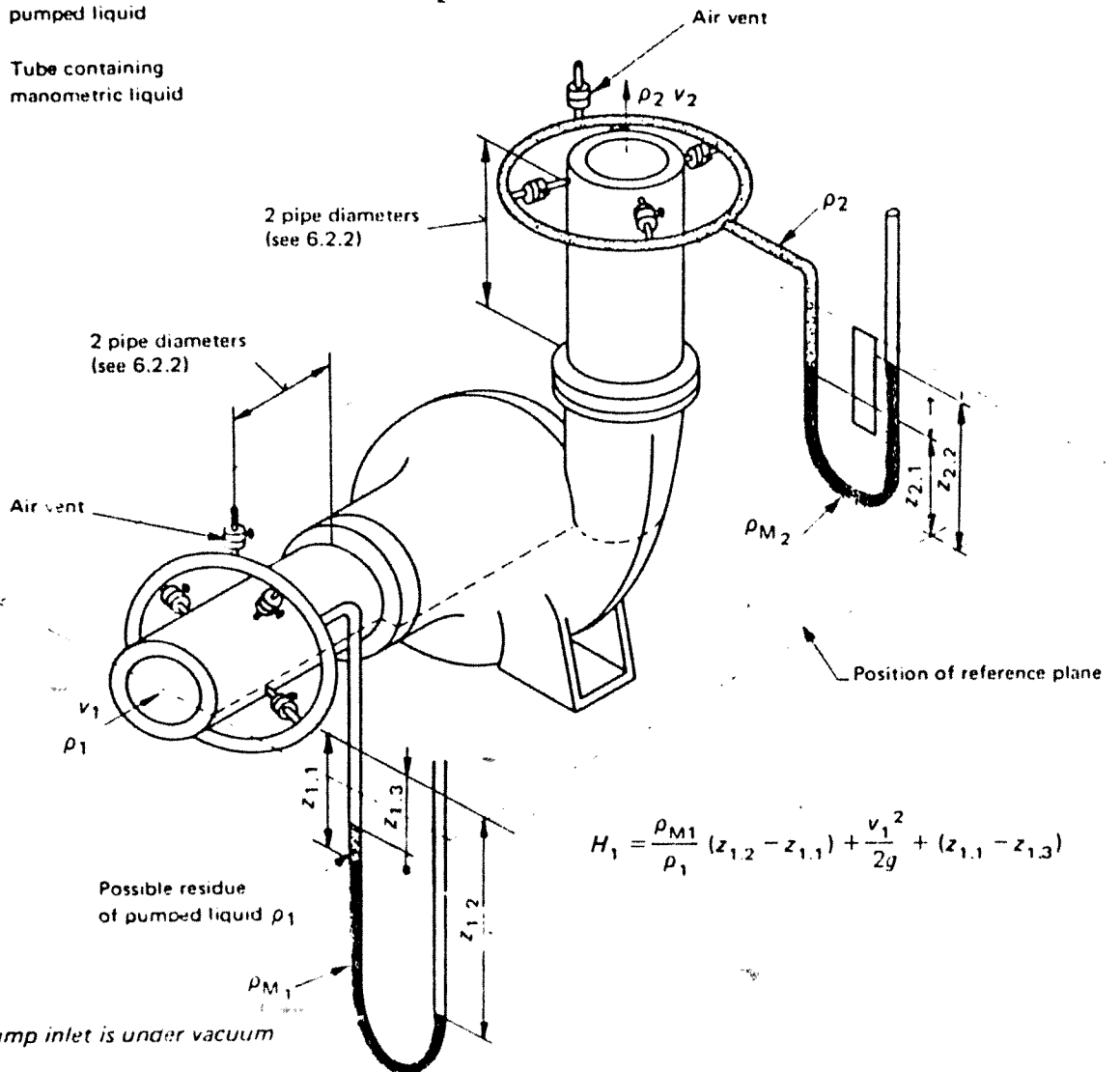
The drawings show the principles but not full technical details

c) The pump inlet is under pressure

FIGURE 16 Test of a centrifugal pump by means of Bourdon gauges

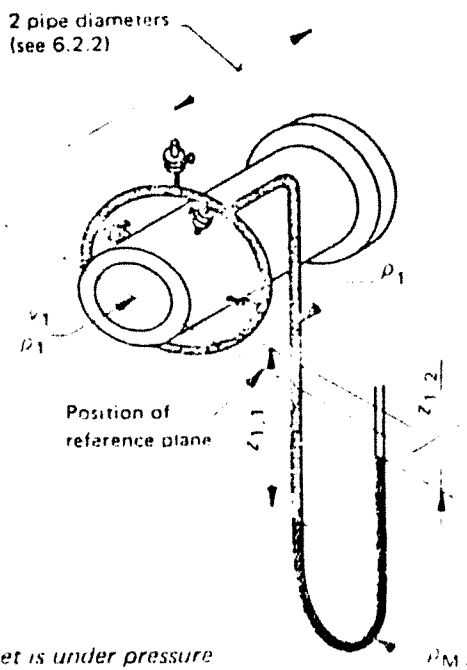
-  Tube containing air
-  Tube containing pumped liquid
-  Tube containing manometric liquid

$$H_2 = z_{2,1} + \frac{\rho_{M2}}{\rho_2} (z_{2,2} - z_{2,1}) + \frac{v_2^2}{2g}$$



$$H_1 = \frac{\rho_{M1}}{\rho_1} (z_{1,2} - z_{1,1}) + \frac{v_1^2}{2g} + (z_{1,1} - z_{1,3})$$

a) The pump inlet is under vacuum



$$H_1 = \frac{\rho_{M1}}{\rho_1} (z_{1,2} - z_{1,1}) + \frac{v_1^2}{2g} + z_{1,1}$$

b) The pump inlet is under pressure

The drawings show the principles but not full technical details

FIGURE 15 Test of a centrifugal pump by means of liquid column gauges

- Para la medición de altas presiones DIN recomienda usar manómetros de peso muerto y manómetros de tipo Bourdon.
- Para una mayor exactitud recomienda varios puntos de toma de presiones en la periferia y en la misma sección de la -tubería. La presión deberá ser el promedio. Este tipo de instalación se muestra en la Figura 15 y 16.

C. Determinación de las alturas correspondientes a la velocidad:

La velocidad la hayamos indirectamente a partir del caudal y del area de la tubería. Como veremos en capítulos posteriores, los medidores de caudal para conductos cerrados, son más convenientes que - sean del tipo de orificios, toberas o venturis; cualquier consideración la vamos a tomar como si tuvieramos los medidores antes mencionados.

Consideraciones para la instalación de medidores de caudal:

- Los coeficientes usados en orificios - venturis y toberas son basados, teniendo un flujo libre de pulsaciones, además el flujo debe ser constante (flujo permanente ó estable) ó en la práctica

variar ligeramente o lentamente con el tiempo. Con el flujo permanente tenemos que las propiedades y las condiciones del movimiento no cambian con el tiempo, como es el caso de agua bombeada con caudal constante en una tubería recta. Con flujo uniforme la velocidad en cualquier punto del fluido es idéntico, es decir su vector tiene igual módulo, dirección y sentido en un instante dado, como es el caso de un líquido que fluye por una tubería recta de sección uniforme. El fluido debe ser física y térmicamente homogéneo y de una sola fase. Soluciones coloidales con alto grado de dispersión son considerados como fluidos de una sola fase (leche). El flujo a través de un medidor no deberá cambiar de fase como consecuencia de su pase a través de este medidor. La exacta ubicación de la sección en donde se coloca el medidor deberá ser según la ubicación de la bomba en el sistema que lleva en el buque, o en la tubería de descarga donde prevalece una altura máxima, como lo establece el código de ensayos de la ASME (Ref. 1: Power Test Codes- Test Code for Centrifugal Pumps).

El mecanismo de medición del caudal es-

tará situado entre dos secciones de tubería cilíndrica y recta de sección transversal constante y sin que haya obstrucciones ó este en las proximidades de codos, curvaturas ó válvulas, la bomba misma u otros aparatos de medición.

Las mínimas distancias de tubería recta que deberán colocarse aguas arriba y abajo de un medidor de caudal se presentan en las tablas 2 y 3. Se deberá tener en cuenta que estos valores son los mínimos requeridos; para trabajos de investigación se deberá tomar al menos el doble de los valores que aparecen en las tablas para corriente aguas arriba del medidor.

Cuando se cumplen con los valores recomendados en las tablas 2 y 3 entonces no aplicamos correcciones a los coeficientes de flujo. En caso de que las longitudes de tubería aguas arriba y abajo del medidor sean menores que para un grado de incertidumbre cero (valores fuera de parentesis) y mayores o iguales a un valor con $\pm 0.5\%$ de incertidumbre adicional (valores entre parentesis) en las tablas 2 y 3, se deberá tomar en cuenta una desviación adicional de $\pm 0.5\%$ para ser añadida aritméticamente al coeficiente de flujo.

TABLE 2 Required straight lengths for orifice plates, nozzles and venturi nozzles, Ref 15

Minimum straight lengths required between various fittings located upstream or downstream of the primary device and the primary device itself.

The unbracketed values are "zero additional uncertainty" values (see 6.2.3).

The bracketed values are "± 0,5 % additional uncertainty" values (see 6.2.4).

All straight lengths are expressed as multiples of the diameter D . They shall be measured from the upstream face of the primary device.

β	On upstream (inlet) side of the primary device							On downstream (outlet) side
	Single 90° bend or tee (flow from one branch only)	Two or more 90° bends in the same plane	Two or more 90° bends in different planes	Reducer (2 D to D over a length of 1,5 D to 3 D)	Expander (0,5 D to D over a length of 1 D to 2 D)	Globe valve fully open	Gate valve fully open	All fittings included in this table
≤ 0,20	10 (6)	14 (7)	34 (17)	5 ¹⁾	16 (8)	18 (9)	12 (6)	4 (2)
0,25	10 (6)	14 (7)	34 (17)	5	16 (8)	18 (9)	12 (6)	4 (2)
0,30	10 (6)	16 (8)	34 (17)	5	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2,5)
0,35	12 (6)	16 (8)	36 (18)	5	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2,5)
0,40	14 (7)	18 (9)	36 (18)	5	16 (8)	20 (10)	12 (6)	6 (3)
0,45	14 (7)	18 (9)	38 (19)	5	17 (9)	20 (10)	12 (6)	6 (3)
0,50	14 (7)	20 (10)	40 (20)	6 (5)	18 (9)	22 (11)	12 (6)	6 (3)
0,55	16 (8)	22 (11)	44 (22)	8 (5)	20 (10)	24 (12)	14 (7)	6 (3)
0,60	18 (9)	26 (13)	48 (24)	9 (5)	22 (11)	26 (13)	14 (7)	7 (3,5)
0,65	22 (11)	32 (16)	54 (27)	11 (6)	25 (13)	28 (14)	16 (8)	7 (3,5)
0,70	28 (14)	36 (18)	62 (31)	14 (7)	30 (15)	32 (16)	20 (10)	7 (3,5)
0,75	36 (18)	42 (21)	70 (35)	22 (11)	38 (19)	36 (18)	24 (12)	8 (4)
0,80	46 (23)	50 (25)	80 (40)	30 (15)	54 (27)	44 (22)	30 (15)	8 (4)

For all β values	Fittings	Minimum upstream (inlet) straight length required
		Abrupt symmetrical reduction having a diameter ratio ≥ 0,5
	Thermometer pocket or well of diameter ≤ 0,03 D	5 (3)
	Thermometer pocket or well of diameter between 0,03 D and 0,13 D	20 (10)

1) Unbracketed values in Tables 3 and 4

2) Bracketed values in Tables 3 and 4

TABLE 3 Required straight lengths for classical venturi tubes, $R_{90} \geq 15$

Minimum straight lengths required between various fittings located upstream of the classical venturi tube and the classical venturi tube itself.

The values without brackets are values for a "zero additional uncertainty" (see 6.2.3).

The values between brackets are values for an "additional uncertainty of $\pm 0,5\%$ " (see 6.2.4).

All straight lengths are expressed as multiples of diameter D . They shall be measured from the pressure tapping plane upstream of the classical venturi tube. The pipe roughness, at least over the length indicated in table 4 shall not exceed that of a smooth, commercially available pipe-line (approximately $k/D \leq 10^{-3}$).

Downstream straight-lengths. Fittings or other disturbances (as indicated in table 4) situated at least four throat diameters downstream of the throat pressure tapping plane do not affect the accuracy of the measurement.

Diameter ratio	Single 90° short radius bend ¹⁾	Two or more 90° bends in the same plane ¹⁾	Two or more 90° bends in different planes ^{1) 2)}	Reducer 3 D to D over a length of 3,5 D	Expander 0,75 D to D over a length of D	Gate valve fully open
0,30	0,5 ³⁾	1,5 (0,5)	(0,5)	0,5 ³⁾	1,5 (0,5)	1,5 (0,5)
0,35	0,5 ³⁾	1,5 (0,5)	(0,5)	1,5 (0,5)	1,5 (0,5)	2,5 (0,5)
0,40	0,5 ³⁾	1,5 (0,5)	(0,5)	2,5 (0,5)	1,5 (0,5)	2,5 (1,5)
0,45	1,0 (0,5)	1,5 (0,5)	(0,5)	4,5 (0,5)	2,5 (1,0)	3,5 (1,5)
0,50	1,5 (0,5)	2,5 (1,5)	(8,5)	5,5 (0,5)	2,5 (1,5)	3,5 (1,5)
0,55	2,5 (0,5)	2,5 (1,5)	(12,5)	6,5 (0,5)	3,5 (1,5)	4,5 (2,5)
0,60	3,0 (1,0)	3,5 (2,5)	(17,5)	8,5 (0,5)	3,5 (1,5)	4,5 (2,5)
0,65	4,0 (1,5)	4,5 (2,5)	(23,5)	9,5 (1,5)	4,5 (2,5)	4,5 (2,5)
0,70	4,0 (2,0)	4,5 (2,5)	(27,5)	10,5 (2,5)	5,5 (3,5)	5,5 (3,5)
0,75	4,5 (3,0)	4,5 (3,5)	(29,5)	11,5 (3,5)	6,5 (4,5)	5,5 (3,5)

1) The radius of curvature of the bend shall be equal to or greater than the pipe diameter.

2) As the effect of these fittings may still be present after 40 D , no unbracketed values can be given in the table.

3) Since no fitting can be placed closer than 0,5 D to the upstream pressure tapping in the venturi tube, the "zero additional uncertainty" value is the only one applicable in this distance.

NOTE - The reasons for which the minimum straight lengths required for classical venturi tubes are less than those defined in table 3 for orifice plates, nozzles and venturi nozzles, include the following:

a) they are derived from different experimental results and different correlation approaches.

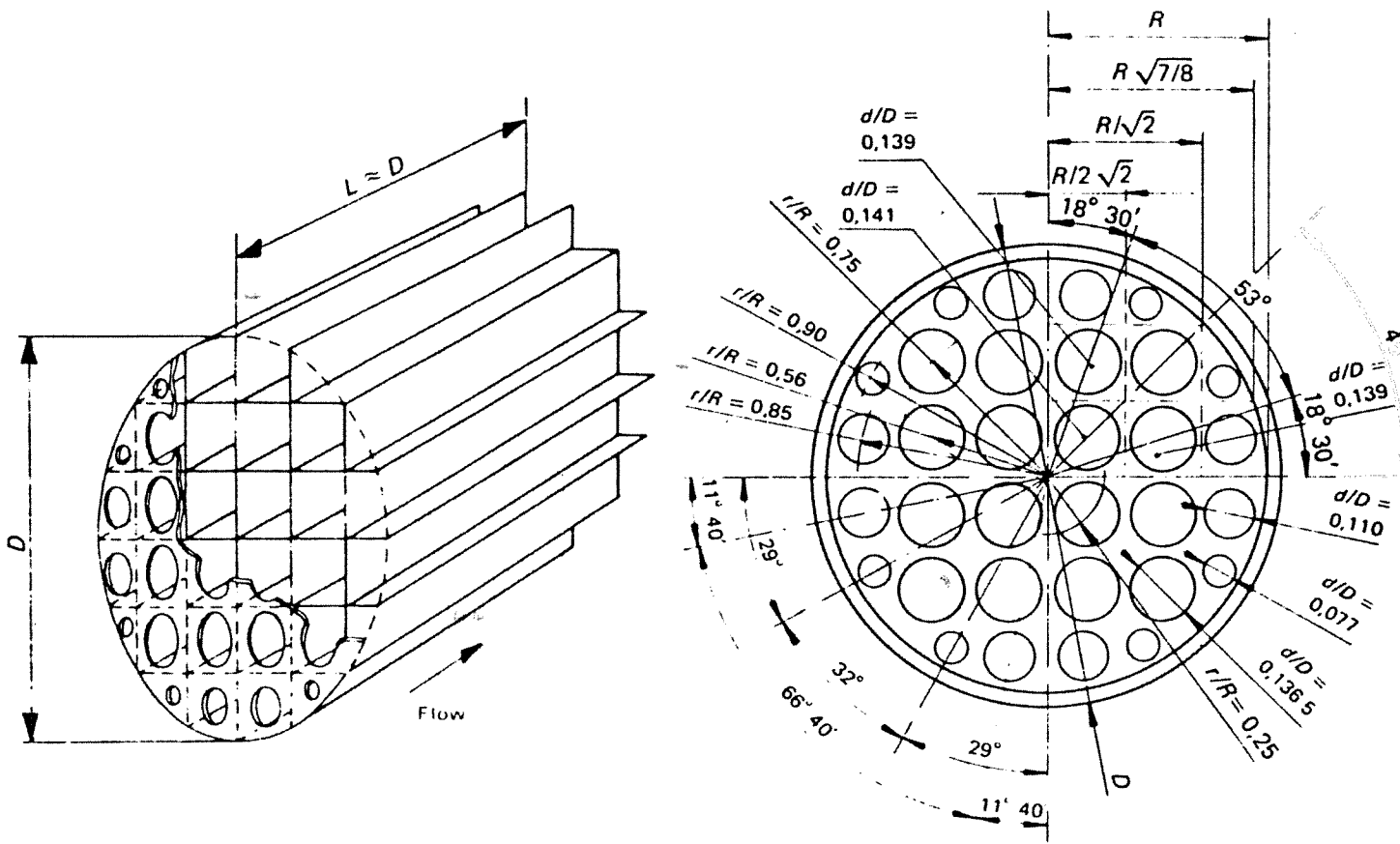
b) the convergent portion of the classical venturi tube is designed to obtain a more uniform "velocity profile" at the throat of the device. Tests have shown that with unusual diameter ratios, the minimum straight lengths upstream of the classical venturi tube may be less than those required for orifice plates, nozzles and venturi nozzles.

Las válvulas mencionadas en las tablas 2 y 3, deberán estar totalmente abiertas. Se recomienda que las válvulas de control se localicen aguas abajo del medidor, tal como aparece en la Figura N^o.1, las válvulas localizadas aguas arriba deberán de ser del tipo de compuerta y totalmente abiertas.

Después de un cambio de dirección (curvatura o una "T"), se recomienda que el dispositivo medidor (doble o simple) esté situado de manera que su eje sea perpendicular al plano de la curvatura o "T". Alineadores de flujo: son recomendados para permitir la instalación de medidores de flujo aguas abajo de conexiones para otras mediciones cuyos dispositivos no aparecen en las tablas 2 y 3; la distancia desde la conexión para hacer una medición y el alineador de flujo deberá de ser de 20 D y la distancia del alineador al mecanismo para medir el flujo deberá de ser 22D.

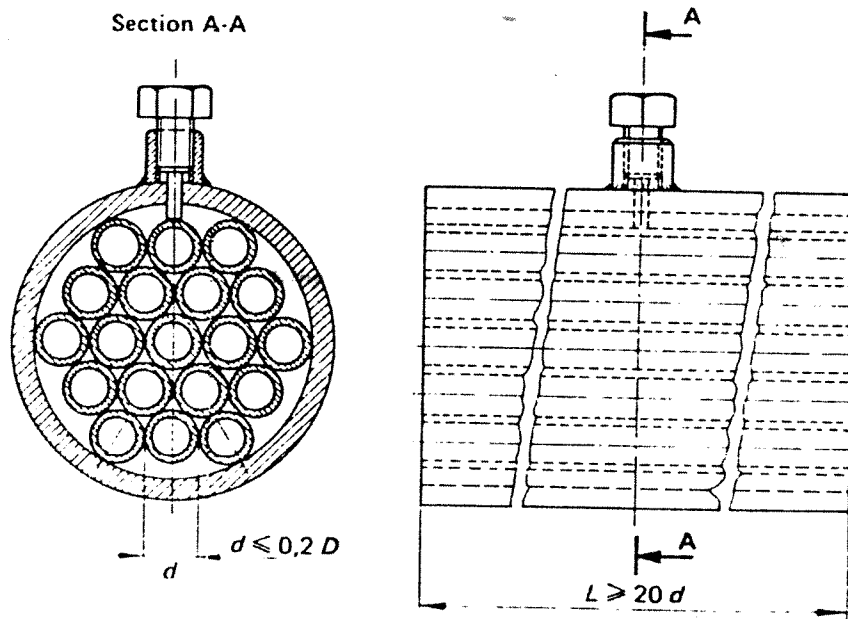
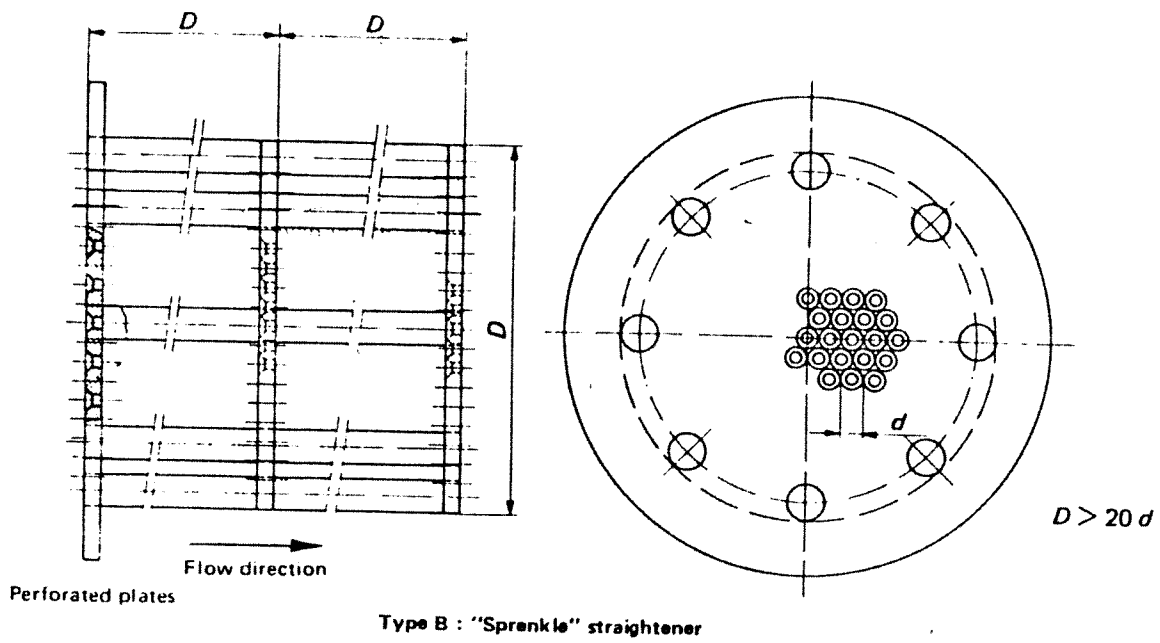
En la figura N^o.16 vemos tres tipos de alineadores de flujo, de los cuales escogeremos el tipo A ó C por cuanto producen una menor pérdida de presión.

La longitud de la tubería adyacente al medidor deberá de ser de 2D y cilíndrica, - tanto aguas arriba como abajo del medidor



Type A : "Zanker" straightener

FIGURE 16 Straighteners, Ref. 15



In order to decrease the pressure loss, the entrance of the holes may be bevelled at 45°

FIGURE 16 Straighteners (end), Rec. 15

del caudal.

Otras disposiciones generales se pueden ver en las normas ISO (Ref. ISO 5167, "Measurement of fluid flow by means of orifice plates, - nozzles and venturi tubes inserted in circular cross section conduits running full"), Ref. 15.

Medición de la potencia de entrada

Es la potencia medida en el acoplamiento de la bomba. La potencia de entrada de la bomba la hayamos en función de:

- La velocidad de rotación y el torque.
- La potencia eléctrica de entrada a un motor de eficiencia conocida, directamente acoplada a la bomba.

A. Medición de la potencia en base a la velocidad de rotación y el torque.

a) Medición de la velocidad de rotación:

Esta velocidad puede ser medida, contando las revoluciones para un intervalo de tiempo determinado, o directamente con un tacómetro. En los casos en que no pueda medirse directamente la velocidad de rotación, por ejemplo en bombas sumergidas, esta la hayaremos en función de la eficiencia de la transmisión, el voltaje y la frecuencia del motor.

b) Medición del torque: (Ref. 8)

El torque necesitado para mover la bomba a una determinada velocidad lo determinamos por:

- Dinamómetro de torsión
- Dinamómetro del tipo motor con base basculante.

Medición del torque con dinamómetro de torsión:

Consiste en medir el desplazamiento angular (α) de un eje que es interconectado entre la bomba y el motor de accionamiento. El ángulo puede ser medido directamente mediante un estroboscopio ó por cualquier otro método. El instrumento no deberá crear fuerzas adicionales en la bomba.

El procedimiento consiste en tomar un valor α_m que es el promedio aritmético, obteniéndose un torque medio M_m en Kgf.m ó también $\text{Kg.m}^2/\text{s}^2 = \text{N.m}$. La potencia de entrada será P en KW, con n_m en RPM. tenemos entonces:

$$M_m = K_m \cdot \alpha_m - K_o \cdot \alpha_o \quad \text{en Kgf.m (ó Kg.m}^2/\text{s}^2 \\ = \text{N.m)}$$

Luego:

$$P = \frac{1}{974} n_m (K_m \cdot \alpha_m - K_o \cdot \alpha_o) \quad \text{en KW}$$

$$P = \frac{1}{9550} n_m (K_m \alpha_m - K_o \alpha_o) \text{ en KW.}$$

según:

K_m y K_o en Kgf.m/grado (ó en $\text{Kg.m}^2/\text{s}^2/$

grado = N.m/grado).

α_m es el ángulo medio de torsión.

α_o es el ángulo a cero torsión.

Medición del torque mediante dinamómetro del tipo eléctrico y con base basculante ;

Consiste en medir el torque de reacción resultante en el estator que es montado en cojinetes sin fricción. Este torque resultante es medido en una escala por medio de un brazo palanca conectado al estator y que es de una longitud conocida.

Este dinamómetro es acoplado a la bomba en vez del motor. El estator deberá estar montado sobre cojinetes antifricción para que las fuerzas de fricción que actúan sobre el estator sean lo menor posible. Estas fuerzas de fricción deberán de medirse antes de la prueba con el motor sin carga y a velocidad determinada y deben ser compensadas con pesos adicionales en el brazo palanca.

En este caso se deberá tener el promedio aritmético del peso G_m en Kgf (G_m en $\text{Kg.m/s}^2 = \text{N}$) y el peso G_o en el punto cero en las mismas unidades dadas anteriormente; y el brazo palanca a en m .

entonces:

$M_m = (G_m - G_o)a$ en Kgf.m (o en $\text{Kg.m}^2/\text{s}^2 = \text{N.m.}$), según estas unidades, tenemos:

$$P = \frac{1}{974} n_m (G_m - G_o).a \text{ en KW}$$

$P = \frac{1}{9550} n_m (G_m - G_o).a$ en KW, respectivamente.

B. Determinación de la potencia de entrada a la bomba mediante la medición de la potencia eléctrica de entrada al motor eléctrico:

Este método se usará cuando se conozca la eficiencia del motor eléctrico. La eficiencia del motor la da el fabricante, de otra manera se determinará de acuerdo con las recomendaciones de la comisión IEC (International Electrotechnical Commission, Ref.: IEC Publication 34-2, Determination of efficiency of rotating electrical machinery).

La potencia eléctrica de entrada al motor conductor será medido con dos wattímetros en el caso de motores de CA, lo cual permi-

te el uso de wattímetros con dos elementos simples, ó un wattímetro con doble elemento ó un wattímetro con un elemento simple.

En caso de que se use un motor CC, podemos medir la potencia con un wattímetro, o con un amperímetro y un voltímetro.

El tipo y grado de exactitud del instrumento para medir la potencia eléctrica debe de estar de acuerdo con IEC '51, Recommendation for indicating electrical measuring instruments and their accessories.

Para determinar la eficiencia de la bomba, solamente consideraremos la potencia de entrada y la de salida.

En resumen tenemos:

$$P = \eta_{\text{mot}} \cdot P_{\text{el}} = \eta_{\text{mot}} \cdot \sqrt{3} \text{ V.I.} \cos \phi$$

en donde:

P : es la potencia de entrada en la bomba
(BHP)

η_{mot} : es la eficiencia del motor

P_{el} : Potencia eléctrica que entra en el motor.

$\cos \phi$: Factor de potencia del motor

V : Voltaje del motor en voltios

I : Corriente del motor en amperios.

VALORES TIPICOS DE EFICIENCIA Y
FACTOR DE POTENCIA DE MOTORES

Potencia Motor, HP.	Eficiencia motor, %		Factor de potencia	
	carga total	media carga	carga total	media carga
5	86.5	83.7	86.6	72.5
10	88.5	85.2	83.6	68.0
20	88.5	87.2	86.9	79.7
40	90.2	87.9	85.0	73.8
50	91.7	89.5	86.1	76.3
75	91.7	88.4	82.8	68.0
100	93.0	91.0	89.9	82.8
200	94.1	92.3	91.5	86.1
300	94.1	92.7	90.2	84.7

Fuente: Westinghouse Electric Corp. (motor 1800RPM).

2.3.- Accionamiento de las bombas

- En el capítulo 1 vimos que la mayoría de bombas instaladas en los buques y reparadas por el SIMAC, esta dentro del rango de: 0-50 HP, 10-200m³/h. También determinamos que las bombas centrifugas son más abundantes (86.2%) comparadas con las Rotativas (13.8%). En cuanto a su accionamiento, los datos estadísticos fueron:

Bombas instaladas a bordo

- Accionadas por turbinas de vapor (14.7%)
- Motores de combustión interna (4.07%)
- Motores eléctricos (81.2%)

Bombas reparadas

- Accionadas por turbinas de vapor (7.73%)
- Motores de combustión interna (4.35%)
- Motores eléctricos (87.9%)

En este punto estudiaremos los distintos modos de accionar las bombas, sus tipos, ventajas, características.

Lo que se busca en este laboratorio es un tipo de accionamiento que se pueda ser empleado en el accionamiento de la totalidad de bombas seleccionadas, es decir un accionamiento de velocidad variable.

2.3.1.- Tipos de motores de bombas

Estudiaremos los tipos más comunes de accionamiento, que son: Motores de combustión

interna, turbinas de vapor y motores eléctricos.

A. Motores Eléctricos

- Motores de corriente alterna: CA

a) Motor de inducción de jaula de ardilla:

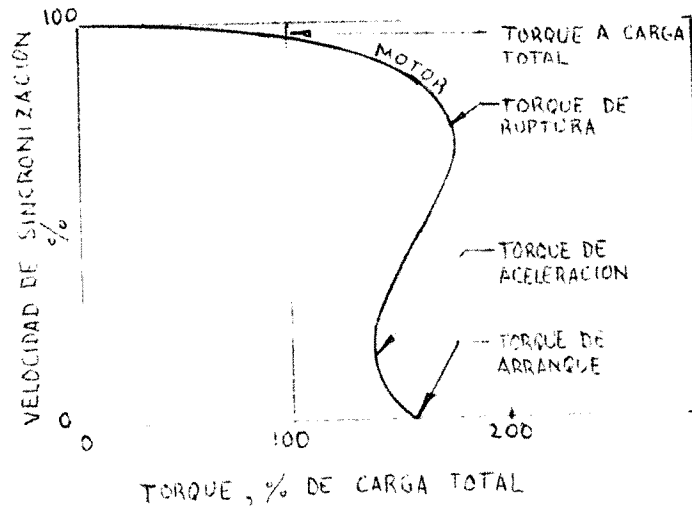
Son los motores polifásicos más sencillos y los más comunmente usados para mover bombas centrífugas. Este motor consiste de un estator convencional devanado con un número específico de polos y fases, y un rotor que tiene barras fundidas ó barras bañadas en bronce embutidas en el rotor.

El motor de inducción de jaula de ardilla tiene una relación de velocidad-torque determinada por la resistencia de las barras del rotor. El metal desde el cual el rotor es fabricado permite seleccionar la resistencia para obtener las características de velocidad-torque.

Muchas bombas son conducidas por motor tipo NEMA, B cuando tiene fuente de energía trifásica.

1) Nema:Nat.Elect.Manuf.Assoc.

TERMINOLOGIA DEL TORQUE



CURVAS TÍPICAS DE VELOCIDAD - TORQUE

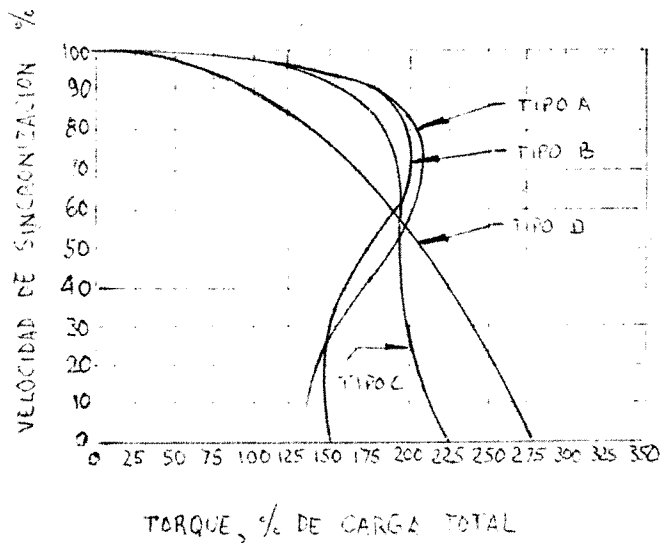


Figura N^o.17 Curvas características velocidad-torque del motor de inducción de jaula de ardilla, estandarizados por NEMA.

(Ref.17, Manual de Bombas de I., Katassik, cortesía Westinghouse Electric Corporation).

En la figura N^o.17, presentamos las curvas características velocidad-torque de los motores de inducción de jaula de ardilla estandarizados por NEMA (National Electrical Manufactures Association):

Los tipos son:

- NEMA A: Motores de torque normal, con corriente de arranque normal.
- NEMA B: Motores de torque normal, con baja corriente de arranque
- NEMA C: Motores de alto torque de arranque y baja corriente de arranque.
- NEMA D: Motores de alto torque de arranque y alto deslizamiento.
- Tipo NEMA para motores de velocidades múltiples.

Las bombas centrifugas no requieren motores con altos torques de arranque, por lo tanto, los tipos NEMA C y D rara vez se usan; se usan estos con transformador en el arranque para bombas de turbina vertical, en donde se requiere una cantidad mayor de la normal en el torque de arranque.

En la figura 17, presentamos algunos terminos empleados en los tipos de motores: Las bombas centrifugas tienen características favorables de torque de arranque -

(tipo de baja velocidad especifica).

$$M = \frac{726 P}{n}$$

en donde:

M: Torque de la bomba en Kg. f.m.

P: Potencia de entrada en la bomba, en HP.

n: rpm.

Torque de aceleración: Con el objeto de arrancar una carga y llevarla a su velocidad de trabajo, el motor debe de ejercer mayor torque que el requerido por la máquina movida a cualquier velocidad hasta su velocidad normal de trabajo. La diferencia entre el torque requerido por la carga y el torque desarrollado por el motor se llama torque neto de aceleración. La aceleración cesa cuando el torque requerido por la máquina movida es igual al torque desarrollado por el rotor. Si el torque requerido excede al torque desarrollado, la unidad bajará su velocidad hasta que el torque nuevamente se iguala al desarrollado por el motor. Si el torque de la carga a cualquier velocidad reducida es mayor que el torque desarrollado por el motor, este se parará. Por lo tanto, es un requerimiento básico que el torque del motor sea mayor que el requerido por la carga a todas las velocidades entre el reposo

y la velocidad total.

El tiempo requerido para arrancar una carga y llevarla hasta su velocidad total depende de dos factores: 1) el margen de torque disponible, es decir, el torque neto de aceleración, 2) la masa de las partes giratorias que van a acelerarse. Esta masa tiene el efecto de rueda volante (inercia); entre mayor sea este efecto, mayor será el tiempo necesario para acelerar las partes giratorias con el mismo torque de aceleración. El tiempo necesario para llevar una carga de una velocidad a otra puede calcularse con la fórmula derivada del impulso angular alrededor de un eje.

$$t = \frac{WK^2 (n_2 - n_1)}{42.6 T}$$

en donde:

t: segundos

$W.K^2$: Efecto de rueda volante de las partes giratorias del impulsor y de la carga expresados en $Kg.m^2$; viene a ser el momento de inercia de una masa que gira alrededor de un eje, donde: W es la masa y K el radio de giro.

T: Torque de aceleración media disponible en $Kgf.m$.

La carga de tipo más adversa para acelerarse será aquella que requiera un alto torque para impulsarla a todas las velocidades desde el reposo y tiene un efecto de rueda volante grande (compresora recíproca).

Las bombas centrífugas tienen valores $W.K^2$ muy bajos. Los fabricantes de motores eléctricos expresan los distintos valores de torque de un motor como porcentajes de los torques a plena carga. Si se usa voltaje reducido para el arranque, los torques se reducen proporcionalmente al cuadrado del voltaje aplicado. Así, un voltaje de 0.8 a 80% aplicado, reduce el torque desarrollado a 0.64 o 64% de los valores de voltaje total. Hay una excepción de la variación del torque como el cuadrado del voltaje aplicado: el torque de trabajo de un motor síncrono varía directamente con el voltaje aplicado. El torque necesario para arrancar desde el reposo puede suponerse con seguridad que será menos del 20% del torque requerido para mover la bomba en las condiciones de diseño. Generalmente se usa 15% para bombas horizontales de cojinetes de metal antifricción y 10% para cojinetes de bolas. Se puede suponer con seguridad que el torque de despegue disminuye al aumentar la velocidad hasta -

que llega prácticamente a cero en 10 a 20% de la velocidad.

- b) Motor de inducción con devanado en el rotor:
Es similar al motor de jaula de ardilla pero con devanado en el rotor. En la Figura N.º.18, notamos que al aumentar la resistencia externa, causará un pico de torque a cada vez más bajas velocidades, hasta que el tipo de torque cae en el punto cero de velocidad. Este motor puede ser usado donde se requiere control de torque ó donde es necesario velocidades variables.

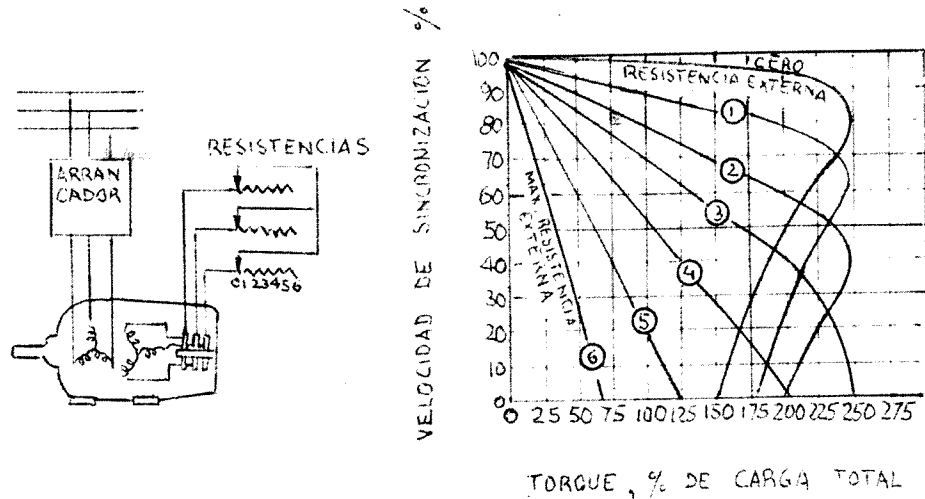


Figura N.º.18, Curvas características velocidad-torque de un motor de inducción con devanado en el rotor.

(Ref.¹⁷ Manual de bombas de I. Karassik, cortesía de Westinghouse Electric Corporation).

c) Motor sincrónico:

Es similar al de jaula de ardilla excepto que es operado a velocidades sincrónicas y su rotor esta conectado a fuente CC, para excitación. Estos motores son usados donde se requieren grandes potencias a bajas velocidades. También, son usados donde se desee altos factores de potencia. En la figura N^o.19 mostramos su rango de uso, y en la figura N^o.20 sus curvas características.

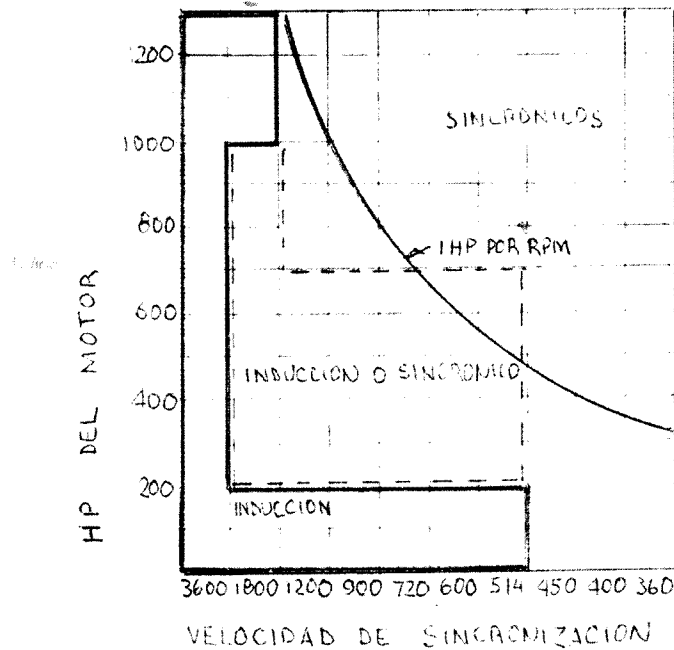


Figura N^o.19 Bajo 514 RPM ó HP.más grandes que aproximadamente 1 HP por RPM, los motores sincrónicos son una mejor selección comparándolos con los motores de inducción de jaula de ardilla porque su costo más alto es excluyente por su más alto factor de potencia y eficiencia (Ref.¹⁷Manual de Bombas de I.Karassik, Power, special Motor Report June 1969).

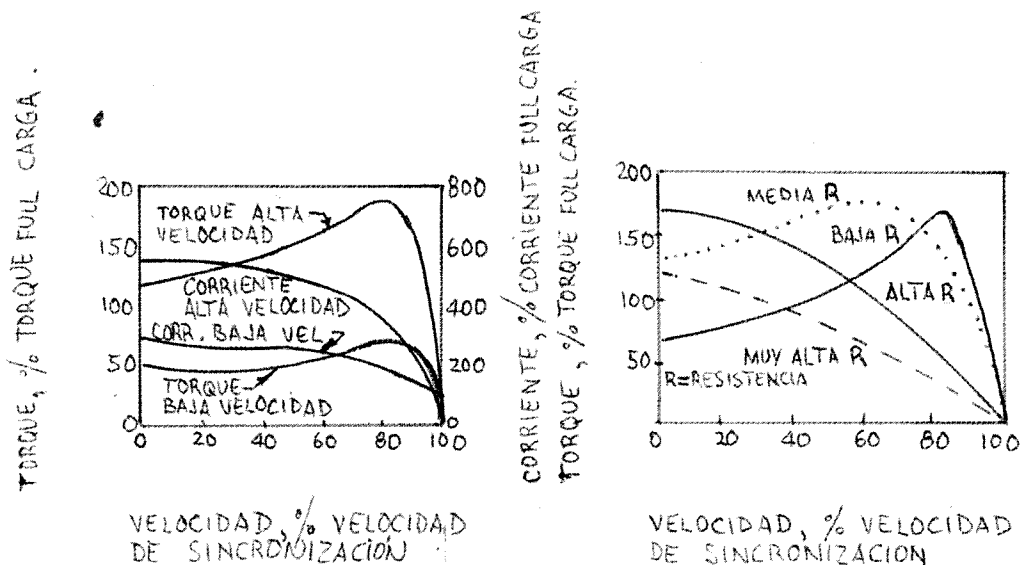


Figura No.20 Curvas características del motor sincrónico, Ref. 17.

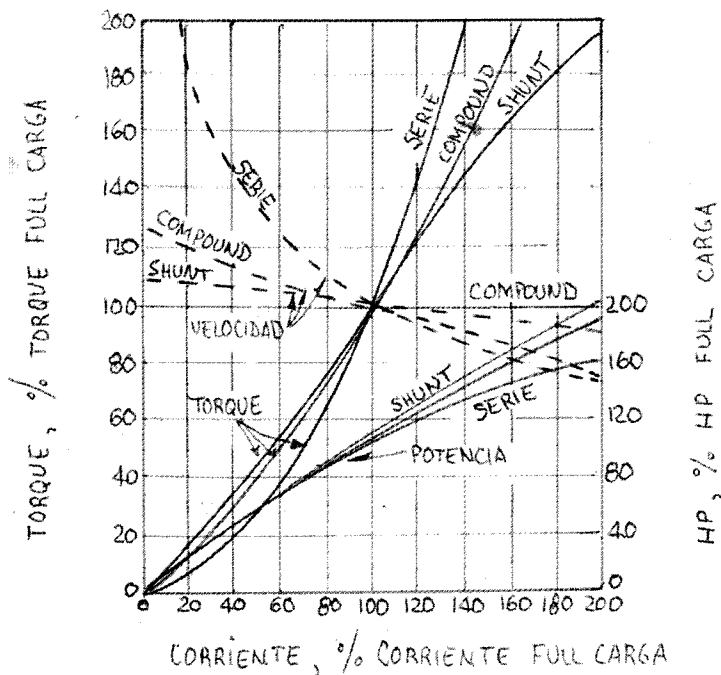


Figura No.21 Curvas características de velocidad, torque y potencia de los motores CC. (Ref. Manual de bombas de I. Karassik, Power Special Motors Report, June 1969).

Motores de corriente Directa: CC

Son usados ocasionalmente, cuando solo esta disponible corriente directa, como en barcos, trenes aviones y baterías. Hay tres tipos: Shunt, serie y compound.

Motores CC, son hechos para proveer hasta una relación de velocidades de 4-1 con reóstato de campo para aplicaciones especiales con voltaje constante.

Muchos motores con velocidades variables - tipo CC son usados con voltajes variables. Ver Figura 21.

En resumen tenemos que motores de inducción y sincrónicos son básicamente usados a una velocidad determinada. En aplicaciones especiales ha sido empleado un diseño mixto sincrónico-inducción con fuente de potencia de frecuencia ajustable para obtener sus características a velocidad variable, pero son casos únicos y especiales.

Para obtener velocidades variables es común utilizar un motor de CC que puede proveer hasta un rango de 4 a 1 de velocidad con un reóstato de campo para aplicaciones especiales cuando se emplee voltaje constante CC. También podemos obtener un rango de velocidades cuando usamos motores CC con voltajes variables. Esto lo logra-

mos incluyendo generadores de voltaje variable, solid-state ^{d)} de silicona (SCR) y transformadores de relación variable con un rectificador.

Para motores grandes de velocidad variable usamos motores de devanado en el rotor con control deslizable.

En la tabla 4 presentamos los voltajes normales y los tamaños de motores en HP.

-
- 1) Material empleado en electrónica para el control de algunas variables eléctricas.

T A B L A N^o.4

VOLTAJES NORMALES Y TAMAÑOS DE
MOTORES EN HP.

(Entre paréntesis los voltajes más comun-
mente usados).

SUMINISTRO	VOLTAJE	TAMAÑOS DE MOTORES EN HP.	
		Min.	Max.
CORRIENTE DIRECTA	(115)		30
	(230)		200
	550-600	0.5	
CORRIENTE ALTERNA DE UNA SOLA FASE.	110-(115)-120		1.5
	220-(230)-240		10.0
	460-550	5	10.0
CORRIENTE ALTERNA DE 2-3 FASES	110-(115)-120		15.0
	(208)-(220)-230-240		200
	440-550		500
	(2300)	40	
	4000-(4160)	75	
	6000-(6600)	400	

Nota.- Cuando no se da el mínimo, pueden usarse mo-
tores más pequeños de fracciones de HP.
Cuando no se indica el máximo es posible -
emplear motores muy grandes que exceden -
los tamaños comerciales normales.
(Ref.¹⁸ Bombas Centrifugas, de I. Karassik y R.
Carter).

B, Turbinas de Vapor:

- Se emplean turbinas de una o varias etapas. De eje vertical u horizontal, directamente acopladas o a través de engranajes reductores.

Razones para usar turbinas de vapor:

- 1.- En muchos casos es más barato el costo de la energía proveniente del combustible empleado. La generación económica de vapor generalmente requiere calderas de presión y temperaturas más altas que las corrientes y cuyo control y regulación es mediante válvulas en la línea o en la misma turbina.
- 2.- Puede ser operada en un amplio rango de velocidades utilizando el regulador de la turbina, o válvulas de la turbina o de la línea de vapor. La operación a velocidad variable es una característica inherente a las turbinas de vapor y no requiere el uso de mecanismos especiales como en otros casos de máquinas impulsoras.

También es posible obtener operaciones a reducidas HP pero a constantes velocidades, con el regulador de velocidades que estrangula el vapor - que se dirige a las toberas cuando el HP es reducido. La eficiencia de la turbina puede ser mejorada equipándola con válvulas auxiliares de vapor, las cuales son cerradas - para reducir el HP de la operación. Cerrando estas válvulas se reduce el área disponible de la tobera y - reduce la caída de presión a través de la válvula reguladora.

Esta turbina que opera con válvulas auxiliares de vapor, cuando estas - están cerradas, se asemejan a las - turbinas diseñadas especialmente a funcionar a reducidas HP.

La eficiencia total de la turbina y bomba puede ser optimizada operando a bajas velocidades y a potencias - reducidas. El comportamiento de la bomba puede ser controlada, reduciendo la velocidad de la bomba mejor que estrangulando el flujo del agua. Mientras la eficiencia de la turbina normalmente declina a bajas veloci-

dades, el flujo aún será menor que cuando se estrangula la bomba.

- 3.- El uso de la turbina de vapor permite operar las bombas en forma independiente de la energía eléctrica. La turbina de vapor no es afectada por la interrupción de energía eléctrica.
- 4.- Una turbina de vapor puede ser usada como impulsor secundario de la bomba. En forma independiente o de stand-by en bombas de emergencia.
- 5.- Los controles de la turbina de vapor tales como el regulador o sistema de aceleración (sobrevelocidad) son a prueba de chispas, o sea que pueden ser usados en atmósferas peligrosas en mecanismos a prueba de explosión y de chispa que son más costosos.
- 6.- La turbina de vapor tiene un torque de arranque de aproximadamente 150 a 180% del torque a condiciones nominales.
- 7.- La turbina de vapor puede conducir

todo tipo de bombas.

8.- La turbina de vapor tiene protección contra sobrecargas, mediante mecanismos que bajan lentamente a valores en que el torque generado por la turbina iguale al requerido por la bomba cuando la aplicación de cargas es más grande que la que puede desarrollar la turbina.

9.- Con respecto a la operación de varios tipos de bombas y sus sistemas las turbinas de vapor ofrecen mínimo mantenimiento, bajas vibraciones y una instalación cómoda.

Tipos de turbinas de vapor:

a) Turbinas de simple etapa: La conversión de energía cinética a trabajo mecánico ocurre con una simple expansión de vapor en la turbina.

Son disponibles en distintos diámetros, desde 9 hasta 28 pulgadas. La eficiencia generalmente incrementará con el diá-

metro de la rueda y por lo tanto la calidad del vapor será menor.

b) Turbinas de múltiples etapas:

La conversión de energía con dos o más expansiones de vapor dentro de la turbina. El número de etapas (expansiones de vapor) es una función de tres parámetros básicos: termodinámicos, de diseño mecánico y costos.

Las turbinas de múltiples etapas son normalmente usadas para conducir bombas cuando el costo del vapor o la disponibilidad del vapor requiere eficiencias que son más grandes que las disponibles con turbinas de simple etapa, o cuando el flujo de vapor requerido para desarrollar determinado comportamiento excede la capacidad de una turbina de simple etapa.

La turbina puede estar directamente acoplada al eje de la bomba para que opere a la misma velocidad de esta o a través de -

reductores de velocidad para -
permitir a la turbina operar -
a velocidades más eficientes.

Las turbinas de este artículo -
emplean etapas de impulsión o -
de acción. En las de este tipo
el vapor expande solamente en toberas fijas y la energía cinética
es transferida a los alabes -
de las etapas.

En las de tipo de reacción el -
vapor expande en las toberas fi-
jas y en los álabes de los roto-
res.

C. Motores de combustión interna:

Estos motores son extensivamente
usados para bombas centrífugas
y de tipo de desplazamiento po-
sitivo (reciprocantes y rotati-
vas). Dependiendo de su aplica-
ción estos motores pueden ser de
gasolina, gas licuado de petróleo
(LPG), Diesel o gas residual.
Puede ser enfriado por aire o líquido.

El bloque de cilindros puede ser
vertical u horizontal, en línea

o en V. El número de cilindros va
ría entre 1 a 20. Pueden ser de -
cuatro o dos tiempos.

Rango de potencias

- 1.- Enfriados por aire: Pueden ser de gasolina, gas natural y diesel, de: 1 a 75 HP.
 - 2.- Enfriados por líquidos: gasolina de: 10 a 300 HP.
 - 3.- Enfriados por líquido: gas natural LPG y gas residual con rangos de potencia de 10 a 15000 HP.
 - 4.- Enfriados por líquidos: Diesel de: 10 a 50000 HP.
 - 5.- Enfriados por líquido: combustible dual, gas natural, LPG, y diesel de: 150 a 25000 HP.
- Su uso intermitente de stand-by y de uso continuo se toma en cuenta mediante la aplicación de factores de porcentaje al máximo HP. Por ejemplo, 75 a 80% para uso continuo y 90% para - intermitente.

El ciclo de trabajo es un término usado para describir el trabajo impuesto al motor. Si el factor de carga es bajo, nosotros llamamos al ciclo: ligero, pero si es alto nosotros lo clasificamos como: pesado (heavy duty).

Continuo o heavy duty es para un servicio de 24 h/día con pequeña variación de carga ó velocidad.

Intermitente o de stand-by es para servicios, donde un motor opera en emergencias ó a reducidas cargas en intervalos frecuentes.

Condiciones que afectan la selección del motor

- 1.- Altitud
- 2.- Temperatura del aire ambiente
- 3.- Velocidad y rotación
- 4.- Presión media efectiva y velocidad del pistón
- 5.- Mantenimiento
- 6.- Tipo de combustible
- 7.- Atmósfera de operación (polvorienta o sucia).
- 8.- Vibración y torsión.

La rotación del motor es corriente que sea antihoraria cuando se ve el motor desde el volante.

Se puede usar cajas de engranajes para reducir la velocidad o también para aumentarla. El rango de velocidad cae en tres categorías:

- Alta, mayor de 1500 RPM.
- Media, 700 a 1500 RPM.
- Baja, menos de 700 RPM.

La flexibilidad de un motor en su juego de velocidades es una de sus características básicas más apreciables donde se necesita bombear una cantidad variable de líquido. La velocidad del motor puede ser cambiada muy simplemente en forma manual o a través del uso de líquido o controles de presión.

El mantenimiento del motor ha sido considerado como una objeción por ser más costoso que el motor eléctrico, pero recientes innovaciones y la forma de servicio puede eliminar estas objeciones.

2.3.2.- Motores eléctricos de velocidad variable

- Consideramos el motor y su control como si fuera una sola unidad y no en tandem como sería un motor y su equipo accesorio para variar la velocidad (cople hidráulico, fajas variables etc.).

Estos motores eléctricos son:

- Motores CA de voltaje variable
- Motores de inducción con devanado en el rotor con diferentes tipos de controles secundarios
- Tipo de frecuencia variable
- Tipo de Kraemer modificado
- Motor CC con control-rectificador de silicon (SCR) para fuente de energía.

A. Motor CA de voltaje variable:

- Este motor consiste de un voltaje variable, control de frecuencia constante y un motor.

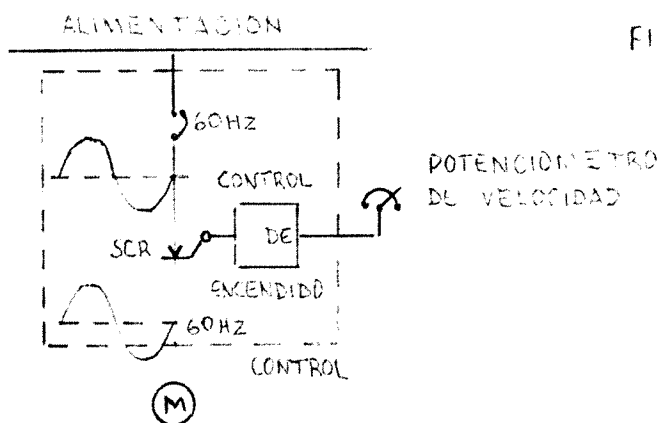


FIG. 22 MOTOR CA. DE VOLTAJE AJUSTABLE. (REF. MANUAL DE BOMBAS - I. KATKISSIN, CORTESIA DE GENERAL ELECTRIC Co.)

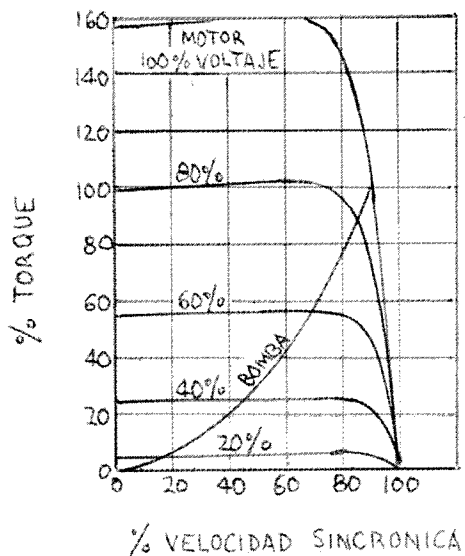


FIG. 23. CURVA TORQUE vs VELOCIDAD DE UN MOTOR DE C.A. DE VOLTAJE REGULABLE

(REF. 17, MANUAL DE BOMBAS, DE I. KARASSIK).

La principal función del control es proveer un voltaje al motor en un nivel que permita una velocidad requerida.

También sirve para proteger al motor de operaciones a condiciones anormales y corto circuito, además provee una corriente límite tal que el motor pueda llegar a valores como de 150% de sus condiciones normales.

En la curva de la Fig. 23 observamos que el torque del motor no disminuye a velocidades bajas de ahí su aplicación preferible. Notamos también que a bajos voltajes el torque del motor disminuye causando una baja velocidad.

El rango de estos motores es limitado a bajas potencias. En la Figura. 24 mostramos una guía para seleccionar estos motores.

Motores cerrados son más restringidos que motores abiertos.

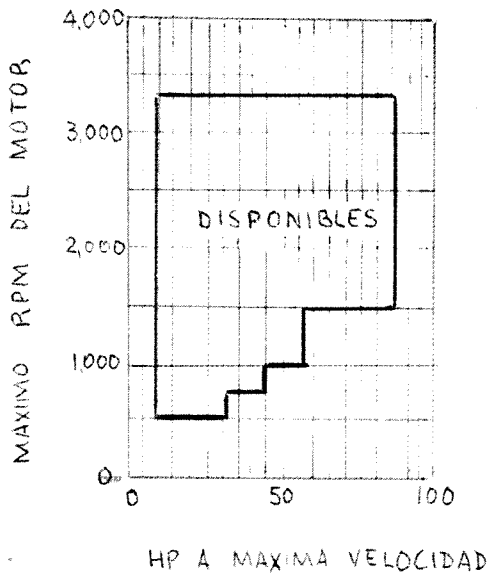


FIG. 24. DISPONIBILIDAD DE MOTORES CA DE VOLTAJE REGULABLE (REF.17, MANUAL DE BOMBAS, DE I. KARASSIK)

B. Motor de inducción con embobinado en el rotor (tipo wound) y con control de reóstato líquido:

- Este motor consiste de celdas de electrolito en el cual los electrodos fijos son conectados a un circuito secundario que va a un terminal del motor (rotor). Los otros electrodos (movibles) estan suspendidos en una barra horizontal y conectados para completar la conexión Y en el circuito externo del motor. Moviendo hacia arriba y abajo los electrodos forman en el circuito secundario resistencias variables que cambian -

las características de velocidad y torque del motor.

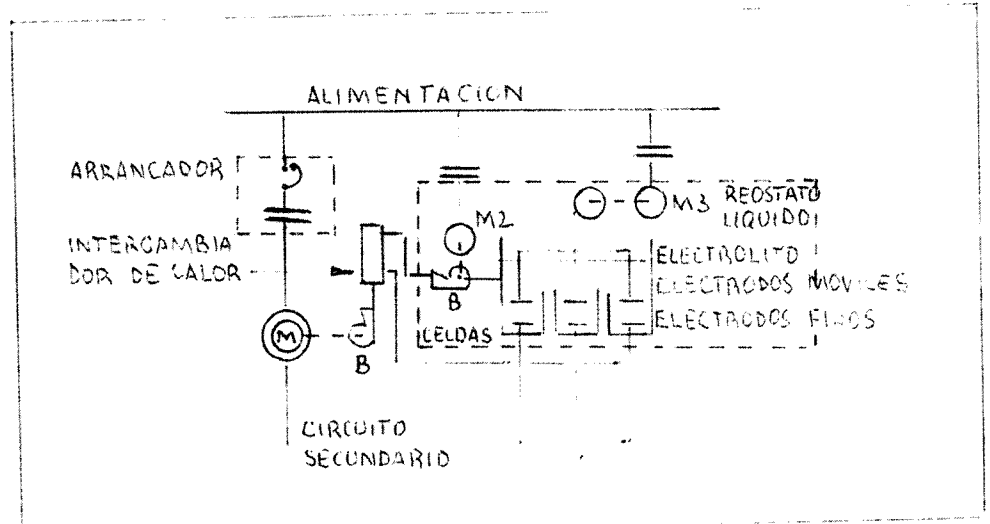


Fig.25 Diagrama de motor de induccion con devanado en el rotor y con secundario controlado con reóstato líquido:

El circuito de control provee como característica el permitir el arranque del motor con máxima resistencia secundaria en el circuito del rotor, - obteniéndose mínima corriente en el motor a partir de la fuente de potencia.

Cambiando la posición de los electrodos movibles obtenemos un cambio en las curvas torque-velocidad del motor como mostramos en la Fig.26 Cada curva (excepto de la bomba) representa una característica del mo-

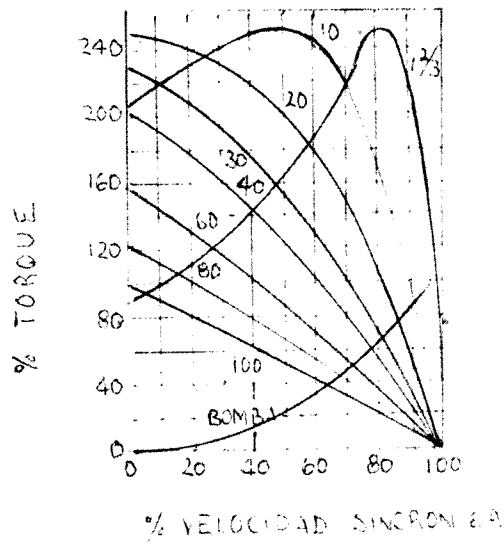


Fig.26 Curvas torque Vs.velocidad de un motor de inducción con devanado en el rotor y con resistencias variables (Ref.Manual¹⁷ de bombas de I.Karassik).

tor para una resistencia discreta en el secundario. Notamos que el número de la curva representa la resistencia en el secundario; 100% ohms provee 100% torque motor a velocidad cero. Al ir aumentando el % de resistencia la pendiente de la curva torque-velocidad del motor disminuye, permitiendo así al motor bajar la curva torque-velocidad de la bomba y obtener bajas velocidades. O sea este motor utiliza resistencia solamente en el secundario del circuito del motor como medio de controlar la velocidad.

Reactancias son disponibles como un sustituto de las resistencias en otras formas de controles secundarios, pero su uso reduce el factor de potencia del motor e incrementa la corriente del motor, reduciendo su eficiencia y aumentando su calentamiento. Como un efecto adicional la corriente del motor podría requerir el uso de una carcasa más grande.

En la figura 27a, 27b presentamos la disponibilidad de motores de inducción con embobinado en el rotor y que están totalmente sellados, verticales u horizontales.

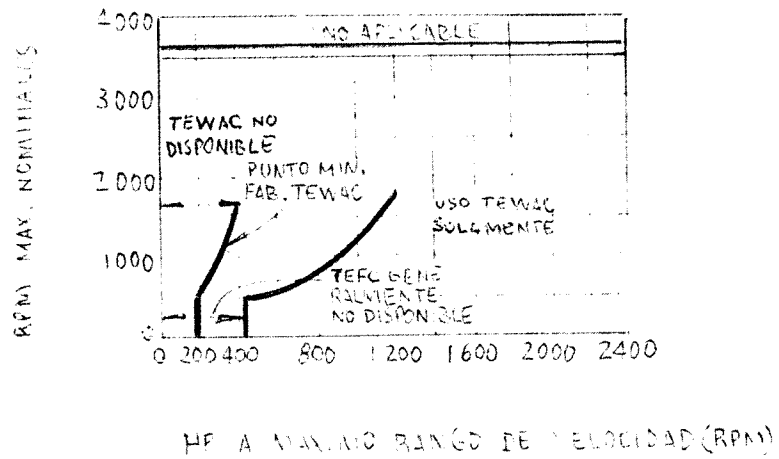


Fig.27 a. Aproximada disponibilidad del motor con devanado en el rotor, totalmente cerrado vertical, Ref. 17

Nomenclatura: TEWAC = Motor de carcaza totalmente cerrada y enfriada con agua y aire.

TEFC = Totalmente encerrado y enfriado con ventilador.

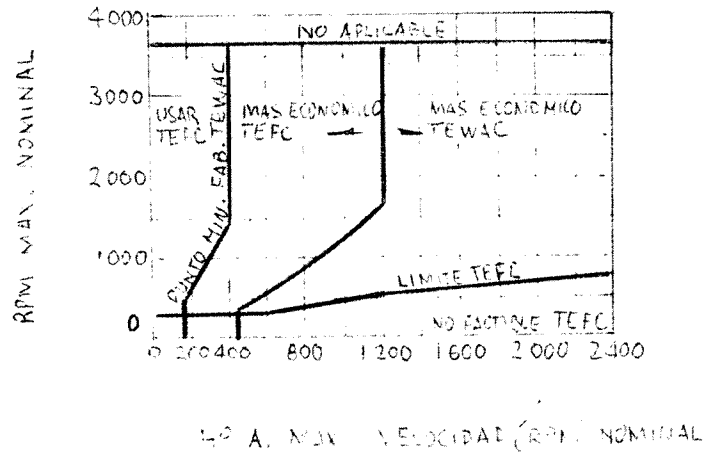


Fig.27b. Aproximada disponibilidad del motor de inducción totalmente cerrado horizontal y de jaula de ardilla vertical y del motor de inducción con devanado en el rotor de tipo horizontal. Este último tipo wound tiene como límite - máximo de velocidad los 1800 RPM.

17
(Ref. Manual de bombas de I. Karassik)

- C. Motor de inducción con embobinado en el rotor y con control en el secundario mediante pulsos de resistencia y potencia eléctrica:

Este método es similar al anterior de reostato de electrolito pero se tiene en el sistema de control un puente que recibe voltaje variable y frecuencia variable y la rectifica a voltaje CC variable. Un filtro suaviza la salida ondulante de corriente CA y luego el voltaje CC es entonces fijado en la resistencia R_1 . Las resistencias R_1 y R_2 en paralelo son reguladas por medio de un control lógico en el encendido, de manera de obtener resistencias en el secundario que permitan variar las características velocidad-torque del motor de inducción

Las curvas características son las mismas que las de la Figura 26, para el caso anterior. Su diagrama aparece representando en la Figura 28.

- D. Motor de inducción con embobinado en el rotor y control en el secundario de tipo contacto:

Este motor es del mismo tipo que los -

dos casos anteriores (reóstato líquido y resistencias con impulsos de potencia controlados por circuito de encendido) pero con la diferencia de que el control del secundario es mediante resistencia R de tres fases (resistor) conectado a un anillo deslizante en el rotor. La resistencia hace que el motor tenga un torque adecuado a mínima velocidad.

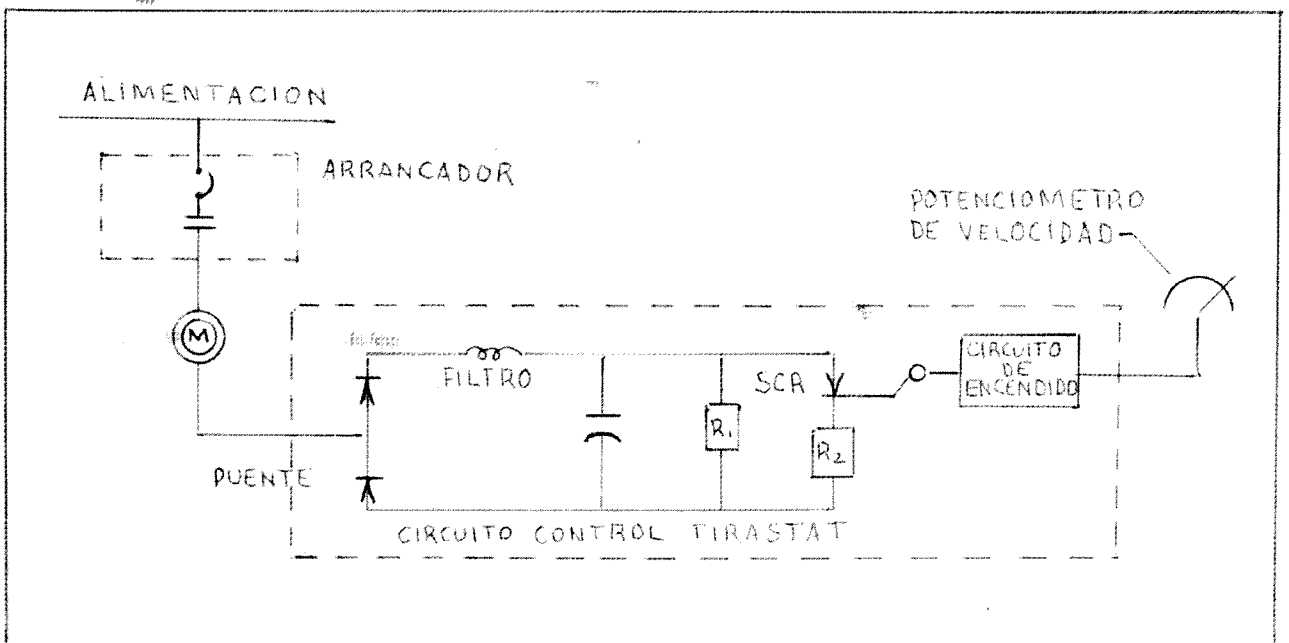


Fig.28 Diagrama de control del secundario de un motor de inducción con devanado en el rotor, mediante circuito de control tiristat. (Ref. Manual de bombas de I. Karasik)
17

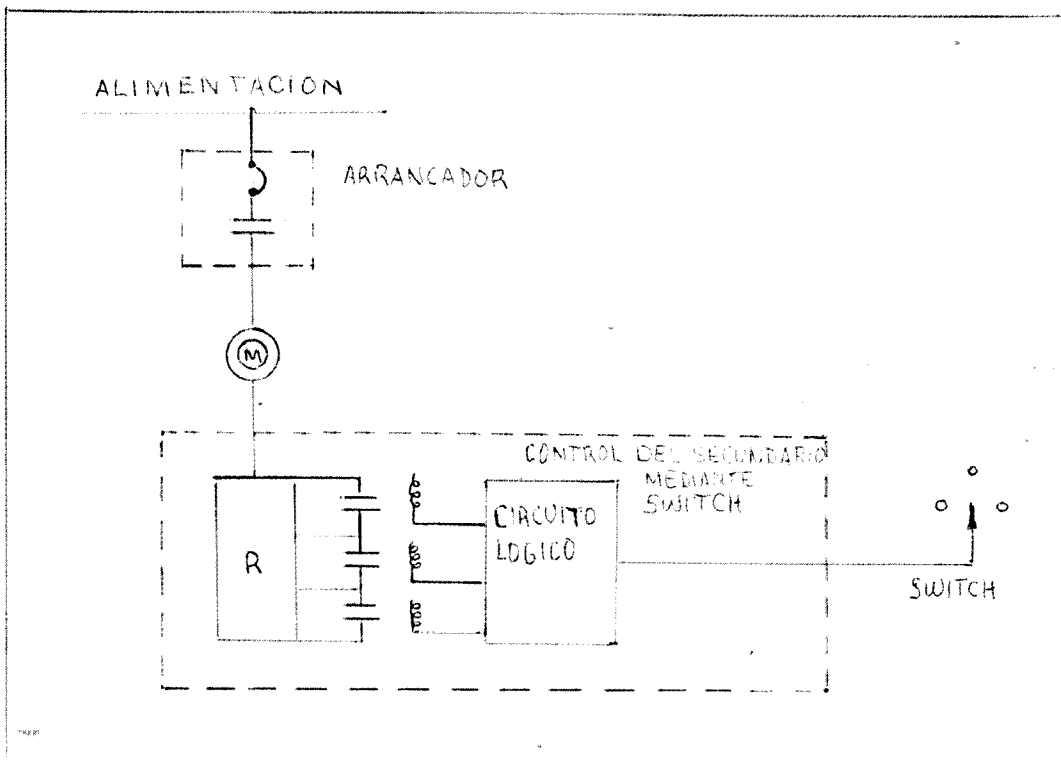


Fig.29 Control magnético del secundario -
de un motor de inducción con devanado
en el rotor.

¹⁷
(Ref. Manual de bombas de I. Karassik).

Contacto del tipo leva, magnético o de tambor o dial son cerrados por un mecanismo lógico generalmente magnético y de forma de corto-circuito que da las funciones mediante el resistor. Así obtenemos con esta resistencia pasos discretos o determinados en las curvas torque-velocidad, en vez de una infinidad de resistencias y casos de curvas de los dos métodos anteriores.

Un switch manual o un mecanismo automático actuado por el proceso puede ser utilizado para accionar el control lógico.

Las curvas características son las mismas que para los dos casos anteriores y aparecen en la Fig.26 pero con un exacto número de curvas determinado por el número de contactos del control secundario que gobierna la resistencia seleccionada. - Ver Fig.29. Así obtenemos con esta resistencia pasos discretos de torque, en vez de una infinidad de resistencias como en los dos casos anteriores.

E. Motores de frecuencia regulable:

Este motor consta de: un rectificador regulable de frecuencia, un invertidor, y un motor (M) de velocidad constante, que

generalmente es un motor de jaula de ar
dilla.

Solo se usa bajos voltajes a 60 Hz para energizar al motor. Un diodo rectifica el voltaje. Un invertidor invierte la co
rriente directa en una frecuencia regulable, en un voltaje regulable con el volta
je variando linealmente con la frecuencia. En un diseño el voltaje no es sinusoidal pero consiste de un número de pulsos CC de positivo o negativo como indicamos en la Fig.30.El control de encendido modula el ancho de los pulsos y el número de los pulsos para variar la frecuencia y el voltaje del motor y de ahí obtener diferentes velocidades. En la Fig.31, mostramos las características de este motor. Vemos que las curvas características cortan al eje de las velocidades o puntos de cero torque a diferentes velocidades. Los pasos de las pendientes de estas curvas al ir aumentando el torque indican su regulación a bajas velocidades e indican su ha
bilidad para mantener la velocidad con -
pequeñas fluctuaciones cuando el torque -
de carga varía ligeramente. Es obvio que la velocidad del motor varía como una función de la frecuencia regulable; la re-

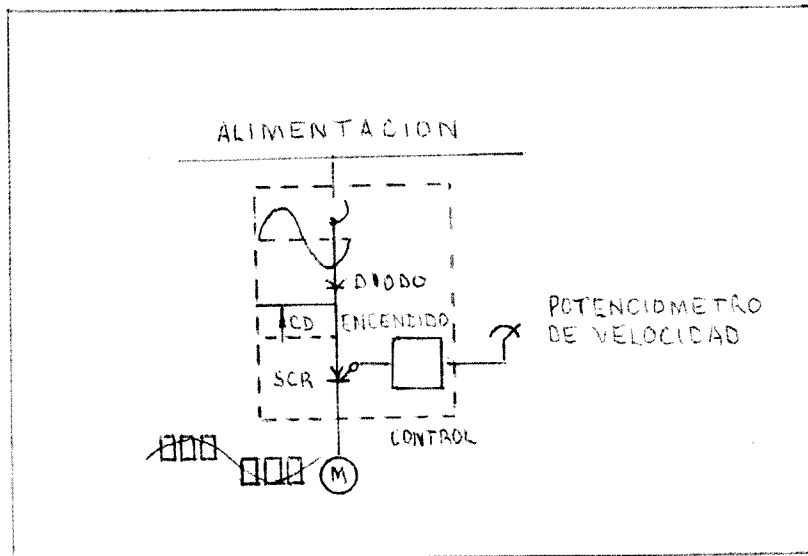


Fig.30 Diagrama de motor CA de frecuencia ajustable (Ref.Manual de Bombas, de I.Karassik)

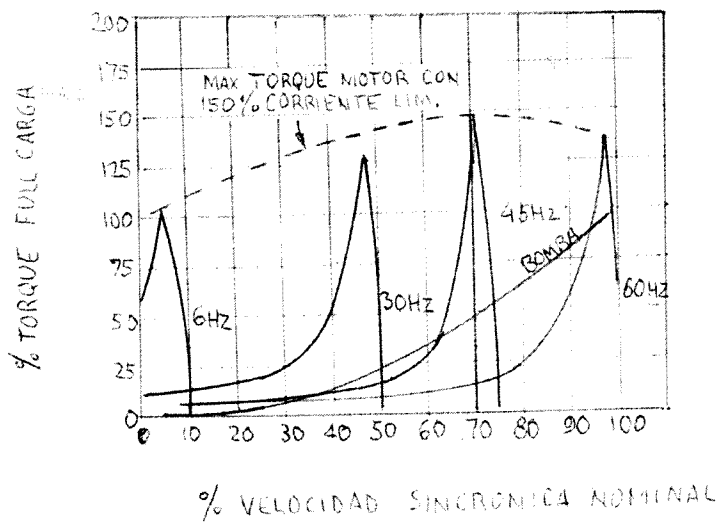


Fig.31. Curva torque-velocidad sincrónica del motor de frecuencia regulable.

(Ref.Manual de Bombas, de I.Karrassik).

gulación del voltaje solamente ocurre - para acomodar cambios en la impedancia del motor.

F. Motor modificado de Kraemer:

Este sistema ha sido usado en motores industriales pesados. Aunque su funcionamiento es seguro, tiene tres partes rotatorias que requieren mantenimiento y que tienen pérdidas significantes.

Utiliza un motor de inducción con devanado en el rotor, emplea además semiconductores y convertidores de solid-state. El contacto C_2 sirve como un contactor de sincronización entre el convertidor y la línea de potencia y es cerrado solamente cuando el convertidor y la línea de frecuencias y voltajes son compatibles.

El contactor C_1 controla las resistencias R para permitir al motor acelerar a una velocidad determinada.

Este tipo de motor ha sido usado para conducir bombas en muy pocas oportunidades.

En la Fig.32 mostramos un diagrama de este tipo de motor.

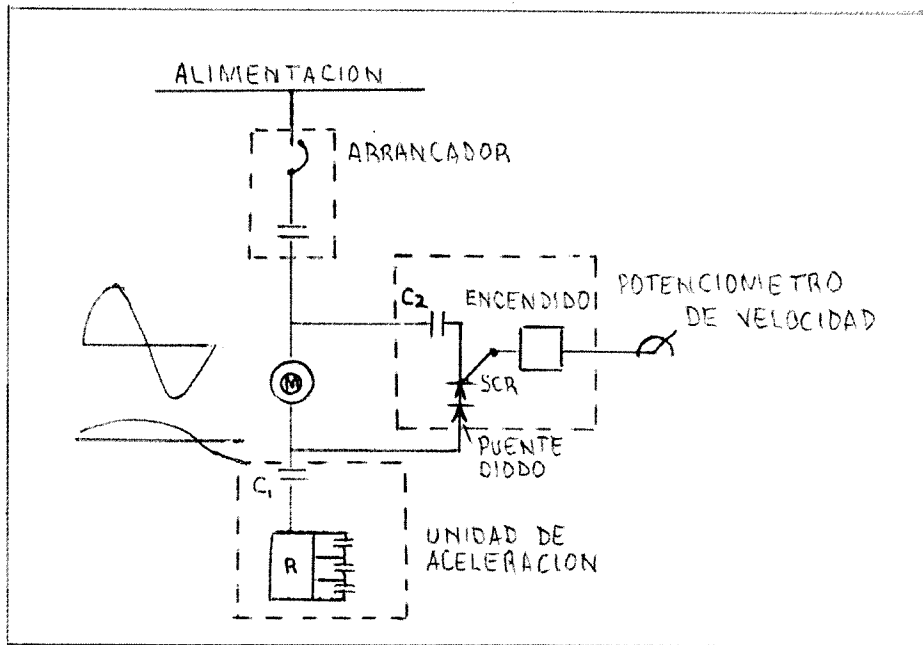


FIG. 32. DIAGRAMA DEL MOTOR MODIFICADO DE KRAEMER, Ref. 17

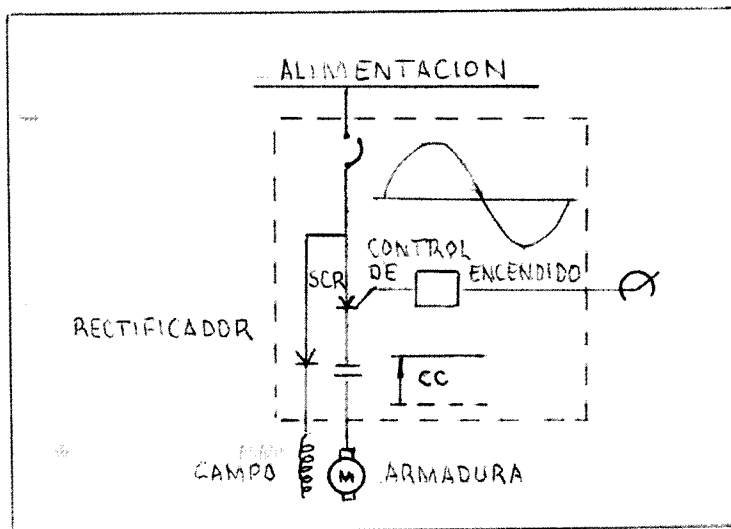


FIG. 33. DIAGRAMA DE MOTOR CC. CON FUENTE DE POTENCIA CONTROLADA CON RECTIFICADOR DE SILICON SCR, Ref. 17.

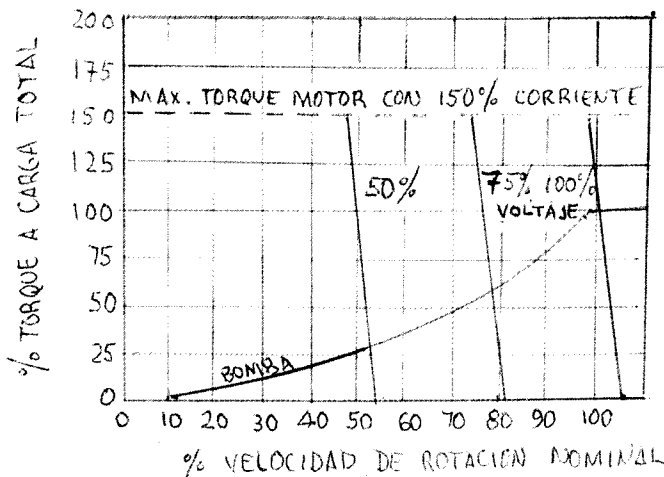


FIG. 34. CURVAS TORQUE-VELOCIDAD DEL MOTOR CC. DE LA FIG. 33.

G. Motor CC con fuente de potencia controlada con rectificador de silicon SCR:

La industria en general usa motores CC con control rectificador de silicio (SCR) de la fuente de energía. Algunos de estos motores son usados para conducir bombas. Según vemos en el diagrama, consiste de un motor CC tipo shunt y una fuente de energía controlada por el rectificador SCR que rectifica la fuente de alimentación a un voltaje CC regulable que energiza la armadura del motor. También este control rectificador SCR se aplica con voltaje constante al campo shunt. Ver Fig.33.

Ajustando el voltaje CC a la armadura del motor podemos variar la velocidad a un valor determinado.

En las curvas de velocidad-torque de la Fig.34, vemos que sus características más importante es la habilidad para resistir cambios de velocidad a causa de cambios de torque de carga. Su máximo torque es limitado a 150% del torque nominal.

2.3.3.- Transmisiones mecánicas más comunes en bombas, para obtener un rango de velocidades.

Hay diversidad de maneras para obtener y regular la velocidad dentro de un rango - determinado: engranajes, fajas, regulables, coples hidráulicos, acoplamiento magnéticos, etc., En este punto solo trataremos los engranajes y las fajas regulables que son las más comunes y las más baratas para nuestro rango de bombas en estudio.

A. Engranajes:

El principal uso de los engranajes es para reducir la velocidad de los motores eléctricos o de los motores diesel ó de gasolina a una velocidad que sea aplicable a las bombas. En algunos casos son para escalonar porque la bomba es requerida a varias velocidades incluso a otras más altas. Otros usos son para accionamiento en distintas - posiciones, horizontales o verticales. También se les usa para combinaciones de motores de combustión interna con motores eléctricos.

a) Tipos de engranajes:

- Para ejes paralelos: engranajes helicoidales, del tipo herringbone.

- Para ejes en ángulo recto; espiral cónico.

Los engranajes rectos son usados en ocasiones en donde se requieran bajas potencias y las más mas bajas velocidades.

- Los engranajes cónicos rectos o hipidales son ocasionalmente usados en transmisiones en ángulo recto. Como los engranajes rectos, los cónicos rectos son limitados en potencia y velocidad. Los hipoidales son empleados rara vez por bombas porque son generalmente más costosos que otros para transmisiones en ángulo recto.

- Los conjuntos gusanos sin fin-en-granajes son poco empleados y en caso en donde se requiera un arreglo compacto o donde se necesita una alta relación de velocidades; estos son empleados en limitadas potencias. Tienen bajas eficiencias.

b) Rangos de potencias:

La capacidad para transmitir potencias, de los engranajes de reducción, es función del torque de salida y la velocidad del reductor. Algunos tipos de reductores, tal como, el conjunto gusano sin fin-engranaje son más satisfactorios para altos torques y bajas velocidades, mientras que otros, tal como un herringbone helicoidal (o doble helicoidal) son capaces para altos torques y altas velocidades.

c) Relaciones de velocidad y eficiencia:

La relación de un engranaje reductor es definida como la relación entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida del eje.

- Los engranajes rectos usualmente son usados con una relación de 1:1 a 6:1
- Los helicoidales, doble helicoidal y los del tipo herringbone son para relaciones de 1:1 a 10:1.
- Los cónicos rectos para relaciones de 1:1 a 4:1

- Los cónicos de espiral, zerkos e hipoidales para relaciones de 1:1 á 9:1.
- Los conjuntos gusanos sin fin-en-granajes para relaciones de $3\frac{1}{4}$: 1 hasta 90:1
- Los tipos planetario para 4:1 a 10:1

B. Fajas regulables:

Las fajas regulables que se aplican a bombas son de tipo polea de garganta regulable con faja de caucho. Este mecanismo convierte una entrada de velocidad constante en una salida con velocidades escalonadas. Es conducido generalmente por un motor de inducción de corriente alterna de velocidad constante y usualmente contiene engranajes reductores para obtener bajas velocidades de salida. Estas cajas pueden ser montadas horizontalmente, verticalmente, o en ángulos de 45°.

Son comunes rangos de velocidad de 10:1 hasta 2:1. Una distribución típica es 4850 a 1.4 RPM, incluyendo su propulsor con y sin engranajes reductores.

Hay multiplicadores de velocidad que proveen hasta 16000 RPM.

TABLA PARA SELECCION DE ENGRANAJES

CARACTERISTICA	ENGRANAJES RECTOS		ENGRANAJES HELICOIDALES	
	Externos	Internos	Externos	Internos
Arreglo de ejes	Paralelos	Paralelos	Paralelos	Paralelos
Relación de velocidad	1:1 á 10:1	1.1/2:1 á 10:1	1:1 á 15:1	2:1 á 15:1
Rango de Potencias	Comerciales: Menores que 1000 HP	(Mismo que el tipo externo)	Comerciales: Generalmente hasta 50,000 HP	(Mismo que tipo Helicoidal externo)
Eficiencia	Comercial: 95 á 98%	(Mismo que externo recto).	97 á 99%	(Mismo que helicoidal externo)
Rango de velocidad en circunferencia de paso en pies/min.	Comercial: Hasta 1,000 Precisos: Hasta 20,000	(igual que rectos externos)	Hasta 30,000 <u>pies</u> <u>min.</u>	(Mismo que helicoidal recto).
CARACTERISTICA	CONICO RECTO	CONICO ESPIRAL	CONICO ZEROL	HIPOIDAL
Arreglo de ejes	Ejes interceptados	Ejes interceptados	Ejes interceptados	No interceptados ni paralelos.
Relación de velocidad	1: 1 á 6: 1	1: 1 á 10: 1	1:1 á 10: 1	1:1 á 10: 1

CARACTERISTICA	CONICO RECTO	CONICO ESPIRAL	CONICO ZEROL	HIPOIDAL
Rango de Potencias	Hasta 1500 HP	Hasta 20,000 HP. dependiendo de la velocidad.	(Mismos que cónicos rectos)	(Mismo que el cónico especial.)
Rango de velocidad en circunferencia de paso en pies/mín	Comercial: Normal Hasta 1,000; precisión Especial hasta 20,000	Comercial, norma; hasta 5,000 especial precisión: Hasta 15,000	Hasta: 15,000	6,000 á 10,000
Eficiencia	Comercial: 95 á 98%	Comercial: 96 á 98%	94 á 98%	85 á 98%
GUSANO SIN FIN - RUEDA DENTADA				
CARACTERISTICA	C I L I N D R I C O		DOBLE DESARROLLO CONICO	
Arreglo de ejes	No interceptados, ni ejes paralelos		Angulo recto en Unidades de simple re-ducido	
Relación de velocidad	3.1/2: 1 á 100:1		5: 1 á 70:1	
Rango potencias	Hasta 400 HP		Fraccionario hasta 1430 HP. dependiendo de relación de velocidad, distancia al centro y velocidad	
Rango de velocidad en la línea de paso, en pies/min.	Hasta 6,000		O a 2,400 RPM. o 2,000 velocidad con fricción con lubricación por salpicadura. Permissible con velocidades más altas con combinación especial.	

CARACTERISTICA	GUSANO SIN FIN RUEDA DENTADA	
	C I L I N D R I C O	DOBLE DESARROLLO CONICO
Eficiencia	Desde 25 a 95% dependiendo de la relación de velocidad	52 á 94%, dependiendo de la relación de velocidades y de la velocidad
CARACTERISTICA	DOBLE HELICOIDAL EXTERNO	HERRINGBONE CON DIENTES CONTINUOS
Arreglo ejes	Ejes paralelos	Ejes paralelos
Relación velocidad	1:1 á 15: 1	1: 1 á 10:1
Rango potencias	Mismo que tipo helicoidal (hasta 50,000 HP)	Hasta 2,000 HP
Rango velocidad en Circ.paso, pies/min.	Mismo que tipo helicoidal (30,000 pies/min.)	Comercial: Hasta 5,000 pies/min.
Eficiencia	97 á 99%	96 á 98%

a) Tipos de motores a utilizarse con fajas:

Motores de inducción de corriente alterna con este dispositivo mecánico de velocidades regulables usualmente opera a velocidades de 1750 o 1160 RPM. El diseño NEMA B con torque normal es tipo standard. NEMA C de alto torque y baja corriente de arranque y NEMA D de alto torque puede ser usado cuando sus características así lo requieran para su aplicación.

b) Relación de velocidades:

Un motor que proporcione velocidades de entrada para este mecanismo, de 1750 ó 1160 RPM es típico, obteniéndose velocidades máximas de hasta 4200 RPM o más para motores fraccionarios y pequeños integrales.

Para bombas podría utilizarse en la salida, tren de engranajes. Generalmente hablando los engranajes reductores son requeridos cuando las velocidades de salida sean más bajas que 1750 RPM ó la mínima velocidad de salida sea más baja que 583 RPM. La Asociación americana de manufac-

tura de engranajes (AGMA) no ha definido estandares para reductores a usarse con estos dispositivos; pero hay fabricantes de estos reductores que lo producen para estos dispositivos con estandares aceptados por la AGMA. Donde se requiera una infinidad de escalonamientos regulables - sobre un rango específico de velocidades, estos son mecanismos de velocidad regulable son generalmente los más económicos para bombas de aplicación estandar. Los costos iniciales son usualmente más bajos que los del tipo eléctrico o hidráulico y - sus sistemas mecánicos son más fáciles de operar y mantener. Confiabilidad y exactitud para el control de velocidad son ventajas de estos mecanismos de fajas de velocidad regulable.

c) Rango de Potencias:

Se encuentran capacidades desde fracción hasta 100 HP ,con máximas relaciones de velocidad de - 10:1 en los tamaños de HP ,fraccional, disminuyendo hasta 6:1 a 30 HP y 3:1 en los tamaños más grandes. Los mecanismos de fajas mal-

tiples se requieren usualmente para capacidades encima de 50 HP. Dependiendo de las capacidades, el rango de velocidades puede ser desde un máximo de 16000 hasta un mínimo de 1.4 RPM., aunque muchos estándares están entre 2 á 5000 RPM.

d) Principios de operación:

Ver Fig.35. En esta Fig.vemos que la polea de la parte de arriba esta conectado con el eje del motor y tiene una velocidad constante. Esta polea de velocidad constante, consta de un disco fijo hacia la izquierda, y uno movable hacia la derecha.

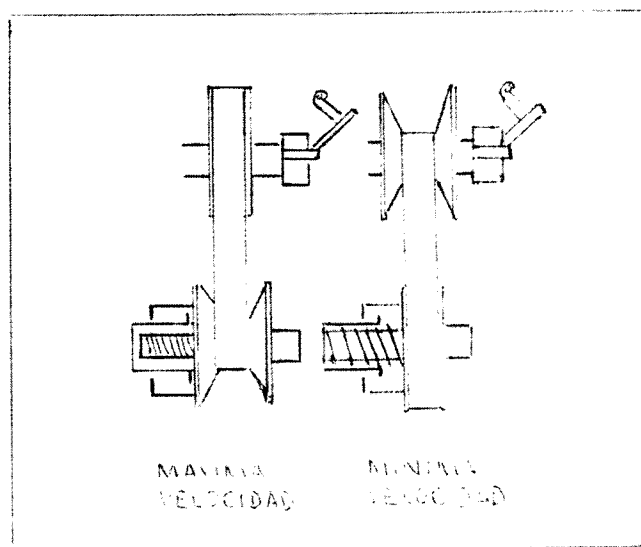


Fig.35 Diagrama de un sistema con fajas de velocidad regulable.

El deslizante de la derecha esta mecanicamente unido a un mecanismo que consiste de un cojinete de empuje, - carcaza y mecanismo de control de - deslizamiento, Este mecanismo es - controlado por un volante manual o por cualquier otro mecanismo.

La polea de la parte inferior esta conectada con la salida y es de velocidad regulable. En esta polea el miembro deslizante esta a la izquierda y el fijo a la derecha, en forma opuesta al eje superior de velocidad constante. Una faja flexible de amplia seccion de caucho conecta las dos poleas.

En la posición de arranque deslizando el mecanismo hacia la izquierda en la polea de velocidad constante, el cambio positivo de fuerza en la faja de seccion V hará que la polea tenga un mayor diámetro, simultaneamente en el disco deslizante del - eje cuya velocidad es graduable su resorte hará asumir un menor diámetro de paso y la velocidad a la salida del eje aumentará, mientras la velocidad del motor permanece cons-

tante. Invirtiendo el procedimiento arriba mencionado reduciremos la velocidad en el eje de salida.

Desde que uno de los miembros de cada polea esta fijo en su eje, la faja en V debe moverse axialmente a lo largo de la superficie inclinada de la polea para asumir diferentes diámetros de paso y dar los cambios de velocidad. Las fuerzas centrífugas hacen que este movimiento compuesto se realice sin esfuerzo cuando se esta en movimiento, causando aplastamiento cuando se realiza sin movimiento.

e) Obtención de la potencia de salida:

Un conjunto mecánico de velocidad regulable es usualmente empleado como un mecanismo de torque constante y potencia variable. El rango de potencia es basado en su velocidad máxima.

Cuando se esta operando a cualquier velocidad de salida bajo esta velocidad máxima, la capacidad de potencia es reducida en una proporción directa.

Cada parte de un paquete tiene sus

características propias en cuanto a torque y potencia de salida.

Por ejemplo, el motor CA de inducción desarrolla potencia constante a una velocidad de rotación constante. La sección de faja regulable tiene un torque de salida que es una mezcla de torque constante y torque variable sobre un rango de velocidad. Cuando opera encima de la posición 1:1 de la faja, esta sección tiene una característica de potencia constante y torque variable, y cuando opera en una posición de la faja debajo de la relación 1:1, tiene una característica de torque constante y potencia variable.

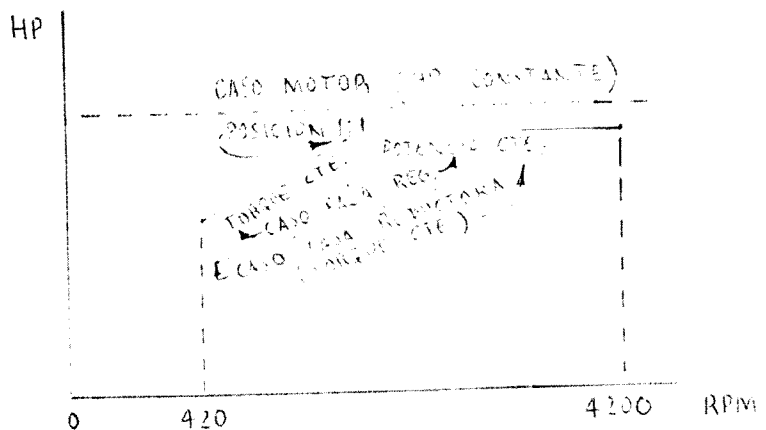


Fig.36. Curvas potencia - velocidad tanto del motor como a la salida de sistema de control tipo faja y caja de reducción de velocidades, Ref.17

Finalmente un eje paralelo o sección de engranajes reductores en ángulo recto tienen una características de torque constante y potencia variable.

Desde que la sección de engranajes reductores tiene característica de torque constante, esta sección define las características para todo el equipo completo.

Debería ser notado que virtualmente todos los fabricantes hacen un determinado conductor de eje paralelo usando potencia de salida como una base, mientras motores de salida en ángulo recto son especificados en base de la potencia de entrada del reductor menos la eficiencia del reductor.

Porque la relativa baja eficiencia del sistema de gusano-rueda dentada de ángulo recto y combinación de gusano y engranaje helicoidal en ángulo recto, la industria de la transmisión sigue la práctica de poner el rango de estas unidades en términos de potencia en el eje de entrada. En anteriores secciones y en -

otros casos notamos que el eje de salida - de velocidad regulable de la sección de faja llega al eje de entrada de la sección del reductor de la misma unidad.

Una o más secciones de un conductor, - usualmente la faja y la sección del reductor, podría ser fabricados por carcaza para permitir rangos de estas secciones para potencias constantes sobre toda o una porción de su rango de velocidad. Desde que el mecanismo motor conductor es de potencia constante como ya lo mencionamos, un sobredimensionamiento de la carcaza sería innecesario.

2.4.- Ensayo de las bombas en situ

Aunque el estudio que estamos haciendo es para un laboratorio en tierra para la prueba de bombas, estas en caso de ser necesario se podrían realizar en el sitio de instalación a bordo.

El problema principal del ensayo "in situ" consiste en la determinación del caudal. Según la manera de hallar el caudal, tendremos los siguientes métodos:

2.4.1.- Método del tanque pesado o del tanque volúmetrico: este método lo describimos en el punto 2.2.1 de Medición del Caudal y aparece representado en la Fig.2.

2.4.2.- Método de la velocidad de las sales de Allen: descrito en el punto 2.2.1. de Medición del Caudal en donde vimos que este método es aplicable para medidas de caudal en conductos cerrados de diámetro $D > 250\text{mm}$ (aprox.10 pulgadas) que estaría fuera del rango de dimensión de las tuberías para nuestro Laboratorio como veremos posteriormente. Más detalles se encuentran en las normas DIN, 1944.

2.4.3.- Medición del caudal por medio de dispositivos electromagnético: método descrito en el punto 2.2.1. de Medición del Caudal. Para

más detalles consultar DIN. 1944⁸ y ISO/TR 6817-1980 "Measurement of conductive fluid flowrate in closed conduits. Method using electromagnetic flowmeters"¹⁶. Este método es solo aplicable en líquidos cuya conductividad es mayor que 10^{-6} S/cm, en donde S es la unidad de conductividad en DIN (S=1 Siemens).

2.4.4.- Método de las sales diluidas: Este método se aplica en líquidos que admiten soluciones salinas.

El principio de medición consiste en introducir una solución salina de concentración conocida C_1 y en una cantidad exacta q , luego se determina la concentración resultante C_2 en una sección de toma de muestras en un punto situado aguas abajo. El caudal descargado es computado a partir de las concentraciones medidas C_0 , C_1 , y C_2 antes, en y después de la sección de inyección. La distancia entre la sección de inyección y la de toma de muestras debe ser lo suficientemente larga como para obtener muestras de una cabal mezcla. Después de alcanzar un estado uniforme se inyecta una solución salina en forma continua en cinco puntos para un mínimo de tiempo de 5 minutos, en aguas abajo. Las -

muestras también deben ser tomadas en una sección aguas arriba 3 diámetros, para determinar la concentración de la solución salina en el agua natural C_0 . La descarga es computada con el valor de C_2 que adquiere un valor constante para poder usar la fórmula:

$$Q = q \frac{C - C_0}{C_2 - C_0}$$

2.4.5.- Medidores de flujo con trazadores especiales :métodos descritos en las normas ISO 2975/1, 2975/2, 2975/3, 2975/6, 2975/7.

"Measurement of fluid flow in closed conduits- Tracer methods-Constant rate injection method using radioactive tracer, and non radioactive tracer".(Ref.13)

2.4.6.- Ensayos en situ a circuito cerrado:

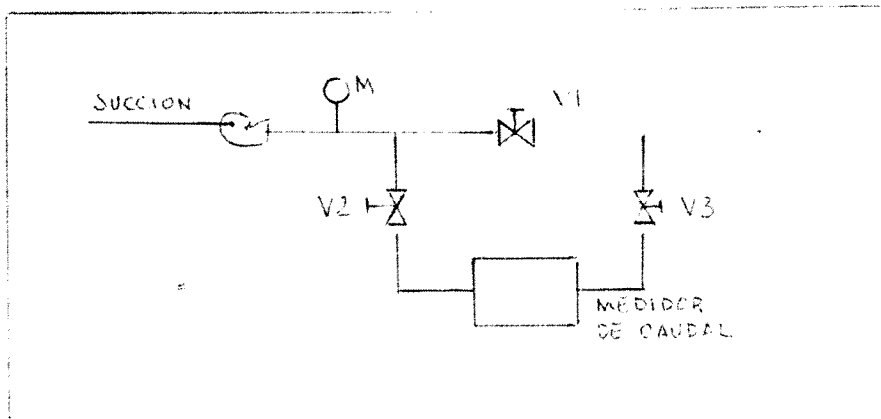


Fig.37 Circuito en derivacion, Ref. 26

Para el ensayo de bombas podemos preparar el circuito de la Fig.37, que se puede suprimir cerrando las válvulas V2 y V3. Abriendo estas dos válvulas y cerrando la V1, dirigimos todo el caudal a través del circuito de derivación, midiendo el caudal con el aparato instalado. Este método sería una aproximación puesto que el circuito en derivación provoca pérdidas de fricción adicionales sin que se pueda ajustar la altura de carga manométrica por la válvula de descarga V3, ya que esta permanece totalmente abierta.

C A P I T U L O N.º.3

CALCULO DE PARAMETROS Y SELECCION DEL EQUIPO QUE CONFORMARA EL LABORATORIO

En este capítulo estudiaremos los rangos y limitaciones de los parámetros (caudal, potencia de entrada, altura de elevación, NPSH) y determinaremos los instrumentos - que nos medirán los caudales, presiones, velocidades de rotación, torque etc.

3.1.- Selección del sistema de accionamiento en base a aspectos económicos y datos estadísticos

Según vimos en nuestros datos estadísticos del capítulo 1, tenemos 38 bombas centrífugas dentro del rango de 1-10 HP, y con caudales comprendidos entre: 10 y 40 m³/h, y otras 38 bombas centrífugas entre 10 y 50 HP, con caudales entre: 40 y 200 m³/h, las cuales se probarían en el lapso de un año.

Los sistemas de accionamiento más usuales, hemos visto que son: motor eléctrico, motor de gasolina, motor diesel, turbinas de vapor. El porcentaje de bombas tanto centrífugas como rotativas instaladas a bordo de las naves en estudio son, referidas a su accionamiento:

- Accionadas por motor eléctrico: 81.2%
- Por turbinas de vapor: 14.7%
- Por motores de combustión interna: 4.07%

y el porcentaje de bombas centrífugas y rotativas reparadas en promedio durante los años 1981 y 1982 son con respecto a su accionamiento:

- Accionamiento mediante motor eléctrico: 87.9%
- Por turbinas de vapor: 7.73%
- Por motores de combustión interna: 4.35%

Como vemos la mayoría de bombas son accionadas por motores eléctricos, en muchos casos se repara simultáneamente el motor y la bomba misma, por lo que la prueba de la bomba podría hacerse en el mejor de los casos con su propio motor, en otros casos se tendría que preparar dispositivos especiales para acoplar la bomba con el motor proporcionado por el laboratorio en estudio, y que es el motivo del presente trabajo.

La selección la haremos a base de un puntaje ponderado, teniendo en cuenta; costos iniciales, costos del combustible, costo del equipo auxiliar, facilidad de operación, mantenimiento.

En la tabla 1, observamos los distintos motores para accionar las bombas, que son más comunes, sus características.

TABLA Nº.1 MOTORES PARA BOMBAS Y CARACTERISTICAS

Motor	Potencia	Potencia/peso	Factores Favorables	Inconvenientes	Combustible consumido por Hp-hr	Costo funcionamiento Hp-hr.
Motor eléctrico alimentado por red.	De todas magnitudes desde fracciones de HP hasta las mayores - que se precisen	Regular buena	Mediano coste inicial, costes de funcionamiento bajos moderados	Depende del suministro de energía eléctrica.	0.9 KW	0.9xcosto KW-hr.
Gasolina	Desde fracciones de HP hasta 100 HP	Excelente	Compacto, flexible ligero, excelente para bombas portátiles	El combustible es caro	0.45÷0.70 Litros	0.5 costo p/Litro ó 0.125 costo p/Galón
Diesel	Desde unos 10 HP. para arriba	Regular	Para grupos bombas portátiles y estaciones; alta fiabilidad, poco mantenimiento	Coste inicial mediano	\int petroleo= 0.8Kg/dm ³ 0.3÷0.5 Kg. ó 0.375÷0.625 Lts	0.0515x costo Gal ó $\frac{\text{Costop/Lt}}{4.85}$ Costo p/Gal 19.4
Turbina de Vapor	Hasta 100 HP (una etapa)	Excelente	Motores de alta velocidad para bombas centrífugas	Solamente es económico si se dispone de vapor a presión	\int pet= 0.8 Kg/dm ³ 0.2÷0.35 Kg	0.0765÷0.11 Costo p/Gal

Extraído de: Selección de bombas de R.H.Warring. (Ref. 26)

yan desde 1200 hasta 1800 RPM, de 0.6 litros/HP-h

El costo de funcionamiento en el año 1983, es:

$$C = \frac{\text{costo por galon}}{8} / \text{HP-h, o sea} \\ 2000/8/\text{HP-h}$$

$$C = S/.250/\text{HP-h}$$

3.1.3.- Cálculo del costo de funcionamiento - del motor Diesel:

El consumo específico de combustible para motor diesel de 50 HP y con velocidades comprendidas entre 1200 y 1800 RPM ,es para el: 0.44 litros/HP-h

El costo de funcionamiento para el-año 1983 es: C

$$C = \frac{\text{costo por galon}}{19.4} / \text{HP-h, o sea} \\ 1180/19.4/\text{HP-h}$$

$$C = S/.60.6/\text{HP-h}$$

3.1.4.- Cálculo del costo de funcionamiento con turbina de vapor:

Considerando una turbina de 50 HP y que proporcione entre 1200 y 1800 RPM, calculamos el consumo específico de vapor a condiciones más usuales, luego seleccionamos una caldera, obteniendo el consumo de combustible por HP-h.

La turbina de vapor sigue el ciclo Rankine, y en nuestro caso usaremos sobrecalentamiento para aumentar la eficiencia del ciclo.

Para el cálculo de la turbina usaremos las siguientes ecuaciones:

- Eficiencia de la turbina: $\eta = 90\%$
- Eficiencia de la expansión del ciclo (desviación del proceso isentrópico): entre 80 y 90%, en nuestro caso, asumiremos $\eta_{ex} = 85\%$, siendo: $\eta_{ex} = (h_1 - h_2') / (h_1 - h_2)$
- Eficiencia del ciclo Rankine ideal: nos representa el aprovechamiento por parte de la turbina de vapor del calor ó energía proporcionado por la caldera y que es transformado en trabajo. Esta comprendida entre 30 y 40%, en nuestro caso supondremos $\eta_i = 30\%$. Esta dada por la relación $\eta_i = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_3)$ sin considerar el trabajo empleado en accionar la bomba de alimentación de la caldera y considerando que la entalpia del punto "4" es: $h_4 = h_3$
- La humedad permisible en la turbina se tomará como máximo 12% por lo tanto la calidad del vapor será de 88%.

- Combustible empleado: Diesel 2, de poder calorífico 10150 Kcal/Kg (40277 BTU/Kg ó 18307 BTU/lb).
- Eficiencia del generador: nos mide el calor aprovechado del combustible por el calor total proporcionado por el poder calorífico. Vamos a tomar un rango de eficiencia comprendido entre 60 y 90%.

Hemos estudiado los casos que aparecen en la tabla N^o.1 de la cual seleccionamos el número 3 y 4 por tener las presiones y temperaturas en la entrada y en la salida de la turbina como las más apropiadas. Y entre estas dos posibilidades tomamos la del caso N^o.3.

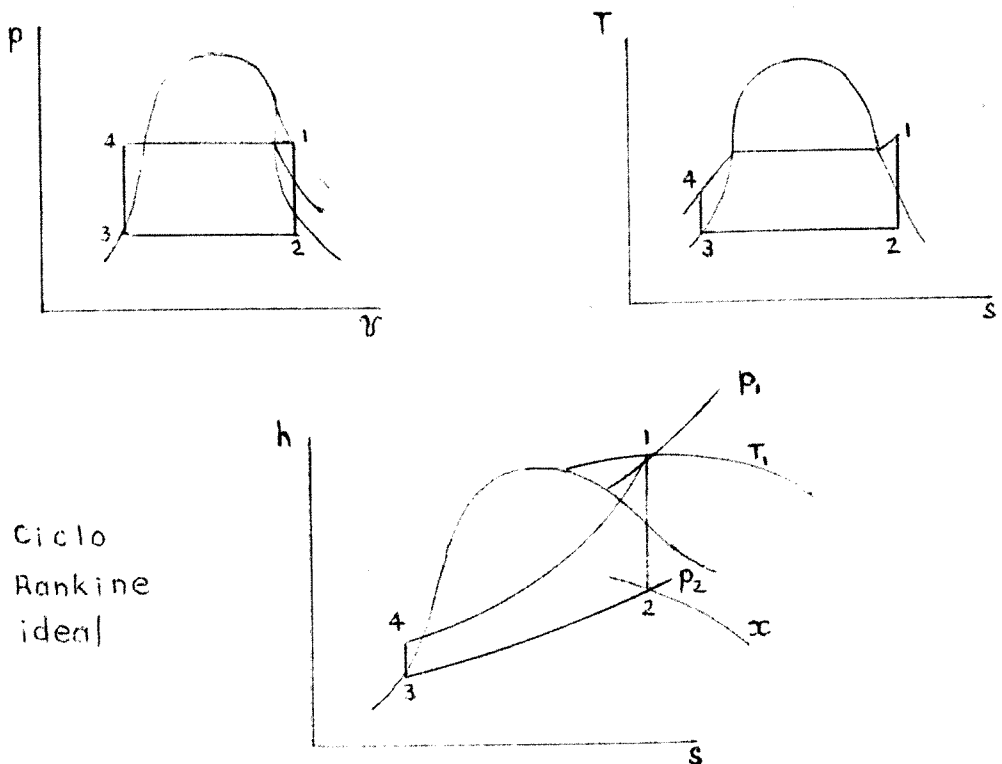


Fig. 1. Ciclo Rankine ideal

TABLA No.2 TURBINAS DE VAPOR - CUADRO COMPARATIVO

Ca- sos	h_1 (BTU/ lb)	P_1 (p- sia) T_1 ($^{\circ}$ F)	h_2 (BTU/ lb)	P_2 : bar (psia); "Hg) x	h_2' (BTU/lb)	h_3 (BTU/lb)	η_{ex}	η_i	m va- por (lb/hr)	η_{gen}	Consumo Especif. co vapor lb/HP-hr	Cons. Espec. Comb. lb/HP-hr	$\frac{S}{\cos}$ to HP-hr
1	1305	250 575	1070	1(14.7;-) 0.92	1250		0.243 ; Muy baja!		2225		44.5		
2	1180	25 280	1140	1(14.7;-) 0.989	1150		0.75	0.04 ; Muy baja!	3650		73		
3	1377	150 700	982	0.07(1.02 9;2") 0.88	1041	69.7	0.85	0.35	357	0.653	7.14	0.78	138
3	1377	150 700	982	0.07(1.02 9;2") 0.88	1041	69.7	0.85	0.35	357	0.80	7.14	0.637	113
4	1379	240 718	994	0.136(2;4") 0.88	1050	94	0.85	0.30	366	0.65	6.59	0.786	139
4	1379	240 718	994	0.136(2;4") 0.88	1050	94	0.85	0.30	366	0.80	6.59	0.642	114
5	1389	500 760	1015	0.435(6.4; 13") 0.88	1070	141	0.85	0.30	377	0.65	6.79	0.787	139
5	1389	500 760	1015	0.435(6.4; 13") 0.88	1070	141	0.85	0.30	377	0.70	6.79	0.734	130

3.1.5.- Selección del sistema de accionamiento

En resumen, comparando costos específicos tenemos que para motor eléctrico - es S/.47.52/HP-h, para el motor de gasolina S/.250/HP-h, motor diesel S/.60.6/HP-h, para la turbina de vapor esta comprendida entre 110 y 140 S/. por - HP-h. Como anotamos anteriormente, esta diferencia se mantiene hasta la actualidad.

En el cuadro N^o.2, presentamos una evaluación ponderada de las características más importantes de los motores que accionan las bombas centrífugas que estamos estudiando. A cada característica se le ha dado un puntaje máximo - según su importancia, considerando un mayor valor para el costo del combustible por ser el de mayor influencia en nuestro medio, seguido por costo inicial, facilidad de operación, etc., Según este cuadro seleccionaríamos nuestro motor en el siguiente orden:

- 1.- Motor Eléctrico
- 2.- Motor Diesel
- 3.- Motor de gasolina
- 4.- Turbina de vapor

Escogemos el motor eléctrico.

CUADRO Nº.2 EVALUACION PONDERADA DE CARACTERISTICAS MOTORES

	Costo Inicial (sobre 8)	Costo Comb. consumido (sobre 10)	Facilidad de Operación (Sobre 8)	Potencia/Peso (sobre 3)	Mantenimiento (sobre 3)	Costo equipo (Sobre 3)	Total Puntaje Ponder.
<u>MOTORES ELECTRICOS</u>							
- Transformadores	5	10	8	2	3	3	31
- Cableado							
- Transmisiones para regular velocidad							
<u>MOTOR DE GASOLINA</u>							
- Depósitos Comb.	8	2	6	3	2	2	23
- Tuberías Comb.							
- Transmisiones							
- Sist.Enfriamiento							
<u>MOTOR DIESEL</u>							
- Depósitos Comb.	7	9	5	1	1	1	24
- Transmisiones							
- Motores arrancador							
- Turbo soplantes							
- Sist.Enfriamiento							
<u>TURBINA DE VAPOR</u>							
- Caldera bomba	4	6	5	3	1	1	20
- Aliment,condensadores,ablandador.							
- Tuberías,controles							
- Depósitos,agua y com.							
- Transmisiones							

En el cuadro N^o.3, mostramos una comparación de características y costos de motores eléctricos de velocidad variable.

En este cuadro no presentamos la comparación del motor modificado de Kraemer porque sus costos todavía no están estandarizados, ni el motor de inducción con devanado en el rotor y control, mediante contactos porque sus costos son muy dependientes del número de pasos para la velocidad y corriente en el secundario.

En cuanto a la comparación de costos, estos están dados en porcentajes como se muestra en el cuadro, porque sus precios suben y bajan manteniendo su relación de precios estables entre ellos.

Además del costo inicial, la eficiencia y el factor de potencia también afectan al costo total durante el tiempo de vida de este motor.

En la comparación de características consideramos:

- Corriente de arranque
- Torques
- Máxima velocidad de rotación

- Rango de velocidades de rotación
- Número de puntos de velocidad de rotación entre el rango de velocidades.

En la comparación de características mecánicas consideramos:

- Tipo de carcaza: abierta o cerrada
- Tipo de montaje: horizontal o vertical
- Capacidad de los rodamientos: capacidad de carga radial y/o empuje axial

-Eje hueco para motores verticales: todo son disponibles excepto para eje sólido de motor CC.

El motor de jaula de ardilla posee todas las características necesarias para montaje horizontal y vertical.

El motor de inducción con devanado en el rotor tiene limitada disponibilidad en los tipos verticales, TEFC 1), cerrados y no son disponibles en tipo horizontal y vertical a prueba de explosión. EL motor CA de voltaje ajustable no es disponible en tipo vertical TEFC ni en los a prueba de explosión, además es limitado a 40 HP

- 1) TEFC= Motor cerrado enfriado por ventilador
- 2) TEWAC=Motor cerrado enfriado por agua y aire.

como máximo en tipo horizontal TEFC. Los tipos TEWAC son más comunes en grandes motores.

En cuando a la simplicidad mecánica a mayor número de partes la probabilidad de falla será mayor. En el cuadro vemos que el motor CA de voltaje regulable (motor de inducción de jaula de ardilla) y el motor de frecuencia regulable (de nuevo usando motor de jaula de ardilla de inducción), tienen el sistema mas simple de rotación y control. También podríamos considerar en la comparación de los motores la remoción del calor a partir de los elementos del mismo motor y basados en el confort del medio ambiente.

Según lo anteriormente expuesto:

- a) No consideramos el motor CA de voltaje regulable por su rango de velocidades de rotación más restringido
- b) No consideramos el motor de inducción devanado en el rotor y control de reóstato líquido porque tiene como límite mínimo 25 HP o sea no consideraría los motores para nuestro laboratorio comprendidos entre 1 a 10

HP ,

- c) No consideramos el motor de inducción con devanado en el rotor y control en el secundario mediante contactos debido a que da número de puntos discretos de velocidad de rotación.
- d) Podemos considerar el motor de inducción devanado en el rotor y control del secundario con pulsos de resistencia, aunque tiene como límite mínimo 7 1/2 HP ,y costos iguales a los motores CC.
- e) Consideramos el motor CA de frecuencia regulable por su amplio rango de potencias y su número infinito de puntos de velocidad.
- f) Consideramos el motor CC con control SCR en la potencia suministrada, por su amplio rango de potencias y su número infinito de puntos de velocidad.

De los casos d), e), f) escogemos el f) por su más amplio rango de potencias y sus costos más bajos, comprendidos entre 90 y 120, contra 120% para el caso d) y entre 140 y 170 % para el caso e), (ver cua-

dro N^o.3).

Seleccionamos entonces para nuestro banco de 1 á 10 HP ,un motor CA con fajas regulables, de 10HP ,y que provea de una velocidad máxima de 3940 RPM ,con relación de velocidades de 2 á 1, ó de 3 á 1, y de 4 á 1 con precios de 4270\$, con voltajes: 220V 230V/460 ó 575V, trifásicos 60 Hz, (ver tabla G1 y G14).

También para este banco escogeríamos como adicional un motor CC, de velocidad regulable mediante un control de solid state,¹⁾ de 10HP ,con velocidad nominal de 1750 RPM ,de 230V CA, o de 240V CC ,con precio que mostramos en la tabla adjunta D41.

Para nuestro banco de 10 a 50 HP , que ya hemos dicho constaría de dos partes tendríamos dos motores CC de 50 HP ,con velocidades regulables controladas mediante solid state y uno de los cuales con velocidad nominal 1150 RPM ,y el otro de 1750 RPM ,ambos de 230V CA ó de 240V CC ,con precios que mostramos en la tabla D41.

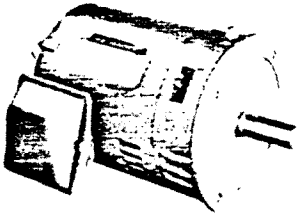
1) Material sintético para controlar variables eléctricas.

The Reeves Vari-Speed Motodrive has its roots in traditional quality, but incorporates the materials and technology demanded by today's automated manufacturing machinery. The result is more power, more flexibility, more useful life for every penny you invest in dependable mechanical variable speed.

Performance-matched Duty Master A-C Motors . . . quiet ventilation system for long life. There are also TEFC and XT extra tough corro-



sion-proof and explosion-proof enclosures available for hazardous locations. Should motor replacement ever be necessary, the C-face mounting makes it fast and easy without alignment problems.



Brawny Belt and Discs . . . are matched in materials and design for greater life and less power loss, even under tough punishment. On most sizes the discs themselves are electron-beam welded steel, which is a perfect match for the



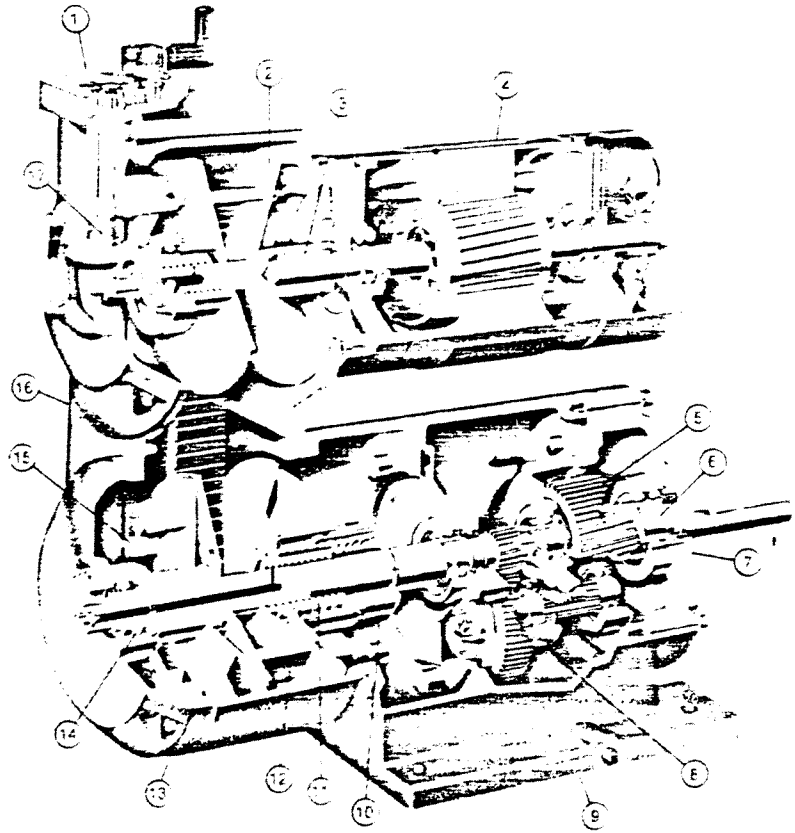
heavy-duty tensile cord construction of the belt.

Reducers . . . offer a variety of gear ratios from 1.23:1 to 336:1, and both horizontal and vertical output shafts. On vertical shaft-down applications, exclusive Dri-Seal construction prevents oil leakage. Speed is reduced either through right-angle worm or single, double or triple stage helical gearing that's

quiet and efficient. A low oil level gives full splash lubrication without foaming. Lip type oil seals are standard equipment on both input



and output shafts to retain oil while they keep out foreign matter. Reducer output shafts have a high overhung load capacity for using small diameter take-off drives.



A FULL HOUSE OF FEATURES

1. New Twistop control on many sizes with breakover clutch prevents damage to the handwheel and internal drive components.
2. New Electron-Beam Welded Steel Discs on many sizes retain their smooth surfaces and match the durability of the heavy-duty belt. Operation is inherently vibration free.
3. Chrome Plated Disc Hubs and Shafts provide smooth, hard surfaces for easy shifting and long life.
4. Duty Master A-C Drive Motors offer a wide selection of electrical and mechanical modifications tailored to your exact specifications.
5. Quiet, Helical or Right-Angle Gearing keeps torque high and friction loss low.
6. Rugged Tapered Roller or Double Row Ball Bearings take high overhung and thrust loads.

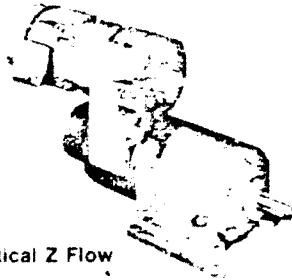
7. Lip-type Oil Seals to block out dirt and keep in oil.
8. Efficient Splash Lubrication keeps internal parts washed with oil.
9. Integrally Cast Feet give solid support, rigid alignment.
10. Self-Contained Spring Cartridge Assembly holds the calibrated spring to prevent spring "escape" and possible injury during disassembly.
11. Exclusive Close-Grooving Lubrication prevents sticking discs and fretting corrosion, and also permits relubrication for periodic purging of airborne contaminants.
12. The Variable Speed Belts owe their strength and long life to a heavy-duty tensile cord construction and improved compounding of body materials. The belt is also static conducting.

13. Cast-Iron Bellcase fights corrosion and gives rigid, lasting alignment of internal components and the input and output shafts.
14. Double-Shielded Ball and Tapered Roller Bearings ride in precision bored, high quality castings for accurate alignment of shafts, disc assemblies, and gears.
15. Low Velocity Ventilation throughout the drive is designed for efficient air flow that cools quietly and thoroughly.
16. Smooth, Finless Design eliminates grooves and crevices that can catch dirt and complicate cleaning.
17. Positive Speed Stops are adjustable at both high and low speeds for accurate range setting. Smooth cam or screw shifting makes infinitely variable speed changes practically effortless.

10 HP

Mounting assemblies shown on pages G-34 - G-36.
 Modifications and dimensions are indexed on page G-2.

DRIP-PROOF MOTOR 10:
 1725 rpm, 40°C AMB.
 3 PHASE, 60 Hz
 200V, 230/460 or 575 VOLT



Typical Vertical Z Flow

**CONSTANT TORQUE
 VENTILATED BELT CASE (2)
 1.0 SERVICE FACTOR — FOOT OR TRUNNION MOUNTED
 VERTICAL OR HORIZONTAL, "C" OR "Z" FLOW**

Max. rpm	2 to 1			3 to 1			4 to 1			List Price	5 to 1(3)			List Price	Maximum (2)				List Price
	Min. rpm	Size No.	Red. Ratio	Min. rpm	Size No.	Red. Ratio	Min. rpm	Size No.	Red. Ratio		Min. rpm	Size No.	Red. Ratio		Max. rpm	Min. rpm	Size No.	Red. Ratio	
PARALLEL SHAFT																			
3940-3	1970	400		1313	400		985	400		4270	768	400		4748	3940	500	400		4748
3220-3	1610	400		1073	400		805	400		4190	644	400		4668	3220	409	441	1.2	4668
2630	1315	400		876	400		658	400		3966	526	441		4444	2630	334	441		4444
2150	1075	400		716	400		538	441	1.2	3966	430	441	1.5	4444	2150	273	441		4444
1750	875	400		583	400		438	441	1.5	3966	350	441	1.8	4444	1750*	222	441		4444
1430	715	441	1.8	476	441	1.8	358	441	1.8	4140	286	441	2.2	4618	1430	182	441		4618
1170	585	441	2.2	390	441	2.2	293	441	2.2	4140	234	441	2.8	4618	1170	149	441		4618
950	475	441	2.8	317	441	2.8	238	441	2.8	4394	190	441	3.4	4872	950	121	441		4872
780	390	441	3.4	260	441	3.4	195	441	3.4	4894	156	441	4.1	5372	780	99	441		5372
640	320	441	4.1	213	441	4.1	160	441	4.1	4944	128	441	5.1	5422	640	81.2	441		5422
520	260	441	5.1	173	441	5.1	130	441	5.1	5016	104	441	6.2	5494	520	66	442		5494
420	210	441	6.2	140	441	6.2	105	441	6.2	5086	84	442	7.6	5568	420	53	442		5568
350	175	441	6.2	117	441	6.2	87.5	442	7.6	5150	70	442	9.2	5628	350	45	442		5628
290	140	441	6.2	93.3	441	6.2	70	442	9.3	5390	56	442	11.4	5870	290	36	442		5870
230	115	442	11.4	76.7	442	11.4	57.5	442	11.4	5494	46	442	14.0	5972	230*	29	442		5972
190	95	442	14.0	63.3	442	14.0	47.5	442	14.0	5608	38	442	17.4	6086	190	24	442		6086
155	77.5	442	17.1	51.7	442	17.1	38.8	442	17.1	5734	31	442	20.9	6206	155	19.7	442		6206
125	62.5	442	20.9	41.7	442	20.9	31.3	442	20.9	5848	25	442	25.6	6328	125	15.9	442		6328
100	50	442	25.6	33.3	442	25.6	25	442	25.6	6036	20	442	31.4	6516	100	12.7	443		6516
64	42	442	31.4	28	442	31.4	21	442	31.4	6182	16.8	443	38.4	6660	64	10.7	453		6660
68	34	452	31.4	22.7	452	31.4	17	453	38.4	6374	13.6	453	47.1	6854	68	8.63	453		6854
56	28	452	31.4	18.7	452	31.4	14	453	47.1	6582	11.2	453	57.7	7060	56	7.11	453		7060
45	22.5	453	57.7	15	453	57.7	11.3	453	57.7	6828	9	453	70.6	7306	45	5.71	453		7306
37	18.5	453	70.6	12.3	453	70.6	9.25	453	70.6	7144	7.4	453	86.5	7624	37	4.7	453		7624
30	15	453	86.5	10	453	86.5	7.5	453	86.5	7518	6	453	106	7996	30	3.81	463		7996
25	12.5	463	106	8.33	463	106	6.25	463	106	7898	5	463	130	8354	25	3.17	463		8354
20	10	463	130	6.67	463	130	5	463	130	8356	4	463	159	8834	20	2.5	463		8834
16.5	8.25	463	159	5.5	463	159	4.13	463	159	8900					16.5	2	463		
RIGHT ANGLE (4)																			
350	175	4W40	5	116	4W40	5	87.5	4W40	6	5526									
280	140	4W40	6	93.3	4W40	6	70	4W40	7.5	5526									
230	115	4W40	7.5	76.7	4W40	7.5	57.5	4W40	10	5526									
190	95	4W40	10	63.3	4W40	10	47.5	4W40	13	5526									
155	77.5	4W40	13	51.7	4W40	13	38.8	4W40	13	5526									
125	62.5	4W40	15	41.7	4W40	15	31.3	4C40	18	6964									
100	50	4C40	18	33.3	4C40	18	25	4C40	20	6964									
84	42	4C40	20	28	4C40	20	21	4C40	24	6964									
68	34	4C40	30	22.7	4C40	30	17	4C40	30	6964									
56	28	4C40	35	18.7	4C40	35	14	4C40	40	6964									
45	22.5	4C40	40	15	4C40	40	11.3	4C40	50	6964									
37	18.5	4C40	50	12.3	4C40	50	9.25	4C40	60	6964									
30	15	4C40	60	10	4C40	60	7.5	4C40	70	6964									
25	12.5	4C40	70	8.33	4C40	70				6964									

MOTOR DRIVE

(1) Motor Enclosure Modification Additions — 60 Hz 3 Phase
 TEFC — \$436 List.
 XTFC (Harsh Environments) — \$468 List.
 XPFC Class I and II Groups D, F and G — \$646 List.
 Belt and Gear Case Enclosure Modification Addition
 (2) XT (harsh Environments) — 148 List.

(3) XT (Harsh Environments) available with Screened Belt Case
 Opening — \$148 List.
 (4) See pages G21 & 22 for output torque and horsepower ratings
 * Super Cycle Rating. See page G-103. Short Shipping cycle available. contact Reliance
 Sales Office or authorized distributor for status.

MAXPAK

D-C ADJUSTABLE SPEED DRIVE 5 - 600 HP

V★S DRIVES

RELIANCE ELECTRIC COMPANY 

COMPLETE DRIVE • 230 VOLT A-C • 240 VOLT D-C
Including Controller, Motor, and Operator's Control Station (1)

Drive Rating		Motor				Controller			Total Drive List						
		Dripproof		TEFC		Cabinet	Basic Model	Model With DB	Model With DB & Rev	With Dripproof Motor			With TEFC Motor		
HP	RPM	Frame	Model	Frame	Model					Basic	With DE	With DB & Rev	Basic	With DE	With DB & Rev
5	2500	185A	T18P132E	219A	T21P250	W24	50C37S	50C38S	50C39S	\$ 3330	\$ 3570	\$ 3990	\$ 3930	\$ 4170	\$ 4590
	1750	185A	T18P25E	219A	T21P250					3675	3915	4335	4305	4545	4965
	1150	219A	T21P131C	2110A	T21P400					3930	4170	4590	4800	5040	5460
7.5	2500	185A	T18P132A	219A	T21P400	W24	70C37S	70C38S	70C39S	3645	3885	4305	4740	4980	5400
	1750	1810A	T18P25E	2110A	T21P400					3990	4230	4650	4770	5010	5430
	1150	2110A	T21P131A	255A	T25P400					4470	4710	5130	5365	5625	6045
10	2500	1810A	T18P132E	2110A	T21P400	W24	100C37S	100C38S	100C39S	4380	4800	5430	5640	6060	6690
	1750	219A	T21P20	255A	T25P400					4770	5190	5820	5700	6120	6750
	1150	255A	T25P20	264A	T26P400					5295	5715	6345	6645	7065	7695
15	2500	L219A	T21P131E	255A	T25P400	W24	150C37S	150C38S	150C39S	4890	5310	5940	6420	6840	7470
	1750	255A	T25P20	264A	T26P400					5355	5775	6405	6825	7245	7875
	1150	255A	T25P20	324A	T32P400					6045	6465	7095	7710	8130	8760
20	2500	255A	T25P132E	264A	T26P400	W36	200C37S	200C38S	200C39S	6135	6795	7885	7695	8355	9450
	1750	255A	T25P20	257A	T25P400					6495	7155	8250	7765	8425	9520
	1150	2E10AT	B325AT	324A	T32P400					7050	7710	8805	8790	9450	10545
25	2500	265A	T26P132E	265A	T26P400	W36	250C37S	250C38S	250C39S	7110	7770	8865	8910	9570	10665
	1750	265A	T26P60A	B325AT	T32P400					7560	8220	9315	9255	9915	11010
	1150	L324AT	T32P133E	354A	T32P400					8250	8910	10005	10470	11130	12225
30	2500	265A	T26P80	324A	T32P400	W42	300C37S	300C38S	300C39S	8010	8670	9865	10020	10680	11865
	1750	265A	T26P60E	327AT	T32P400					8520	9180	10395	10425	11085	12300
	1150	A326AT	T32P133T	355AT	T36P400					9285	9945	11160	11850	12510	13725
40	2500	265A	T26P80E	353AT	T36P400	W42	400C37S	400C38S	400C39S	9075	9735	11520	11565	12225	14010
	1750	2E10AT	T26P60E	364AT	T36P400					9645	10305	12090	12195	12855	14640
	1150	364AT	T36P134E	L403AT						10515	11175	12960	13335	13995	15780
50	2500	LA326AT		364AT		W42	500C37S	500C38S	500C39S	10285	10945	12880	13040	13700	15635
	1750	B326AT		367AT						11940	12600	14535	17805	18465	20400
	1150	365AT		L405AT						13050	13710	15645	18630	19290	21225
60	2500	LA326AT		502AT		FD66A	600C37S	600C38S	600C39S	14190	14850	16785	20010	20670	22605
	1750	363AT		L405AT						11445	12720	14040	14570	15845	17165
	1150	403AT		502AT						13545	14820	16140	19515	20790	22110
75	2500	L363AT		502AT		FD66A	750C37S	750C38S	750C39S	14805	16080	17400	20640	21915	23235
	1750	L364AT		502AT						16050	17325	18645	22290	23565	24885
	1150	405AT		502AT						12955	14230	15550	16610	17885	19205
85	2500	L364AT		502AT		FD66A	850C37S	850C38S	850C39S	15705	16980	18300	21855	23130	24450
	1750	L364AT		502AT						17115	18390	19710	23025	24300	25620
	1150	405AT		502AT						18465	19740	21060			

* Normally carried in stock
 † Operator's control station is included in drive price and model number should be selected from D-4E

3.2.- Cálculo y selección de instrumentos de medición

3.2.1.- Cálculo y selección de los medidores de caudal:

A. Criterios para seleccionar los medidores de caudal:

- a) Según vimos en el primer capítulo tabla N^o.8 los medidores de caudal del tipo: orificio, venturí, y tobera, - tienen un coeficiente de incertidumbre o de error, comprendido entre 2.0 y 3.0% que es aceptable comparándolo con los obtenidos para medidores del tipo volumétrico y gravimétrico (coeficientes de errores entre 0.6 3.08%), y con otros tipos como: vertederos, tubos pitot, sales diluídas, métodos termodinámicos, etc., que tienen valores comprendidos entre 2.0 y 5.0%.
Por lo expuesto seleccionaríamos los medidores de caudal de tipo; Orificio, venturí o tobera.
- b) Por su versatilidad, poco espacio ocupado, fácil construcción, facilidad de operación y mantenibilidad, seleccionaremos medidores del tipo orificio, venturí, o to -

bera.

- c) Por la posibilidad de conexión más sencilla a sistema computarizados, para registro de datos y determinación de las curvas características, conviene seleccionar los medidores del tipo - orificio, venturi o tobera.

B. Datos en que se basa el cálculo del medidor seleccionado:

- a) En la tabla 3, mostramos que para los distintos caudales y velocidades de rotación de las bombas se tiene dimensiones estandarizadas de estas (ISO 2858-1975 E)¹² (ver Fig. adjunta), que nos dan los tamaños de las bridas tanto en la entrada como en la salida, que nos permitirán hallar posteriormente los tamaños aproximados de las tuberías de entrada y salida de las bombas.
- b) En la tabla N^o.4 tenemos las velocidades de flujo más usuales que se recomiendan en las instalaciones con bombas centrífugas.

- c) Nuestros cálculos están basados en - bombas que producen 16 bar de presión. Para esta presión le corresponden válvulas y accesorios según ASA⁷ (Flow of Fluid-Crane) de 250 PSI, (16 bar aprox.), y menores, con tuberías de - Schedule 40, (ver tabla N^o.7).
- d) En las tablas 5 y 6 presentamos las características que debe tener el - agua u otro fluido que se utilice - en reemplazo del agua.
- e) En la tabla 8, mostramos los valores que usaremos en el cálculo de los números de Reynolds.

End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar) – Designation, nominal duty point and dimensions

1 SCOPE AND FIELD OF APPLICATION¹⁾

This International Standard specifies the principal dimensions and nominal duty point of end-suction centrifugal pumps having a maximum operating rating of 16 bar.²⁾

2 REFERENCES

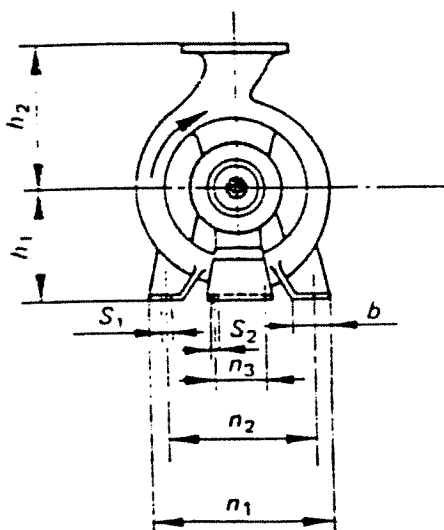
ISO/R 228, *Pipe threads where pressure-tight joints are not made on the threads (1/8 inch to 6 inches).*

ISO 496, *Driving and driven machines – Shaft heights.*

ISO/R 775, *Cylindrical and 1/10 conical shaft ends.*

ISO 3069, *End-suction centrifugal pumps – Dimensions of cavities for mechanical seals and for soft packing.* (Supplement to this International Standard.)

NOTE – ISO 2084 can be used for the dimensions of flanges.



NOTE – Tapping points

All connections shall be in accordance with ISO/R 228.

A : Connection for cooling or heating supply to be 3/8 in.

B : Stuffing box tapping points to be as large as possible but not to exceed 1/2 in.

3 DESIGNATION

The pump designation comprises three numbers : the first corresponds to the inlet diameter, the second to the outlet diameter and the third to the nominal diameter of the impeller.

Example of designation

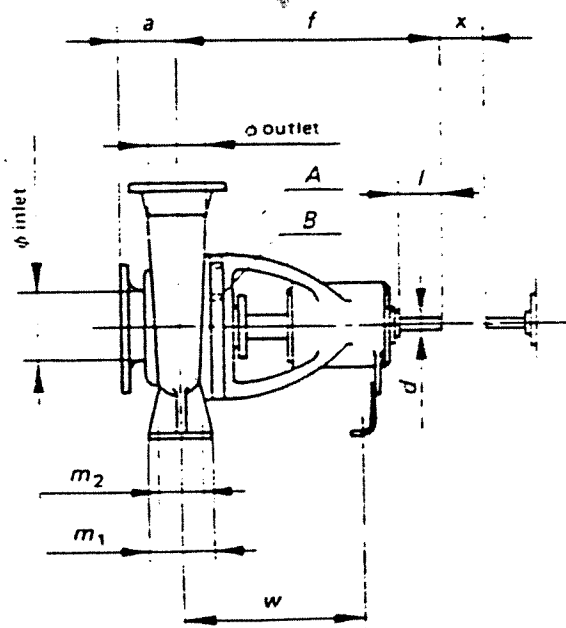
A centrifugal pump with an inlet diameter of 80 mm, an outlet diameter of 50 mm and a nominal impeller diameter of 250 mm is designated 80-50-250.

4 NOMINAL DUTY POINT AND DIMENSIONS

See figure below and table on page 2.

5 STATIC TEST PRESSURE

Static test pressure shall be 1,5 times the maximum discharge pressure but shall not exceed 24 bar. The relation between cold test pressure and hot operating pressure shall be the subject of agreement between manufacturer and user.



1) The manufacturer shall be consulted about the temperature limitation.

2) 1 bar = 0,1 MPa.

• TABLA 3. Dimensiones para puntos nominales

TABLE - Nominal duty point and dimensions

S ₁	designation ²⁾			Nominal duty point				Dimensions in millimetres																
	c _{inlet} mm	c _{outlet} mm	c _{impeller} (nominal) mm	1450 min ⁻¹		2900 min ⁻¹		Pump				Support						w	Clearance holes for bolts		Shaft end			
				Q m ³ /h	H m	Q m ³ /h	H m	a	f	h ₁	h ₂	b	m ₁	m ₂	n ₁	n ₂	n ₃		S ₁	S ₂	a	l	x ¹⁾	
50	32	125	6,3	5	12,5	20	80	385	112	140	50	100	70	190	140	285	M 12	M 12	24	50	100			
50	32	160		8		32	132	160	240	190	110													
50	32	200		12,5		50	160	180	240	190	110													
50	32	250		20		80	100	500	180	225	65	125	95	320	250				370	32		80		
65	50 (40) ³⁾	125	12,5	5	25	20	80	385	112	140	50	100	70	210	160	285	M 12	M 12	24	50	100			
65	50 (40) ³⁾	160		8		32	132	160	240	190	110													
65	40	200		12,5		50	160	180	265	212	110													
65	40	250		20		80	100	180	225	320	250													
65	40	315		32		125	125	500	200	250	65	125	95	345	280				370	32		80		
80	65 (50) ³⁾	125	25	5	50	20	100	385	132	160	50	100	70	240	190	285	M 12	M 12	24	50	100			
80	65 (50) ³⁾	160		8		32	160	200	265	212	110													
80	50	200		12,5		50	160	200	265	212	110													
80	50	250		20		80	125	500	180	225	65	125	95	320	250				370	32		80		
80	50	315		32		125	125	500	225	280	65	125	95	345	280				370	32		80		
100	80 (65) ³⁾	125	50	5	100	20	100	385	160	180	65	125	95	280	212	285	M 12	M 12	24	50	100			
100	80 (65) ³⁾	160		8		32	160	200	280	212	110													
100	65	200		12,5		50	500	180	225	320	250	110	370	320	250				110	M 12		32	80	
100	65	250		20		80	125	500	200	250	80	160	120	360	280				370	M 16		42	110	
100	65	315		32		125	125	530	225	280	80	160	120	400	315				370	M 16		42	110	
125	80	160	80	8	160	32	125	500	180	225	65	125	95	320	250	370	M 12	M 12	32	80	140			
125	80	200		12,5		50	500	180	250	345	280													
125	80	250		20		80	125	225	280	400	315	110	370	400	315				370	M 12		32	80	
125	80	315		32		125	530	250	315	400	315	80	160	120	400				315	370		M 16	42	110
125	80	400		50		160	530	280	355	435	355	80	160	120	435				355	370		M 16	42	110
125	100	200	100 ⁴⁾	12,5	200 ⁴⁾	50	125	500	200	280	80	160	120	360	280	370	M 16	M 12	32	80	140			
125	100	250		20		80	225	280	400	315	110	370	400	315	370				M 16	42		110		
125	100	315		32		250	140	530	250	315	100	200	150	500	400				370	M 20		42	110	
125	100	400		50		280	355	100	200	150	500	400	370	400	315				370	M 20		42	110	
150	125	250	200	20	140	50	140	530	250	355	80	160	120	400	315	370	M 16	M 12	42	110	140			
150	125	315		32		280	355	100	200	150	500	400	370	400	315				370	M 20		42	110	
150	125	400		50		315	400	100	200	150	500	400	370	400	315				370	M 20		42	110	
200	150	250	315 ⁴⁾	20	160	50	160	530	280	375	100	200	150	500	400	370	M 20	M 12	42	110	180			
200	150	315		32		400	375	100	200	150	550	450	140	500	370				370	M 20		48	110	
200	150	400		50		670	315	100	200	150	550	450	140	500	370				370	M 20		48	110	

NOTES

- a) The terms and dimensions not specified are left to the discretion of the manufacturer.
- b) Rotation is clockwise when viewed from the driven end.
- 1) Gap necessary for the withdrawal of the rotor toward the driven side.
- 2) Flange rating 16 bar.
- 3) Branch sizes in brackets to be valid for a limited period only.
- 4) The two values are alternatives.

TABLA N. 4

VELOCIDADES EN TUBERIAS

SERVICIO	VELOCIDAD m/s.
Extracción de condensa	0.333
Descarga de agua dulce fria	6.0
Succión agua dulce fria	4.0
Descarga bomba del condensa	3.0
Succión bomba del condensa	1.0
Descarga diesel oil	3.0
Succión diesel oil	2.0
Descarga agua de alimentación	1.5
Succión agua de alimentación	2.4 - 4.5
Descarga servicio de combustible	2.0
Succión servicio de combustible	1.33
Descarga transferencia de combustible	2.0
Succión transferencia de combustible	1.33
Descarga agua caliente	3.0
Succión agua caliente	1.0
Descarga aceite hidráulico	6.0
Succión aceite hidráulico	2.0
Descarga aceite de lubricación	2.0
Succión bomba servicio lubricante	1.33
Descarga agua de mar	4.0
Succión agua de mar	3.0
Succión bombas y líneas de drenaje	1.2 - 2.1
Servicio general	1.2 - 3.0
Ciudad	2.1

Referencias: 25 y 7, Respectivamente.

- Marine Engineering Design Pumping Systems - L. Sterling. y publicado por : The Institute of Marine Engineers. - Flow of Fluids - Crane.

TABLA Nº.5 CARACTERISTICAS DEL AGUA SEGUN ISO 2548-1973(E)

Características	Unidades	Máximo
Temperatura	C ^o	40
Viscosidad	m ² /s	1.75 x 10 ⁻⁶
Densidad de masa	Kg/m ³	1100
Contenido de sólidos disueltos	Kg/m ³	50
Contenido de sólidos no absorbentes	Kg/m ³	2.5

TABLA Nº.6 CARACTERISTICAS DE LIQUIDOS ACEPTADOS COMO AGUA SEGUN ISO 2548-1973 (E) Ref.11

Características de Líquidos	Unidades	Mínimos	Máximos
Viscosidad	m ² /s	Sin límite	10 x 10 ⁻⁶
Densidad de masa	Kg/m ³	450	2000
Contenidos de sólidos no absorbentes	Kg/m ³	-	5.0

TABLA Nº.7 CLASIFICACION DE TUBERIAS Y PRESIONES SEGUN ASA

Válvulas y accesorios - Clasificación de presiones según ASA.	Tuberías de Schedule Nº
250 psi (16 bar) y más bajas 300 psi (20 bar) a 600 psi (40 bar) 900 psi (60 bar) 1500 psi (100 bar)	Schedule 40 Schedule 80 Schedule 120 Schedule 160
2500 psi } Tamaños de 1/2" a 6" (160 bar) } Tamaños de 8" y más	XX (Double extra strong) Schedule 160

PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA

TEMPERATURA °C (°F)	PESO ESPECIFICO γ kgf/m ³	DENSIDAD ρ $\frac{\text{kgf} \times \text{seg}^2}{\text{m}^4} =$ $\frac{\text{UTM}}{\text{m}^3}$	VISCOSIDAD ABSOLUTA $\mu \times 10^4$ $\frac{\text{kgf} \times \text{seg}}{\text{m}^2}$	VISCOSIDAD CINEMATICA $\nu \times 10^6$ $\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$
0 (32) 4.4 (40)	1000 1000	101.94 101.94	1.83 1.58	1.79 1.55
10.0 (50) 15.6 (60.0)	1000 1000	101.94 101.94	1.34 1.14	1.31 1.12
21.1 (70) 26.7 (80.0)	999 995	101.83 101.43	0.996 0.879	0.975 0.864
32.2 (90.0) 37.8 (100)	994 993	101.33 101.22	0.776 0.693	0.765 0.694

TEMPERATURA °C	PESO ESPECIFICO γ kgf/m ³	DENSIDAD $\frac{\text{UTM}}{\text{m}^3}$	VISCOSIDAD ABSOLUTA O DINAMICA $\frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} \text{ seg}$	VISCOSIDAD CINEMATICA $\text{m}^2/\text{seg.}$
0 5	999.87 999.99	101.96 101.97	18.27×10^{-5} 15.50	1.79×10^{-6} 1.52
10 15	999.73 999.12	101.95 101.88	13.34 11.63	1.308 1.142
20 25	998.23 997.07	101.79 101.67	10.25 9.12	1.007 0.897
30 35 40	995.68 994.11 992.25	101.53 101.37 101.18	8.17 7.37 6.69×10^{-5}	0.804 0.727 0.661×10^{-6}

f) En este punto presentaremos los coeficientes y correspondientes incertidumbres ó errores de: orificios, toberas y venturís.

Orificios: En la Fig.2, tenemos una placa orificio estandar. En la Fig.Nos.3 y 4 mostramos - tres tipos de placa orificio, una tipo brida, otra tipo esquina anular y la última localizada a D y $D/2$ de las instalaciones para determinar las presiones.

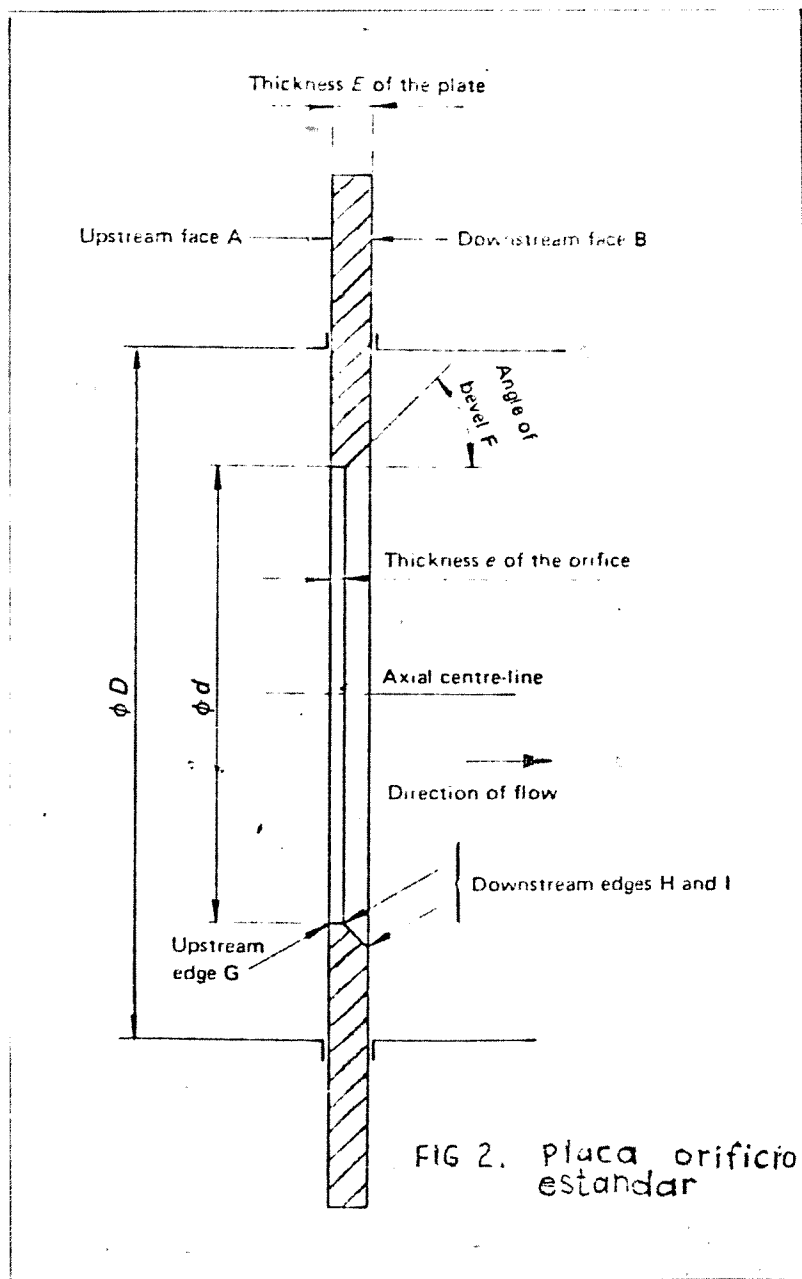


TABLA N^o.9 LIMITES DE VALORES PARA MEDIDOR DE CAUDAL TIPO ORIFICIO

	Toma para medir presión tipo esquina anular	Toma tipo brida	Toma a distancia D y D/2
d: mm (pulg)	$\geq 12.5 (0.5")$	$\geq 12.5 (0.5")$	$\geq 12.5(0.5")$
D: mm (pulg.)	$50(2") \leq D \leq 1000 (40")$	$50(2") \leq D \leq 760 (30")$	$50(2") \leq D \leq 760(30")$
β	$0.23 \leq \beta \leq 0.80$	$0.2 \leq \beta \leq 0.75$	$0.2 \leq \beta \leq 0.75$
	$5000 \leq Re_D \leq 10^8$	$\geq 1260 \beta^2 D \leq 10^8$	$\geq 1260 \beta^2 D \leq 10^8$
	Para $0.23 \leq \beta \leq 0.45$		
	$10000 \leq Re_D \leq 10^8$		
	Para $0.45 < \beta \leq 0.77$		
	$20000 \leq Re_D \leq 10^8$		
	Para $0.77 < \beta \leq 0.80$		

(Ref.15 Norma ISO 5167, Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross - section - conduits running full).

TABLA N^o.10 INCERTIDUMBRES DEL COEFICIENTE DE DESCARGA C, Ref.15

	Toma para medir presión tipo esquina anular	Toma tipo brida	Toma a Distancia D y D/2
$\beta \leq 0.6$	0.6 %	0.6 %	0.6 %
$0.6 \leq \beta < 0.80$	β %	-	-
$0.6 \leq \beta \leq 0.75$	-	β %	β %

Cuando β, D, Re_D y K/D son asumidos sin error.

Toberas: Hay dos tipos de toberas, (Ref.15)

- ISA 1932
- Tobera de radio largo

Tobera ISA 1932: (Ver Fig.5)

Límites de uso: 50mm., (2 pulg) $\leq D \leq$ 500mm(20 pulg)

$$0.3 \leq \beta \leq 0.8$$

para: $0.30 \leq \beta < 0.44, 70000 \leq Re_D \leq 10^7$

para: $0.44 \leq \beta \leq 0.80, 20000 \leq Re_D \leq 10^7$

Incertidumbre del coeficiente de descarga C:

La relativa incertidumbre de C despreciando las incertidumbres de β, D, Re_D y asumiendo que k/D esta dentro de los límites prescritos es:

$$0.8 \% \text{ para } \beta \leq 0.6$$

$$(2\beta - 0.4) \% \text{ para } \beta > 0.6$$

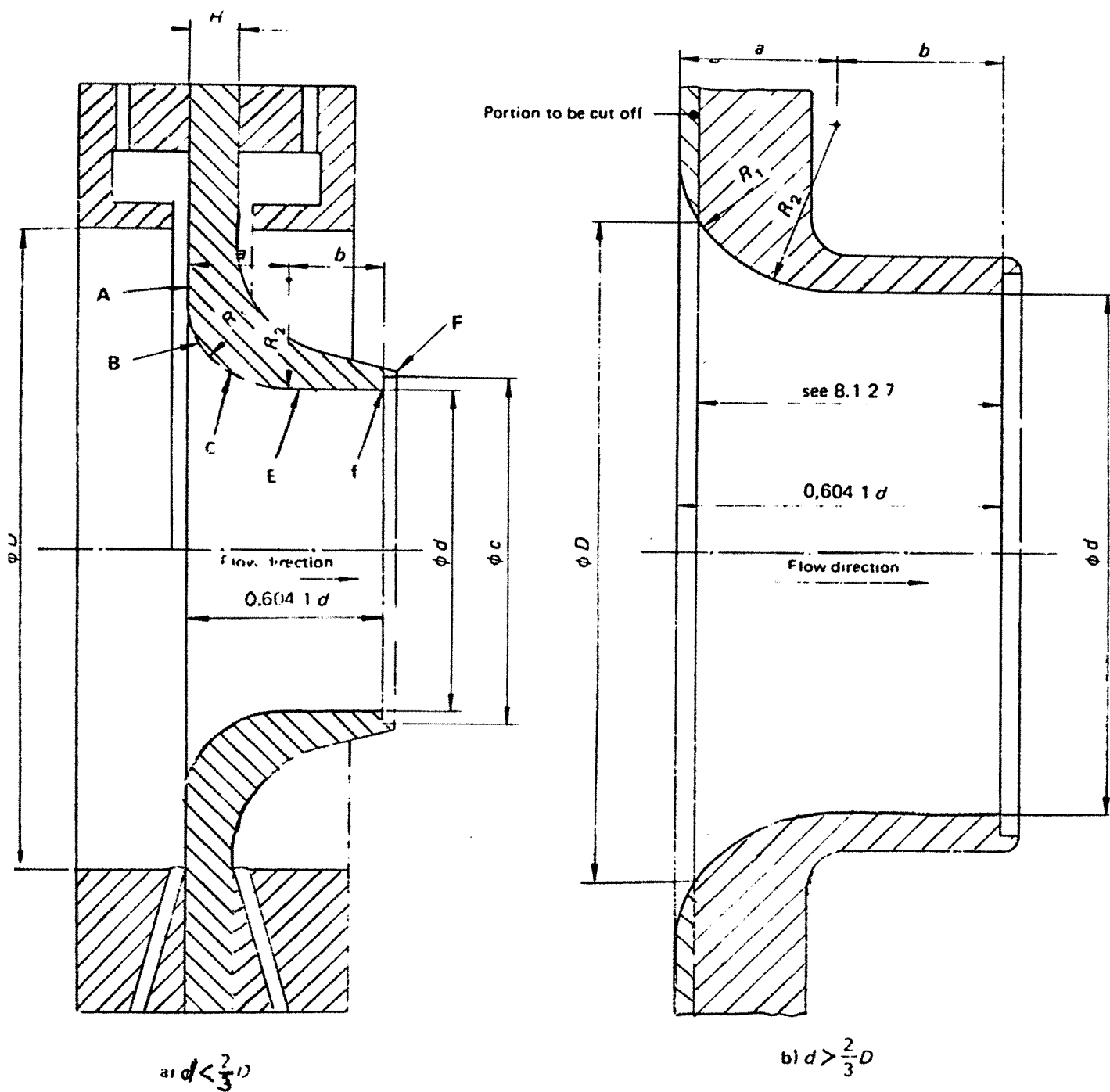


FIGURE 5 ISA 1932 nozzle

FIG. 5. Tobera ISA 1932
(Ref. 15)

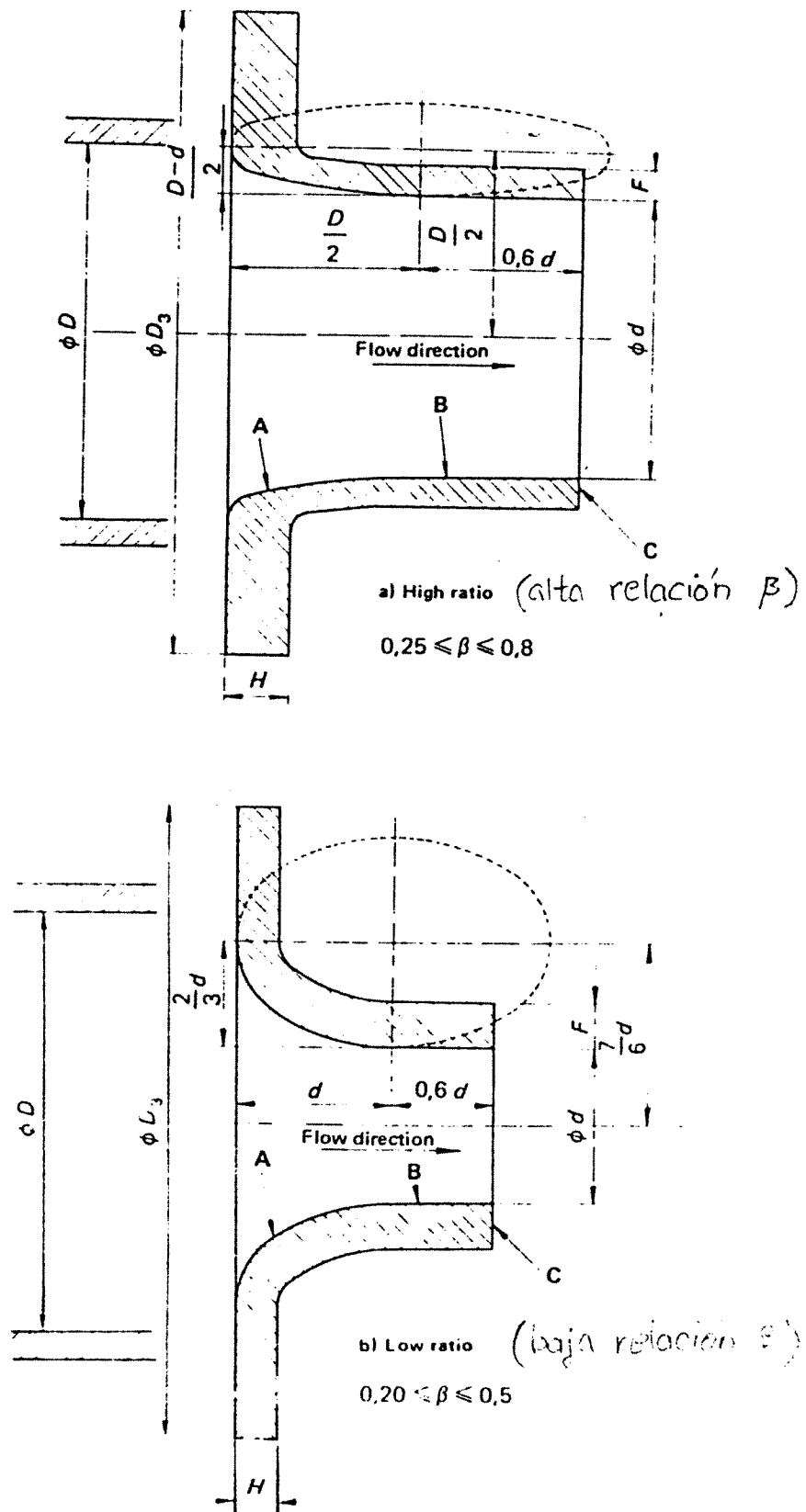


FIGURE 6 Long radius nozzles

FIG.6. Toberas de gran radio
 Ref. 15

Tobera de radio largo: (Ver Fig.6)

Hay dos tipos de tobera de radio largo: (Ref.15)

- Tobera de alta relación: $0.25 \leq \beta \leq 0.80$

- Tobera de baja relación: $0.20 \leq \beta \leq 0.50$

Para valores de β entre 0.25 y 0.50 cualquiera de los anteriores puede ser usado.

Las toberas de radio largo se usan solamente cuando:

$$50\text{mm} \leq D \leq 630\text{mm} \text{ (25 pulg)}$$

$$0.20 \leq \beta \leq 0.80$$

$$10^4 \leq Re_D \leq 10^7$$

$$k/D \leq 10 \times 10^{-4}$$

Incertidumbre del coeficiente de descarga C:

cuando β y Re_D son asumidos sin error, el porcentaje de incertidumbre del valor de C es $\pm 20\%$ para todos los valores de β entre 0.2 y 0.8.

Venturi: (Ver Fig.7)

Hay dos tipos: (Ref.15)

- Tubo venturi clásico

- Tobera venturi

Tubo venturi clásico: tiene tres métodos de construcción :

a) Tubo venturi clásico con una etapa convergente hecha de fundición:

puede ser usado en tuberías entre:

$$100\text{mm}(4 \text{ pulg}) \leq D \leq 800\text{mm} (32 \text{ pulg}), \text{ y en}$$

el rango de $0.3 \leq \beta \leq 0.75$, y

$$2 \times 10^5 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6, \text{ y } C = 0.984$$

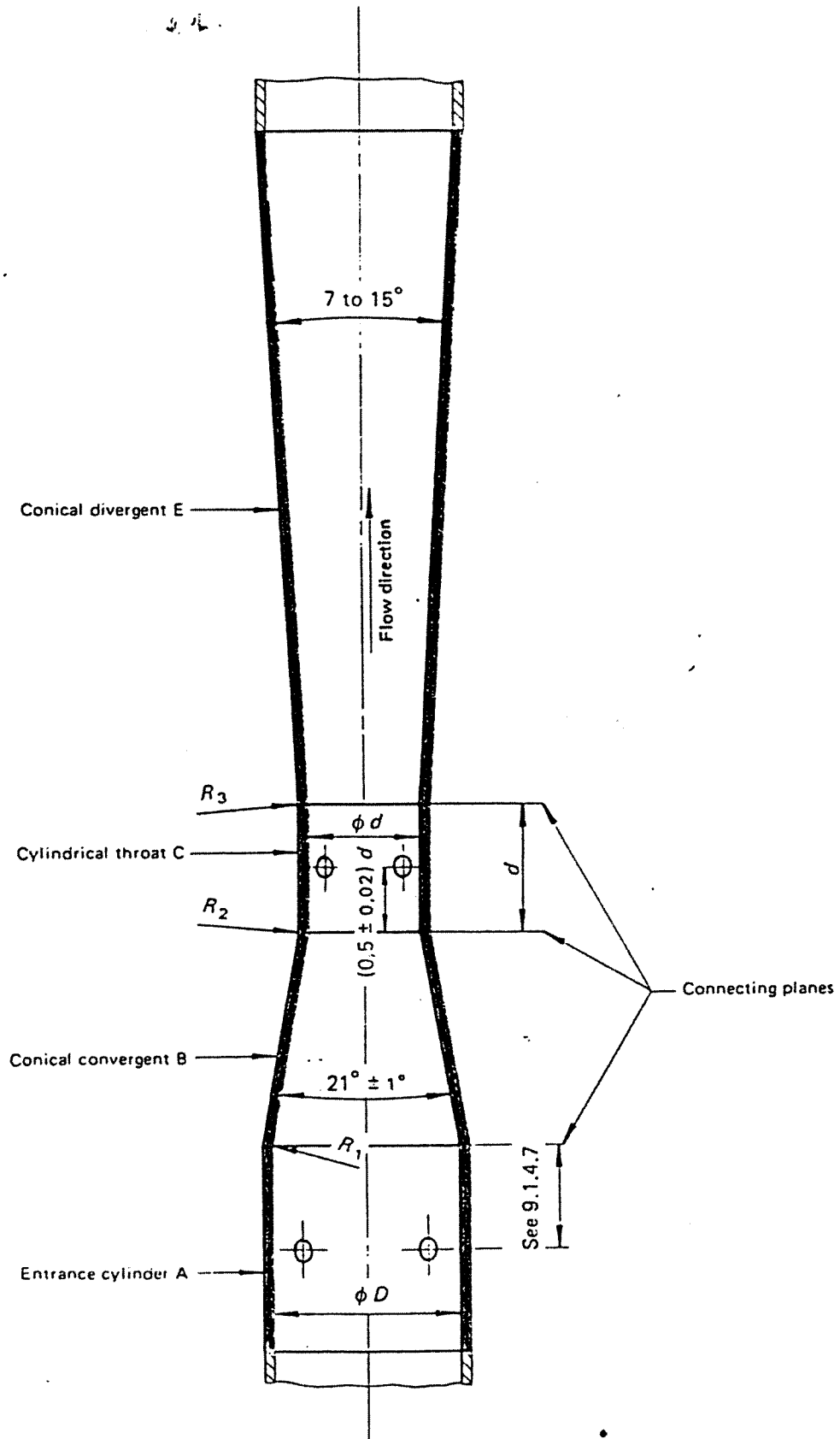


FIGURE 7 – Geometric profile of the classical venturi tube

FIG.7. Tubo venturi clasico, Ref. 15

b) tubo venturi clásico con etapa convergente maquinada:

puede ser usada en tuberías entre:

$50\text{mm} (2 \text{ pulg}) \leq D \leq 250\text{mm} (10 \text{ pulg})$, y en

el rango de

$$0.40 \leq \beta \leq 0.75, \text{ y}$$

$$2 \times 10^5 \leq Re_D \leq 1 \times 10^6, \text{ y } C = 0.995$$

c) Tubo venturi clásico con sección convergente de plancha soldada y de fierro corriente:

puede ser usado en tuberías entre:

$200\text{mm} (8 \text{ pulg}) \leq D \leq 1200\text{mm} (48 \text{ pulg})$, y en

el rango

$$0.40 \leq \beta \leq 0.70, \text{ y}$$

$$2 \times 10^5 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6, C = 0.985$$

Incertidumbre de los coeficientes de descarga C:

- Para venturi clásico de sección convergente de fundición: 0.70%
- Para venturi clásico con sección convergente maquinada: 1.0%
- Para venturi tipo clásico con sección convergente soldada: 1.5%

Tobera venturi:

- Solo se deben usar cuando:

$$65\text{mm} (3 \text{ pulg}) \leq D \leq 500\text{mm} (20 \text{ pulg})$$

$$d \geq 50\text{mm}.$$

$$0.316 \leq \beta \leq 0.775$$

$$1.5 \times 10^5 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$$

$$c = 0.9858 - 0.196 \beta^{4.5}$$

La incertidumbre del coeficiente:

$$\Delta : \pm (1.2 + 1.5 \beta^4) \%$$

C. Cálculo de diámetros y números de Reynolds.

Los diámetros de las tuberías se han calculado considerando las velocidades más usuales en tuberías, las cuales aparecen en la tabla N^o.4 y teniendo en cuenta los rangos de caudales que corresponden a nuestros bancos de 1-10 HP (de 10 hasta 40 m³/h) y de 10-50 HP (de 40 hasta 200 m³/h) de las tuberías.

Las fórmulas usadas están basadas en la del caudal: $Q = v.A.$

en donde: v es la velocidad en el punto medio de la tubería (velocidad máxima promedio)

A es el area de la sección transversal interna de la tubería, y está dada por: $\pi D^2/4$

Los diámetros obtenidos en las tablas N^{os}. 11, 13, 15 y 17 , concuerdan con los valores normalizados según ISO 2858-1975 y que aparecen en la tabla N^o.3 (Ref.12)

Para el cálculo de los números de Reynolds hemos usado la fórmula:

$$Re = \rho v.D/\mu = v.D / \nu$$

en donde: $\nu = \mu/\rho$, es la viscosidad

cinemática y sus valores los presentamos en las Tablas 8 y 9 para temperaturas más usuales en el laboratorio y que están comprendidas entre 10 y 30°C.

ρ es la densidad

μ es la viscosidad absoluta

V es la velocidad del fluido

D es el diámetro interno
de la tubería.

Estos valores de Reynolds aparecen en las Tablas 12, 14, 16 y 18.

TABLA N^o. 11 DIAMETROS OBTENIDOS PARA CAUDALES Y VELOCIDADES DETERMINADAS, PARA
 NUESTRO BANCO DE 1-10 HP. 10-40 m³/h.

Q m ³ /h	DIAMETROS TUBERIAS LADO DE SUCCION : PULGADAS									
	V E L O C I D A D D E F L U J O : m/s									
	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.5	3.0	4.0		
10.0	3.02	2.8	2.62	2.47	2.34	1.91	1.35	1.17		
11.0	3.17	2.93	2.74	2.59	2.46	2.0	1.42	1.23		
12.0	3.31	3.07	2.87	2.70	2.56	2.09	1.48	1.28		
12.5	3.38	3.13	2.93	2.76	2.62	2.14	1.51	1.31		
15.0	3.70	3.43	3.21	3.02	2.87	2.34	1.655	1.43		
20.0	4.27	3.96	3.70	3.49	3.31	2.70	1.91	1.655		
25.0	4.78	4.42	4.14	3.90	3.70	3.02	2.14	1.85		
30.0	5.23	4.85	4.53	4.27	4.05	3.31	2.34	2.03		
40.0	6.04	5.59	5.23	4.94	4.68	3.82	2.70	2.34		

TABLA N^o.12 VALORES DE REYNOLDS PARA TEMPERATURAS, DIÁMETROS Y VELOCIDADES DETERMINADOS, PARA LA TUBERÍA DE SUCCIÓN, BANCO 1-10 HP, 10-40m³/h

t (°C)	V		R E Y N O L D S x 10 ⁻⁶										
	Dn	m/s	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.5	3.0	4.0			
10°C μ = 1.31x10 ⁻⁶ m ² /s	Pulgadas *												
	2 (0.0525)		0.0240	0.0281	0.0321	0.0361	0.0401	0.0601	0.1200	0.1600			
	2 1/2 (0.0627)		0.0287	0.0335	0.0383	0.0431	0.0479	0.0718	0.1435	0.1910			
	3 (0.0779)		0.0357	0.0416	0.0476	0.0535	0.0595	0.0892	0.1780	0.2380			
	3 1/2 (0.0901)		0.0413	0.0481	0.0550	0.0619	0.0688	0.1030	0.2060	0.2750			
15°C μ = 1.14x10 ⁻⁶ m ² /s	2		0.0276	0.0322	0.0368	0.0414	0.0461	0.0691	0.1380	0.1840			
	2 1/2		0.0330	0.0385	0.0440	0.0495	0.0550	0.0825	0.1650	0.2200			
	3		0.0410	0.0478	0.0547	0.0615	0.0683	0.1030	0.2050	0.2730			
	3 1/2		0.04740	0.0553	0.0632	0.0711	0.0790	0.1190	0.2370	0.3160			
20°C μ = 1.01x10 ⁻⁶ m ² /s	2		0.0312	0.0364	0.0416	0.0468	0.0520	0.0780	0.1560	0.2080			
	2 1/2		0.0372	0.0435	0.0497	0.0559	0.0621	0.0931	0.1860	0.2480			
	3		0.0463	0.0540	0.0617	0.0694	0.0771	0.1160	0.2310	0.3085			
	3 1/2		0.0535	0.0624	0.0714	0.0803	0.0892	0.1340	0.2680	0.3570			
25°C μ = 0.897x10 ⁻⁶ m ² /s	2		0.0351	0.0410	0.0468	0.0527	0.0585	0.0878	0.1755	0.2340			
	2 1/2		0.0419	0.0489	0.0559	0.0629	0.0690	0.1050	0.2100	0.2795			
	3		0.0521	0.0608	0.0695	0.0782	0.0868	0.1300	0.2605	0.3470			
	3 1/2		0.0603	0.0703	0.0804	0.0904	0.1000	0.1510	0.3010	0.4020			
30°C μ = 0.804x10 ⁻⁶ m ² /s	2		0.0392	0.0457	0.0522	0.0588	0.0653	0.0979	0.1960	0.2610			
	2 1/2		0.0468	0.0546	0.0624	0.0702	0.0780	0.1170	0.2340	0.3120			
	3		0.0581	0.0678	0.0775	0.0872	0.0969	0.1450	0.2910	0.3875			
	3 1/2		0.0672	0.0784	0.0897	0.1010	0.1120	0.1680	0.3360	0.4480			

* Entre paréntesis el valor del diámetro nominal expresado en metros.

TABLA N^o.13 DIAMETROS OBTENIDOS PARA CAUDALES Y VELOCIDADES
 DETERMINADAS PARA NUESTRO BANCO DE 1-10 HP, 10-40 m³/h

Q m ³ /h	DIAMETROS TUBERIAS LADO DESCARGA: PULGADAS									
	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.0	3.0	5.0	6.0
10.0	1.91	1.74	1.615	1.51	1.42	1.35	1.35	1.35	1.05	0.956
11.0	2.00	1.83	1.691	1.58	1.49	1.42	1.42	1.42	1.10	1.00
12.0	2.09	1.91	1.77	1.655	1.56	1.48	1.48	1.48	1.15	1.05
15.0	2.34	2.14	1.98	1.85	1.74	1.655	1.655	1.655	1.28	1.17
20.0	2.70	2.47	2.28	2.14	2.01	1.91	1.91	1.91	1.48	1.35
25.0	3.02	2.76	2.55	2.39	2.25	2.14	2.14	2.14	1.655	1.51
30.0	3.31	3.02	2.78	2.62	2.47	2.34	2.34	2.34	1.81	1.655
40.0	3.82	3.49	3.23	3.02	2.85	2.70	2.70	2.70	2.09	1.91

TABLA N° 14 VALORES DE REYNOLDS PARA TEMPERATURA, DIAMETROS Y ν_3 VELOCIDADES DETERMINADOS, TUBERIA, DESCARGA, 1-10 HP, 10-40 m³/h

t (°C)	Dn PULGADAS	R E Y N O L D S x 10 ⁻⁶									
		1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.0	5.0	6.0	
10°C $\nu = 1.31 \times 10^{-6}$ m ² /s	1 1/2 (0.0409)	0.0468	0.0562	0.0656	0.0749	0.0843	0.0937	0.0937	0.1560	0.1870	
	2 (0.0525)	0.0601	0.0721	0.0842	0.0962	0.1080	0.1200	0.1200	0.2000	0.2400	
	2 1/2 (0.0627)	0.0718	0.08615	0.1005	0.1150	0.1290	0.1435	0.1435	0.2390	0.2870	
	3 0.0779)	0.0892	0.1070	0.1250	0.1430	0.1605	0.1780	0.1780	0.2970	0.3570	
	3 1/2 (0.0901)	0.1030	0.1240	0.1440	0.1650	0.1860	0.2060	0.2060	0.3440	0.4130	
15°C $\nu = 1.14 \times 10^{-6}$ m ² /s	1 1/2	0.0538	0.0646	0.0753	0.0861	0.0969	0.1080	0.1080	0.1790	0.2150	
	2	0.0691	0.0829	0.0967	0.1105	0.1240	0.1380	0.1380	0.2300	0.2760	
	2 1/2	0.0825	0.0990	0.1155	0.1320	0.1485	0.1650	0.1650	0.2750	0.3300	
	3	0.1025	0.1230	0.1435	0.1640	0.1845	0.2050	0.2050	0.3420	0.4100	
	3 1/2	0.1185	0.1420	0.1660	0.1900	0.2130	0.2370	0.2370	0.3950	0.4740	
20°C $\nu = 1.01 \times 10^{-6}$ m ² /s	1 1/2	0.0607	0.0729	0.0850	0.0972	0.1090	0.1210	0.1210	0.2020	0.2430	
	2	0.0780	0.0930	0.1090	0.1250	0.1400	0.1560	0.1560	0.2600	0.3120	
	2 1/2	0.0931	0.1120	0.1300	0.1490	0.1680	0.1860	0.1860	0.3100	0.3720	
	3	0.1160	0.1390	0.1620	0.1850	0.2080	0.2310	0.2310	0.3880	0.4630	
	3 1/2	0.1340	0.1605	0.1870	0.2140	0.2410	0.2680	0.2680	0.4460	0.5350	
25°C $\nu = 0.897 \times 10^{-6}$ m ² /s	1 1/2	0.0684	0.0821	0.09575	0.1090	0.1230	0.1370	0.1370	0.2280	0.2735	
	2	0.0878	0.1050	0.1230	0.1400	0.1580	0.1755	0.1755	0.2930	0.3510	
	2 1/2	0.1050	0.1260	0.1470	0.1680	0.1890	0.2100	0.2100	0.3490	0.4190	
	3	0.1300	0.1560	0.1820	0.2080	0.2340	0.2605	0.2605	0.4340	0.5210	
	3 1/2	0.1510	0.1810	0.2110	0.2410	0.2710	0.3010	0.3010	0.5020	0.6030	
30°C $\nu = 0.804 \times 10^{-6}$ m ² /s	1 1/2	0.0763	0.0916	0.1070	0.1220	0.1370	0.1530	0.1530	0.2540	0.3050	
	2	0.0979	0.1175	0.1370	0.1570	0.1760	0.1960	0.1960	0.3260	0.3920	
	2 1/2	0.1170	0.1400	0.1640	0.1870	0.2105	0.2340	0.2340	0.3900	0.4680	
	3	0.1450	0.1740	0.2030	0.2325	0.2620	0.2910	0.2910	0.4840	0.5810	
	3 1/2	0.1680	0.2020	0.2350	0.2690	0.3025	0.3360	0.3360	0.5600	0.6720	

TABLA Nº.15 DIAMETROS OBTENIDOS PARA CAUDALES Y VELOCIDADES DETERMINADAS,
 PARA NUESTRO BANCO DE 10-50 HP. Y 40-200 m³/h

Q m ³ /h	D I A M E T R O S T U B E R I A L A D O S U C C I O N : P U L G A D A S									
	V E L O C I D A D D E F L U J O : m/s									
	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.5	3.0	4.0		
40	6.04	5.595	5.230	4.9350	4.680	3.820	2.700	2.340		
50	6.76	6.260	5.850	5.520	5.230	4.270	3.020	2.620		
80	8.55	7.910	7.400	6.980	6.620	5.410	3.820	3.310		
100	9.56	8.850	8.280	7.800	7.400	6.040	4.270	3.700		
150	11.70	10.80	10.10	9.560	9.070	7.400	5.230	4.530		
200	13.50	12.50	11.70	11.00	10.50	8.55	6.040	5.230		

TABLA No.16: VALORES DE REYNOLDS PARA TEMPERATURAS, DIAMETROS Y VELOCIDADES DETERMINADOS, TUBERIA SUCCION, 10-50 HP, 40-200 m³/h

t (°C)	V m/s	R E Y N O L D S x 10 ⁻⁶									
		Dn x Pulgadas	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.5	3.0	4.0	
10°C. $\lambda = 1.31 \times 10^{-6}$ m ² /s	5	0.0586	0.0684	0.0782	0.0879	0.0977	0.1465	0.2930	0.3910		
	6	0.0705	0.0823	0.0940	0.1060	0.1175	0.1760	0.3530	0.4700		
	8	0.09297	0.1080	0.1240	0.1390	0.1550	0.2320	0.4650	0.6200		
15°C $\lambda = 1.14 \times 10^{-6}$ m ² /s	5	0.0674	0.0786	0.0898	0.1010	0.1120	0.1680	0.3370	0.4490		
	6	0.08105	0.0946	0.1080	0.1215	0.1350	0.2030	0.4050	0.5400		
	8	0.1070	0.1250	0.1420	0.1600	0.1780	0.2670	0.5340	0.7120		
20°C $\lambda = 1.01 \times 10^{-6}$ m ² /s	5	0.0760	0.0887	0.1010	0.1140	0.1270	0.1900	0.3800	0.5070		
	6	0.0915	0.1070	0.1222	0.1370	0.1520	0.2290	0.4570	0.6100		
	8	0.1205	0.1410	0.1610	0.1810	0.2010	0.3010	0.6030	0.8040		
25°C $\lambda = 0.897 \times 10^{-6}$ m ² /s	5	0.0856	0.0998	0.1140	0.1280	0.1430	0.2140	0.4280	0.5710		
	6	0.1030	0.1200	0.1370	0.1545	0.1720	0.2575	0.5150	0.6870		
	8	0.1360	0.1580	0.1810	0.2040	0.2260	0.3390	0.6790	0.9050		
30°C $\lambda = 0.804 \times 10^{-6}$ m ² /s	5	0.0955	0.1110	0.1270	0.1430	0.1590	0.2390	0.4780	0.6370		
	6	0.1150	0.1340	0.1530	0.1720	0.1915	0.2870	0.5750	0.7660		
	8	0.1510	0.1770	0.2020	0.2270	0.2520	0.3790	0.7570	1.0100		

* Entre paréntesis el diámetro nominal expresado en metros

TABLA N^o. 17 DIAMETROS OBTENIDOS PARA CAUDALES Y VELOCIDADES DETERMINADAS,
 PARA NUESTRO BANCO DE 10-50 HP. Y 40-200 m³/h.

Q m ³ /h	DIAMETRO TUBERIA LADO DESCARGA : PULGADAS									
	V E L O C I D A D D E F L U J O : m/s									
1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	5.0	6.0			
3.82	3.49	3.23	3.02	2.85	2.70	2.09	1.91			
4.27	3.90	3.61	3.38	3.185	3.02	2.34	2.14			
5.41	4.935	4.57	4.27	4.03	3.82	2.96	2.70			
6.04	5.52	5.11	4.78	4.505	4.27	3.31	3.02			
7.40	6.76	6.26	5.85	5.52	5.23	4.05	3.70			
8.55	7.80	7.22	6.76	6.37	6.04	4.68	4.27			

TABLA N^o.18 VALORES DE REYNOLDS PARA TEMPERATURAS, DIAMETROS Y VELOCIDADES DETERMINADAS, TUBERIA DESCARGA, 10-50 HP. 40-200 m³/h.

t (°C)	Dn * Pulgadas	R E Y N O L D S x 10 ⁻⁶							
		1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	5.0	6.0
10°C ν = 1.31x10 ⁻⁶ m ² /s	4(0.102)	0.1170	0.1400	0.1635	0.1870	0.2100	0.2335	0.3890	0.4670
	5(0.128)	0.1465	0.1760	0.2050	0.2345	0.2640	0.2930	0.4885	0.5860
15°C ν = 1.14x10 ⁻⁶ m ² /s	4	0.1340	0.1610	0.1880	0.2150	0.2415	0.2680	0.4470	0.5370
	5	0.1680	0.2020	0.2360	0.2690	0.3030	0.3370	0.5610	0.6740
20°C ν = 1.01x10 ⁻⁶ m ² /s	4	0.1510	0.1820	0.2120	0.2420	0.2730	0.3030	0.5050	0.6060
	5	0.1900	0.2280	0.2660	0.3040	0.3420	0.3800	0.6340	0.7600
25°C ν = 0.897x10 ⁻⁶ m ² /s	4	0.1705	0.2050	0.2390	0.2730	0.3070	0.3410	0.5685	0.6820
	5	0.2140	0.2570	0.3000	0.3420	0.3850	0.4280	0.7130	0.8560
30°C ν = 0.804x10 ⁻⁶ m ² /s	4	0.1900	0.2280	0.2660	0.3040	0.3425	0.3805	0.6340	0.7610
	5	0.2390	0.2865	0.3340	0.3820	0.4300	0.4780	0.7960	0.9550

* Entre paréntesis el diámetro nominal expresado en metros.

D. Criterios para la selección de medidores de caudal de tipo: orificio, tobera o venturi

TABLA Nº 19 CRITERIOS DE SELECCION PARA MECANISMOS PRIMARIOS

Características a ser consideradas	Consideraciones para la seleccion
<p>Diámetro tubería Relación diámetro Número de Reynold</p>	<p>Para cada mecanismo primario, existen valores límites para el diámetro interno de la tubería, la relación de diámetros β y el número de Re.</p> <p>Si el valor escogido de la presión diferencial y el caudal para un orificio, son tales que el valor de β excede los límites permisibles, entonces es posible usar tobera, porque tiene un valor más bajo de β para las mismas condiciones</p>
<p>Pérdida de presión</p>	<p>Para la misma diferencia de presiones, la pérdida de presión es de 4 á 6 veces más baja para venturi clásico o venturi tobera, que para orificio y tobera.</p>
<p>Dimensiones totales</p>	<p>La distancia requerida entre bridas es significativa para venturi clásico y venturi tobera.</p>
<p>Tipo de fluido</p>	<p>Con líquidos corrosivos o abrasivos el coeficiente del orificio cambia constantemente, cuando el borde cuadrado se redondea; depósitos superficiales en toberas y venturis tienen un efecto inmediato en el coeficiente de flujo, pero posteriormente hay la posibilidad de que el cambio sea menor.</p>
<p>Exactitud o error</p>	<p>La incertidumbre del coeficiente de flujo esta definido para cada mecanismo primario.</p>
<p>Costo y manufactura</p>	<p>El orificio es más barato y de manufactura más simple que los otros mecanismos primarios.</p>

E. SELECCION DEL TIPO DE MEDIDOR DE CAUDAL

Trataremos de seleccionar un diámetro de tubería que abarque la mayor cantidad de bombas a probarse; en las tablas 11, 13, 15 y 17 estos diámetros aparecen separados por barras.

Para nuestro banco de 1 á 10 HP ,las tuberías en el lado de succión, según la tabla 11, tendrían un diámetro de 3 pulgadas (0.0779m). Las tuberías en el lado de descarga, según la Tabla 13, tendrían un diámetro de 2 pulgadas (0.0525m),

Para nuestro banco de 10 á 50 HP ,que constaría de dos secciones pondríamos en ambas succiones, según observamos en la Tabla 15, un diámetro de tubería de 6 pulgadas (0.154m). En la tubería de descarga, según presentamos en la Tabla 17, pondríamos en una sección, un diámetro de 4" (0.102m), y en la otra un diámetro de 5 pulgadas (0.128m). En ambos casos concuerda con los valores estandarizados por ISO,2858-1975 para bombas centrífugas de hasta 16 bar. (Ref.12).

Seleccionaremos un medidor de caudal que abarque el más amplio rango de diámetros y Reynolds. Para nuestros casos es factible utilizar orificios y toberas porque según comparamos los venturi tienen un rango de Reynolds dados por $1.5 \times 10^5 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$ que no comprenderían para el banco de 1-10 HP ,que tiene un diámetro de descarga de 2" (0.0525m) y Reynolds entre 60000 y 392 000, ni para las dos secciones del banco de 10 á 50 HP., que tienen en un caso una tubería de descarga de 4" -

(0.102m), y en otro un diámetro de 5 pulgadas (0.128m), con Reynolds entre 117000 y 955000. Por estas limitaciones seleccionaríamos orificios y toberas. No hay limitaciones para usar cualquier tipo de medidor, considerando los diámetros porque todas las tuberías de descarga están dentro de los rangos.

Teniendo en cuenta los costos, seleccionaríamos un medidor tipo orificio, antes que la tobera.

Por su fácil construcción seleccionaríamos un orificio.

La incertidumbre ó error es mayor en tobera que en orificio, por lo tanto, escogemos orificio, aunque haya mayores pérdidas y el desgaste de sus bordes biselados con mayor frecuencia que en toberas haga que disminuya su exactitud y se tenga que regular con frecuencia.

F. Cálculo del medidor de caudal de tipo orificio:

En este punto encontraremos las dimensiones del medidor de caudal de tipo orificio, las cuales están dadas por la relación $d/D = \beta$

El procedimiento para el cálculo de B, es a partir de la ecuación: $Q = C \epsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho}$ -----(1)

$$= CE \epsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho}$$

en donde conocemos el rango de caudales, además vamos a considerar que la diferencia de presiones debe estar en un rango medible que según ISO 2548-1973^{II} debería de evitar medidores de columna líquida de presión diferencial

con Δh menores que 50mm ó mayores que 2000 mm.

Los valores de Q y Δp los introducimos en la fórmula -

(1) que la ponemos en la forma: $\alpha \beta^2 = 4 Q / \epsilon \pi D^2 \sqrt{2 \Delta p \rho}$

y la relación de diámetros β del medidor tipo orificio es encontrada por aproximaciones sucesivas. En esta ecuación hemos puesto el coeficiente de flujo (α) en función del coeficiente de descarga C y del factor de velocidad de aproximación E , ambos están dados por las ecuaciones:

$$E = (1 - \beta^4)^{1/2} = D^2 / \sqrt{D^4 - d^4}$$

$$C = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.1840 \beta^8 + 0.0029 \beta^{2.5} \\ (10^6 / Re_D)^{0.75} + 0.0390 \beta^4 (1 - \beta^4)^{-1} - 0.0158 \beta^3$$

Resumen:

- Para nuestro banco de 1 á 10 HP, 10 á 40 m³/h, hemos encontrado conveniente tomar en la tubería de succión un diámetro de 3", y en la descarga de las alternativas a), b) y c):
 - a) Diámetro nominal tubería 2" (0.0525m) Reynolds entre 60100 y 392000, β entre 0.595, 0.714.
 - b) Tubería de 2 1/2" (0.0627m) diámetro nominal, Reynolds entre 71800 y 468000, β entre 0.508 y 0.621.
 - c) Tubería de 3" (0.0779m), diámetro nominal, con Reynolds entre 89200 y 581000, β entre 0.414 y 0.514, hemos seleccionado una tubería de des-

carga de 2" (0.0525m) de diámetro nominal con

$$\beta = 0.6$$

- Para nuestro banco de 10 á 50 HP ,que consta de dos secciones hemos escogido para la tubería de succión un diámetro de 6" (0.154m), en ambos casos, y para la tubería de descarga, de las alternativas a) y b):

a) Diámetro nominal tubería 4" (0.102m) con Reynolds entre 117000 y 761000, β entre 0.669 y 0.731.

b) Tubería de 5" (0.128m) de diámetro nominal, con Reynolds entre 146500 y 955000, β entre 0.5515 y 0.612. hemos seleccionado una para cada sección de este banco.

Podríamos tomar en este banco una sección con caudal entre 40 y 60 m³/h para diámetro de - descarga de 4" (0.102m) y $\beta = 0.67$ y otra con caudal entre 60 y 200 m³/h y diámetro nominal de 5" (0.128m) y medidor tipo orificio con $\beta = 0.6$

3.2.2. Cálculo y selección de los medidores de presión:

A. Criterios para la selección de los medidores de presión:

a) Comparando los valores dados en la Tabla 8, del primer capítulo, para los límites de exactitud de los medidores de presión, tenemos que el porcentaje de incertidumbre son: (Según DIN)⁸

- Manómetros de columna líquida: $\pm 2.5\%$

- Manómetros de Bourdon: $\pm 2.5\%$

- Manómetros de peso muerto: $\pm 0.2\%$

pero según ISO recomienda usar los dos primeros manómetros aunque sacrificando su exactitud.

b) Por la facilidad con que se leen las medidas de presión seleccionaríamos los manómetros de Bourdon

c) Por la facilidad de operación seleccionaríamos el manómetro de Bordon.

d) Por la facilidad de conectarlo a un sistema transducer que lleve los datos a una computadora y registre los datos para poder posteriormente obtener las curvas características seleccionaríamos manómetro de Bourdon.

e) Por el rango de las presiones, como veremos en el próximo número, selec-

cionaríamos manómetro tipo Bourdon.

B. Rango de Presiones Medibles:

La presión en la entrada tiene un límite mínimo determinado por la cavitación, para el caso de succión con vacío, la mínima presión la calculamos por:

$$\text{NPSH sistema} \geq \text{NPSH bomba:}$$

$$\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\gamma} \geq \Delta h_{\text{bomba}} \quad (1)$$

en donde:

$\frac{p_v}{\gamma}$ = Altura correspondiente a la presión de vapor cuyos valores en función de la temperatura están dados en la Fig.8

Fig.8

$\theta \text{ } ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	100
$H_v \text{ (m)}$	0.062	0.125	0.238	0.432	10.33

Δh_{bomba} = Depresión crítica, que esta dada para cada bomba por:

$$\Delta h = \left(\frac{N \sqrt{Q}}{S_q} \right)^{4/3}$$

S_q = Cifra de succión que esta comprendido entre 2.2 y 2.5

N = RPM/60

Q = Caudal en m^3/s

La mínima presión obtenida es para:

$$\text{De la ecuación (1): } \frac{p_1}{\gamma} \geq \Delta h_{\text{bomba}} + \frac{p_v}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} \quad (2)$$

$v_1 = 4 \text{ m/s}$ (escogida la mayor para la succión)

$$\frac{p_v}{\gamma} = 0.125\text{m} \text{ (la menor temperatura encontrada para nuestro laboratorio)}$$

$$N = 1200/60 \text{ (RPM Menor)}$$

$$Q = 10 \text{ m}^3/3600\text{s} \text{ (caudal menor del rango)}$$

Luego: Reemplazando en (2):

$$\frac{p_1}{\gamma} \geq \left(\frac{1200 \sqrt{\frac{10}{3600}}}{60 \times 2.4} \right)^{4/3} + 0.125 - \frac{4^2}{2 \times 9.8}$$

De donde:

$$p_1 \geq - 0.0358 \text{ Kg/cm}^2.$$

∴ Para la succión escogeríamos un medidor de presión que tenga un rango desde -1.0 Kg/cm^2 . de presión manométrica hasta: 1.0 Kg/cm^2 (Ver Ec.(4)),

La presión en la descarga tiene como límite el valor dado por la ecuación:

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

De donde:

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

Para H. Tomamos el mayor valor del rango ob-

tenido de la Fig.11 del Capítulo I, y que esta -
comprendido entre 5.13 y 256.5m., para nuestro ca-
so tomaremos $H = 140m$.

$Z_2 = 2$ veces el diámetro tubería descarga, escoge-
mos el menor de las tuberías: 2", 4" y 5", ó
sea 2" (0.0525m), de donde $Z_2 = 0.102m$.

$Z_1 =$ Tomamos el mayor valor de las tuberías de suc-
ción (entre 3" y 6"), ó sea 6", (0.154m) y la
distancia $Z_1 = 6"/2 = 3" = 0.0762m$, según apare-
ce en la Fig.11 y 12.

$v_2 = 1.5$ m/s, que es la menor velocidad de las del
rango de descarga.

$v_1 = 4.0$ m/s, mayor velocidad, del rango de succión

p_1 : Escogemos la mayor presión en la succión, que
está dada cuando se quiere evitar cavitación
con líquidos que se encuentran a alta tempe-
ratura y el tanque de alimentación se encuentra
encima de la brida de succión de la bomba a u
na altura H_s que será negativa respecto a un
plano de referencia:

$$\frac{p_1}{\gamma} = H_s \leq H_{atm} - \frac{v_1^2}{2g} - \Delta H_p - \Delta h - H_v \text{---(3)}$$

En donde: tomamos los casos más críticos para
que nos de el máximo valor negativo, ó sea el
valor correspondiente al NPSH disponible más
bajo, luego:

$v_1 = 4\text{m/s}$ (máximo para velocidad de succión), caso crítico

$\Delta H_p = 2\text{m}$ (supuesto)

$\Delta h = \left(\frac{3600 \sqrt{200/3600}}{60 \times 2.4} \right)^{4/3} = 10.64\text{m}$, para caso crítico, 3600 RPM (máximo), $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$ (máximo).

$H_v = 0.432 \text{ m}$, para caso crítico, máxima temperatura para nuestro laboratorio (30°C), reemplazando valores en (3):

$$H_s = 10.33 - \frac{4^2}{2 \times 9.8} - 2 - 10.64 - 0.432$$

$$\frac{p_1}{\gamma} = H_s \leq - 3.56 \text{ m, que equivale a una presión manométrica de: } \frac{p_1}{\gamma} \leq 3.56\text{m} \rightarrow p_1 \leq 0.356$$

$$\text{Kg/cm}^2 \text{ ----(4), reemplazando este valor}$$

(4) en (2):

$$\begin{aligned} p_{2/\gamma} &= 140 - 0.102 + 0.0762 - \frac{1.5^2}{2 \times 9.8} + \frac{4.0^2}{2 \times 9.8} + 3.56 = \\ &= 140 + 4.238 = 144\text{m.} \end{aligned}$$

Que equivale a una presión de: $p_2 = 14\text{Kg/cm}^2$,

∴ Para nuestro laboratorio seleccionamos - manómetro, en la descarga, con un rango desde 0 hasta 16 Kg/cm^2 , (según ISO 2858 1975 (E), Ref. 12).

C. Esquema de los medidores de presión:

Medidor de presión tipo columna líquida

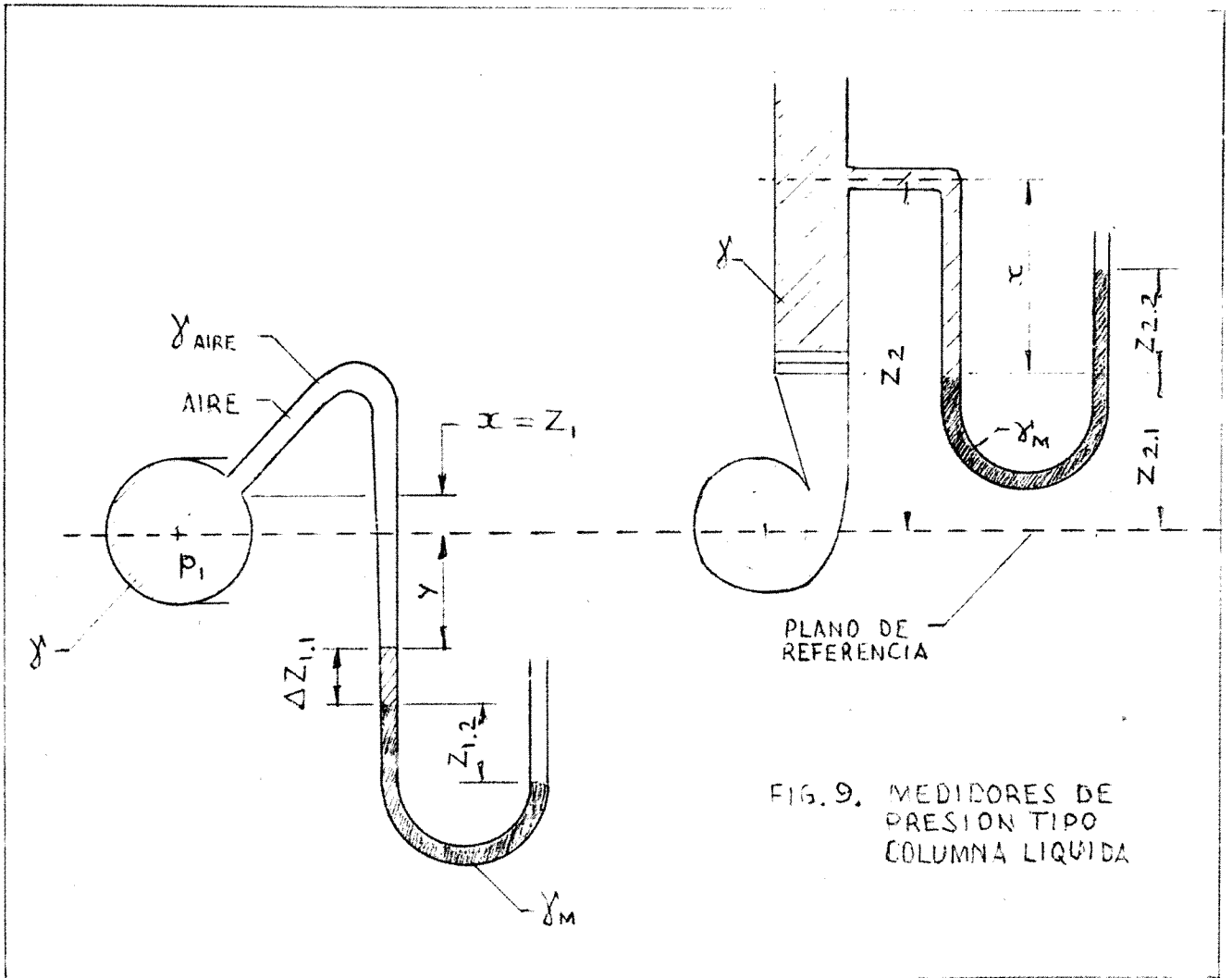


FIG. 9. MEDIDORES DE PRESION TIPO COLUMNA LIQUIDA

Succión en vacío:

$$H_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \text{ ----- (a)}$$

$$p_{\text{atm}} - \gamma_M z_{1.2} - \gamma \Delta z_{1.1} - \gamma_{\text{aire}} (x+y) + \gamma x - p_1 = 0$$

$$p_1 = -\gamma_M z_{1.2} - \gamma \Delta z_{1.1} - \gamma_{\text{aire}} (x+y) + \gamma x$$

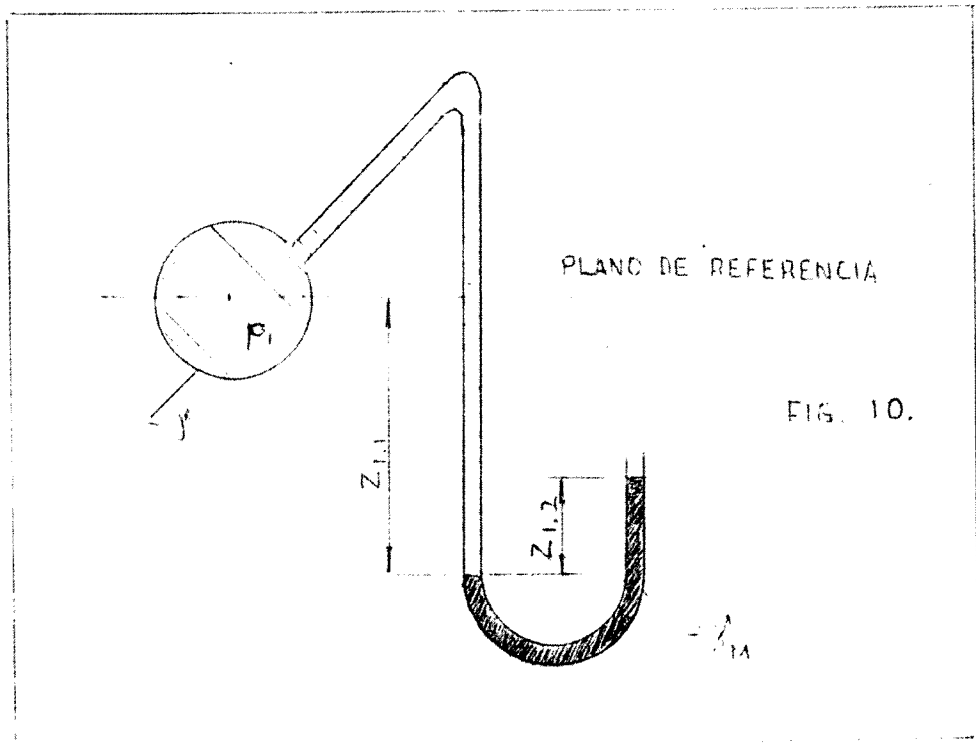
$$\frac{p_1}{\gamma} = -\frac{\gamma_M}{\gamma} z_{1.2} + \Delta z_{1.1} + x; \text{ además } x = z_1$$

Reemplazando en (a):

$$H_1 = -\frac{\gamma M}{\gamma'} z_{1.2} + \frac{v_1^2}{2g} - \Delta z_{1.1} + z_1, \text{ que es la misma}$$

ecuación que ISO 2548-1973¹¹ (Fig.11), en donde:

$$z_{1.2} < 0, z_1 > 0, \Delta z_{1.1} < 0.$$



Succión bajo presión

$$H_1 = \frac{p_1}{\gamma'} + \frac{v_1^2}{2g} \text{ ----- (b)}$$

$$p_1 + \gamma z_{1.1} - \gamma' M z_{1.2} = 0$$

$$p_1 = \gamma' M z_{1.2} - \gamma z_{1.1}$$

$$\frac{p_1}{\gamma'} = \frac{\gamma' M}{\gamma'} z_{1.2} - z_{1.1}$$

Reemplazando en (b),

$$H_1 = -z_{1.1} + \frac{\gamma' M}{\gamma'} z_{1.2} + \frac{v_1^2}{2g}, \text{ que es la misma e-}$$

cuación que ISO 2548-1973: $H_1 = z_{1.1} +$

$$\frac{\gamma_M}{\gamma} z_{1.2} + \frac{v_1^2}{2g}, \text{ en donde: } z_{1.1} < 0, z_{1.2} > 0$$

en la descarga tenemos:

$$H_1 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \text{ -----(c)}$$

$$p_2 + \gamma x - \gamma_M z_{2.2} = 0$$

$$p_2 = \gamma_M z_{2.2} - \gamma x \text{ -----(d)}$$

en función de $z_{2.1}$ y z_2 ; $x = z_2 - z_{2.1}$

Reemplazando en (d)

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{\gamma_M}{\gamma} z_{2.2} - z_2 + z_{2.1} \text{ -----(c)}$$

(c) en (b)

$$H_2 = z_2 + \frac{\gamma_M}{\gamma} z_{2.2} - z_2 + z_{2.1} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H_2 = z_{2.1} + \frac{\gamma_M}{\gamma} z_{2.2} + \frac{v_2^2}{2g}$$

MEDIDOR TIPO MANOMETRO BOURDON

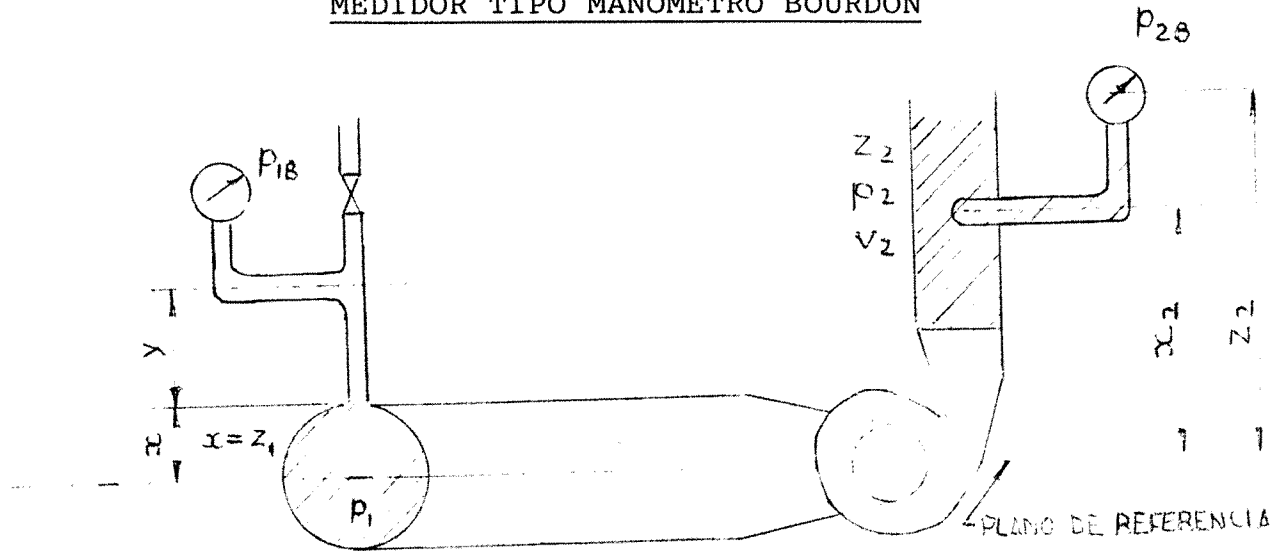


Fig.11 Medidor de presión tipo Manómetro Bourdon

Succión en vacío:

$$H_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \text{ ----- } (\alpha)$$

$$p_1 - \gamma x - \gamma \text{ aire } \gamma = p_{man} = p_{1B}$$

$$p_1 = \gamma x + \gamma \text{ aire } \gamma + p_{1B}$$

$$\frac{p_1}{\gamma} = x + \frac{p_{1B}}{\gamma} \text{ ----- } (\beta)$$

(β) en (α):

$$H_1 = z_1 + \frac{p_{1B}}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} ; \text{ en donde: } p_{1B} < 0, z_1 > 0$$

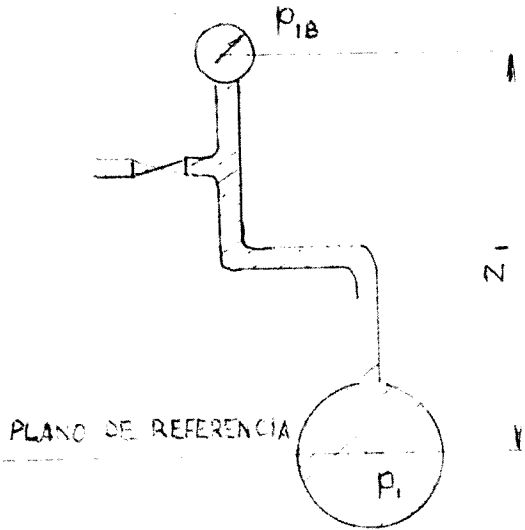


FIG. 12.

Considerando succión bajo presión:

$$H_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$p_1 - \gamma z_1 = p_{1B}$$

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_{1B}}{\gamma} + z_1, \text{ reemplazando en } H_1$$

$$H_1 = \frac{p_{1B}}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}$$

Medida de la presión en la descarga

$$H_2 = x_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}$$

$$p_2 - \gamma y = p_{2B}, \text{ luego}$$

$$p_2 = p_{2B} + \gamma y$$

$$\text{Tenemos que: } z_2 = x_2 + y$$

$$y \approx 0$$

Luego:

$$H_2 = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}$$

D. Conclusión:

En la succión de nuestro banco emplearíamos medidores de presión tipo manómetros de Bourdon, con rangos desde $- 1.0 \text{ Kg/cm}^2$ hasta 1.0 Kg/cm^2 .

En la descarga seleccionaríamos medidor de presión tipo manómetro Bourdon de rango desde 0 hasta 16 Kg/cm^2 .

En las Fig.12 del segundo Capítulo podemos apreciar la disposición general de este manómetro. En la Fig.16 tenemos la disposición con anillos.

3.2.3.- Cálculo y selección de los medidores -
de la potencia de entrada de la bomba:

El rango de potencia que vamos a medir lo hemos determinado entre 0 y 50 HP. Según datos estadísticos tomamos dos bancos, uno entre 1 y 10 HP ,y el otro banco con dos secciones, entre 10 y 50 HP. Se ha seleccionado motores de velocidad variable para cada caso y motores de corriente continua.

En este punto vamos a calcular los valores que determinan la potencia de entrada de la bomba centrífuga, seleccionando el medidor mas apropiado.

A. Criterios para la selección del sistema de medición de la potencia de entrada a la bomba:

- a) En el capítulo segundo vimos que ISO["] recomienda dos sistemas para la medición de la potencia: Determinación de la potencia de entrada de la bomba mediante la medición de la potencia eléctrica de entrada al motor eléctrico, y la otra manera consiste en medición de la potencia en base a la velocidad de rotación y al torque.

Mostramos además la fórmula utilizadas para ambos casos.

En el primer capítulo en la tabla 8, presentamos una comparación entre las distintas normas en donde tenemos que la incertidumbre, error o tolerancia para el sistema de medición derivado de la medición de potencia eléctrica de entrada al motor eléctrico, en este caso un motor eléctrico de corriente continua, para una potencia normal (específica ó de garantía), comprendida entre 0 y 50 HP, esta entre $f_p = \pm 3.0$ y ± 4.0 %. Así mismo para la determinación de la potencia por medio de la velocidad de rotación y el torque de un dinamómetro conectado a un motor eléctrico con base basculante, tenemos que la tolerancia esta dada por la fórmula: $\pm 2 \sqrt{1.0^2 + f_n^2}$, en donde el valor de la tolerancia para el tacómetro lo seleccionamos para un tacómetro de tipo electrónico ó de estroboscopio para que este sistema de medición de la

potencia quede comprendido entre -
2.04 y 3.6%; por lo expuesto selec
cionamos el último caso.

- b) Por la facilidad de la toma de medidas y por el menor número de aparatos seleccionaríamos el medidor de potencia derivado del torque - y de la velocidad de rotación.
- c) Por su costo más bajo seleccionaríamos el medidor basado en el torque y las RPM.

B. Rangos del torquímetro:

El torque lo hayamos a partir de la fórmula de la potencia.

$$P = n \cdot T / 63000, \text{ entonces } T = 63000 \cdot P /$$

n en donde: n en RPM

T en lb-plg

P en HP

ó también expresado en otras unidades:

$$P = n \cdot T / 72600, \text{ entonces, } T = 72600 \cdot$$

P/n en donde: n en RPM

T en Kgf - cm

P en HP

- a) Para nuestro banco de 1 a 10 HP:
tenemos que RPM máximo = 3600 y RPM mínimo 1150, entonces el torquímetro estará en un rango comprendido

entre:

$$T_1 = 63000 \times 1/3600 = 17.5 \text{ lb-plg} = 20.2 \text{ Kg-cm}$$

$$T_2 = 63000 \times 10/1150 = 548 \text{ lb-plg} = 631 \text{ Kg-cm}$$

b) Para nuestro banco de 10 a 50 HP: tenemos que RPM máximo = 1800, y RPM mínimo 1200, entonces el torquímetro estará en un rango de:

$$T_1 = 63000 \times 10/1800 = 350 \text{ lb-plg} = 403 \text{ Kg-cm}$$

$$T_2 = 63000 \times 50/1200 = 2625 \text{ lb-plg} = 3025 \text{ Kg-cm}$$

3.3.- Determinación de las dimensiones del sumidero y del vertedero

El depósito de alimentación (sumidero) de este laboratorio de pruebas, así como el de descarga, se determinan en función de las capacidades de las bombas en estudio.

El tamaño del sumidero lo tendremos para una capacidad de uso, que para el peor de los casos, cuando se estén probando simultáneamente los tres bancos, con sus bombas funcionando con sus límites máximos de capacidad, es decir:

$$\begin{aligned} Q \text{ total} &= 40+60+200 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 300 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= 0.0833 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Por disposición del laboratorio, la forma del depósito de alimentación como el de descarga será rectangular, en donde el largo medirá 8 metros, el ancho 2 metros y la profundidad 2 metros.

Para evitar variaciones de niveles de líquido en estos depósitos supondremos que al mismo tiempo que sale un caudal del depósito de alimentación hacia el de descarga, es entregada la misma cantidad de líquido de este último al primero. Para las dimensiones del depósito de descarga tomamos las que tendríamos con una instalación de manómetros de columna líquida, lo que nos da proporciones que concuerdan con

los niveles de líquido calculados con la ecuación de Bernoulli, como veremos a continuación: Variando los niveles de los depósitos hasta en 0.001 m/s tendremos que el volumen descargado será:

$16 \text{ m}^2 \times 0.001 \text{ m/s} = 0.016 \text{ m}^3/\text{s}$; para nuestro caso con un caudal de $0.0833 \text{ m}^3/\text{s}$ y con una area del tanque de 16 m^2 , obtenemos una variación de niveles de líquido de:

$0.0833/16 = 0.00521 \text{ m/s}$, lo que para nuestros tanques no es significativo.

El desague del reservorio de descarga lo vamos a suponer a través de una tubería de 6" (0.152m) de diámetro y de material PVC. La velocidad de descarga será:

$$\text{Velocidad} = \frac{0.0833 \text{ m}^3}{\frac{\pi (0.152)^2 \text{ m}^2}{4}} = 4.6 \text{ m/s}$$

Por Bernoulli, sin considerar pérdidas:

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

$$\begin{aligned} z_2 - z_1 &= \frac{v_1^2}{2g} \\ &= (4.6 \text{ m/s})^2 / 2g \end{aligned}$$

$$z_2 - z_1 = 1.079 \text{ m}$$

Como la diferencia de niveles que se obtendría por la disposición de los instrumentos sería

mayor, entonces tomamos para las dimensiones del depósito de descarga, largo: 8 metros, ancho: 2m ,y la profundidad ó altura desde el nivel del piso: 2m

Suponiendo una altura de nivel líquido de 1.50 m en el depósito de descarga, la velocidad de llegada del líquido en el depósito de alimentación será:

$$\begin{aligned}V_1 &= \sqrt{2g (z_2 - z_1)} \\ &= \sqrt{2 \times 9.81 (1.9)} \\ V_1 &= 6.10 \text{ m/s}\end{aligned}$$

El caudal de descarga será:

$$6.10 \times \frac{\pi (0.152)^2}{4} = 0.111 \text{ m}^3/\text{s}$$

lo que significa que el nivel del líquido variará en:

$$\frac{0.111 \text{ m}^3/\text{s}}{16 \text{ m}^2} = 0.00692 \text{ m/s, en el peor}$$

de los casos; estos valores nos permiten verificar el diámetro seleccionado para la tubería de descarga:

$$d = \frac{4 \times 0.0833}{\pi \times 6.10} = 0.132 \text{ m} > 5" (0.128\text{m}), \text{ por}$$

lo que escogemos tubería de diámetro d=6" (0.152 m).

3.4.- Cálculo de la cimentación

Para este cálculo consideraremos los tanques de alimentación y el de descarga, las bases de los motores propulsores de las bombas y el suelo mismo de todo el laboratorio.

3.4.1.- Cálculo de la cimentación del suelo del laboratorio:

Tomando en cuenta el peso de los tres motores con sus respectivas bombas y en el caso más crítico del mayor rango, el peso de las tuberías con su contenido de agua, y el peso del sistema sosten de las tuberías, más un 10% del peso total para cargas imprevistas como son vehículos transportadores, personal, aparatos de medición, etc., además del área del laboratorio hallada por simple disposición del equipo que conforma el laboratorio, hallaremos la resistencia, la cual compararemos con la resistencia permisible del concreto a la compresión $f'_c = 210 \text{ Kg/cm}^2$. No consideramos esfuerzos debidos al momento flector, a las fuerzas cortantes y los esfuerzos de adherencia, por no tener una cimentación tipo zapata de concreto reforzado sino una superficie tipo zapata

aislada de superficie infinita.

a) Peso de los motores: según el fabricante de motores eléctricos "Reliance Electric", el motor que hemos seleccionado, que en el caso más crítico motor CC de 50 HP y para el tipo más pesado tenemos que su peso es de 1425 lbs (648 Kg). Considerando un peso para el motor, de 700 Kg y para la bomba, de 300 Kg, tendremos un peso total para los tres motores, de 3000 Kg.

b) Peso de las tuberías, se ha seleccionado previamente tuberías de los diámetros y longitudes y de la clase schedule 40:

Ø 2" (0.0525) : 15 metros

Ø 3" (0.0779m): 6m

Ø 4" (0.102m) : 15m

Ø 5" (0.128m) : 15m

Ø 6" (0.154m) : 12m

Del "Manual del Ingeniero Mecánico de Marks", ²⁰ Propiedades físicas del tubo, extraemos el peso en Kg por metro de tubería con el peso del agua contenida en esta longitud. Ø2" SCH 40: peso en Kg/m 5.436

peso del agua 2.165 Kg/m

peso total = 15m (5.436+2.165)Kg/m

= 114 Kg

Ø 3" SCH 40: peso tubería 11.28 Kg/m

peso del agua 4.76 Kg/m

peso total = 6m (11.28+4.76) Kg/m

= 96 Kg

Ø 4" SCH 40: peso tubería 16.05 Kg/m

peso del agua 8.20 Kg/m

peso total = 15m(16.05+8.20) Kg/m

= 364 Kg

Ø 5" SCH 40: peso tubería 21.75 Kg/m

peso del agua 12.89 Kg/m

peso total= 15m(21.75+12.89) Kg/m

= 520 Kg

Ø 6" SCH 40: peso tubería 28.23 Kg/m

peso del agua 18,41 Kg/m

peso total = 12m.(28.23+18.61) Kg/m

= 562 Kg

Luego el peso de todas las tuberías con sus aguas es de: 1656 Kg

c) Peso de los pórticos sotén de las tuberías:

los pórticos están hechos de tubería Ø 4" -

(0.102m) SCH 40, la longitud para cada pór-

tico es de 17.2m , entonces: 17.2 m x 16.05 Kg/m

= 275 Kg/pórtico, y el peso de los seis pór-

ticos será de 1651.2 Kg

Considerando motores, tuberías, y pórticos

más un porcentaje del 10% por otros:

Motores	:	3000 Kg
Tuberías y agua	:	1656 Kg
Pórticos	:	<u>1651 Kg</u>
		6307 Kg
Otros, 10%		<u>631</u>
Peso total		6938 Kg

El peso total dividido entre el área del laboratorio:

$6938 \text{ Kg} / 11.8 \times 8 \text{ m}^2 = 73.49 \text{ Kg/m}^2 = 0.00735 \text{ Kg/cm}^2$, como $0.00735 \text{ Kg/cm}^2 \lll 210 \text{ Kg/cm}^2$, el suelo del laboratorio resistirá a la compresión.

3.4.2.- Cimentación de los tanques de agua:

Las lozas que conforman las paredes y el piso son materia de estudio que no realizaremos por no ser de competencia de esta tesis.

3.4.3.- Cimentación de los motores eléctricos:

Vamos a considerar como en el párrafo 3.4.1.- el peso del motor como de 700 Kg ,para el caso más crítico. Para el motor haremos una cimentación tipo zapata aislada para columna, en donde el motor representará una columna de 700 Kg de peso.

Para comenzar tomaremos las dimensiones de la zapata que será base del motor, hallaremos su peralte y verificaremos su resistencia al corte, y la adherencia del refuerzo al concreto.

Las dimensiones del motor son según el fa-

bricante "Reliance Electric": largo =
19 plg (48.3 cm)

ancho = 18 plg (45.7cm)

aproximaremos estas dimensiones a un -
cuadrado de 19 plg de lado (48.3), lo
que vendría a ser las dimensiones de
una columna; la zapata la tomaremos en
forma de un cuadrado de 1 metro de lado.
Para cálculo del peralte usamos la fór-
mula:

$$d = \sqrt{\frac{M}{Rb}}$$

En donde:

d: peralte efectivo de la zapata, en -
centímetros.

b: ancho de la zapata

M: Momento flector máximo en Kg.cm

R: constante hallada en tablas y que vie-
ne dada por

$$R = 1/2 f_c jk$$

j: $j = 1 - k/3$

$$k: k = \frac{n}{n + (f_s / f_c)}$$

f_s : esfuerzo de tensión en el acero de
refuerzo longitud en Kg/cm^2 , dado
por el tipo de fierro corrugado in-
termedio de esfuerzo permisible de
tensión 1400 Kg/cm^2 ($20,000 \text{ lb/plg}^2$)
y un punto de fluencia de 2810 Kg/cm^2
($40,000 \text{ lb/plg}^2$).

f'_c : esfuerzo último de compresión del concreto. Lo vamos a suponer de 210 Kg/cm^2 ($3,000 \text{ lb/plg}^2$).

f_c : esfuerzo de compresión en la fibra extrema del cemento en Kg/cm^2 . Para $f'_c = 210 \text{ Kg/cm}^2$ tenemos: $f_c = 0.45 \times 210 = 95 \text{ Kg/cm}^2$.

n : cociente del módulo de elasticidad del acero entre el módulo de elasticidad del concreto, $n = E_s/E_c$, en donde el módulo de elasticidad del acero de refuerzo es de $2.1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$ ($29,000,000 \text{ lb/plg}^2$) y considerando un concreto de $f'_c = 210 \text{ Kg/cm}^2$ con $E_c = 221,000 \text{ Kg/cm}^2$ entonces $n=9$. Los coeficientes para fórmulas serán entonces:

$$f'_c = 210 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 9$$

$$f_s = 1400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$f_c = 95 \text{ Kg/cm}^2$$

$$p = 0.0130$$

$$k = 0.383$$

$$j = 0.872$$

$$R = 15.94$$

$$\gamma_{\text{concreto}} = 2300 \text{ Kg/m}^3$$

$$U = 7.7 \text{ Kg/cm}^2$$

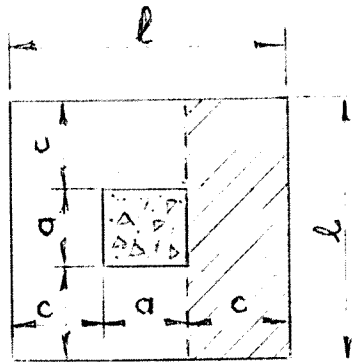


FIG. 12

de la fig.12

$$l = 1 \text{ m}$$

$$a = 0.483 \text{ m}$$

$$c = \frac{1-a}{2} = \frac{1-0.483}{2}$$

$$= 0.2585 \text{ m}$$

El momento estará dado por: (tomando en cuenta la carga que actúa sobre el área sombreada cl.)

$$M = c \cdot l \cdot w \cdot c/2 = w \cdot l \cdot c^2/2 \text{ Kg-m}$$
$$= 50 w \cdot l \cdot c^2 \text{ Kg-cm}$$

en donde: w en Kg/m^2 , a, c y l en metros.

Como el peso propio de la zapata no le ocasiona flexión; entonces la presión del terreno sobre la zapata será:

$700 \text{ Kg/m}^2 = 700 \text{ Kg/m}^2$, que es la que ocasiona los esfuerzos de flexión, cortante y de adherencia.

$$\text{Entonces: } M = 1/2 \times 700 \times 1 \times (0.2585)^2$$

$$= 23.38 \text{ Kg.m}$$

$$\text{y el peralte: } d = \sqrt{\frac{23.38 \text{ Kg.m}}{15.94 \text{ Kg/cm}^2} \times 1\text{m}}$$

$$= 1.21\text{cm}$$

supongamos por ahora un peralte efectivo de 2cm que verificaremos con los esfuerzos cortantes y de adherencia.

Cálculo de esfuerzo cortante para revisar el peralte; de la Fig. 13, $e = 1/2 - a/2 - d/2$

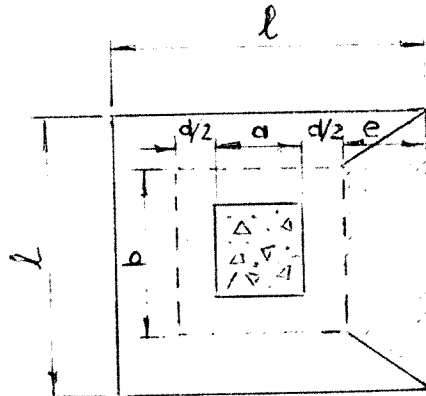


FIG. 13

$$e = 1.00/2\text{m} - 0.483/2\text{ m} - 0.02/2\text{m}$$

$$e = 0.2485\text{ m}$$

así también : $b = a + d$

$$b = 0.483 + 0.02$$

$$= 0.503\text{ m}$$

El área sombreada de la Fig.13 será entonces la utilizada para calcular el esfuerzo cortante:

$$\frac{b+1}{2} \times e = \frac{0.503 + 1}{2} \times 0.2485 = 0.187\text{ m}^2$$

como la presión $w = 700 \text{ Kg/m}^2$, $V = 0.187\text{ m}^2 \times 700 \text{ Kg/m}^2$

ó sea, $V = 131 \text{ Kg}$

\mathcal{U} : esfuerzo cortante real; $b_0 = 0.503\text{ m}$

$$\mathcal{U} = \frac{131 \text{ Kg}}{0.503 \times 0.02\text{m}} = 13021 \text{ Kg/m}^2, \text{ porque}$$

$$\mathcal{U} = \frac{V}{b_0 d}$$

$\bar{U} = 1.3 \text{ Kg/cm}^2$, como es menor que 7.7 Kg/cm^2 , entonces aceptamos el peralte $d=0.02\text{m}$

Para determinar el área del refuerzo de tensión:

$$A_s = M/f_s j d = \frac{23.38 \text{ Kg.m}}{14000000 \text{ Kg/m}^2 \times 0.872 \times 0.02\text{m}}$$

$$A_s = 0.0000957\text{m}^2 = 0.957 \text{ cm}^2$$

aceptaremos: $0.957/0.32 = 2.990$ varillas # 2 (1/4 plg. ó 0.64 cm diámetro)

Para el cálculo del esfuerzo de adherencia, la sección crítica se toma en la cara de la columna y el área de zapata que se utiliza para calcular el cortante vertical V es el área sombreada que se muestra en la Fig.14, luego: para perímetro del # 2, que es 2.00cm tenemos que:

$$\begin{aligned} V &= \frac{1(1-a)}{2} \times w \\ &= 1/2 \times (1.00-0.483) \times 700 = 181 \text{ Kg} \end{aligned}$$

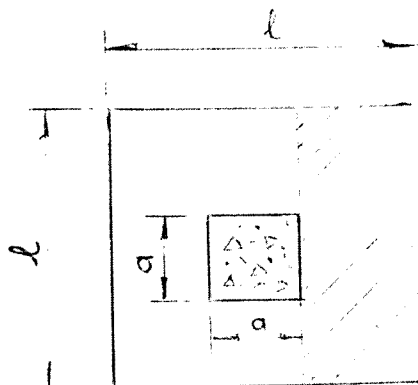


FIG. 14

por lo que el esfuerzo de adherencia es:

$$u = \frac{V}{\sum o_j d} = \frac{181 \text{ Kg}}{(3 \times 0.02) \times 0.872 \times 0.02 \text{ cm}^2}$$

$u = 17.29 \text{ Kg/cm}^2 <$ que el permisible de 17.4 Kg/cm^2 , por lo que se aceptan 3 varillas - de 1/4 plg. (0.64 cm \emptyset).

Para zapatas que están en con el terreno el recubrimiento mínimo debe ser de 7.5 cm (3" aproximadamente). Para nuestro caso - consideraremos 8 cm de recubrimiento.

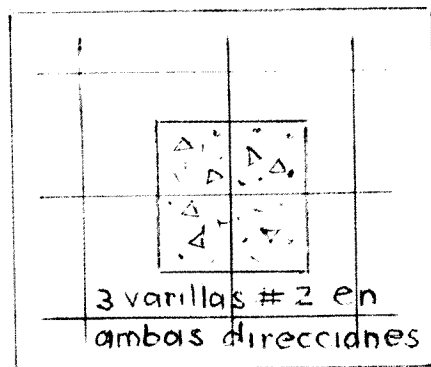
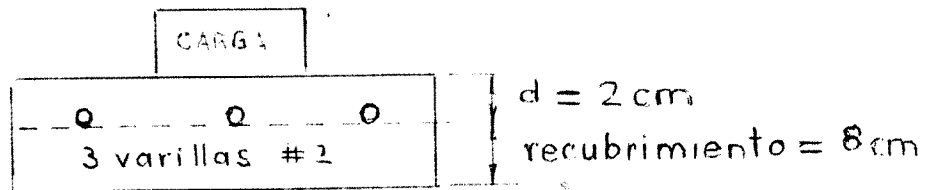


FIG. 15. DETALLE DE LA ZAPATA

C A P I T U L O I V

PROGRAMA DE COMPUTACION PARA EL PROCESAMIENTO Y PRESENTACION DE RESULTADOS

En el presente capítulo mostramos el uso del lenguaje - Fortran en el procesamiento de datos y obtener así los parámetros: caudal, altura, potencia de entrada y NPSH.

En la figura N.º.1 tenemos el diagrama de flujo del programa para el procesamiento de datos en el cálculo de los parámetros y el trazado de las curvas de performance de una bomba centrífuga.

4.1.- Breve explicación del programa

En este programa no se ha seguido estrictamente el sistema internacional de medidas (SI), sino que se ha combinado con este el sistema inglés, por ser la mayoría de máquinas de los buques diseñadas con este último sistema y personal esta más familiarizado con este.

Nuestro programa consta de cinco partes:

a) Lectura de datos constantes del Laboratorio:

diámetros de entrada y salida del banco, relación de diámetros del orificio (B), alturas de referencia con respecto a los manómetros (z_1 y z_2), densidad del agua, RPM de la bomba que se esta probando, la viscosidad cinemática. En esta parte también se lee valores que se usarán como parámetros en sistema de lazo DO, valores nominales de la bomba que se probará (HNOM, QNOM, EFINOM)

Inicialización de valores que más tarde nos servirán para calcular las parábolas de la altura versus el caudal, y la potencia versus el caudal. Dimensionamiento de variables suscritas que nos servirán en la determinación de conjuntos, o en la entrada de datos (presión de entrada y salida de la bomba: PRE1 y PRE2: caudal expresado en unidades de masa: CAUDAM, caudal expresado en unidades de volumen: CAUDAV, caudal expresado en m^3 /hora: CAUDAL, altura de carga o de energía total: HALT, potencia de entrada: POTEN, eficiencia de la bomba :EFI, el NPSH requerido, la diferencia de altura obtenida en el medidor de caudal tipo orificio, difalt, el torque).

- b) Cálculo de los parámetros de las curvas de performance de las bombas, empleando un lazo DO: haremos los valores por medio de la ecuación (1) del capítulo 2, hallamos el caudal expresado en unidades de masa, para esto hemos comenzado con un valor de Reynolds supuesto de 1000000, que es - ajustado por aproximaciones sucesivas, para finalmente obtener el caudal expresado en m^3 /hora.

La altura efectiva fué hallada por las fórmulas descritas en el capítulo 2, con las velocidades en función del caudal. La potencia de entrada de la bomba por la ecuación: $POTEN = TORQUE \times RPM / 72600$, en donde el torque es dato.

La eficiencia es calculada al relacionar la potencia hidráulica con la potencia de entrada de la bomba. El NPSHRE, npsH requerido es hallado para cada punto.

En este punto también se suman valores que más tarde nos servirán para ajustar por el método de los mínimos cuadrados los parámetros hallados anteriormente por medio de las variables suscritas. Estos valores representan: la suma de las alturas efectivas (SUHALT), la suma de potencias de entrada de la bomba (SUPO T); la suma de caudales (SUCAU), la suma de caudales de los cuadrados de los (SUCAU2); la suma de los cubos de los caudales (SUCAU3), la suma de las cuartas potencias de los caudales (SUCAU4); la suma de los productos de las alturas por su caudal respectivo (SHCAU); la suma de productos de la altura por el cuadrado de su respectivo caudal (SHCAU2), lo mismo para las potencias y su caudal correspondiente (SPCAU y SPCAU2).

Finalmente imprimimos los valores de la altura, potencia, eficiencia, NPSH req. y caudal, de forma que cada parámetro aparezca en una línea vertical.

c) Determinación de las ecuaciones de las parábolas por el método de los mínimos cuadrados, de los parámetros altura vs. caudal y potencia vs. caudal. En nuestro programa esto lo realizamos por

medio de la subrutina ECUPAR y RAICES, en donde la primera resuelve el sistema de ecuaciones por medio de determinantes.

En este punto también el programa nos imprime los coeficientes de la ecuación de la parábola.

d) Verificación del cumplimiento de las normas por parte de los valores nominales y de las ecuaciones de las curvas; consiste en trazar rectas a partir del punto nominal hasta interceptar la parábola de la altura vs. caudal, para hallar las distancias DISTH y DISTQ del punto nominal a la parábola y verificar el cumplimiento de los valores experimentales en cuanto a la altura vs. caudal. Lo mismo se realiza para la eficiencia, en que se halla la ecuación de la recta que nace en el origen de coordenadas y que pasa por el punto nominal, interceptando a la parábola, y obteniendo en este una eficiencia que deberá cumplir ciertos requisitos.

e) Trazado de las curvas de performance de la bomba; altura vs. caudal, potencia de entrada en HP vs. caudal, y eficiencia vs. caudal. En ambos casos el caudal está expresado en $m^3/hora$. Para esta parte hemos usado la subrutina llamada FPLOT, que tabula valores del caudal en m^3/h , en la primera columna; la altura en la segunda y la eficiencia en la tercera, identificada posteriormente con

el número 2 en el gráfico; en la cuarta columna se tabula la potencia identificada con el número 3 en las curvas, y expresada en HP.

El programa de computación ha sido desarrollado en FORTRAN VS. que esta especificado en dos estándares equivalentes:

- American National Standard Programming Language Fortran, ANSI X3, 9-1978 (también conocido como Fortran 77).
- International Organization for Standardization ISO 1539-1980 Programing Language Fortran.

Estos estándares se refieren a otros dos estándares anteriores también equivalentes:

- American Standar Fortran X-39-1966
- International Organization for Standardization ISO R 1539-1972

El programa ha sido corrido en una computadora IBM 4331 (SIMA)

C A P I T U L O V

ASPECTO ECONOMICO RELATIVO AL LABORATORIO EN GENERAL

Trataremos en este capítulo la conveniencia en la inversión de este Laboratorio, utilizando la teoría de la Tasa Interna de Retorno. Veremos que la prueba o ensayo de las bombas para la cantidad obtenida según datos estadísticos, no es un negocio rentable; para que sea rentable, el precio que tendría una prueba sería siete veces el precio del hombre-día que actualmente cobra el SIMA por sus trabajos. Para todos estos cálculos hemos considerado que la Tasa de interés que cobran las entidades financieras es de 70%.

Para llegar a las conclusiones sobre la rentabilidad hemos comenzado a calcular los gastos parciales del taller y los gastos indirectos que nos darán un costo total. Por catálogos y referencias de los vendedores hemos determinado los precios de las máquinas que constituirán nuestra inversión, los ingresos los hemos obtenido en base a tarifas del SIMA.

Finalmente veremos que para una ocupación total del laboratorio sería rentable si se cobrara 1.4 veces el precio de hombre-día, loque es una cantidad razonable y posiblemente aceptada por el cliente y por el SIMA.

5.1.- Determinación de la inversión total

- La inversión total esta dada por la suma de la inversión fija, el capital de trabajo, estudios e

investigación. No vamos a considerar los estudios y la investigación porque estos ya están efectuados y son especificados según normas (en nuestro caso ISO).

5.1.1.- Inversión fija:

- Vamos a considerar dentro de la inversión fija, el valor del inmueble, que está constituido por la construcción civil; y por el valor de las maquinarias, tuberías y otros.

A. Valor del inmueble: Según datos proporcionados por una constructora estos están dados por los valores unitarios de los siguientes items:

- a) Excavación: S/.6,960/m³
- b) Concreto: S/.175,757/m³
- c) Acero: S/.3,852/Kg.
- d) Encofrado: S/.15,840/m²

Tenemos que las dimensiones del inmueble constituido por las piscinas y canales son los referidos a:

a) Excavación: 91.60 m³

b) Concreto: El concreto para el revestimiento de los tanques tiene un volumen de 18.50 m³. y para el revestimiento del canal es de 2.55 m³.

c) Encofrados: El de los tanques - tiene una superficie de 90.88 m² y el del canal 15m².

d) Acero: La cantidad de acero utilizada en la construcción de los tanques es de 820 Kg ,y la del canal 43 Kg.

En la tabla 1, presentamos un presupuesto por los items definidos anteriormente, para la construcción civil.

TABLA Nº 1 PRESUPUESTO CONSTRUCCION CIVIL					
Descripción	Unid.	Cant.	P.Unit.	Parcial	TOTAL
Mov.de tierras: Excavaciones	m ³	91.60	6,960	637,536	637,536
Tanques: Concreto	m ³	18.50	175,757	3'251,504	7'849,683
Encofrados	m ²	90.88	15,840	1'439,539	
Acero	Kg	820.00	3,852	3'158,640	
Canal: Concreto	m ³	2.55	175,757	448,180	851,416
Encofrado	m ²	15.00	15,840	237,600	
Acero	Kg	43.00	3,852	165,636	

9'338,635

B. Valor de las maquinarias: Según datos - del catálogo "Electrical and mechanical dirve products" del fabricante: Reliance Electric, los precios de la maquina escogida para nuestro Laboratorio son:

a) Para el banco de 0 hasta 10 HP (10 a 40 m³/h); motor AC con fajas regulables de 10 HP , 3940 RPM (relación de velocidades de 2 á 1, de 3 á 1, y de 4 á 1) 230/460 V trifásicos de 60 Hz: \$ 4270

b) Para el banco de 10 hasta 50 HP (40 á 200 m³/h); dos motores CD de 50 - HP con control de velocidades mediante Solid State (electrónico), de 1750 RPM uno y el otro de 1150 RPM de 230 AC/240 CD. que puede tener transformador para corriente AC de 230V. ó 460 V (\$2190):

\$ 11940
13050
2190
<hr/> 27180

El costo total de los motores sería entonces:

27180 + 4270 = \$ 31450, y considerando el precio del dollar (noviembre 1984) \$ 1= 4600 S/., el precio de la maquinaria será de: S/.144'670,000.

C. Valor de las tuberías y otros accesorios:

- Codo de 90º, Fo.Galv. 4 Pzs. 2"Ø	S/. 87,268
- Codo 90º Fo.Galv. 2 Pzs. 3"Ø	66,482
- Codo de 90º Fo.Galv. 4 Pzs. 4"Ø	243,584
- Codo 90º Fo.Galv. 4 Pzs. 5"Ø	339,472
- Codo 90º Fo.Galv. 4 Pzs. 6"Ø	400,000
- Tubería 2"Ø SCH 40, 15m	907,298
- Tubería 3"Ø SCH 40, 6m	588,580
- Tubería 4"Ø SCH 40, 15m	1'896,021
- Tubería 5"Ø SCH 40, 15m.	3'440,000
- Tubería 6"Ø SCH 40, 12m	3'141,320
- Tubería 6"Ø PVC, 15m.	1'059,000
- Válvula compuerta Bce.250 PSI 2"Ø 1 Pza.	650,000
- Válvula compuerta Bce.250 PSI 4"Ø 1 Pza.	1'200,000
- Válvula compuerta Bce.250 PSI 5"Ø 1 Pza.	1'800,000
- Manómetro Bourdon 6 Pzs.	<u>900,000</u>
Total	S/ 16'719,025

Total: Tuberías y accesorios:

S/. 16'719,025

5.1.2.- Capital de trabajo:

Consideraremos en este punto un mes de -
sueldos y salarios. Teniendo en cuenta
un personal de 6 hombres, percibiendo una
remuneración de 300,000 soles mensuales,
tendremos:

- 6x 300000= 1'800,000 (sueldo de los ope
rarios)

- 1 Ingeniero= 1'000,000

Total: S/. 2'800,000

En resumen:

a) Inversión fija:

Maquinaria	144670000
Inmueble	9338600
Tuberías y otros	<u>16719000</u>
	170727600

b) Capital de trabajo:

2800000

Luego la inversión total será:

S/.174'000,000

5.2.- Cálculo del ingreso para distintas alternativas

El ingreso lo tenemos por la venta del servicio de
las pruebas de las bombas centrífugas, considerando
el precio del Hombre-día del SIMA como S/.100000, y
un adicional de 20% de imprevistos; de este total
sumamos el 40% proveniente de utilidades. Para el
cálculo de los ingresos expondremos dos casos:

a) Para la cantidad de bombas de nuestros datos -

estadísticos y b) suponiendo una ocupación total del laboratorio.

5.2.1.- Ingreso obtenido de la alternativa al considerar los datos estadísticos:

- Para este cálculo vimos anteriormente que para las bombas de 1 a 10 HP ,empleamos en sus pruebas dos hombres y las concluíamos en un día; para las bombas de 10 a 50 HP ,empleábamos dos hombres por prueba de las bombas, lo - que demoraba dos días en preparar aditamentos (acoples, bridas, soportes - etc.). Según nuestros datos estadísticos tenemos que durante un año se probarían 38 bombas de 1 a 10 HP en un banco y 38 bombas de 10 á 50 HP ,endos bancos de pruebas.

Los ingresos obtenidos son:

$$38 \text{ bombas/año} \times 2 \text{ HD} \times S/.100000/\text{HD} = \\ S/.76 \times 10^5/\text{año}$$

$$38 \text{ bombas/año} \times 4 \text{ HD} \times S/.100000/\text{HD} = \\ S/.152 \times 10^5/\text{año}$$

lo que hace un total de $S/.228 \times 10^5/$ año, y con el 20% de imprevistos $(45.6 \times 10^5) = 273.6 \times 10^5$ S/./año.

- Si tomamos en cuenta las utilidades del 40% (109×10^5 / año), hace un ingreso total anual de: 383×10^5 S./año ó sea S/.38'300,000/año.

5.2.2.- Alternativa de ocupación total:

- Para este caso, teniendo en cuenta cinco días útiles de trabajo durante la semana y 54 semanas al año, lo que hacen $5 \times 54 = 270$ días/año. Durante este tiempo se podrían probar: 270 bombas de 1 á 10HP , y 270 bombas de 10 a 50 HP ,(135 bombas en un banco y 135 en el otro).

El ingreso será:

$270 \text{ bombas/año} \times 2 \text{ H} \times 1 \text{ D} \times \text{S}/.10^5/\text{HD} =$
 $\text{S}/.540 \times 10^5/\text{año} \times 2 \times (135 \times 2 \times 2 \times 10^5) =$
 $\text{S}/.1080 \times 10^5/\text{año}$, lo que hace un total de 1620×10^5 S./año, adicionándole el 20 % por imprevistos (324×10^5), 1944×10^5 y con la utilidad del 40% (776.6×10^5), 2721.6×10^5 , ó sea:

Ingreso total S/.272'000,000/año

5.3.- Cálculo de costos para las distintas alternativas

Para el cálculo de costos, consideramos los siguientes egresos: Costos directos + Costos indirectos, los que representan los costos de fabricación. A estos hay que sumarles los gastos financieros, para tener el costo total.

Dentro de los costos indirectos hemos considerado la energía consumida, depreciación del laboratorio y de la maquinaria, seguros del laboratorio y de la maquinaria. Para simplificar no tomamos en cuenta los gastos administrativos y otros. Los costos para cada una de las alternativas solo varían en los costos directos y en los gastos de energía.

5.3.1.- Costos directos:

- a) Costo directo para la alternativa datos estadísticos:

Este costo lo hayamos al considerar un salario de 20000 S./día y al año tendremos para cada banco:

$$38 \text{ bombas/año} \times 2\text{H} \times 1 \text{ D} \times \text{S}/.20000/\text{HD} = 152 \times 10^4 \text{ S}/.\text{año}$$

$$38 \text{ bombas/año} \times 4\text{H} \times 2\text{D} \times 20000/\text{HD} = 608 \times 10^4 \text{ S}/.\text{año}, \text{ lo que hace un total de: } \text{S}/.7'600,000/\text{año}$$

- b) Costo directo para la alternativa de ocupación total:

Estos son tenidos en base á un salario de S/.300000/mes lo que hace al año:

$$6 \times 300000 \times 12 = \text{S}/.21'600,000/\text{año}$$

En donde 300,000 viene á ser un sueldo básico.

5.3.2.- Costos indirectos:

- Para este costo consideramos el salario de un ingeniero que estaría a cargo de la dirección de las pruebas y que sería:

S/.12'000,000/año

Otros gastos dentro de este item serían:

- Depreciación; según datos del Manual - del Ingeniero Mecánico de Marks, el tiempo de vida estimado del laboratorio en si (inmueble) es de 50 años, ó sea; para una depreciación considerada lineal, Depreciación laboratorio = costo inmueble/año = S/.9'338,000/50= S/.186772/a.

Depreciación de la maquinaria: según datos del tiempo de duración promedio para la maquinaria es de 20 años para la tuberías y de 20 años para los motores eléctricos, lo que respectivamente hace: 16'719,000/20, 144'670,000/20, que hace un total para la depreciación de la maquinaria de: 8'069,450 S/./año

- Seguro: a) Considerando 1/2% prima de seguro para infraestructura del laboratorio, tenemos:

$9'338,635 \times 0.005 = S/.46,693/\text{año}$

b) 1.25% prima de seguro para maquinaria y demás equipos: $161'389,000 \times 0.0125 = S/.2'017,362/\text{año}$.

- Costos por el consumo de energía: para este caso también tendremos dos alternativas. Para ambas consideramos la tarifa de Electrolima S.A., para el SI-MA, N^o.34, para carga contratada mayor de 999 Kw, suministros con alimentación a tensiones nominales de 30,000 a 60,000 V, y que es S/.30,616/Kw-mes, lo que hace repartida proporcionalmente entre cien usuarios (40 talleres que trabajan en algunos casos hasta en tres turnos de trabajo, además de tres diques y por lo menos unos veinte buques) S/.306/Kw-mes
- a) Costo de la energía para la alternativa de los datos estadísticos: para un consumo específico de energía eléctrica - para bombas centrífugas de 0.9 Kw/HP-hr, para bombas de 1-10HP y 2 horas de trabajo; caso extremo 10 HP; $38 \times 0.9 \times 10 \times 2 = 684$ Kw consumidos por un año, y para bombas de 10 a 50 HP, considerando dos horas de pruebas y caso extremo de 50 HP, tendremos:
- $38 \times 0.9 \times 50 \times 2 = 3420$ Kw consumidos - durante un año, lo que hace un total de 4104 Kw, y el costo será:
- $4104 \times 306 \times 12 = S/.15'069,888/\text{año}$

b) Costo de la energía para la alternativa de ocupación total: con el mismo consumo específico y con la tarifa dada, para bombas de 1 a 10 HP, con caso extremo de 10 HP, $270 \times 0.9 \times 10 \times 2 = 4860$ Kw consumidos durante un año, para 10 á 50 HP, caso extremo de 50 HP: $270 \times 0.9 \times 50 \times 2 = 24300$ Kw consumidos durante un año, lo que hace un total de 29160 Kw al año, y el costo será: $29160 \times 306 \times 12 = 107'075,520$ - S/. año.

5.3.3.- Gastos financieros; están conformados por el pago anual de los intereses para el caso en que la inversión sea cubierta por un préstamo. En la tabla 5.2 mostramos en el primer año la inversión de -- S/ .174'000,000 y el reembolso anual para recuperar esta inversión es po CRF (70%, 10 años) 122'407,180 S/.. Los intereses hacen un total de ^{S/.} 1,050'071.431 y por lo tanto un valor promedio será de ---- S/ .105'000,000/año.

5.3.4.- Resumen de los costos totales anuales;

a) Para la alternativa de datos estadísticos:

- Costos directos 7'600,000

T A B L A N.º 2. FINANCIAMIENTO DE LA INVERSION

ANOS	DINERO QUE SE ADEUDA AL COMIENZO DEL AÑO	INTERES QUE SE ADEUDA A FIN DEL AÑO	CAPITAL E INTERES QUE SE ADEUDA A FIN DE AÑO	REEMBOLSO HECHO A FIN DE AÑO	DINERO QUE SE ADEUDA AL FIN DEL AÑO DESPUES DEL PAGO	RECUPERACION DEL CAPITAL
1	174'000,000	121'800,000	295'800,000	122'407,180	173'392,820	607,180
2	173'392,820	121'374,974	294,767,794	122'407,180	172'360,614	1'032,206
3	172'360,614	120'652,427	293'013,041	122'407,180	170'605,861	1'754,753
4	170'605,861	119'424,102	290'029,963	122'407,180	167'622,783	2'983,078
5	167'622,783	117'335,946	284'958,729	122'407,180	162'551,549	5'071,234
6	162'551,549	113'786,078	276'337,627	122'407,180	153'930,447	8'621,102
7	153'930,447	107'751,308	261'681,755	122'407,180	139'274,575	14'655,872
8	139'274,575	97'492,199	236'766,774	122'407,180	114'359,594	24'914,981
9	114'359,594	80'051,713	194'411,307	122'407,180	72'004,127	42'355,467
10	72'004,127	50'402,884	122'407,011	122'407,180	-	72'004,127
		1,050'071,431				174'000,000

- Costos indirectos	12'000,000
- Depreciación laboratorio	187,000
- Depreciación maquinaria	8'069,000
- Seguro laboratorio	46,700
- Seguro maquinaria	2'017,000
- Gastos de energía	15'069,000
- Gastos financieros	<u>105'000,000</u>
	149'988,700

aproximado a: S/.150'000,000/año

b) para la alternativa de ocupación total: solo se modifica el costo directo y los gastos de energía, el coste total anual para esta alternativa será:

S/.255'919,700/año

aproximado tenemos: S/.256'000,000/año

5.4.- Determinación de la rentabilidad

- Según vimos anteriormente tenemos dos alternativas, una considerando datos estadísticos y la otra teniendo en cuenta una ocupación total. En este acápite estudiaremos la rentabilidad de ambas alternativas.

5.4.1.- Alternativa que considera los datos estadísticos:

- En este caso tenemos: Inversión = 174'000,000, Ingresos de ----- S/.38'300,000/año, Costos= S/. 150'000,000 (estos costos son calculados suponiendo un salario de S/.20,000/día y tiempo de duración de las pruebas un día y dos días y mismo número de operarios respectivamente para banco de 1-10HP y de 10-50HP), Haciendo un cálculo rápido por medio de la fórmula de contabilidad, beneficio/inversión ó beneficio/costo, vemos que la relación es negativa por lo tanto, no es conveniente esta alternativa.

Por medio de la Tasa Interna de Retorno calcularemos cual tendría que ser el precio de este caso para que sea rentable.

La fórmula principal es $\int_{n=1}^{10} (\text{ingresos} - \text{costos}) / (1+i)^n = 0$ en donde n es el número de períodos de interés, -
i = TIR.

Suponiendo un TIR común para todas las financieras de 70% y 10 años de vida, y un valor de recuperación de la maquinaria de 72'000,000 al cabo de los 10 años, según vemos en la tabla 5.2.

Ingresos: 38 bombas /año x 2H x 1 Dx

Precio/HD= 76 Precio

38 bombas /año x 4Hx2DxPre-

cio/HD= 152 Precio

adicionándole el 20 y el 40% obtenemos finalmente un ingreso de 383 Precio.

Aplicando las fórmulas de financiamiento: $-174' + 383 \text{ Precio} \times \text{uspwf} - (70\%, 10 \text{ años}) - 150' \times \text{uspwf}(70\%, 10 \text{ años}) + 72' \times \text{sppwf}(70\%, 10 \text{ años}) = 0$

donde:

uspwf: actualización de una serie de

ingresos o egresos anuales;

este factor esta dado por:

$$\text{uspwf} = \frac{(1+\text{TIR})^n - 1}{\text{TIR} (1+\text{TIR})^n}$$

sppwf: Factor de actualización de una cantidad futura;

esta dado por:

$$sppwf = \frac{1}{(1+TIR)^n}$$

Aplicando estas fórmulas tenemos que el nuevo precio tendría que ser de --- S/.711,000/HD, lo que equivale a siete veces aproximadamente el precio del hombre-día que cobra actualmente el SIMA.

5.4.2.- Alternativa de ocupación total:

En este caso tenemos: Inversión=

174'000,000

Ingresos= S/.272'000,000/año, Costos= S/.256'000,000 (estos costos considerando un sueldo mensual de S/.300,000 para cada operario).

Mediante un cálculo rápido de contabilidad vemos que:

beneficio/costo= $(272' - 256') / 256' =$

0.0625 ó 6.25% y beneficio/inversión=

$(272' - 256') / 174' = 0.0919$ ó 9.19%,

esta última fórmula es una equivalencia del TIR, que nos indica que la tasa de interés esta por debajo de la necesaria para que nuestro proyecto sea ren-

table. Suponiendo un TIR de 70% el nuevo precio del HD sería:

Ingresos: 270 bombas/año x 2H x 1D x
Precio/HD= 540 Precio
270 Bombas/año x 4Hx2DxPrecio/
HD= 1080 Pr.

adicionándole el 20% y el 40% obtenemos finalmente un ingreso de 2720 Precio. Aplicando las fórmulas de financiamiento:

$$-174' + 2720 \text{ Precio} \times \text{uspwf} (70\%, 10 \text{ años})$$
$$- 256' \times \text{uspwf}(70\%, 10 \text{ años}) + 72' \times \text{spp}$$
$$\text{wf} (70\%, 10 \text{ años}) = 0$$

de donde finalmente obtenemos el precio de:

S/.139,000

5.5.- Conclusiones

- De las dos alternativas estudiadas, una basada en datos estadísticos y la otra en ocupación total escogemos esta última, por el precio del Hombre-día determinado.
- En caso de que nuestra inversión se haga con fondos propios, o sea no provenientes de préstamos sino con un efectivo de 174'000,000, - nuestros costos se disminuirían en los intereses anteriormente calculados (105'000,000) y la relación de beneficio/inversión será:
$$(272' - 151')/174' \approx 0.70$$
, lo que hace 70% - que es la tasa de interés. En este mismo caso lo tendríamos luego de transcurridos los 10 años y ya habiéndose cancelado el préstamo.

Todos los cálculos anteriores han sido efectuados sin considerar la inflación que afecta tanto los ingresos como los egresos, considerando que la inversión se haría inmediatamente. Asimismo, no consideramos la devaluación que nos afectaría los precios de la maquinaria.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- El Laboratorio de pruebas cuyo estudio, presentamos, sirve principalmente para garantizar al usuario la calidad del trabajo de reparación hecho en una bomba centrífuga por el SIMA. Además podemos utilizar este Laboratorio para verificar el estado en que se encuentra una bomba centrífuga antes, de su reparación o después de su fabricación. También podemos utilizar esta infraestructura para pruebas "EN SITU", por los motivos antes expuestos y para ver estado del sistema al cual está conectada la bomba.

2.- El tamaño del Laboratorio ha sido determinado, considerando la cantidad de bombas que se repara en el SIMA, Los rangos se obtuvieron en base a datos estadísticos de reparaciones y considerando la capacidad de bombas instaladas en buques de nuestra Armada, estos rangos son:

- Potencia de entrada: entre 1 y 50 HP
- Caudal: entre 10 y 200 m³/h
- Altura de energía: entre 0 y 100m
- Presiones: -1.0 Kg/cm² y 16 Kg/cm²
- Velocidad de rotación: 1200 a 3600 RPM

Según datos estadísticos vimos que hay más abundancia de bombas centrífugas accionadas por motores eléctricos que las de tipo axial o las de cualquier

otro tipo.

Es por este motivo que escogimos su estudio.

Determinamos que durante un año probaríamos 38 bombas centrífugas en un banco de pruebas cuyo rango sería:

- Potencia de entrada: 1 á 10HP
- Caudal: 10 á 40 m³/h
- Presiones: -1.0 Kg/cm² y 16 Kg/cm²
- Velocidad de rotación: 3600 RPM

y 38 bombas centrífugas en un banco de pruebas con dos secciones cuyos rangos serían de:

- Potencia de entrada: 10 á 50 HP
- Caudales: una sección con valores entre 40 y 60 m³/h y otra entre 60 y 200 m³/h
- Presiones: -1.0 y 16 Kg/cm²
- Velocidades de rotación entre 1200 y 1800 RPM

3.- El tiempo y el tipo de prueba (clase C), ha sido considerado, teniendo en cuenta la duración de la estadía de un buque en dique, durante una carena - que normalmente demora siete (7) días y un margen de cantidad de bombas a probarse en situaciones especiales de aglomeración de buques de nuestra Armada.

Para prueba de bombas centrífugas cuyo rango está entre 1 y 10 HP ,el tiempo que dura una prueba lo hemos considerado de un día, su reparación en promedio dura tres (3) días.

Para probar bombas entre 10 y 50 HP ,consideramos dos (2) días de pruebas; su reparación demora cuatro (4) días.

4.- El sistema de unidades que usaremos será el ISO, - aunque algunas veces emplearemos unidades en el sistema inglés, o en sistema DIN, por tener los buques sus aparatos con sus instrumentos en estas unidades, según el país del cual sean provenientes. Progresivamente se irá implementando el Sistema Legal de unidades (SLUP), para que en el año 1987 esté completamente en uso en este proyecto.

5.- El equipo seleccionado para la medición de los parámetros:

- Caudal
- Altura de elevación
- Potencia de entrada
- NPSH

ha sido determinado para obtener en forma inmediata las magnitudes siguientes:

- Caudal
- Torque
- RPM
- Presión

y para que sean operados según la tecnología existente actualmente en el SIMA.

6.- Seleccionamos motor eléctrico pra accionamiento - de las bombas de nuestro banco, debido a su bajo - costo, de funcionamiento principalmente, comparado con otros tipos de accionamiento, por ser la energía el elemento fundamental en nuestro medio, seguido por la mayor facilidad de operación y por - su menor costo inicial. En forma descendente mostramos su preferencia:

- Motor eléctrico
- Motor diesel
- Motor de gasolina
- Turbina de vapor

De los distintos motores eléctricos escogimos motores de corriente continua por su amplio rango de velocidades de rotación que puede suministrar en - comparación de los motores de corriente alterna y por ser sus costos iniciales más bajos.

Comparando motor eléctrico de velocidad variable con otros tipos de accionamiento que también nos proporcionen velocidades escalonadas, como: motores con cajas de reducción o con fajas regulables, o transmisiones hidráulicas, seleccionaremos los primeros por tener rangos de velocidades de rotación más amplios y por ser más baratos, además no tienen problemas mecánicos (resbalamientos, fricciones etc).

Para nuestro Laboratorio hemos seleccionado en nuestro banco de 1 á 10 HP ,un motor AC con fajas regu-

lables, de 10 HP ,y que provea una velocidad máxima de 3940 RPM ,como opcional se podría utilizar un motor CD de velocidad regulable, mediante sistema de solid state de 10 HP , con velocidad nominal de 1750 RPM.

Para nuestro banco de 10 á 50 HP ,que tiene dos secciones hemos seleccionado dos motores de CD ,de 50 HP ,con velocidades regulables controladas mediante solid state, de velocidad nominal, uno de 1150 RPM ,y el otro de 1750 RPM.

7.- En la selección de los instrumentos de medición obtuvimos:

a) Para los medidores de caudal: seleccionamos orificios en vez de toberas y venturi por el rango del número de Reynolds resultante de las velocidades y diámetros en las tuberías de descarga, además de su facilidad de construcción (recambio), y por su bajo costo.

A su vez estos tres (3) medidores han sido escogidos de entre medidores tipo volumétricos, vertederos, turbinas etc., por su exactitud, rapidez en la toma de datos, costos, posibilidad de conectar a sistemas computarizados.

Sus rangos de utilización son:

- Para banco de 1 á 10 HP , 10 á $40\text{m}^3/\text{h}$, tubería de descarga de 2" de diámetro nominal (0.0525m) con Re entre 60,100 y 392,000 el

orificio tendrá una relación de diámetros $\beta = 0.6$

- Para banco de 10 á 50 HP , 40 á 60 m³/h, tubería de descarga de 4" de diámetro nominal (0.102 m), con R entre 117,000 y 761,000 , el orificio tendrá una relación de diámetros $\beta = 0.67$. Para la sección de 60 á 200 m³/h, diámetro nominal de descarga 5" (0.128m), R entre 146,500 y 955,000, $\beta = 0.6$.

- b) Para los medidores de presión seleccionamos manómetros tipo Bourdon en vez de los de tipo columna líquida, por su lectura inmediata y la posibilidad de registrar datos en forma digital, por la facilidad de operación, por el espacio ocupado . Su rango de medición está entre -1 y 16 bar.
- c) Para los medidores de la potencia de entrada de la bomba hemos seleccionado un dinámometro conectado a un motor eléctrico con base basculante, que nos determina un torque de reacción entre sus campos y armadura indicado por brazo de palanca . La velocidad la hayamos con un estroboscopio. Hemos preferido este método por ser más simplificado que el eléctrico.
- d) Para la medición de niveles de líquido, empleamos placas sostenidas con cuerda de acero a reglas indicadoras de nivel, por ser una forma más simplificada que la de los medidores tipo punta o gancho.

8.- Para la selección de las tuberías, tomamos en cuenta velocidades más comunes para distintos sistemas de bombeo en los buques, además de diámetros de tuberías aproximados a dimensiones estandarizadas de bridas, tanto de entrada como de salida de una bomba centrífuga. Dentro de los diámetros de tuberías escogimos aquellas que abarquen el más amplio rango en cuanto a velocidades y caudales, habiendo seleccionado:

- Para nuestro banco de 1 á 10 HP ,tubería de succión de 3" de diámetro (0.0779m) y tubería de descarga de 2" de diámetro nominal (0.0525m)
- Para nuestro banco de 10 á 50 HP ,tubería de 6" diámetro (0.154m) en la succión, en ambas secciones. En la descarga una sección de 40 á 60 m³/h tendrá 4" \emptyset (0.102m) y la de 60 a 200 m³/h, 5" (0.128m).

9.- El sumidero y el vertedero tienen una dimensión - en función de las capacidades de las bombas y su cantidad en el momento de la prueba, teniendo en cuenta la variación de niveles y el cambio de parámetros correspondientes a la ecuación de Bernoulli. Las dimensiones son iguales tanto para el sumidero como para el vertedero, o sea largo: 8m, ancho: 2m, y la profundidad: 2m.

- 10.- El cálculo de la cimentación nos ha dado un espesor para el suelo del Laboratorio, que es resistente a la compresión efectuada por todo el equipo que se encuentra sobre él, y para las cargas concentradas (motor eléctrico y la bomba que se prueba), las hemos considerado como zapatas aisladas para columna, con peralte $d=2\text{cm}$, recubrimiento = 8 cm, con varillas de acero corrugado de $1/4"$ plg., diámetro (3 varillas perpendiculares a otras 3).
- 11.- Mediante procesamiento de datos a través de la computadora del SIMA, verificamos el cumplimiento de las normas según sistema ISO. Esta verificación ha consistido para el caso de los valores experimentales de la altura de energía de la bomba versus caudal proporcionado por la bomba, entrazar desde el punto nominal (H,Q) , rectas que interceptan a la parábola, que pasa por los puntos experimentales, cuya ecuación ha sido ajustada por el método de los mínimos cuadrados y que ha sido encontrada a un RPM, determinado. Estas rectas son paralelas a los ejes de coordenadas y vienen a ser ejes de elipses que deben cumplir ciertos requisitos en función de distancias mínimas.
- Así mismo, hemos verificado el cumplimiento de las normas para el caso de la eficiencia de la bomba a probarse, lo cual ha consistido en trazar una recta

que pasa por el centro de coordenadas y que unido al punto nominal (H, Q), intercepta a la parábola, que pasa por los puntos experimentales, cuya ecuación ha sido ajustada por el método de los mínimos cuadrados, obteniéndose un punto cuya eficiencia - debe estar en un rango determinado.

Los coeficientes de error que hemos considerado - para verificar el cumplimiento de las normas, sólo son comparativos, pues estos se dan para bombas - nuevas, para nuestro caso estas tienen en promedio 15 años de servicio.

La computadora nos trazará las curvas de performance de la altura proporcionada por la bomba (1), versus el caudal, de la potencia de entrada (3) versus el caudal, de la eficiencia de la bomba (2) versus caudal.

Se ha escogido para esta programación una bomba - centrífuga con los siguientes valores nominales:

H nom = 32 m

Q nom = 164 m³/h

η nom = 0.80

RPM = 1800

Poten = 24 HP

NPSH requerido = 3.675 m

Introduciendo los valores datos, de presión diámetros de la tubería de entrada y salida de la bomba, relación de diámetros del medidor tipo orificio (β) las alturas de referencia Z_2 y Z_1 , Reynolds (Re),

densidad ρ , RPM, coeficiente de viscosidad μ , diferencia de altura en los manómetros, y el torque nos ha dado como resultado que la bomba cumple las normas de acuerdo a la altura de energía versus caudal. Con respecto a la eficiencia la computadora imprime un "no cumple".

En caso de que algún parámetro no cumpla verificamos el alejamiento de las condiciones, teniendo en cuenta que los coeficientes de error dados por las normas sólo son referenciales para el común de bombas centrífugas que probamos. Para la eficiencia que la computadora determina un "no cumple" verificamos trazando la recta por el origen y que corta a la curva H vs. Q en un punto cuya eficiencia es 0.757 que comparada con la eficiencia nominal de 0.80 está desviada del valor permisible ($0.95 \times 0.8 = 0.76$) la cantidad de: $(0.76 - 0.757)/0.76$ que es menor del 1% que todavía es permisible, teniendo en cuenta la antigüedad de la bomba y la exactitud de los datos de la prueba.

12.- En el aspecto económico, determinamos que la inversión total (inversión fija + capital de trabajo), es de S/.174'000,000, en donde la maquinaria sola hace: S/.144'000,000.

Los ingresos que se obtienen dando este servicio de pruebas a las bombas reparadas por el SIMA, considerando datos estadísticos sobre cantidad de re-

paraciones efectuadas es de: S/.38'300,000/año.

Para el caso de cantidad de bombas que ocupen totalmente el tiempo de pruebas del Laboratorio durante un año es de:

S/.272'000,000/año

Los costos para estas pruebas según la cantidad de bombas reparadas (datos estadísticos), es de:

S/.150'000,000/año y los costos considerando ocupación total: S/. 256'000,000/año

La rentabilidad la verificamos mediante la tasa interna de retorno (TIR).

Hemos determinado que la alternativa según datos estadísticos de reparaciones (cantidad de bombas reparadas), no es rentable porque los costos son mucho mayores que los ingresos en un primer análisis (beneficio/inversión, beneficio/costo), considerando un precio según tarifa actual del SIMA. Para que sea rentable, teniendo en cuenta la cantidad de bombas centrífugas que se repara, se deberá cobrar una tarifa que sea siete veces el precio actual.

La alternativa de ocupación total del Laboratorio, que tiene en cuenta la reparación y prueba de 540 bombas (270 bombas en banco de 1 á 10 HP , y 270 bombas en dos secciones de banco de 10 á - 50HP), o sea aproximadamente siete veces la actual reparación de bombas que es de 76, no sería rentable al precio ó tarifa actual que pondría el

SIMA por este tipo de pruebas. Para que sea rentable y apoyándonos en el método del TIR, se tendría que cobrar una tarifa que no es superior a la actual en más del 40% y que sería razonable. Para alcanzar esta cantidad de bombas centrífugas se tendría que captar la reparación de estas que actualmente realiza la industria privada, teniendo además en cuenta que actualmente el SIMA sólo repara de las aproximadamente 3,000 bombas instaladas en buques de nuestra Armada, 76, que hacen el 2.5% necesitándose $540/3000 = 18\%$ para alcanzar una rentabilidad del 70% que es el interés que cobran las financieras actualmente (Noviembre 1984, precio dolar= S/.4600).

Otra manera de hacer rentable nuestro proyecto sería no invertir en maquinaria para el accionamiento de nuestras bombas en prueba, sino accionarlas con sus propios motores, o restringir el accionamiento a solo dos bancos en nuestro Laboratorio: un motor para accionar dentro del rango de 1 á 10 HP ,y otro para el rango de 10-50 HP.

En este estudio los cálculos han sido efectuados sin considerar la inflación y la devaluación - para simplificar.

13.- Recomendamos hacer un estudio para probar no sólo las bombas centrífugas accionadas por motor eléctrico dentro del rango de nuestro proyecto, sino también en un rango más amplio y también de otros tipos de bombas como son las axiales, las de tipo alternativo o también bombas centrífugas con otros tipos de accionamiento.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- A.S.M.E., "Power Test Codes, Test Code for Centrifugal Pumps", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1954.
- 2.- A.S.M.E., "Power Test Codes, Test Code for Displacement Pumps", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1962.
- 3.- A.S.M.E., "Power Test Codes, Test Code for Reciprocating Steam Driven Displacement Pumps", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1949.
- 4.- A.S.M.E., "Research Report on Fluid Meters", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1971.
- 5.- A.N.S.I./A.S.M.E., "Performance Test Codes", The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1980.
- 6.- BRITISH STANDARDS INSTITUTION, "Methods of Testing Pumps", General Council, Londres, 1966.
- 7.- CRANE, "Flow of Fluids", The Engineering Division Crane Co., Chicago
- 8.- DIN 1944, "Acceptance Test on Centrifugal Pumps", VDL Fachgruppe Energietechnik y Fachnormenausschuss Maschinenbau, Berlin, 1968.
- 9.- FOX, "Maquinaria Marina Auxiliar", George Newnes Ltd., Londres, 1968.
- 10.- STANDARDS OF HYDRAULIC INSTITUTE, "Centrifugal Pumps", Hydraulic Institute, New York, 1951.
- 11.- ISO 2548-1973 (E), "Centrifugal, Mixed Flow and Axial Pumps-Code for Acceptance Test-Class C", International Organization for Standardization, Suiza, 1973.
- 12.- ISO 2858-1975 (E), "End-Suction Centrifugal Pumps-(Rating 16bar). Designation, Nominal Duty Point and Dimensions", International Organization for Standardization, Suiza, 1975.
- 13.- ISO 2975/1, 2975/2, 2975/3, 2975/6, 2975/7, "Medidores de Flujo con Trazadores Radioactivos y no Radiactivos", International Organization for Standardization, Suiza
- 14.- ISO 3966-1977, "Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits-Velocity Area Method Using Pitot Static Tubes", International Organization for Standardization, Suiza, 1977.

- 15.- ISO 5167-1980 (E), "Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross Section-Conduits Running Full", International Organization for Standardization, Suiza, 1980.
- 16.- ISO/TR 6817-1980, "Measurement of Conductive Fluid-Flowrate in Closed Conduits. Method Using Electromagnetic Flowmeters". International Organization for Standardization, Suiza, 1980.
- 17.- KARASSIK, "Pump Handbook", Mac Graw-Hill Inc., New York, 1976.
- 18.- IGOR J. KARASSIK y ROY CARTER, "Bombas Centrifugas", Mc Graw-Hill, New York, 1960.
- 19.- KRISTAL AND ANNETT, "Pumps", Mc Graw-Hill, New York, 1940.
- 20.- MARKS, "Manual del Ingeniero Mecánico de Marks", 6ta. Edición, Uteha, Mexico, 1960.
- 21.- MATAIX, "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas", Harper and Row Publishers Inc., 1970.
- 22.- NORMA JIS B, 8301-1976, "Testing Methods for Centrifugal Pumps, Mixed Flow Pumps and Axial Flow Pumps", Japanese Institute of Standards, Tokio, 1976.
- 23.- PFEIDERER, "Bombas Centrifugas y Turbocompresores", Labor, Barcelona, 1960.
- 24.- STEPANOFF, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", Wiley, New York, 1957.
- 25.- STERLING, "Pumping System", Marine Media Management Ltd. Londres, 1976.
- 26.- WARRING, "Selección de Bombas Sistemas y Aplicaciones", Labor, Barcelona 1977.
- 27.- MANUEL VIEJO ZUBICARAY, "Bombas. Teoría, Diseño y Aplicaciones", Limusa, Mexico, 1977.