



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

**SISTEMA DIDÁCTICO DE BOMBAS EN SERIE Y
EN PARALELO (BOMBAS ROTATORIAS)**

T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO QUÍMICO

PRESENTA

TÉLLEZ MALDONADO OSCAR

ASESOR: I.Q. DOMINGA ORTIZ BAUTISTA

MÉXICO, D.F.

2016





Universidad Nacional
Autónoma de México

Biblioteca Central

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM



UNAM – Dirección General de Bibliotecas

Tesis Digitales

Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

ZARAGOZA

CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

OFICIO: FESZ/JCIQ/ 615/15

ASUNTO: Asignación de Jurado

Alumno (a): Tellez Maldonado Oscar

PRESENTE

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

PRESIDENTE	I.Q. EDUARDO VÁZQUEZ ZAMORA
VOCAL	I.Q. DOMINGA ORTÍZ BAUTISTA
SECRETARIO	M. EN C. CESAR SAÚL VELASCO HERNÁNDEZ
SUPLENTE	I.Q. BLAS MALDONADO SÁNCHEZ
SUPLENTE	I.Q. ALDO FERNANDO VARELA MARTÍNEZ

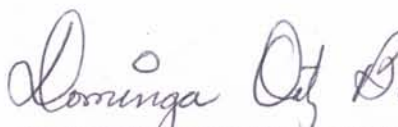
Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

“POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU”

México D.F. a 09 de Diciembre de 2015

JEFA DE CARRERA


I.Q. DOMINGA ORTÍZ BAUTISTA



INGENIERÍA QUÍMICA
JEFATURA DE CARRERA

AGRADECIMIENTOS

A toda mi familia en especial a mis padres Paulino Téllez Y Piedad Maldonado, que siempre me apoyaron con mis gastos escolares, y han estado siempre para brindarme su apoyo incondicionalmente. Y También a mi hermana Beatriz Téllez, que en el momento más crítico de mi vida estudiantil me impulso para seguir con mis estudios.

A mi esposa María Azucena Matías López, que siempre he recibido su apoyo, cariño, amor y comprensión incondicionalmente, y ha tenido la paciencia en este proceso de titulación, y ella también es parte de este gran logro personal que he logrado. Sin ella nunca hubiera terminado la tesis, ya que en todo momento me ayudo con todo para poder concluirla, esta tesis tiene más gran valor para ella.

A los maestros de la FES ZARAGOZA (José Bermúdez Mosqueda German Ramírez Medina, Alejandro Juvenal, Carlos Martínez, Roberto Cerna, Patricio Galaz, Salvador Gallegos, Rene de la Mora, Jorge Manuel, patricia Balbina, Genaro Altamirano), ellos fueron parte importante de mi formación académica, siempre me guiaron por el buen camino, son muy buenos profesores en sus diferentes materias; pero también son grandes amigos y por lo tanto son grandes personas de las cuales recordare con gran afecto.

A mis compañeros y amigos de la Facultad. (Pablo Eliazar Martínez, Hugo Sánchez Hernández, Javier Nicolás Antúnez, Valencia Ortiz Francisco, Carlos Briones Tabares, Juan Villegas, Jorge Mojica, Aristeo Muñoz Ávila, Elizabeth Zavala, Laudet Miranda, y los que me faltaron). Ellos fueron mis grandes aliados, que siempre estuvieron en las buenas y en las malas, ellos siempre serán mis amigos.

Muchas gracias a la profesora Dominga Ortiz Bautista, ya que sin su ayuda no sé hubiera iniciado este proyecto de tesis, la maestra más que una profesora de tesis fue mi profesora de mecánica de fluidos y una gran amiga que espero que la maestra tenga muchos más logros y mucho más reconocimientos, ya que es una profesora muy dedicada y siempre da lo mejor de sí misma. Ella es un ejemplo a seguir.

Muchas gracias al profesor Eduardo Vázquez por apoyarme en las diferentes etapas del proyecto, sin su ayuda este proyecto no se hubiera realizado. El maestro es una gran persona que siempre apoya a todos los alumnos, y siempre busca la manera de darles buenos consejos y siempre logra motivarlos con sus grandes conocimientos.

Gracias a la Universidad por darme varios años de alegría y por darme una buena formación profesional, ya que estoy muy seguro que el día de mañana seré una gran persona y sobre todo un gran profesionista.

Por mi raza hablara mi espíritu. UNAM.

INDICE

NOMENGLATURA	i - ii
RESUMEN	iii
INTRODUCCION	iv
OBJETIVOS	v

CAPITULO I GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	1
1.2.1 DENSIDAD, PESO ESPECÍFICO Y GRAVEDAD ESPECÍFICA	1
1.2.2 DENSIDAD	1
1.2.3 PESO ESPECÍFICO	2
1.2.4 GRAVEDAD ESPECÍFICA	2
1.3 RELACIÓN ENTRE LA DENSIDAD Y EL PESO ESPECÍFICO	3
1.3.1 GRAVEDAD ESPECIFICA EN GRADOS BAUMÉ O GRADOS API	3
1.4 VISCOSIDAD DINAMICA	5
1.5 VISCOSIDAD CINEMATICA	6
1.5.1 FLUJO NATURAL EN UNA TUBERÍA	7
1.6 NUMERO DE RAYNOLDS	8
1.6.1 VELOCIDAD MEDIA DE UN FLUJO	9
1.7 ECUACIÓN GENERAL DE ENERGÍA	9
1.8 PRESIÓN BAROMÉTRICA	11
1.9 PRESIÓN ATMOSFÉRICA NORMALIZADA	11
1.10 PRESIÓN MANOMÉTRICA	11
1.11 PRESIÓN DE VACÍO	11
1.12 FORMULA DE BLASIUS	12
1.13 FÓRMULA DE DARCY	12
1.14 REDES DE TUBERIAS	13

CAPITULO II - BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.1 INTRODUCCION	17
2.2 DEFINICIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO	17
2.3 DEFINICIÓN DE BOMBA HIDRÁULICA	17
2.4 BOMBAS ROTATORIAS	17
2.5 FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS ROTATORIAS	18
2.5.1 DESPLAZAMIENTO	18
2.5.2 DESLIZAMIENTO	18
2.5.3 GASTO	18
2.6 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS ROTATORIAS	21
2.6.1 BOMBA DE ROTOR SIMPLE	22
2.6.2 BOMBA DE ROTOR MÚLTIPLES	22
2.6.3 BOMBA DE ASPAS	22
2.6.4 BOMBA DE PISTÓN	23

INDICE

2.6.5 BOMBAS DE MIEMBROS FLEXIBLES	24
2.6.6 BOMBA DE LÓBULOS	26
2.6.7 BOMBA DE PISTÓN CIRCUNFERENCIAL	27
2.6.8 BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS DE BAJA PRESIÓN	28
2.6.9 BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS DE ALTA PRESIÓN	28
2.6.10 BOMBAS DE ENGRANES EXTERNOS	28
2.6.11 BOMBA DE ENGRANAJES BIHELICOIDALES	29
2.6.12 BOMBA DE ENGRANAJES HELICOIDALES	30
2.6.13 BOMBAS DE ENGRANAJES INTERNOS	31
2.6.14 BOMBAS DE TORNILLO SIMPLE	32
2.6.15 BOMBA DE TORNILLO MÚLTIPLE	33
2.7 REQUISITOS PARA LA SUCCIÓN	34

CAPITULO III BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MANTENIMIENTO

3.1 INTRODUCCIÓN	36
3.2 FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS	36
3.3 CONSTRUCCIÓN DE LAS BOMBAS DE ENGRANAJES	37
3.4 FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS	38
3.4.1 VISCOSIDAD	38
3.4.2 SENSIBILIDAD DE CORTE	38
3.4.3 VOLATILIDAD	38
3.4.4 CORROSIÓN	38
3.4.5 ABRASIÓN	39
3.4.6 FATIGA EN SUB-SUPERFICIE EN ENGRANES	40
3.4.7 CAVITACIÓN	41
3.4.8 EFECTOS DE LA CAVITACIÓN	43
3.4.9 PREDICCIÓN DE LA CAVITACIÓN	46
3.4.10 DESLIZAMIENTO	48
3.5 EL RENDIMIENTO DE LA BOMBA DE ENGRANAJE	50
3.5.1 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA	51
3.5.2 EFICIENCIA MECÁNICA	51
3.5.3 RENDIMIENTO TOTAL O GLOBAL DE LA BOMBA DE ENGRANAJE	52
3.6 EQUIPOS DE PROTECCIÓN PARA LA BOMBA	52

CAPITULO IV DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

4.1 CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE BOMBEO	53
4.2 DESCRIPCION DE LAS BOMBAS PQ-12DC	66
4.2.1 FUENTE DE ALIMENTACIÓN PQ 12/24	68
4.3 MANOMETROS	69
4.4 VACUOMETROS	69
4.5 TANQUES DE ACRILICO	70
4.6 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO	71
4.6.1 DESCRIPCIÓN DEL DIAGRAMA	72
4.7 CALCULOS DEL SISTEMA HIDRAULICO	73
4.7.1 CALCULOS PARA LA LINEA 1	73

INDICE

4.7.2 CALCULOS PARA LA LINEA 2	74
4.7.3 CALCULOS PARA DEL ARREGLO EN SERIE	76
4.7.4 CALCULOS PARA DEL ARREGLO PARALELO	77
CONCLUSIONES	80 -81
BIBLIOGRAFIA	I -III
 APENDICE	
APENDICE A-1 PROPIEDADES DEL AGUA	I V
APENDICE A-2 DIAGRAMA DE MOODY	I V
APENDICE A-3 LONGITUDES EQUIVALENTES k	V
APENDICE A-4 ESPECIFICACIONES ACCESORIOS SPEARS	VI
APENDICE A-5 NORMAS MATERIALES SPEARS	IX
APENDICE A-6 VALVULAS Y ACCESORIOS SPEARS	XI
APENDICE A-7 TUBERIA DE PVC 1/4 DE PULGADA	XIV

NOMENCLATURA

Símbolo	Magnitud	Unidades SI
A	Área	m^2
D	Diámetro	m
De	Diámetro equivalente	m
E	Energía	J
Ek	Energía cinética	J
Ep	Energía potencial	J
F	Fuerza	N
f	Factor de fricción	Adimensional
f	Frecuencia	Hz
g	Aceleración	$m\ s^{-2}$
g_c	Gravitacional cte.	$Kg\cdot m\cdot Kg^{-1}\cdot s^{-2}$
h	Altura	m
h_{pl}	Pérdida de carga lineal	$Kg^{\rightarrow}\cdot m\cdot Kg^{-1}$
h_{ps}	Pérdida de carga singular	$Kg^{\rightarrow}\cdot m\cdot Kg^{-1}$
Hft	Pérdida de carga totales	$Kg^{\rightarrow}\cdot m\cdot Kg^{-1}$
I	Momento de inercia	$Kg\cdot m^2$
K	Coefficiente de perdidas	Adimensional
K	Modulo de elasticidad volumétrica	$m^2\cdot Kg^{-1}$
L	Momento angular	$Kg\cdot m^2\cdot s^{-1}\cdot rad$
L	Longitud	m
LT	Longitud equivalente total	m
Leq	Longitud equivalente	m
Ltr	Longitud de tramo recto	m
M	Momento de una fuerza	$N\cdot m$
m	Masa	Kg
P	Presión	Pa
P_v	Presión de vapor	Pa
p	Momento lineal	$Kg\cdot m\cdot s^{-1}$
p	Potencia	W
Q	Calor	J
$\underline{Q}$	Caudal volumétrico	$m^3\cdot s^{-1}$
Re	Numero de Reynolds	Adimensional
r	Radio	m
s	Longitud de arco	m
t	Tiempo	s
U	Energía interna	J
u	Velocidad promedio de fluido	$m\cdot s^{-1}$
V	Volumen	m^3
v	Volumen específico	$m^3\cdot Kg^{-1}$
Símbolo	Magnitud	Unidades SI
W	Trabajo	J
$\dot{W}$	Peso	$Kg\cdot m\cdot s^{-2}$

NOMENCLATURA

w	Caudal másico	$\text{Kg}\cdot\text{s}^{-1}$
x	Posición	m
z	Altura (ecuación de Bernoulli)	m
α	Aceleración angular	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$
β	Coeficiente de compresibilidad	$\text{Kg}\cdot\text{m}^{-2}$
ε	Rugosidad	m
γ	Peso específico	$\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$
γ_{H_2O}	Peso específico del agua	$\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$
μ	Viscosidad Dinámica	$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$
ν	Viscosidad Cinemática	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
π	Pi (=3.1416)	Adimensional
θ	Ángulo plano	rad
ρ	Densidad	$\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$
ρ'	Densidad referencia	$\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$
ρ_r	Densidad relativa	Adimensional
τ	Tensión de corte	$\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$
ω	Velocidad angular	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
ω	Frecuencia angular ($=2\pi f$)	s^{-1} , rad s^{-1}
ξ	Coeficiente de perdidas singulares	Adimensional

RESUMEN

En el siguiente trabajo de tesis se realizó un proyecto experimental en el área de mecánica de fluidos, el trabajo propuesto fue realizado con el fin de aplicar los conceptos básicos de la ingeniería química. El proyecto es "SISTEMA DIDÁCTICO DE BOMBAS EN SERIE Y EN PARALELO".

En este proyecto se analizaran diferentes situaciones dentro de la mecánica de fluidos, tales como sistemas de tuberías en serie y en paralelo, balances de masa y energía, sistema de bombeo en serie y en paralelo, y se podrá encontrar el rendimiento óptimo de sistema.

En el capítulo II se hace mención del funcionamiento de bombas de desplazamiento positivo en serie y en paralelo; pero en esta tesis nos enfocaremos esencialmente en las bombas de engranes internos.

En la parte central del trabajo de tesis se encuentra plasmado el sistema experimental propuesto para la utilización del equipó de tubería lisas de PVC, para desarrollar el sistema de tuberías se realizó un análisis previo de sistemas de tuberías en serie y en paralelo, además de los costos de los materiales que implican al realizar la construcción del sistema, el costo más bajo es la tubería lisa es de pvc con la cual se construyó a $\frac{1}{4}$ de pulgada con todos sus accesorios a la misma medida.

Los dos tanques fueron contruidos con acrílico, de tal forma que se garantice la capacidad suficiente de reflujo del sistema de tuberías y del sistema de bombeo, la capacidad total de los tanques es 10 litros, y fueron montados sobre unas espigas de acero.

Los manómetros estaban calculados en base a la presión de la bomba de engranajes internos, de acuerdo al manual de las bombas la corriente ideal es de $\pm 12V$ a 2 amperes, ya que a otro amperaje la bomba no funciona correctamente y la presión nos puede dar cero.

Y por último se realizaron las corridas en el sistema que se construyó, el análisis está enfocado directamente a la teoría de los sistemas en serie y en paralelo. Y también es importante analizar el mejor rendimiento del sistema propuesto, de acuerdo con los balances de masa y energía.

INTRODUCCION

La mecánica de fluidos tiene una gran importancia en diversas aplicaciones de la vida cotidiana, ya que esta se enfoca esencialmente al movimiento de los fluidos y las fuerzas que los provocan; los fluidos se dividen en gases y en líquidos, estos tienen una característica similar y es que son incapaces de resistir esfuerzos cortantes, esto provoca que no tengan una forma definida.

Una tubería o cañería es un conducto que cumple la función de transportar agua u otros fluidos. Se suele elaborar con materiales muy diversos. Cuando el líquido transportado es petróleo, se utiliza el término oleoducto. Cuando el fluido transportado es gas, se utiliza el término gasoducto. Dependiendo del fluido se hace la elección del material de las tuberías dentro de los procesos químicos.

El principio de Bernoulli, describe el comportamiento de flujo laminar moviéndose a lo largo de una corriente de agua. Expresa que en un fluido ideal (sin viscosidad ni rozamiento) en régimen de circulación por un conducto cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido. La energía de un fluido en cualquier momento consta de tres componentes:

- Cinética: es la energía debida a la velocidad que posea el fluido.
- Potencial gravitacional: es la energía debido a la altitud que un fluido posea.
- Energía de flujo: es la energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

De acuerdo con el autor Claudio Mataix “Mecánica de Fluidos y Maquinas hidráulicas”, una bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido que atraviesa en energía hidráulica. Teniendo el concepto de lo que es una bomba podemos decir que esta sirve para impulsar y bombear todo tipo de líquidos.

Dentro de la amplia gama de bombas que hay alrededor del mundo, existen las bombas de engranajes internos. Este tipo de bomba posee diversos aspectos que la caracterizan de las demás; generalmente se utilizan en procesos de la industria petroquímica, en calderas de vapor y en la industria automotriz.

Dentro del proyecto se va a considerar un sistema de tuberías en serie y en paralelo, al igual las bombas van a funcionar ya sea en serie o en paralelo, y se va tener un tanque elevado con recirculación a otro tanque que almacena el agua, este proyecto se elaboró dentro de la FES ZARAGOZA.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

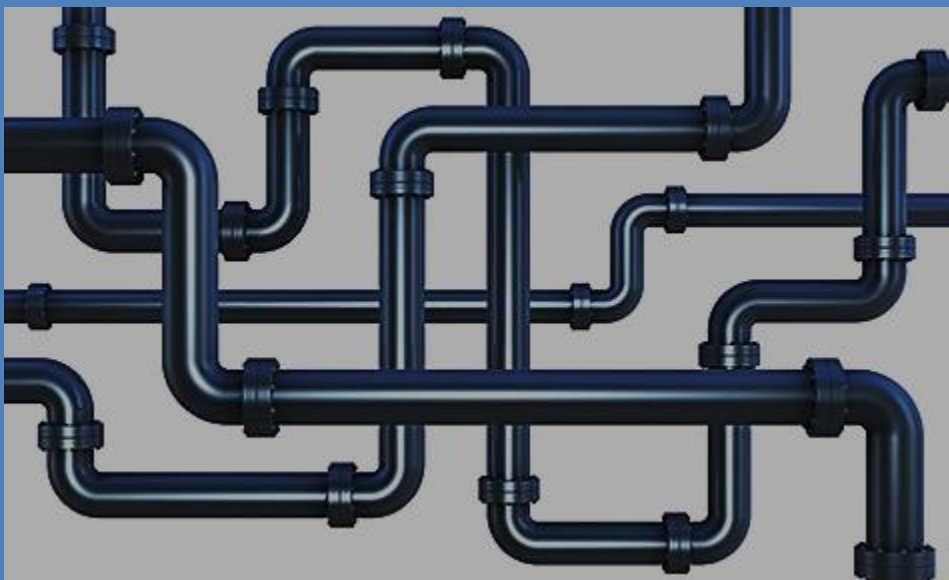
Se Realizara el diseño, construcción, operación y mantenimiento para una red hidráulica trabajando tanto en serie como en paralelo, compuesta por dos bombas conectadas en serie y en paralelo, se conocerán todos los parámetros que implica una instalación, hidráulica, además se va a comparar el rendimiento teórico contra rendimiento real del sistema hidráulico en general.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Se analizaran los costos de los componentes, con los cuales se realizara el sistema de redes hidráulicas.
- Identificar los diversos tipos, usos y componentes de las bombas de suministro de agua.
- Conocer los reglamentos aplicables y los datos clave requeridos para realizar la una instalación hidráulica.
- Reconocer los riesgos y peligros por falta de seguridad en las instalaciones, incluidos la estación y equipo de bombeo, accesorios y sistemas de energía de reserva.
- Determinar si la instalación de bombeo es segura, adecuada y confiable.
- Se realizaran las pruebas de arranque del sistema hidráulico propuesto, y se realizaran las correcciones correspondientes para que el sistema funcione correctamente y no se tengan fugas en el futuro.

GENERALIDADES

CAPITULO I



GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Fluido es aquella sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene.

Los fluidos se clasifican en líquidos y gases.

Los líquidos a una presión, y temperatura determinadas ocupan un volumen determinado. Introducido el líquido en un recipiente adopta la forma del mismo, pero llenando solo el volumen que le corresponde. Si sobre el líquido reina una presión uniforme, por ejemplo, la atmosférica, el líquido adopta, como veremos, una superficie libre plana, como la superficie de un lago o la de un cubo de agua.

Los gases a una presión y temperatura determinada tienen también un volumen determinado, pero puestos en libertad se expansionan hasta ocupar el volumen completo del recipiente que lo contiene, y no presentan superficie libre.

En resumen: los sólidos ofrecen gran resistencia al cambio de forma y volumen; los líquidos ofrecen gran resistencia al cambio de volumen, pero no de forma; y los gases ofrecen poca resistencia al cambio de forma y de volumen.

Por tanto, el comportamiento de líquidos y gases es análogo en conductos cerrados (tuberías); pero no en conductos abiertos (canales), porque solo los líquidos son capaces de crear una superficie libre.

En general los sólidos y los líquidos son poco compresibles y los gases muy compresibles; pero ningún cuerpo (sólido, líquido o gaseoso) es estrictamente incompresible

Sin embargo, aunque el fluido incompresible no existe en la realidad

1.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

1.2.1 DENSIDAD, PESO ESPECÍFICO Y GRAVEDAD ESPECÍFICA.

Debido a que el estudio de la mecánica de fluidos, por lo general tiene que ver con fluidos que circulan en forma continua o con una cantidad pequeña de ellos que permanece en reposo, es más conveniente relacionar la masa y el peso del fluido con un volumen dado de éste. Por ello, las propiedades de la densidad y el peso específico se definen así ⁽²⁾:

1.2.2 DENSIDAD

Densidad es la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia.

Por tanto, si se denota la densidad con la letra griega ρ (rho), se tiene

$$\rho = \frac{m}{V}$$

GENERALIDADES

donde V es el volumen de la sustancia que tiene masa m . Las unidades de la densidad son kilogramos por metro cúbico, en el SI, y slugs por pie cúbico en el Sistema Tradicional de Estados Unidos.⁽²⁾

La ASTM International (American Society for Testing and Materials) ha publicado varios métodos estándar de prueba para medir la densidad, la cual se obtiene con recipientes que miden volúmenes con precisión, llamados picnómetros. En ellos se prescribe cómo llenar, manipular, controlar la temperatura y leer, en forma apropiada. Existen dos tipos de equipos, el picnómetro de Bingham y el picnómetro bicapilar de Lipkin.⁽²⁾

1.2.3 PESO ESPECÍFICO.

Peso específico es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia.

Si se denota el peso específico con la letra griega γ (gamma), entonces,

$$\gamma = \frac{w}{V}$$

donde V es el volumen de una sustancia que tiene peso w . Las unidades del peso específico son los newtons sobre metro cúbico (N/m^3) en el SI, y libras sobre pie cúbico (lb/ft^3) en el Sistema Tradicional de Estados Unidos⁽²⁾.

1.2.4 GRAVEDAD ESPECÍFICA.

Entonces, la gravedad específica se define de dos maneras:

- A) La gravedad específica es la razón de la densidad de una sustancia a la densidad del agua a 4 °C.
- B) La gravedad específica es la razón del peso específico de una sustancia al peso específico del agua a 4 °C.

En notación matemática, estas definiciones de gravedad específica (sg , por sus siglas en inglés), se expresan como:

$$sg = \frac{\gamma_s}{\gamma_w @ 4^\circ C} = \frac{\rho_s}{\rho_w @ 4^\circ C}$$

$$\gamma_w @ 4^\circ C = 9.81 kN/m^3 \quad \text{o bien} \quad \gamma_w @ 4^\circ C = 62.4 lb * ft^3$$

$$\rho_w @ 4^\circ C = 1000 Kg/m^3 \quad \text{o bien} \quad \rho_w @ 4^\circ C = 1.94 slugs * ft^3$$

GENERALIDADES

Por tanto, la definición matemática de la gravedad específica es:

$$sg = \frac{\gamma_s}{9.81 \text{ kN/m}^3} = \frac{\rho_s}{1000 \text{ Kg/m}^3} \quad \text{o bien} \quad \frac{\gamma_s}{62.4 \text{ lb * pies}^3} = \frac{\rho_s}{1.94 \text{ slugs * pies}^3}$$

Esta definición se cumple sin que importe la temperatura a que se determina la gravedad específica.

Sin embargo, las propiedades de los fluidos varían con la temperatura. En general, la densidad (y, por tanto, el peso específico y la gravedad específica) disminuye con el aumento de la temperatura.⁽²⁾

1.3 RELACIÓN ENTRE LA DENSIDAD Y EL PESO ESPECÍFICO.

Es muy frecuente que el peso específico de una sustancia deba encontrarse cuando se conoce su densidad, y viceversa. La conversión de uno a otra se lleva a cabo por medio de la ecuación.⁽²⁾

$$\gamma = \rho * g$$

donde g es la aceleración de la gravedad. Esta ecuación se justifica al tomar en cuenta las definiciones de la densidad y la gravedad específica, y por medio de la ecuación que relaciona la masa con el peso, $w = mg$ ⁽²⁾

La definición de peso específico es:

$$\gamma = \frac{w}{V}$$

Si se multiplica el numerador y el denominador de esta ecuación por g , se obtiene:

$$\gamma = \frac{w * g}{V * g}$$

Pero $m = w/g$. Por tanto:

$$\gamma = \frac{m * g}{V}$$

Como $\rho = m/V$, resulta:

$$\gamma = \rho * g$$

1.3.1 GRAVEDAD ESPECIFICA EN GRADOS BAUMÉ O GRADOS API.

La temperatura de referencia para mediciones de gravedad específica en la escala Baumé o del American Petroleum Institute (API), es de 60°F en lugar de 4 °C, como se había definido en un

GENERALIDADES

principio. Para recalcar la diferencia es frecuente que la gravedad específica Baumé o API se expresa como gravedad específica de la siguiente manera. ⁽²⁾

$$\text{Gravedad específica} \frac{60^{\circ}}{60^{\circ}} F$$

Esta notación indica que tanto el fluido de referencia (agua) como el aceite están a 60 °F. Las gravedades específicas del petróleo crudo de tipo distinto varían mucho en función del sitio donde se localicen. Aquéllas que provienen de las cuencas en el oeste de Estados Unidos varían entre 0.87 y 0.92, aproximadamente. Los campos petrolíferos del este de dicho país producen aceite cuya gravedad específica es alrededor de 0.82. La del crudo mexicano está entre las más elevadas, con 0.97. Unos cuantos aceites asfálticos pesados tienen $sg > 1.0$. ⁽²⁾

La mayor parte de los aceites se destilan antes de usarlos, a fin de mejorar la calidad de su combustión. Las gasolinas, kerosenos y combustibles resultantes tienen gravedades específicas que varían entre 0.67 y 0.98. ⁽²⁾

La ecuación que se emplea para calcular la gravedad específica cuando se conoce los grados Baumé es diferente, una es para Huidos más ligeros que el agua y otra para los más pesados que ella. ⁽²⁾

$$sg = \frac{145}{145 - \text{grados Baumé}}$$

Con esto, para calcular los grados Baumé para una gravedad específica dada, se maneja la ecuación. ⁽²⁾

$$\text{grados Baumé} = 145 - \frac{145}{sg}$$

Para líquidos más ligeros que el agua utilizamos ésta otra:

$$sg = \frac{140}{130 + \text{grados Baumé}}$$

$$\text{grados Baumé} = \frac{140}{sg} - 130$$

Para líquidos más ligeros que el agua, el API desarrolló una escala un poco diferente a partir de la escala Baumé⁽²⁾. Las fórmulas son:

GENERALIDADES

$$sg = \frac{141.5}{131.5 + \text{grados API}}$$

$$\text{grados API} = \frac{141.5}{sg} - 131.5$$

Los grados API de los aceites varían de 10 a 80. Los de la mayoría de los aceites estarán en el rango de 20 a 70 API, que corresponden a gravedades específicas de 0.93 a 0.70. Observe que los aceites pesados tienen los valores más bajos de grados API. ⁽²⁾

1.4 VISCOSIDAD DINAMICA.

Conforme un fluido se mueve, dentro de él se desarrolla un esfuerzo cortante, cuya magnitud depende de la viscosidad del fluido. Se define al esfuerzo cortante, denotado con la letra τ (tau) como la fuerza que se requiere para que una unidad de área de una sustancia se deslice sobre otra. Entonces, τ es una fuerza dividida entre un área, y se mide en las unidades de N/m^2 (Pa) o lb/pie^2 . En fluidos como el agua, el alcohol u otros líquidos comunes, la magnitud del esfuerzo cortante es directamente proporcional al cambio de velocidad entre las posiciones diferentes del fluido ⁽²⁾.

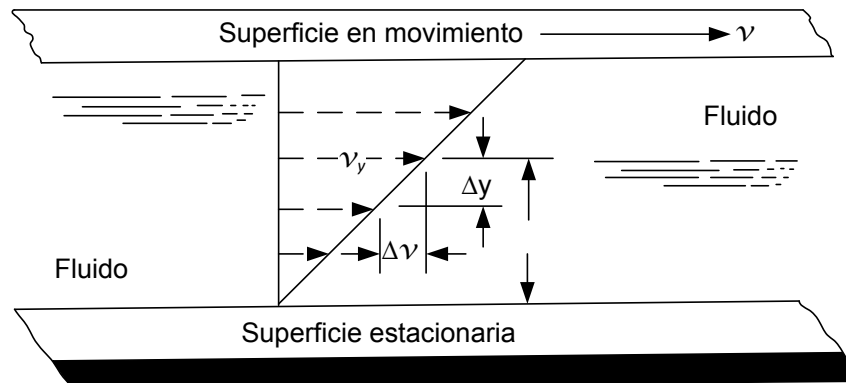


Figura 1. El hecho de que el esfuerzo cortante en el fluido sea directamente proporcional al gradiente de velocidad se enuncia en forma matemática. (Fuente Mott Robert L.) ⁽²⁾

$$\tau = \mu * \left(\frac{\Delta v}{\Delta y} \right)$$

donde a la constante de proporcionalidad μ (letra eta, en griego) se le denomina *viscosidad dinámica del fluido*. En ocasiones se emplea el término viscosidad absoluta. ⁽²⁾

La acción de moverlo hace que en éste se cree un gradiente de viscosidad. Se requiere una fuerza mayor para agitar un aceite frío que tenga viscosidad elevada (valor elevado de μ), que la que se necesita para mover agua, cuya viscosidad es menor. Éste es un indicador del esfuerzo cortante mayor en el aceite frío. ⁽²⁾

GENERALIDADES

Para expresar la viscosidad empleamos varios sistemas de unidades diferentes. En esta sección describimos los sistemas que se usan con mayor frecuencia para la viscosidad dinámica. En la siguiente, describiremos los propios para la viscosidad cinemática ⁽²⁾.

$$\mu = \frac{\tau}{\Delta v / \Delta y} = \tau \left(\frac{\Delta y}{\Delta v} \right)$$

Las unidades para μ se obtienen si sustituimos aquéllas del SI en la ecuación. ⁽²⁾

$$\mu = \frac{N}{m^2} * \frac{m}{m/s} = \frac{N \cdot s}{m^2}$$

Debido a que Pa es otro nombre para los N/m², μ puede expresarse también como:

$$\mu = Pa \cdot s$$

A veces cuando las unidades para μ se combinan con otros términos en especial con la densidad conviene expresarlas en términos de Kg en de N. Debido que 1N = 1Kg m/s², μ se expresa como:

$$\mu = N * \frac{s}{m^2} = \frac{Kg \cdot m}{s^2} * \frac{s}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s}$$

Así, en el SI, η se expresa en N·s/m², Pa·s o Kg/m·s.

Sistema de unidades	Unidades para la viscosidad dinámica
Sistema Internacional (SI)	N·s/m ² , Pa·s o Kg/(m·s)
Sistema Tradicional de Estados Unidos	lb·s/pie ² o slug/(pie·s)

1.5 VISCOSIDAD CINEMATICA.

Muchos cálculos de la dinámica de fluidos involucran la razón de la viscosidad dinámica en la densidad del fluido. Por conveniencia, la viscosidad cinemática ν (letra nu, en griego) se define como: ⁽²⁾

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

Debido a que η y ρ son propiedades del fluido, ν también es una propiedad.

GENERALIDADES

Las unidades para la viscosidad cinemática en el SI se obtienen con la sustitución de las unidades antes desarrolladas para μ y ρ :

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \mu * \left(\frac{1}{\rho}\right)$$

Sistema de unidades	Unidades para la viscosidad cinemática
Sistema Internacional (SI)	m ² /s
Sistema Tradicional de Estados Unidos	pie ² /s

NPE: REGIMEN DE FLUJO ⁽²⁾.

1.5.1 FLUJO NATURAL EN UNA TUBERÍA.

Un experimento muy sencillo muestra que existen dos tipos enteramente diferentes para el flujo en una tubería. El experimento consiste en inyectar pequeñas cantidades de fluido coloreado dentro de un líquido fluyendo en una tubería transparente y observar los patrones de flujo para estas corrientes en distintas secciones ⁽¹⁷⁾.

Si la descarga o la velocidad promedio es pequeña, los hilos de fluido coloreado fluirán en líneas rectas, como se muestra en la Fig. 1.3.0 ⁽¹⁷⁾

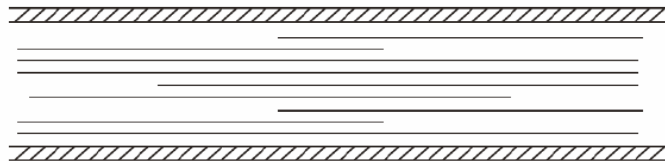


Figura 1.3 Flujo Laminar. (Fuente Crane, McGraw Hill)⁽¹⁾

Conforme la descarga aumenta gradualmente, estas corrientes continuaran fluyendo en líneas rectas hasta que alcanzan cierta velocidad tal que comenzaran a fluir en patrones difusos, como se muestra en la Fig. 1.4. ⁽¹⁷⁾.

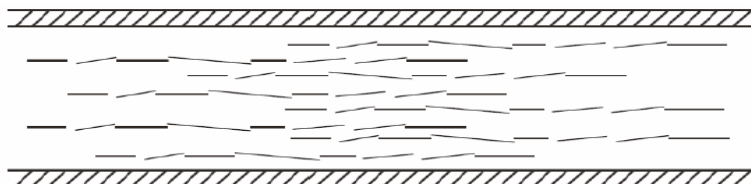


Figura 1.4 Flujo en transición. (Fuente Crane, McGraw Hill)⁽¹⁾

GENERALIDADES

La velocidad a la cual esto sucede se llama la Velocidad crítica. A velocidades arriba de la velocidad Crítica, los filamentos se dispersan aleatoriamente a través del cuerpo principal del fluido, como se muestra en la Fig. 1.5.⁽¹⁷⁾

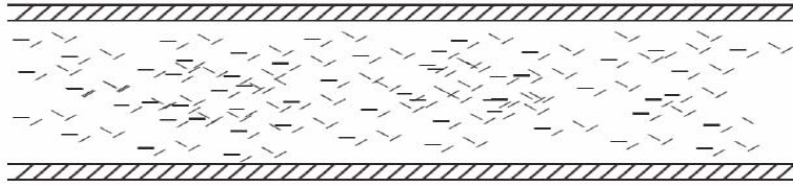


Figura 1.5 Flujo turbulento. (*Fuente Crane, McGraw Hill*)⁽¹⁾

En la ilustración de la figura 1.5 se muestra la turbulencia en el flujo, los filamentos coloreados completamente dispersos a corta distancia del punto de inyección⁽¹⁷⁾.

El tipo de flujo que existe a velocidades más bajas que la “crítica” es conocido como flujo laminar y en ocasiones, como viscoso o flujo en línea recta. El flujo de esta naturaleza es caracterizado por la serie de capas describiendo cilindros concéntricos pasando en forma ordenada una sobre otra. La velocidad de las capas descritas presenta un máximo en los ejes del tubo y decrece rápidamente hasta llegar casi a cero en la pared del tubo⁽¹⁷⁾.

A Velocidades mayores que la “crítica”, el flujo es conocido como turbulento. En el flujo turbulento, existe un movimiento irregular y aleatorio en direcciones transversales a la dirección principal del fluido. La distribución de la velocidad en el flujo turbulento es más homogénea a través de la sección de la tubería con respecto al flujo laminar. A pesar de que un movimiento turbulento existe a través de la mayor parte del diámetro de la tubería, existe siempre una pequeña capa en la pared de la tubería, esta capa es conocida como “capa de frontera” o “sub-capa laminar” la cual se mueve conforme al patrón del flujo laminar⁽¹⁷⁾.

1.6 NUMERO DE RAYNOLDS

El trabajo de Osborne Reynolds ha mostrado que la naturaleza del flujo en una tubería, es de carácter laminar o turbulento, dependiendo del diámetro del tubo, de la densidad y viscosidad del fluido en movimiento así como la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación de estas cuatro variables y de carácter adimensional, conocido como Número de Reynolds, puede ser considerado como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa fluyendo con el esfuerzo de corte debido a la viscosidad. El Número de Reynolds es:⁽¹⁷⁾

$$Re = \frac{D\rho u}{\mu}$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds

D = Diametro interno

GENERALIDADES

$u = \text{Velocidad}$

$\rho = \text{Densidad}$

$\mu = \text{Viscosidad}$

Para propósitos de ingeniería el flujo en una tubería es comúnmente considerado como laminar, si el número de Reynolds es menor a 2000, y turbulento si el número de Reynolds es mayor que 4000, entre estos dos valores se encuentra la “zona crítica”, en donde el flujo presenta condiciones de transición de un patrón a otro, es impredecible. Experimentación cuidadosa ha mostrado que la zona laminar puede terminar en valores para el número de Reynolds tan bajos como 1200, o bien, extenderse hasta los 40,000, pero las condiciones de trabajo para estos números, no se presentan en la práctica profesional.⁽¹⁷⁾

1.6.1 VELOCIDAD MEDIA DE UN FLUJO.

El término de “Velocidad”, excepto cuando se indica lo contrario, se refiere a una media, o promedio. La velocidad en una sección transversal, se determina por medio de la ecuación de continuidad para un flujo en estado estacionario:⁽¹⁷⁾

$$u = \frac{q}{A} = \frac{w}{\rho A}$$

Dónde:

$u = \text{Velocidad}$

$q = \text{Gasto Volumetrico}$

$A = \text{Area transversal}$

$w = \text{Gasto másico}$

$\rho = \text{Densidad}$

1.7 ECUACIÓN GENERAL DE ENERGÍA

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad⁽¹⁾, es decir:

$$Z + \frac{P}{\rho g_n} + \frac{u^2}{2g_n} = H$$

GENERALIDADES

$$Z + \frac{144P}{\rho} + \frac{u^2}{2g_n} = H$$

Si las pérdidas por rozamiento se desprecian y no se aporta o se toma ninguna energía del sistema de tuberías (bombas o turbinas), la altura total **H** en la ecuación anterior permanecerá constante para cualquier punto del fluido. Sin embargo, en la realidad existen pérdidas o incrementos de energía que deben incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, según se indica en el ejemplo de la figura 1.4.⁽¹⁾

Nótese que la pérdida por rozamiento en la tubería desde el punto uno al punto dos (h_f) se expresa como la pérdida de altura en metros de fluido (pies de fluido). La ecuación puede escribirse de la siguiente manera:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho_1 g_n} + \frac{v_1^2}{2g_n} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho_2 g_n} + \frac{u_2^2}{2g_n} + Hf_s$$
$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho_1 g_n} + \frac{u_1^2}{2g_n} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho_2 g_n} + \frac{u_2^2}{2g_n} + Hf_s$$

Todas las fórmulas prácticas para el flujo de fluidos se derivan del teorema de Bernoulli, con modificaciones para tener en cuenta las pérdidas debidas al rozamiento.⁽¹⁾

En la figura 1.6 se ilustra gráficamente la relación entre las presiones absoluta y manométrica. El vacío perfecto no puede existir en la superficie de la Tierra pero es, sin embargo, un punto de referencia conveniente para la medición de la presión.⁽¹⁾

GENERALIDADES

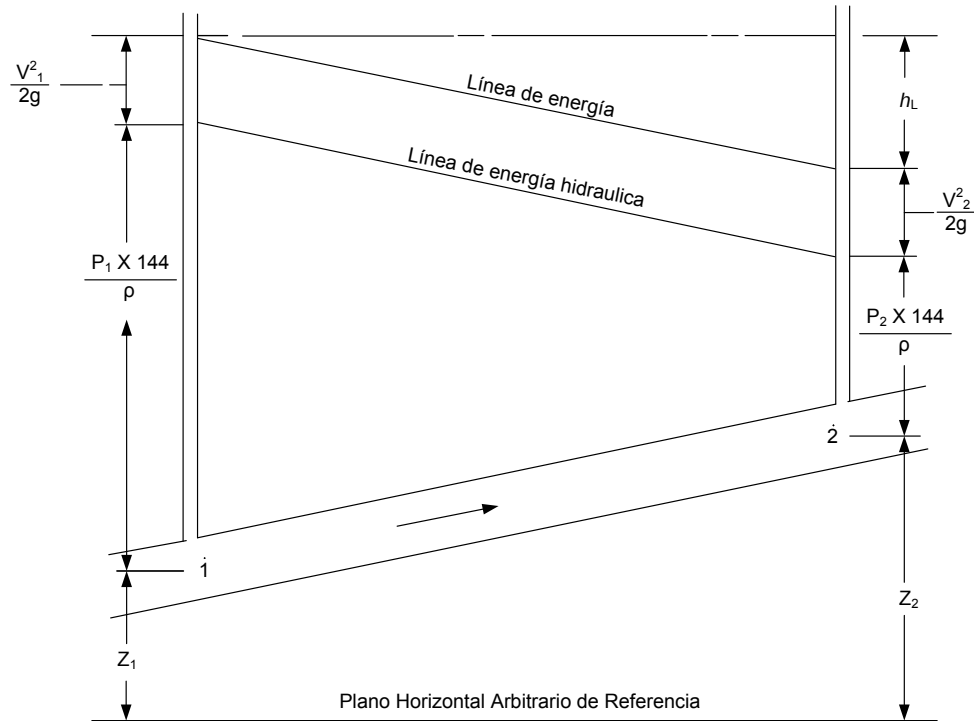


Figura 1.6 Balance de Energía para dos puntos en un fluido. (Fuente Crane, McGraw Hill)⁽¹⁾

1.8 PRESIÓN BAROMÉTRICA

Es el nivel de la presión atmosférica por encima del vacío perfecto.⁽¹⁾

1.9 PRESIÓN ATMOSFÉRICA NORMALIZADA

Es 1.01325 bar (14.696 libras/pulg²) o 760 mm de mercurio.⁽¹⁾

1.10 PRESIÓN MANOMÉTRICA

Es la presión medida por encima de la atmosférica, mientras que la presión absoluta se refiere siempre al vacío perfecto.⁽¹⁾

1.11 PRESIÓN DE VACÍO

Es la depresión por debajo del nivel atmosférico. La referencia a las condiciones de vacío se hace a menudo expresando la presión absoluta en términos de altura de columna de mercurio o de agua. Las unidades utilizadas normalmente son milímetros de mercurio, micras de mercurio, pulgadas de agua y pulgadas de mercurio.⁽¹⁾

GENERALIDADES

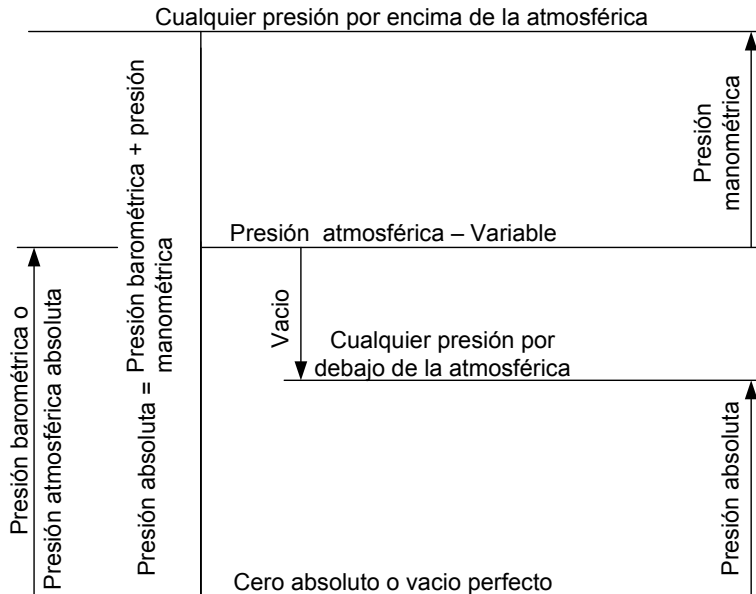


Figura 1-7 Relación entre las presiones manométrica y absoluta. (Fuente Crane, McGraw Hill)⁽¹⁾

1.12 FORMULA DE BLASIUS

Blasius propone una expresión en la que el factor de fricción viene dado en función del número de Reynolds, válida solo para tubos lisos, en los que la rugosidad relativa (ϵ) no afecta al flujo, Válida para $2,000 < Re < 100,000$ ⁽¹⁾

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

1.13 FÓRMULA DE DARCY (ECUACIÓN GENERAL DEL FLUJO DE FLUIDOS)

El flujo de los fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo. Si se conectan dos manómetros Bourdon a una tubería por la que pasa un fluido, según se indica en la figura 1-6, el manómetro P_1 indicaría una presión estática mayor que el manómetro P_2 . ⁽¹⁾

$$h_f = f \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

GENERALIDADES

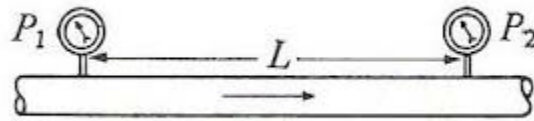


Figura 1-7 La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy y que se expresa en metros de fluido (*Fuente Crane, McGraw Hill*)⁽¹⁾, es: $h_f = fLv^2/D2g$. Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en newtons por m² (pascals) sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P = \frac{\rho * f * L * u^2}{2 * D} \quad (\text{ya que } \Delta P = h_L * \rho * g_n)$$

$$\Delta P = \frac{\rho * f * L * u^2}{144 * D * 2 * g}$$

La ecuación de Darcy es válida tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier líquido en una tubería. Sin embargo, puede suceder que debido a velocidades extremas, la presión corriente abajo disminuya de tal manera que llegue a igualar la presión de vapor del líquido, apareciendo el fenómeno conocido como cavitación y los caudales* obtenidos por cálculo serán inexactos. Con las restricciones necesarias la ecuación de Darcy puede utilizarse con gases y vapores (fluidos compresibles).⁽¹⁾

La caída de presión en libras por pulgada cuadrada es:

$$\Delta P = 0.000668 \frac{mLv}{d^2}$$

1.14 REDES DE TUBERIAS.

La mayoría de los sistemas de tuberías que se encuentran en la práctica, como los sistemas de distribución de agua en las ciudades o establecimientos comerciales o residenciales incluyen numerosas conexiones en paralelo y en serie, así como diversas fuentes (suministros de fluido en el sistema) y cargas de sistema de tuberías (descarga de fluido del sistema). Un proyecto de tuberías puede implicar el diseño de un nuevo sistema o la expansión de un sistema existente. El objetivo de la ingeniería en estos proyectos es diseñar un sistema de tuberías que entregará las razones de flujo específicas a presiones confiables al costo total mínimo (inicial más de operación y mantenimiento). Ya preparada la plantilla del sistema, la determinación de los diámetros de las tuberías y las presiones a través del sistema, mientras se mantiene dentro de las restricciones presupuestales, por lo general demanda la resolución repetida del sistema y el análisis de los sistemas hacen que esta tediosa tarea sea una labor simple.⁽²⁾

Los sistemas de tuberías por lo común incluyen varias tuberías conectadas unas con otras en serie y/o en paralelo, y cuando las tuberías se conectan en serie, la razón de flujo a través de todo el

GENERALIDADES

sistema permanece constante sin importar los diámetros de las tuberías individuales en el sistema. Esta es una consecuencia natural del principio de la conservación de masa para flujo estacionario incompresible. La pérdida de carga total en este caso es igual a la suma de las pérdidas de carga en las tuberías individuales en el sistema, que incluyen las pérdidas menores. Se considera que las pérdidas de ensanchamiento o contracción en las conexiones pertenecen a la tubería de diámetro más pequeño, pues los coeficientes de pérdida de ensanchamiento y contracción se definen sobre la base de la velocidad promedio en la tubería de diámetro más pequeño.⁽²⁾

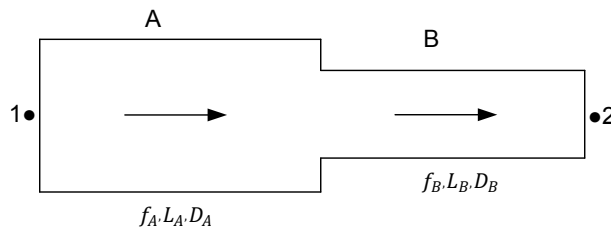
Para una tubería que se ramifica en dos (o más) tuberías paralelas y luego se vuelven a juntar en una unión corriente abajo, la razón de flujo total es la suma de las razones de flujo en las tuberías individuales. Las caída de presión (o pérdida de carga) en cada tubería individual conectada en paralelo debe ser la misma porque $\Delta P = P_A - P_B$ y las presiones de unión P_A y P_B son las mismas para todas las tuberías individuales. Para un sistema de dos tuberías paralelas 1 y 2 entre las uniones A y B con pérdidas menores despreciable¹⁾, esto se puede expresar como:

$$h_{L1} = h_{L2} \rightarrow f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} = f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

Entonces las razones de las velocidades promedio y los flujos volumétricos en las dos tuberías paralelas se convierten en:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{f_2 L_2 D_1}{f_1 L_1 D_2} \right)^{1/2} \quad y \quad \frac{\dot{U}_1}{\dot{U}_2} = \frac{A_{c,1} V_1}{A_{c,2} V_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \left(\frac{f_2 L_2 D_1}{f_1 L_1 D_2} \right)^{1/2}$$

Por lo tanto, los flujos relativos en las tuberías paralelas se establecen a partir del requisito de que la pérdida de carga en cada tubería es la misma. Este resultado se puede extender a cualquier número de tuberías conectadas en paralelo. El resultado también es válido para tuberías en donde las pérdidas menores son significativas si las longitudes equivalentes para los accesorios que contribuyen a las pérdidas menores se suman a la longitud de la tubería. Note que la razón de flujo en una de las ramas paralelas es proporcional a su diámetro a la potencia 5/2 y es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de su longitud y factor de fricción.⁽²⁾

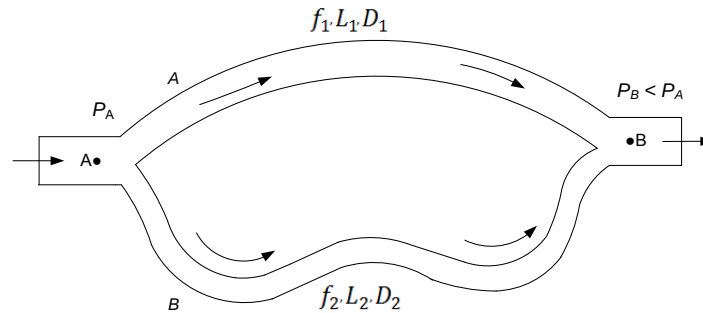


$$\dot{U}_A = \dot{U}_B$$

$$h_{L_{1-2}} = h_{L_A} + h_{L_B}$$

GENERALIDADES

Figura 1.8. Para tuberías en serie, la razón de flujo es la misma en cada tubería, y la pérdida de carga total es la suma de las pérdidas de carga en tuberías individuales. (Fuente Mott Robert L.)⁽²⁾



$$h_{L_1} = h_{L_2}$$

$$\dot{U}_A = \dot{U}_1 + \dot{U}_2 + \dot{U}_3$$

Figura 1.9. Para tuberías en paralelo, la pérdida de carga es la misma en cada tubería, y la razón de flujo total la suma de las razones de flujo en las tuberías individuales. (Fuente Mott Robert L.)⁽²⁾

El análisis de las redes de tuberías, sin importar qué tan complejas sean, se basa en dos principios simples:

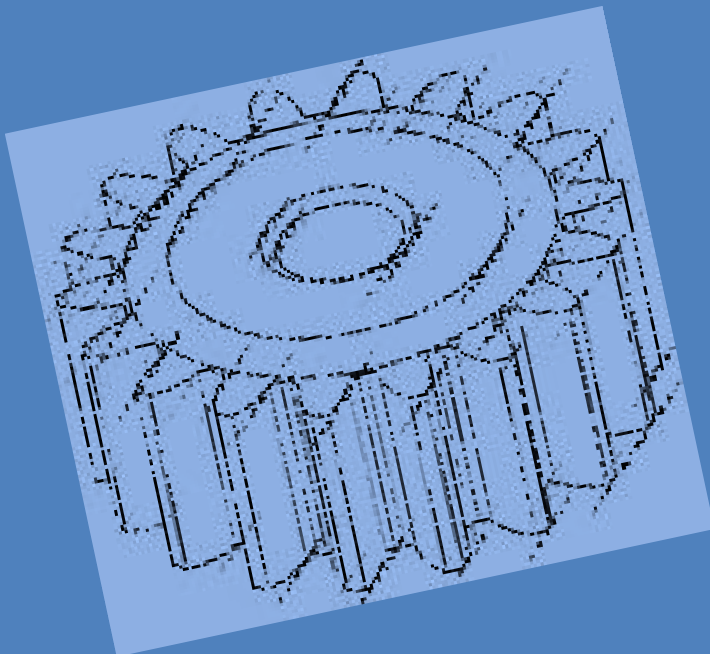
1. Se debe satisfacer la conservación de la masa a través del sistema. Esto se hace cuando se necesita para todas las uniones en el sistema que el flujo total que entra a una unión sea igual al flujo total que sale de la unión. Además, la razón de flujo debe permanecer constante en las tuberías conectadas en serie sin importar los cambios en los diámetros.⁽²⁾
2. La caída de presión (y por lo tanto la pérdida de carga) entre dos uniones debe ser la misma para todas las trayectorias entre las dos uniones. Esto porque la presión es una función puntual y no puede tener dos valores en un punto específico. En la práctica, esta regla se aplica cuando se necesita que la suma algebraica de las pérdidas de carga en un circuito (para todos los circuitos) sea igual a cero (una pérdida de carga se toma como positiva para flujo en la dirección de las manecillas del reloj y negativa para flujo en la dirección contraria a éstas).⁽²⁾

GENERALIDADES

Por lo tanto, el análisis de las redes de tubería es muy similar al de los circuitos eléctricos, y la razón de flujo corresponde a la corriente eléctrica y la presión corresponde al potencial eléctrico. Sin embargo, la situación aquí es mucho más compleja, ya que a diferencia de la resistencia eléctrica, la “resistencia de flujo” es una función significativamente no-lineal. En consecuencia, el análisis de las redes de tuberías exige la solución simultánea de un sistema de ecuaciones no-lineales. El análisis de estos sistemas está fuera del ámbito de este texto de carácter introductorio.

(2)

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO



CAPÍTULO II

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.1 INTRODUCCION.

Las bombas rotatorias de desplazamiento positivo tienen muchos usos diferentes en la industria de procesos químicos (IPQJ). Se debe pensar en ellas para aplicaciones en donde pueden ser las más adecuadas o, en ciertos casos, las únicas que podrán efectuar el trabajo requerido. Las ventajas exclusivas de las bombas rotatorias en aplicaciones para procesos, a menudo se pasan por alto por los muchos tipos disponibles y los limitados conocimientos de su funcionamiento y rendimiento. Se presentan lineamientos prácticos para estas bombas y los sistemas de líquido en que se pueden utilizar. El campo de aplicación de estas bombas es muy extenso. Se usan para manejar gran variedad de líquidos; las hay de un amplio rango de capacidades, y para distintas presiones, viscosidades y temperaturas.

2.2 DEFINICIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO

Un equipo de bombeo, es un transformador de energía. Y se encuentra en el grupo de las “Maquinas Hidráulicas” en estas, el fluido intercambia su energía pero no varía sensiblemente su densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que: $\rho = \text{constante}$.⁽³⁵⁾

2.3 DEFINICIÓN DE BOMBA HIDRÁULICA

“La bomba es una máquina que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico o energía térmica. Y la transforma de energía que transfiere a un fluido como energía hidráulica la cual permite que el fluido pueda ser transportado de un lugar a otro, a un mismo nivel y/o a diferentes niveles y/o a diferentes velocidades”⁽³⁵⁾

2.4 BOMBAS ROTATORIAS

Hay muchas variedades de bombas rotatorias para aplicaciones normales o especiales. En Hydraulic Institute Standards’ se describe la bomba rotatoria como. “una bomba de desplazamiento positivo, consistente en una cámara en donde están colocados engranes, excéntricas, tornillos, aspas (álaves), émbolos o elementos similares accionados por la rotación relativa del eje (árbol) de propulsión y la carcasa y que no tiene válvulas separadas para admisión y descarga”. Las ilustraciones en estas dos páginas, adaptadas de las gráficas de los Standards’ muestran la mayor parte de los tipos básicos de posible aplicación en la IPQ.⁽³⁵⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.5 FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS ROTATORIAS.

2.5.1 DESPLAZAMIENTO.

El desplazamiento es la cantidad teórica de líquido que los elementos giratorios pueden desplazar sin carga o presión. ⁽²²⁾

En una bombas de engranes, Por ejemplo, el desplazamiento es la suma de los volúmenes existentes entre los dientes. ⁽²²⁾

2.5.2 DESLIZAMIENTO.(Slip)

Es la cantidad de líquido que regresa de la descarga a la succión, a través de los claros que existen entre los dientes y entre la pared lateral de los engranes y la carcasa. ⁽²²⁾

2.5.3 GASTO.

El gasto de la bomba es la cantidad real del líquido que sale de ella, y es igual al desplazamiento de la bomba menos el retorno o recirculación. ⁽²²⁾

Teóricamente, el desplazamiento es una línea recta. En la práctica se produce un pequeño retorno. ⁽²²⁾

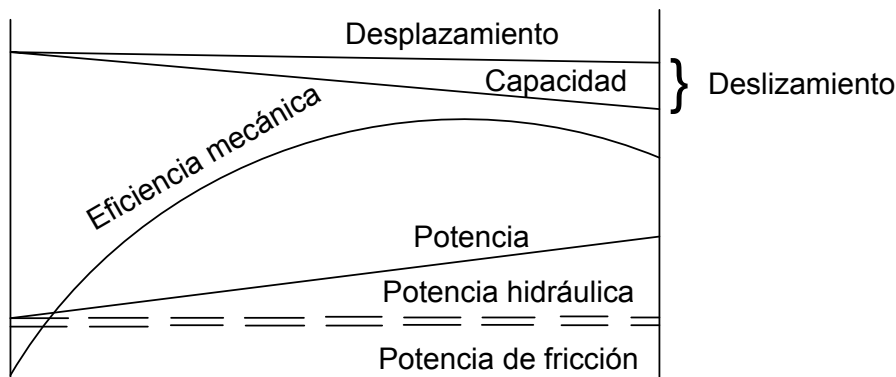


Figura 2.1 Gráfica para una bomba rotatoria con velocidad y viscosidad constantes. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

El retorno es directamente proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido. El retorno no varía con la velocidad de la bomba. ⁽⁸⁾

La curva Q y el desplazamiento tienden a unirse cuando aumenta la viscosidad, y en una bomba de engranes para líquidos con viscosidad > 5,000 SSU casi son iguales. ⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

El efecto del claro en el retorno o recirculación puede apreciarse más cuantitativamente si usamos de la siguiente fórmula:

$$Q_{\&} = \frac{\Delta p \times b \times d^3}{12\mu l}$$

$Q_{\&}$ = Flujo a través del claro.

Δp = Presión diferencia ($P_d - P_{\&}$).

b = Ancho de la trayectoria.

d = Claro.

μ = Viscosidad absoluta.

l = Longitud de la trayectoria.

Potencia. En una gráfica, la variación de la potencia tiene la forma de una línea recta.⁽⁸⁾

Para $p = 0$ existen pérdidas de fricción. Al aumentar la presión aumenta la potencia al freno requerida. Esta depende de la presión y la viscosidad.⁽⁸⁾

Eficiencia. La eficiencia de la bomba varía según el diseño de la misma, la viscosidad y otros factores. En general es mayor para bombas de alta presión.⁽⁸⁾

Las bombas rotatorias pueden tener eficiencias muy altas tales como 80-85%, cuando manejan líquidos de viscosidad relativamente alta (10-15,000 SSU). Por lo general, cuando aumenta la viscosidad, la eficiencia tiende a disminuir, pero se pueden obtener eficiencias altas, si se selecciona correctamente el equipo.⁽⁸⁾

A continuación se muestra una gráfica de funcionamiento para viscosidad constante y distintas velocidades.⁽⁸⁾

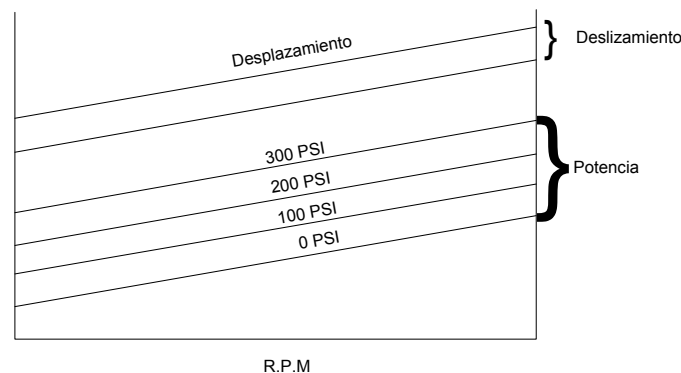


Figura 2.2 Rendimiento de bomba rotatoria con viscosidad constante. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

De aquí se deduce también que el maquinado de estas bombas debe ser sumamente preciso.⁽⁸⁾

Hay dos maneras de comprobar si el claro es correcto: determinar las curvas que muestren el retorno, o bien cerrar momentáneamente la válvula de línea de succión.⁽⁸⁾

En estas condiciones deberá producirse un vacío de 27 a 29 ½ "Hg con lo cual se comprueba que el claro es correcto.⁽⁸⁾

Los claros para presiones moderadas pueden ser como sigue:

Engranés de 1 ⅛" D.P.

Claro en los extremos 0.002" - 0.004"

Claro diametral 0.004" - 0.007"

Engranés de 13" D.P.

Claro en los extremos 0.010" - 0.018"

Claro diametral 0.002" - 0.028"

Engranés. Los engranes de las bombas pueden ser helicoidales (Spur) o tipo de espina de pescado (Herringbone).

En la siguiente grafica muestra el efecto claro. Como se ve, el exceso de claro hace que el retorno de flujo aumente a tal grado que las bombas resulten inoperantes.⁽⁸⁾

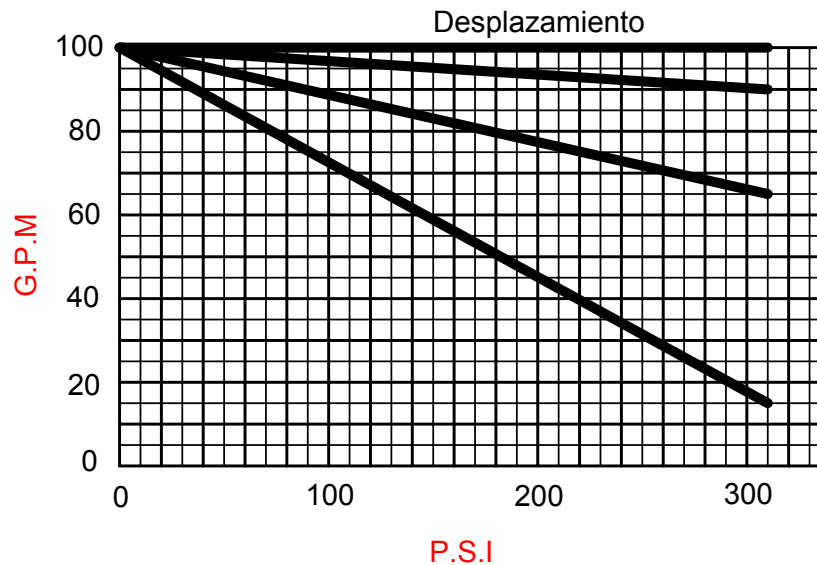
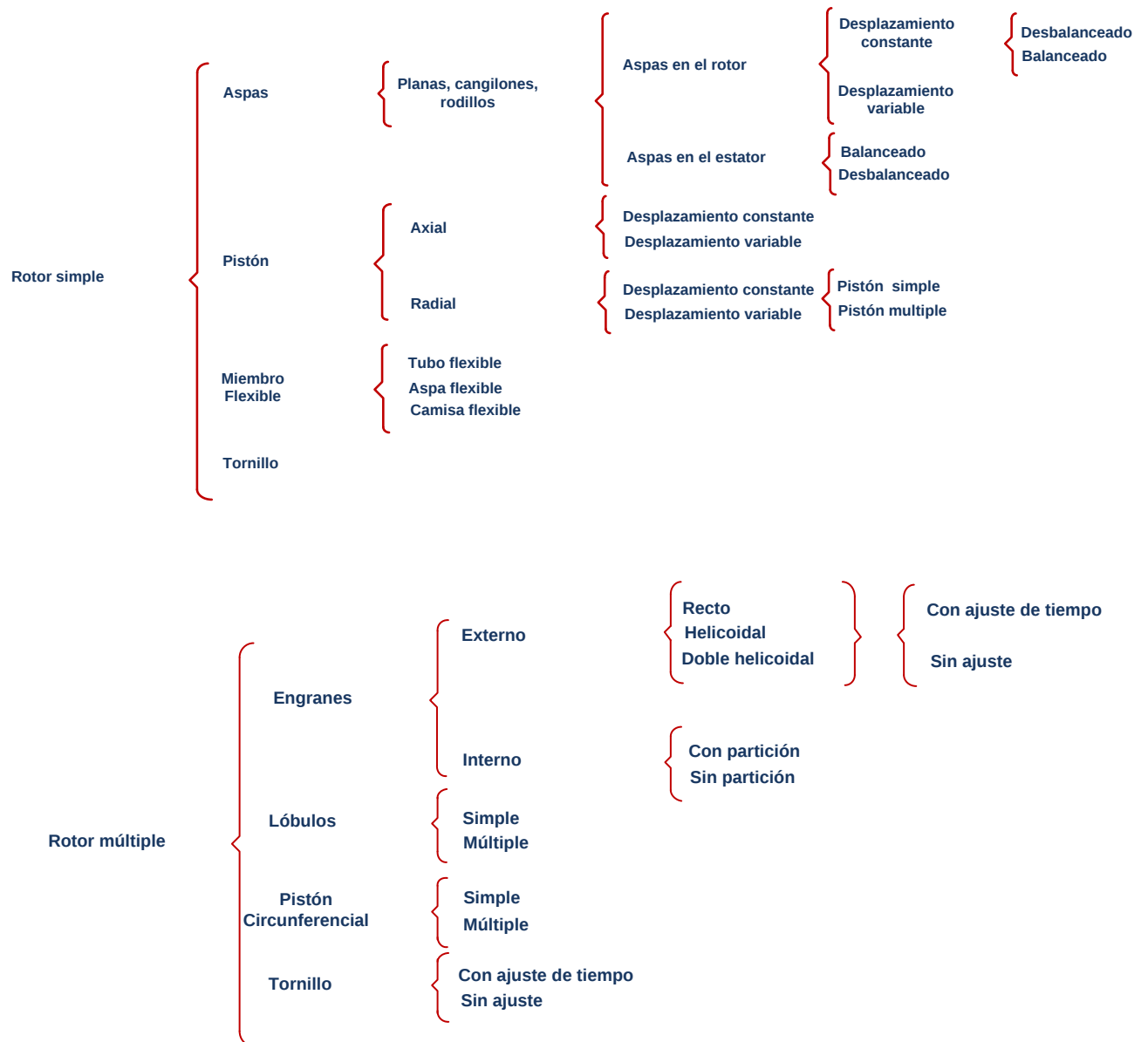


Figura 2.3 Gráfica que demuestra el efecto del claro en las bombas rotatorias. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.6 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS ROTATORIAS.

Figura 2.4 Según el Instituto de Hidráulica (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾, de Estados Unidos, las bombas se clasifican en:



BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.6.1 BOMBA DE ROTOR SIMPLE.

Una bomba de rotor simple es aquella en la cual los elementos que giran lo hacen con respecto a un solo eje. ⁽⁸⁾

2.6.2 BOMBA DE ROTOR MÚLTIPLES.

Una bomba de rotores múltiples es aquella en la cual los elementos que giran lo hacen con respecto a uno o más ejes. ⁽⁸⁾

2.6.3 BOMBA DE ASPAS.

En este tipo de bomba las aspas pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo, tipo cangilón, y pueden estar ubicadas en el rotor o en el estator, y funcionan con fuerza hidráulica radial. El rotor puede ser balanceado o desbalanceado, y el desplazamiento es constante o variable. La siguiente figura ilustra una bomba de rotor desbalanceado de desplazamiento constante, con las aspas en el rotor. ⁽⁸⁾

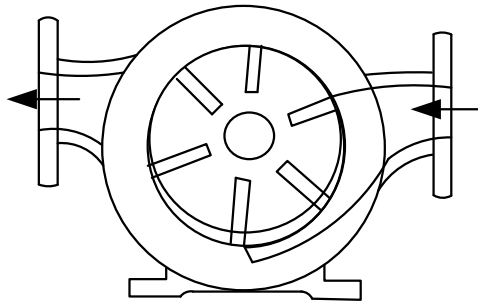


Figura 2.5 Bombas de aspas deslizantes. (Fuente Kenneth J. McNaughton) ⁽⁸⁾

La siguiente figura muestra otra bomba de aspas, también desbalanceada y de desplazamiento constante, pero con aspas en el estator. ⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

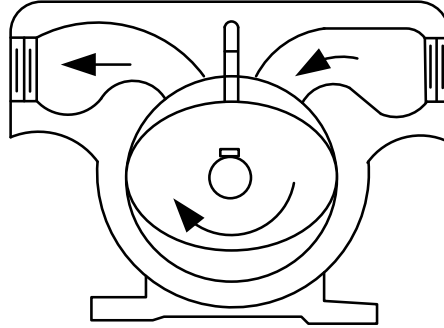


Figura 2.6 Bombas de espas externas. (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

2.6.4 BOMBA DE PISTÓN.

En este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan reciprocamente dentro de los cilindros; las válvulas funcionan por rotación de los cilindros; las válvulas funcionan por rotación de los pistones y cilindros con relación a los puntos de entrada y salida. Los cilindros pueden estar colocados axial o radialmente, y pueden trabajar con desplazamientos constantes o variables. La siguiente figura ilustra una bomba axial con desplazamiento constante del pistón.⁽⁸⁾

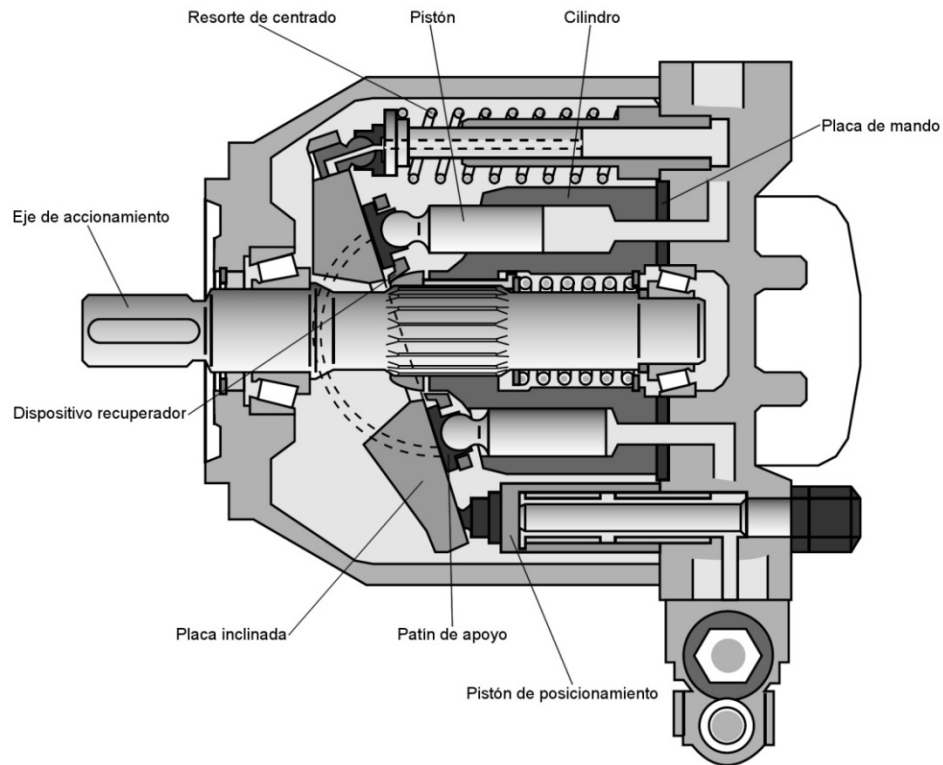


Figura 2.7 Bomba de pistón axial.

(Fuente <http://www.sapiensman.com/>)⁽³²⁾

2.6.5 BOMBAS DE MIEMBROS FLEXIBLES.

En éstas el bombeo del fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los miembros flexibles, que pueden ser un tubo, una corona de aspas o una camisa, cuyos ejemplos se muestran a continuación.⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

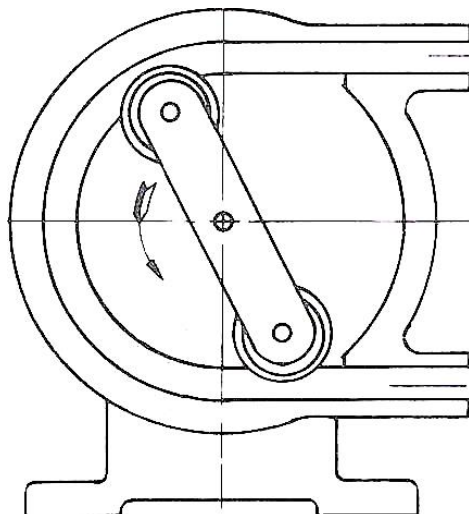


Figura 2.8 Bomba de tubo flexible. (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

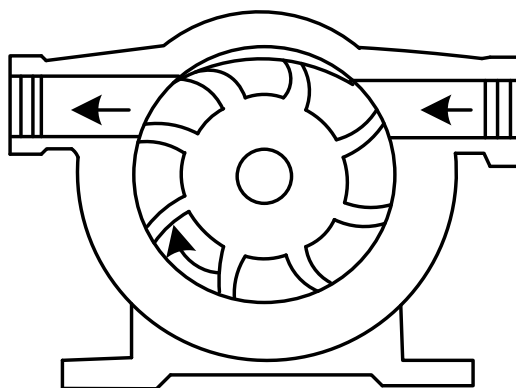


Figura 2.9 Bomba de aspa flexible. (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

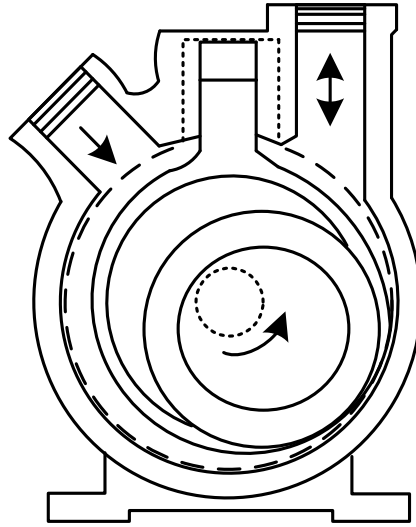


Figura 2.10 Bomba de camisa flexible. (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

2.6.6 BOMBA DE LÓBULOS.

En estas bombas el líquido se desplaza atrapado en los lóbulos, desde la entrada hasta la salida. Los lóbulos efectúan además la labor de sellado. Los rotores deben girar sincronizadamente. En las siguientes figuras se muestra unos ejemplos de una bomba de un lóbulo y una bomba de tres lóbulos.⁽⁸⁾

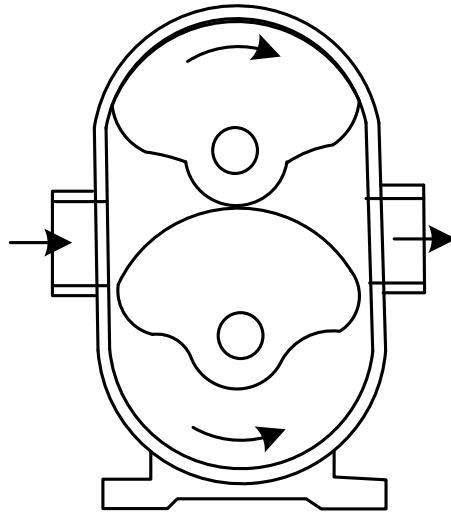


Figura 2.11 Bomba de lóbulos simples. (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

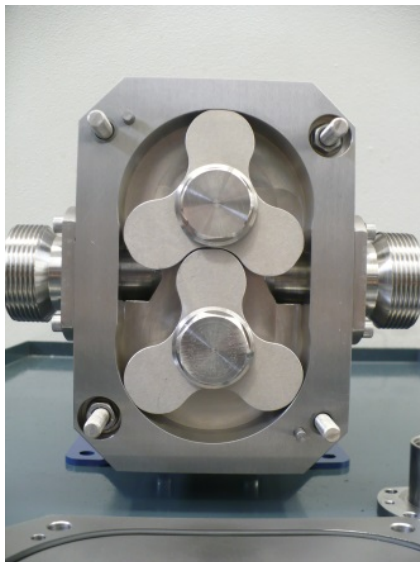


Figura 2.13 Bomba de tres lóbulos

(Fuente <http://www.sapiensman.com/>)⁽³³⁾

2.6.7 BOMBA DE PISTÓN CIRCUNFERENCIAL.

Tiene el mismo principio de operación que las de engrane, pero aquí cada rotor debe trabajar accionado por medios diferentes.⁽⁸⁾



Figura 2.14 Bomba de pistón circunferencial

(Fuente. <http://img.directindustry.es/>)⁽³³⁾

2.6.8 BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS DE BAJA PRESIÓN.

Lo que sucede es el origen de un vacío en la aspiración cuando se separan los dientes, por el aumento del volumen en la cámara de aspiración. En el mismo momento los dientes se van alejando, llevándose el fluido en la cámara de aspiración. La impulsión se origina en el extremo opuesto de la bomba por la disminución de volumen que tiene lugar al engranar los dientes separados. ⁽⁸⁾

2.6.9 BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS DE ALTA PRESIÓN.

El tipo de bomba más utilizado son las de engranajes rectos, además de las helicoidales y bihelicoidales. En condiciones óptimas estas bombas pueden llegar a dar un 93% de rendimiento volumétrico. ⁽⁸⁾

2.6.10 BOMBAS DE ENGRANES EXTERNOS.

Una bomba de engranajes externos tiene sus dientes en la circunferencia exterior de la base. Hay tres tipos de engranajes usados; rectos, helicoidales y herringbone. Los engranajes rectos son los más populares y fáciles de fabricar. Sin embargo, es el tipo que más ruido produce. Puede trabajar a gran presión (3.000 a 4.000 psi). ⁽⁸⁾

La bomba de engranajes helicoidales ha sido diseñada principalmente para disminuir el nivel de ruido pero tiene un inconveniente muy grande, genera una carga axial que hace que se requieran rodamientos robustos, y por esta razón estas bombas solo pueden subir hasta 2.000 psi. La bomba de engranajes tipo herringbone es muy silenciosa, no tiene carga axial pero solo puede trabajar hasta 500psi y es muy costosa. ⁽⁸⁾

Producen caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje de la bomba (motriz), y éste hace girar al otro (libre). ⁽⁸⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

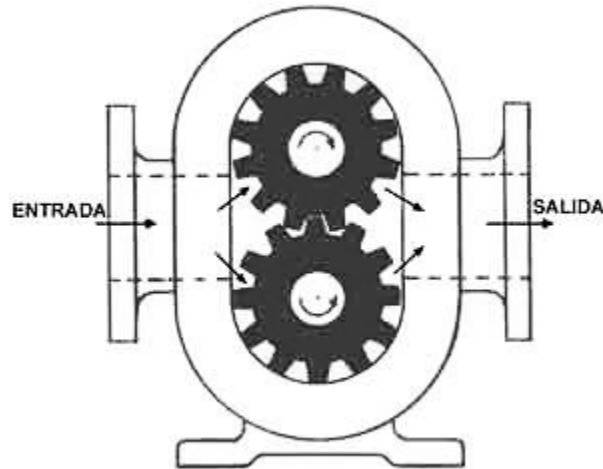


Figura 2.15 Bomba de engranes externos (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

2.6.11 BOMBA DE ENGRANAJES BIHELICOIDALES

La bomba de engranajes bihelicoidales es una modificación de la bomba de engranajes rectos. El líquido se bombea de manera semejante a la bomba de engranajes rectos. Sin embargo, en la bomba de engranajes bihelicoidales, cada juego de dientes comienza su fase de descarga de fluido antes de que el juego anterior de dientes haya terminado su fase de descarga. Esta sobreposición y el espacio relativamente más grande en el centro de los engranajes tienden a reducir al mínimo las pulsaciones y a dar un flujo más constante que la bomba de engranajes rectos.⁽⁸⁾

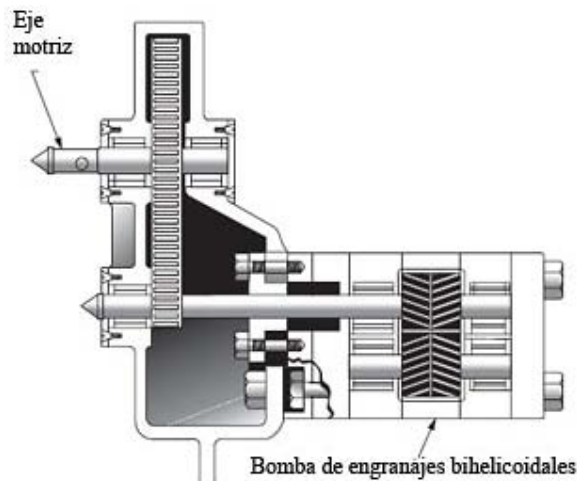


Figura 2.16 Bomba de engranajes bihelicoidales Bomba de engranajes helicoidales

(Fuente <http://www.sapiensman.com/>)⁽³³⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.6.12 BOMBA DE ENGRANAJES HELICOIDALES.

La bomba de engranaje helicoidal sigue siendo otra modificación de la bomba de engranaje recto. Debido al diseño helicoidal del engranaje, la sobre posición de descargas sucesivas desde los espacios entre los dientes es incluso mayor que la producida en la bomba de engranaje bihelicoidal; por lo tanto, el flujo de la descarga es más estable. Debido a ésta mayor estabilidad de descarga en la bomba helicoidal, los engranajes se pueden diseñar con una pequeña cantidad de dientes grandes $\pm$ permitiendo así un incremento en la capacidad sin sacrificar la estabilidad del flujo.⁽⁸⁾

Los engranajes de bombeo de este tipo de bomba son movidos por un sistema de engranajes de sincronización el impulsión que ayudan a mantener el espacio intersticial requerido sin el contacto metálico real de los engranajes de bombeo. (El contacto metálico entre los dientes de los engranajes de bombeo proporcionaría un sello más estrecho contra el resbalamiento; sin embargo, causaría un acelerado desgaste de los dientes, porque el material extraño en el líquido estaría presente sobre las superficies de contacto.).⁽⁸⁾

Los rodamientos de rodillos en ambos extremos de los ejes de engranaje mantienen la alineación apropiada y reducen al mínimo la pérdida de fricción en la transmisión de la potencia. Embalajes adecuados se utilizan para prevenir fugas alrededor del eje.⁽⁸⁾

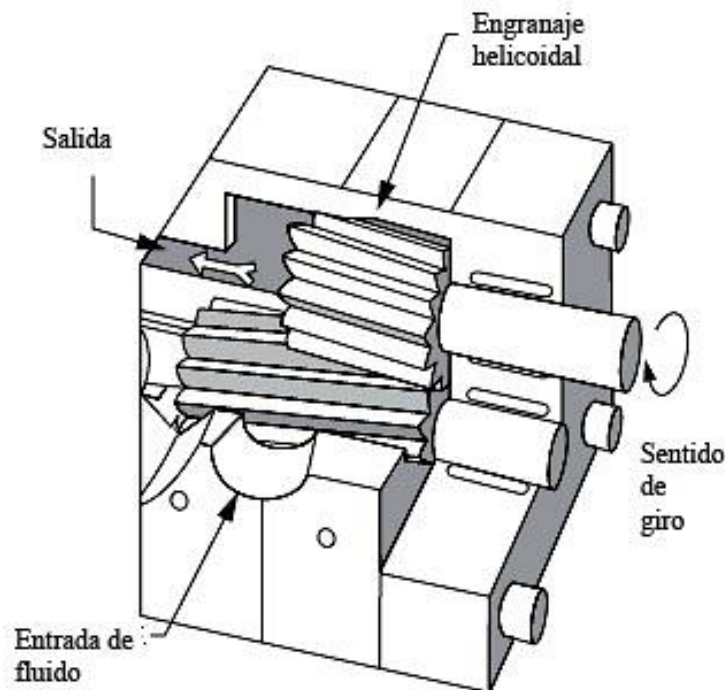


Figura 2.17 Bomba de engranaje helicoidal.

(Fuente <http://www.sapiensman.com/>)⁽³³⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.6.13 BOMBAS DE ENGRANAJES INTERNOS.

Otro tipo de bomba es la de engranaje interior o tipo gerotor. Consiste de un engranaje externo que engrana con otro interno. El externo tiene un diente más que el interno y el espacio que genera ese diente extra determina el desplazamiento de la bomba. ⁽⁸⁾

Las bombas de engranaje en general, son las de menor costo y tienen muy buena capacidad para soportar impurezas en el aceite, sin embargo, con el desgaste aumentan mucho las fugas internas y se baja la eficiencia. Por otro lado, una bomba de engranajes con muchas cámaras de bombeo genera flujo pulsante de alta frecuencia, lo que produce mucho ruido. ⁽⁸⁾

Están compuestas por dos engranajes, externo e interno. Tienen uno o dos dientes menos que el engranaje exterior. Su desgaste es menor por la reducida relación de velocidad existente. Son utilizadas en caudales pequeños y pueden ser de dos tipos: semilunar y gerotor. ⁽⁸⁾

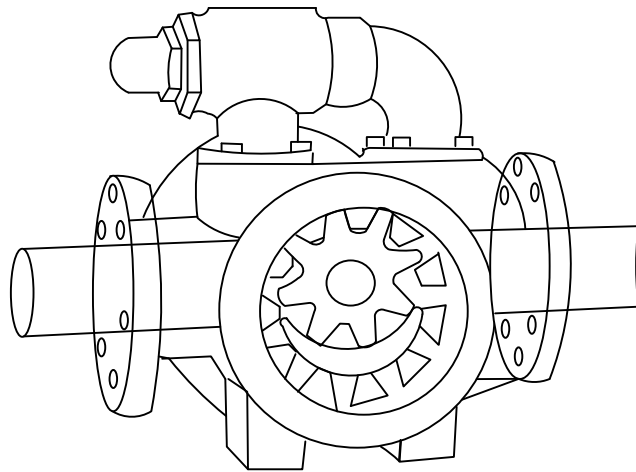


Figura 2.18 Bomba de engranes internos (con media luna).

(Fuente <http://www.sapiensman.com/>) ⁽³³⁾

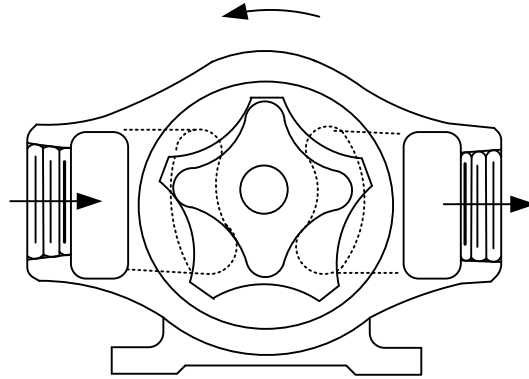


Figura 2.19 Bomba de engranes internos (sin partición) (*Fuente Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

2.6.14 BOMBAS DE TORNILLO SIMPLE.

El tornillo desplaza axialmente el líquido a lo largo de una coraza en forma de gusano. Tiene el inconveniente de poseer un alto empuje axial. A continuación se muestran algunos ejemplos.⁽⁸⁾

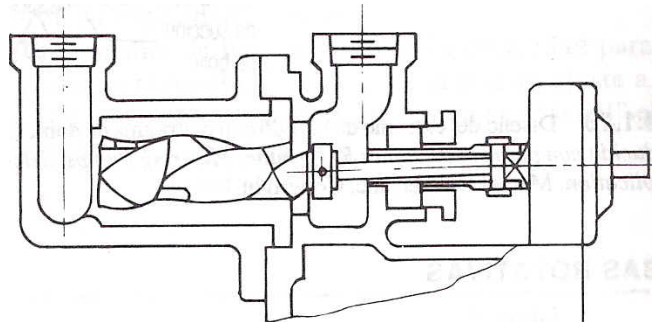


Figura 2.20 Bomba de tornillo simple

(*Fuente Hernández López Alfonso de Jesús "Bombas y su clasificación" INSTITUTO TECNOLÓGICO DE VERACRUZ, 1998*)⁽¹⁷⁾

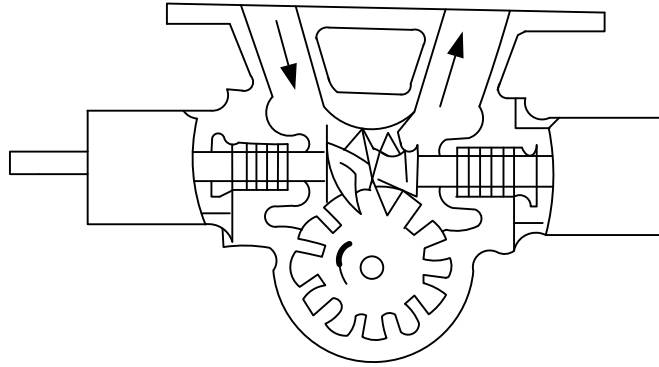


Figura 2.20 Bomba de tornillo y rueda. (Fuente *Kenneth J. McNaughton*)⁽⁸⁾

2.6.15 BOMBA DE TORNILO MÚLTIPLE.

El fluido es transportado axialmente por los tornillos. En vez de un estator, cada tornillo trabaja en contacto con el otro, que puede ser motriz o el conducido. En estos diseños se reduce el empuje axial.⁽⁸⁾

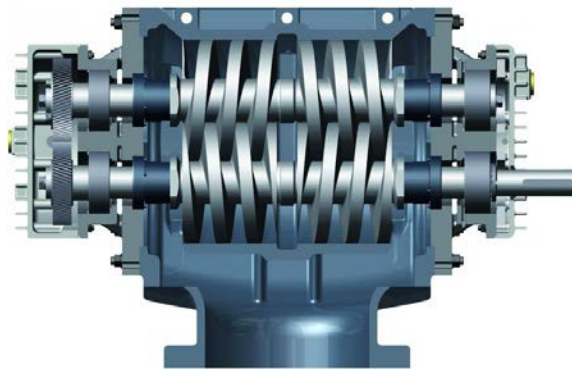
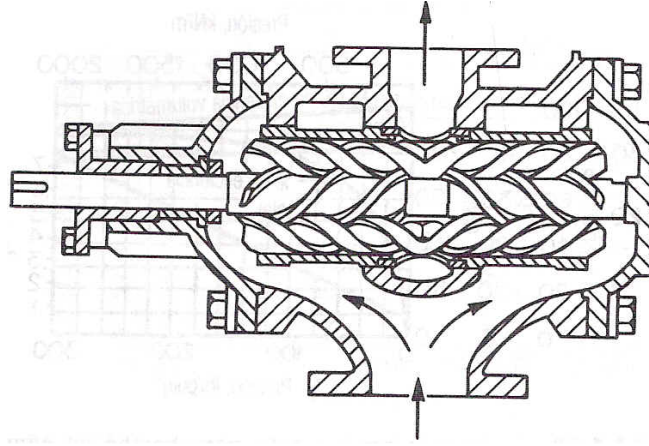


Figura 2.21 Bomba de dos tornillos.

(Fuente <http://www.sapiensman.com/>)⁽³³⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO



(Fuente Hernández López Alfonso de Jesús "Bombas y su clasificación" INSTITUTO TECNOLÓGICO DE VERACRUZ, 1998)⁽¹⁷⁾

2.7 REQUISITOS PARA LA SUCCIÓN.

Las condiciones de la succión en las bombas rotatorias se expresan como carga neta positiva de succión, **NPSH**, presión neta positiva de entrada, **NPIP**, y presión neta de entrada, **NZP**. En estas bombas, como en cualquier otra, se requiere presión positiva en la succión para que se llenen por completo con el líquido.⁽²²⁾

Aunque muchos tipos de bombas rotatorias tendrán buen funcionamiento durante largo tiempo cuando bombean una mezcla de líquido y gas, la descarga neta de líquido se reducirá mucho si una parte del caudal dentro de la bomba es una mezcla de gas y líquido o de aire y líquido. Por ello, siempre es necesario asegurar una presión o carga adecuada de succión para que la bomba se llene por completo con líquido y funcione sin cavitación.⁽²²⁾

Algunos fabricantes de bombas rotatorias emplean los términos NPIP o NIP en vez de NPSH, porque una bomba de desplazamiento requiere presión, en vez de carga, para llenarse. Pero, debido a la aceptación tan generalizada del término NPSH en la industria de bombas y porque ya se conoce su significado, es preferible seguir utilizando NPSH en todas las bombas en vez de algún término nuevo. Esto se acordó por el grupo de trabajo del American Petroleum Institute (API) en la preparación de la nueva norma API 676 para Bombas Rotatorias, que se comentará más adelante.⁽²²⁾

Esta Norma incluye las siguientes definiciones:

La carga neta positiva de succión, disponible $(NPSH)_A$ es la presión total de succión disponible en el sistema en la conexión de succión de la bomba menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La $(NPSH)_A$ para una bomba rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la $(NPSH)_A$.⁽²²⁾

BOMBAS ROTATORIAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

La carga neta positiva de succión requerida $(NPSH)_A$ es la presión total de succión requerida por la bomba en su conexión de succión, menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La $(NPSH)_R$ para una bomba rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la $(NPSH)_R$.⁽²²⁾

Los requisitos de succión se determinan en una forma similar a la utilizada en las bombas centrífugas. La $(NPSH)_A$ es función del diseño del sistema y sólo se puede determinar si se conocen las características del sistema y del líquido que se va a bombear. La distribución física del sistema, el tamaño de las tuberías y otras pérdidas por fricción en los tubos que llegan a la bomba, la elevación estática antes de la bomba, la presión de vapor en el líquido bombeado, la viscosidad y su efecto en las pérdidas por fricción en el sistema se reflejan directamente en la determinación de la $(NPSH)_A$.⁽²²⁾

Por el contrario, la $(NPSH)_R$ es función del diseño de la bomba y sólo se puede encontrar mediante las pruebas de la bomba. El fabricante indicará su valor. Igual que en otras bombas, la $(NPSH)_A$ debe ser mayor que la $(NPSH)_R$ si se quiere que la bomba entregue su capacidad nominal y tenga larga duración sin problemas.⁽²²⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

CAPÍTULO III



3.1 INTRODUCCIÓN.

La bomba de engranes internos puede ser utilizada en una amplio rango de viscosidades, debido a su baja velocidad de operación.

En este tipo de bombas por cada revolución que dan los engranes, estos permanecen unidos por un tiempo considerado, de esta manera los espacios ente los dientes se llenan de líquido, impidiendo la formación de cavidades. Las bombas de engranes internos bombean con éxito viscosidades sobre 1.320.000 ST/6.000.000 SSU y líquidos de poca viscosidad, tales como propano y amoniaco líquidos. Además, a velocidades bajas y las presiones de entrada bajas, proveen flujo constante e incluso descargan a pesar de condiciones de variación de presión.

Principio usado en las bombas de engranes internos fue inventado por Jens Nielsen, uno de los fundadores de Viking Pump. Utiliza dos engranes giratorios que se separan en el lado de la succión de la bomba para crear los vacíos permitiendo a la presión atmosférica a forzar a el líquido a entrar en la bomba. Los espacios entre los dientes del engrane transportan entre las crestas el líquido, de cada lado hacia el lado de la descarga y al re-acoplarse los engranes se descarga el líquido. El diseño de engranes internos de la Bomba Viking, tiene un engrane impulsor externo el cual da vuelta al engranaje interno.

Cuando se utiliza para viscosidades elevadas, esta bomba ofrece un suave y constante flujo. Las bombas de engranes internos son y pueden funcionar en seco. Ya que en este tipo de bombas solo dos partes movibles, son confiables, simples de operar y fáciles de mantener. Pueden funcionar en cualquier dirección, permitiendo un rango más amplio de aplicación.

3.2 FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS.

El funcionamiento lo podemos describir con los siguientes pasos:

- El líquido entra a la bomba por el canal de succión, entre el engrane exterior (en grande de mayor tamaño) y el engrane interior. ⁽²⁸⁾
- La bomba de engranajes funciona por el principio de desplazamiento; un piñón es impulsado y hace girar al otro en sentido contrario. En la bomba, la cámara de admisión, por la separación de los dientes, en la relación se libera los huecos de dientes. ⁽²⁸⁾
- La presión del líquido es elevada justo antes de que este salga por el conducto de salida. ⁽²⁸⁾
- Los dientes de los dos engranes se acoplan completamente, formando un sello equidistante, entre el conducto de entrada y el de salida. El sello fuerza al líquido a salir por el conducto de salida. ⁽²⁸⁾
- Este tipo de bomba produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje de la bomba (motriz), y este hace girar al otro (libre). ⁽²⁸⁾
- Esta depresión provoca la aspiración del líquido desde el depósito. ⁽²⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

- Los dientes llenados transportan el líquido a lo largo de la pared de la carcasa hacia la cámara de impulsión.⁽²⁸⁾
- En la cámara los piñones que engranan transportan el líquido fuera de los dientes e impiden el retorno del líquido.⁽²⁸⁾
- Por lo tanto el líquido de la cámara tiene que salir hacia el receptor, el volumen del líquido suministrado por revolución se designa como volumen suministrado (cm^3/rev).⁽²⁸⁾

3.3 CONSTRUCCIÓN DE LAS BOMBAS DE ENGRANAJES.

Las bombas de engranaje hidráulicas consisten básicamente en los dos engranajes, una carcasa, tapas de extremo y un eje de accionamiento. Esto es una ventaja sobre los otros dos tipos de bombas hidráulicas rotativas, el tipo de paletas y el tipo de pistón, que requieren complejos conjuntos giratorios para bombear fluido. Con menos partes móviles, la bomba de engranajes es menos susceptible a daños y desgaste, y por lo tanto requiere menos mantenimiento.⁽⁸⁾

EJEMPLOS DE CURVAS DE ENGRANAJES INTERNOS

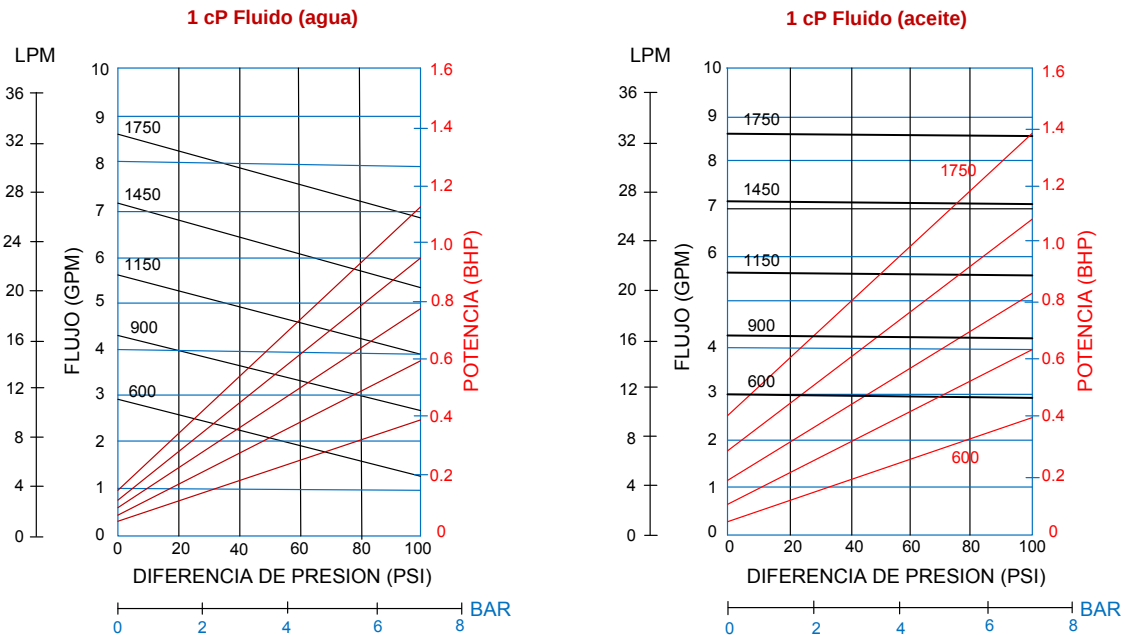


Figura 3.2 Las curvas de rendimiento para una bomba típica muestran de deslizamiento como función de la viscosidad y diferencia de presión. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

3.4 FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS.

3.4.1 VISCOSIDAD.

La viscosidad es la medida de la resistencia del líquido a fluir. La viscosidad del líquido reduce la eficiencia de la bomba, ya que requieren más tiempo para llenar las cavidades de la bomba. Los líquidos viscosos pueden también dañar piezas de la bomba y disminuir la tensión en el sistema de bombeo en general.⁽²⁸⁾

El rendimiento energético de la bomba puede ser aumentado reduciendo la velocidad de esta. Aunque el contacto del rotor con el engrane crean una succión casi perfecta, reducir la velocidad asegura un nivel más alto de rendimiento energético.⁽²⁸⁾

Bombas de engranes internos de acero proporcionan fuerza y durabilidad excepcionales. La fuerza del rotor se incrementa significativamente y ayuda a prevenir el daño creado por líquidos con alto grado de viscosidad.⁽²⁸⁾

3.4.2 SENSIBILIDAD DE CORTE.

Un líquido sensible al corte, es aquel líquido que se altera al pasar por el movimiento cortante de la bomba.⁽²⁸⁾

Existen dos opciones básicas para manejar la sensibilidad al corte de los líquidos, primero, se puede usar una bomba de bajo cortante. Bombas rotatorias ofrecen poca resistencia al flujo. La otra alternativa, es rehuir la velocidad de la bomba. Como se mencionó anteriormente, velocidades bajas son más eficientes para líquidos viscosos, con esto los efectos de partículas abrasivas y corrosión se reducen y los líquidos sensibles al corte permanecen intactos.⁽²⁸⁾

3.4.3 VOLATILIDAD.

La presión del vapor es una medida de la volatilidad de un líquido a cierta temperatura. Si se incrementa la presión del vapor produce una disminución en la disponibilidad de NPSH. Conforme aumenta la temperatura del líquido en bombeado, la presión del vapor puede llegar a un punto en el cual el NPSH se vuelve cero. La presencia de vapor en el líquido bombeado, reduce el volumen disponible para el líquido en la bomba.⁽²⁸⁾

3.4.4 CORROSIÓN.

Los líquidos corrosivos interactúan químicamente con los materiales de construcción y dañan dichos materiales en una forma uniforme. La fuerza de un líquido corrosivo depende de su concentración y de la temperatura en la que está. Una forma sencilla del grado de corrosión de un líquido, es sumergir trozos de distintos materiales de construcción en el líquido, y monitorearlos conforme al tiempo.⁽²⁸⁾

Ya que la corrosión es una reacción química, la mejor opción para combatirla es escoger materiales compatibles con un buen nivel de pH.⁽²⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

Disminuir la temperatura también ayuda a reducir la corrosión propia del líquido, pero esto debe influir sobre la característica que posee la temperatura del adhesivo. Algunos adhesivos como el ácido ferúlico y la urea, necesitan ser bombeados a temperaturas elevadas para retener sus propiedades adhesivas o para prevenir el endurecimiento.⁽²⁸⁾

Los bujes de acero o de cerámica, ofrecen buena resistencia a la corrosión, mientras que los bujes de bronce ofrecen poca. Los bujes de grafito carbón proveen excelente resistencia la corrosión, pero son muy suaves para soportar grandes cantidades de adhesivos abrasivos.⁽²⁸⁾



Figura 3.3 Engrane con daño de corrosión.

(Fuente <http://catarina.udlap.mx/>)⁽²⁸⁾

3.4.5 ABRASIÓN.

Así como la corrosión, líquidos abrasivos deterioran a las bombas. El análisis de abrasión se debe de realizar en los materiales de construcción, más que en el líquido mismo, ya que este contiene partículas que chocan directamente con dichos materiales.⁽²⁸⁾



Figura 3.4 Engrande con daño de abrasión.

(Fuente <http://catarina.udlap.mx/>)⁽²⁸⁾

3.4.6 FATIGA EN SUB-SUPERFICIE EN ENGRANES

La Fatiga en sub-superficie es una forma de desgaste que ocurre después de muchos ciclos de altos esfuerzos de carga flexionando sobre el metal. Esto causa grietas en la sub-superficie del metal, que luego se propagan hacia la superficie resultando en la remoción de un pedazo de metal de la superficie.⁽²⁸⁾

Comienza con inclusiones o defectos en el metal del rodamiento debajo de la superficie. Se forman micro-grietas en la sub-superficie debido a la repetición por largo tiempo de cargas y esfuerzos cíclicos (500 000 psi) causando una deformación elástica (flexión) del metal. Esto es típico en los elementos y pistas de los rodamientos, dientes de engranajes, y todo lo que opere en un régimen de lubricación elasto-hidrodinámica (EHD). El esfuerzo de contacto está concentrado en un punto por debajo de la superficie del metal.⁽²⁸⁾

Estas micro-grietas normalmente se propagan hacia la superficie lo que eventualmente resulta en el desprendimiento de material o de laminación. Aparecen como daños a la superficie o desgaste (grandes picaduras) conocidas como desconchado. Otros términos usados para fatiga en la sub-superficie son hojuelas, pelado y picaduras mecánicas. Si existe una película de lubricante gruesa donde no haya contacto metal-metal, la superficie no se desgasta. La fatiga de superficie no es una preocupación común si se utilizan metales de buena calidad en la fabricación de rodamientos. La mayoría fallará primero por otros mecanismos que por fatiga de la sub-superficie.⁽²⁸⁾

La falla por fatiga de la sub-superficie es el resultado de un rodamiento operando fuera del alcance de sus condiciones normales basadas en carga, velocidad y espesor de la película lubricante a las cuales está expuesto. El factor de vida por fatiga de un rodamiento L10 es el tiempo promedio (en horas o ciclos) para que falle el 10 por ciento de un juego de rodamientos idénticos bajo ciertas condiciones. Un estimado del L10 puede ser calculado, si se suministra el valor nominal de vida de un rodamiento.⁽²⁸⁾



Figura 3.5 Fatiga en sub-superficies en bombas de engranajes internos.

(fuente <http://noria.mx//>)⁽³⁶⁾

3.4.7 CAVITACIÓN.

Hay pérdida de capacidad en la bomba, cuando el líquido no llena por completo las cavidades de esta. Esto puede ocurrir por la vaporización del líquido en algún punto del canal de succión o en las cavidades de la bomba. Las burbujas de vapor son transportadas a zonas de altas presiones dentro de la bomba, donde se colapsa, trayendo como resultado ruido y vibración en la bomba. Este fenómeno se conoce como **capitación**.⁽⁸⁾

El continuo choque de estas burbujas de aire ocasiona un deterioro más rápido a la bomba, y aceleran la corrosión. Picaduras dentro de la bomba, sobre todo en los engranes son el resultado de la corrosión. Mientras más deslizamiento haya en la bomba, se disminuye el efecto de la cavitación. La cavitación se presenta comúnmente en líquidos viscosos, así como también las bombas de altas velocidades están propensas a este fenómeno.⁽⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

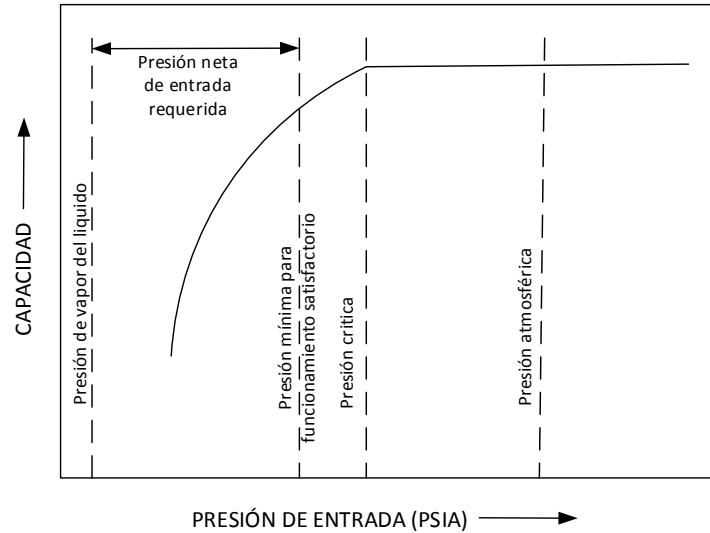


Figura 3.6 La capacidad de salida se reduce con rapidez cuando la presión en la entrada baja a menos de la crítica. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

El fenómeno más común que se debe evitar es la pérdida de capacidad. En la figura anterior se muestra como se reduce la capacidad de salida de una bomba rotatoria cuando se reduce la presión de entrada a la bomba a menos del valor crítico. La presión neta requerida a la entrada (RNIP) en psi, se mide con la presión de vapor del líquido en el punto de funcionamiento o capacidad mínimos satisfactorios. Este punto entre 90 a 97% de la capacidad normal de la bomba. Otros fenómenos indeseables incluyen daños a la bomba, más ruido, vibración y pulsaciones del flujo y de la presión en la descarga de la bomba.⁽⁸⁾

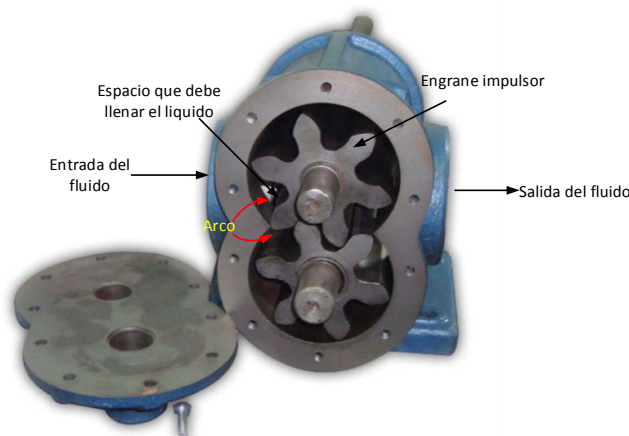


Fig. 3.7 El líquido debe llenar por completo el espacio entre los dientes para evitar cavitación. (Fuente Hernández López Alfonso de Jesús "Bombas y su clasificación" INSTITUTO TECNOLÓGICO DE VERACRUZ, 1998)⁽¹⁷⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

3.4.8 EFECTOS DE LA CAVITACIÓN.

La cavitación en las bombas rotatorias de engranes ocurre cuando el líquido no tiene suficiente energía para llenar por completo el espacio entre los dientes de los engranes desde el momento en que se separan hasta que forman cavidades cerradas con la carcasa. Si el líquido no puede llenar las cavidades, entonces se vaporizará. Esta vaporización parcial y el posterior aplastamiento de las burbujas de vapor cuando llegan a una región de presión más alta dentro de la bomba es lo que ocasiona la cavitación. Si se aumentan la viscosidad del líquido, la velocidad de rotación o el tamaño de la cavidad entre los dientes, se aumentará la presión neta de entrada requerida para las cavidades entre los dientes se llenen por completo con el líquido. ⁽⁸⁾

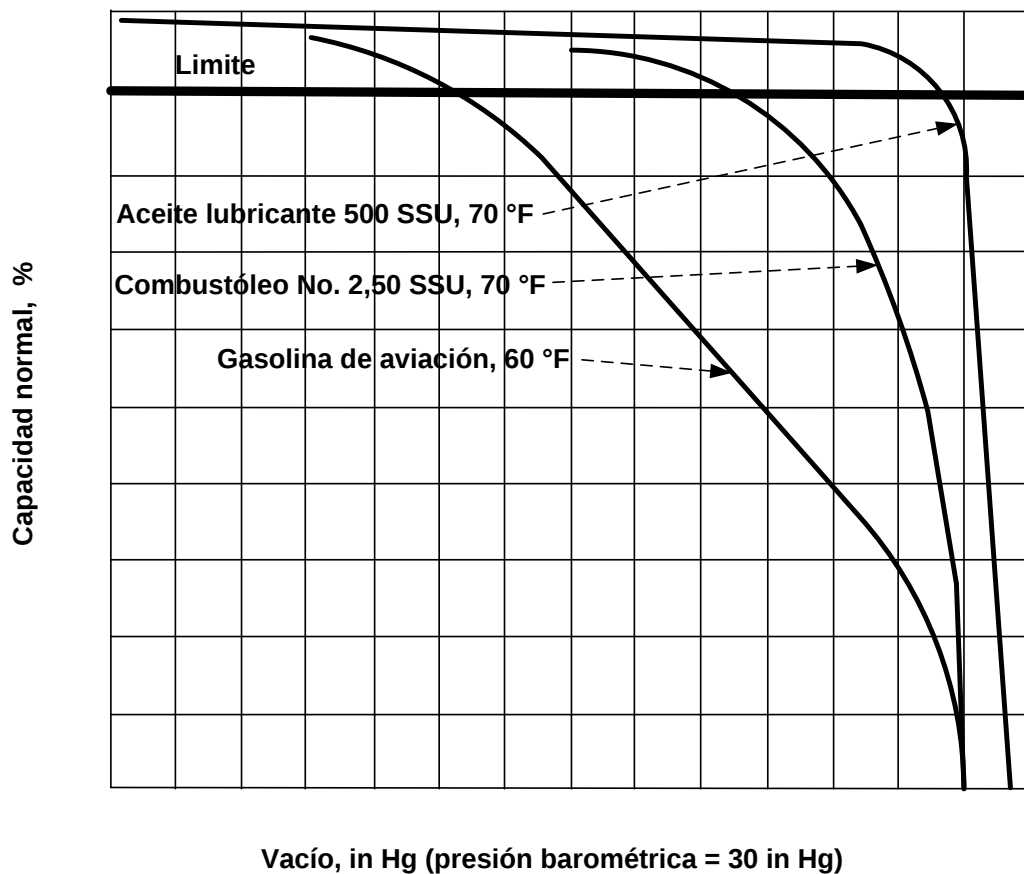


Figura 3.8 No suele ser aconsejable operar a menos del 90% de la capacidad normal. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

En la figura anterior se ilustra el efecto aproximado de operar con vacío en tres líquidos típicos. Como se verá no suele ser aconsejable operar muy por abajo del 90% de la capacidad normal. Es preferible rediseñar la instalación para minimizar el vacío. ⁽⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

Debido a sus buenas características de auto-cebado y de manejo, a veces, las bombas rotatorias, pueden trabajar en condiciones casi imposibles de succión. Por ejemplo, con líquidos no volátiles pueden funcionar con vacíos hasta de 28 a 29.5 in de mercurio. Además, la mayor parte de los líquidos que manejan las bombas de engranes no son homogéneos, por ejemplo los productos de petróleo. Las diversas fracciones se vaporizan y condensan a diferentes temperaturas y presiones. Esto significa que se consume menos energía en cualquier situación dada, por lo cual la erosión producida por la cavitación no es tan seria ni destructora como con los líquidos homogéneos que maneja una bomba centrífuga. ⁽⁸⁾

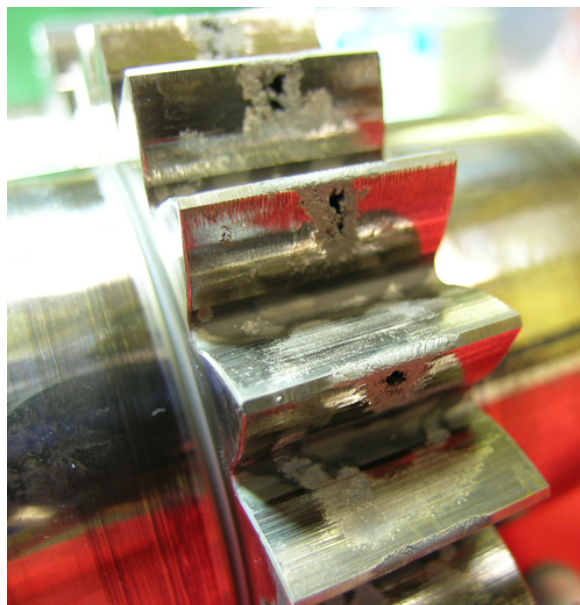


Figura 3.9 Daños por cavitación en engranes de bombas externos.

(Fuente <http://www.k-makris.gr>) ⁽³⁴⁾

Se debe mencionar que las bombas rotatorias de engranes se pueden dañar por la cavitación, aunque no es común. Esto ocurre en especial con líquidos de baja viscosidad, con los cuales el aplastamiento de las burbujas de vapor puede ser muy rápido. En la figura anterior se ilustra el efecto de la cavitación en la placa lateral de una bomba de engranes externos después de 900 horas de operación; el líquido era aceite lubricante con viscosidad de 110 SSU. En la figura 5 se muestra la picadura en la raíz de los dientes de los engranes junto a la superficie correlativa de la placa lateral. ⁽⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

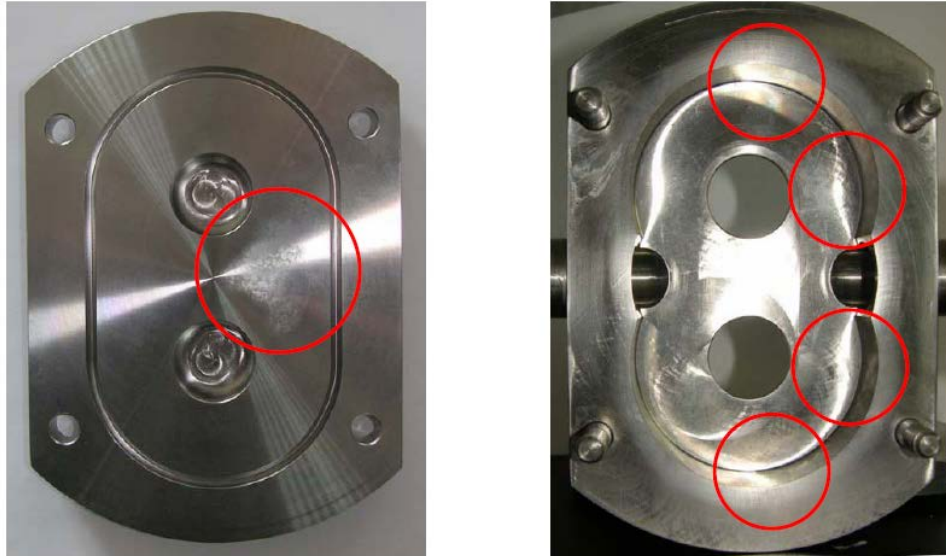


Figura 3.10 Efecto típico de cavitación sobre la cubierta y la carcasa.

(Fuente <http://img.directindustry.e>)⁽³³⁾

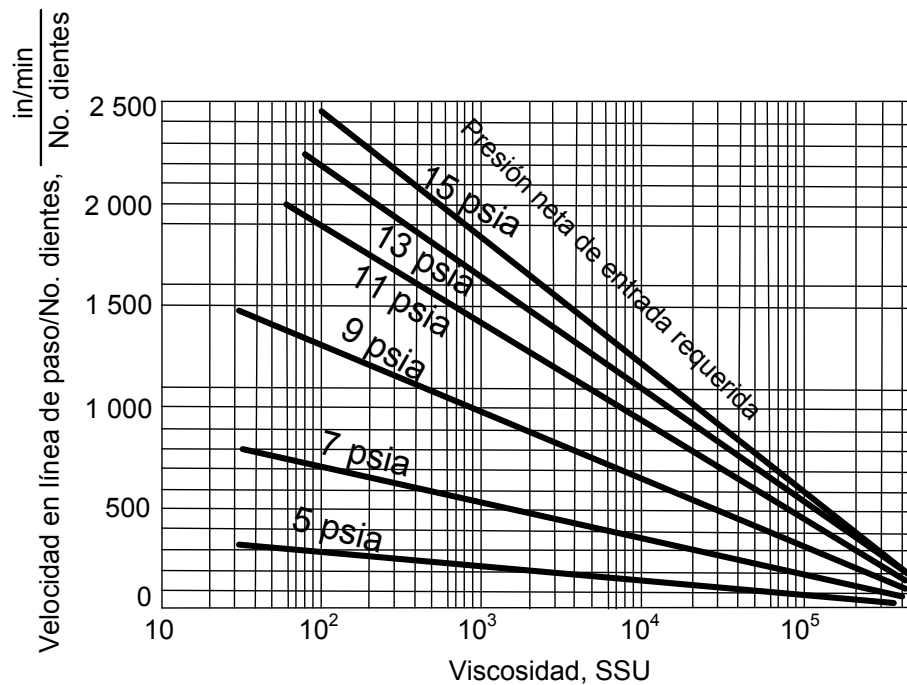


Figura 3.11 Relación entre variables que determinan la RNIP (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

3.4.9 PREDICCIÓN DE LA CAVITACIÓN

La presión neta de entrada requerida en una bomba de engranes externos depende de diversos factores relacionados; los más importantes son: viscosidad del líquido, velocidad de los dientes de los engranes (velocidad en la línea de paso) y tamaño de la cavidad entre dientes que es inversamente proporcional al número de dientes (Tabla 6.1).⁽⁸⁾

El efecto general de estos factores interrelacionados aparece en la figura 6. Se apreciará que para una presión neta dada de entrada se debe reducir la velocidad de la bomba conforme aumenta la viscosidad del líquido.⁽⁸⁾

Además, según aumenta el diámetro de paso de los engranes o se reduce el número de dientes, hay que hacer funcionar la bomba a menos velocidad para una viscosidad y presión neta de entradas dadas. La aplicación de los límites de RNZP en una bomba con diámetro de paso y número de dientes fijos da la curva de la figura 6.14. Las únicas variables son la velocidad de la bomba, la viscosidad del líquido y la RNZP.⁽⁸⁾

La presión neta de entrada requerida
depende de:

Viscosidad del líquido
Velocidad en línea de paso (diámetro de paso de
engranes $\times \pi \times \text{rpm}$)
Número de dientes de engranes

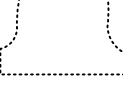
Tamaño de los dientes	Paso	No. De dientes	Tamaño de los dientes	Paso	No. De dientes
	48	96		8	16
	32	64		6	12
	24	48		5	10
	20	40		4	3
	16	32		3	6
	12	24			
	10	20			

Figura 3.12 El tamaño de la cavidad entre dientes es inversamente proporcional al número de dientes (para diámetro de 2 in). (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

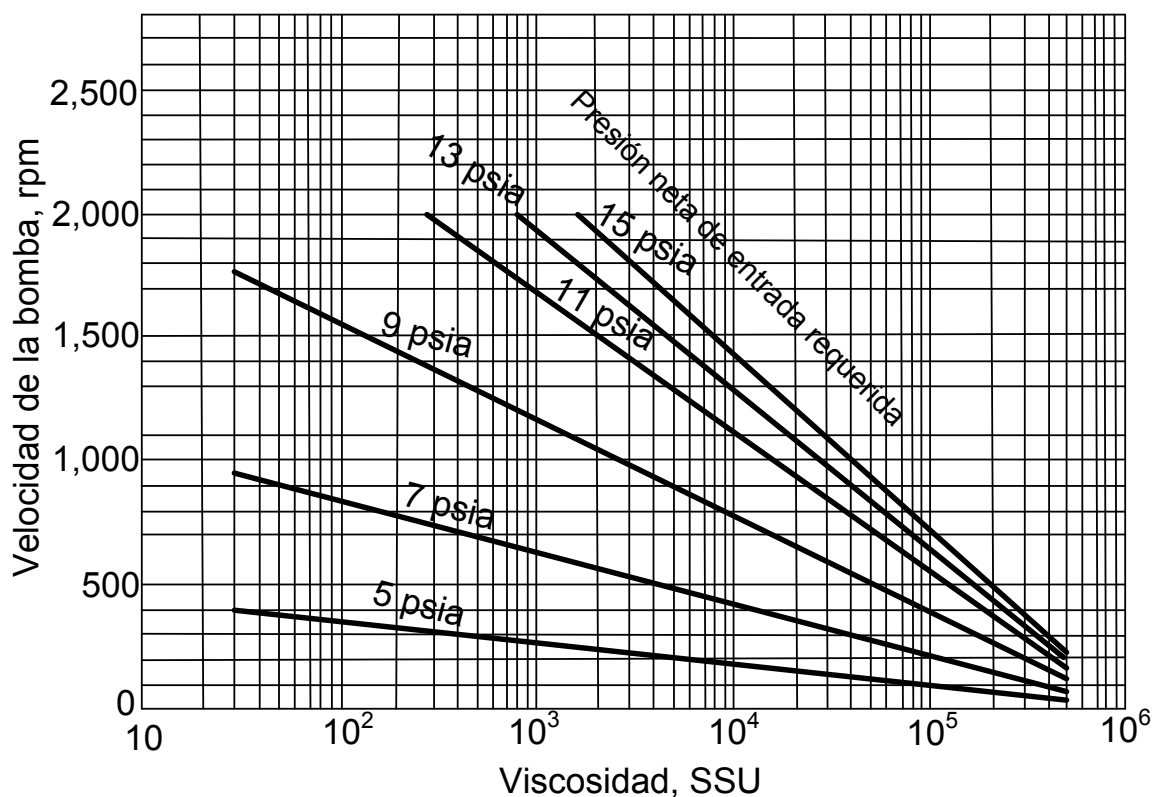


Figura 3.13 En una bomba dada, las únicas variables que influyen en la RNIP son la velocidad y la viscosidad del líquido. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

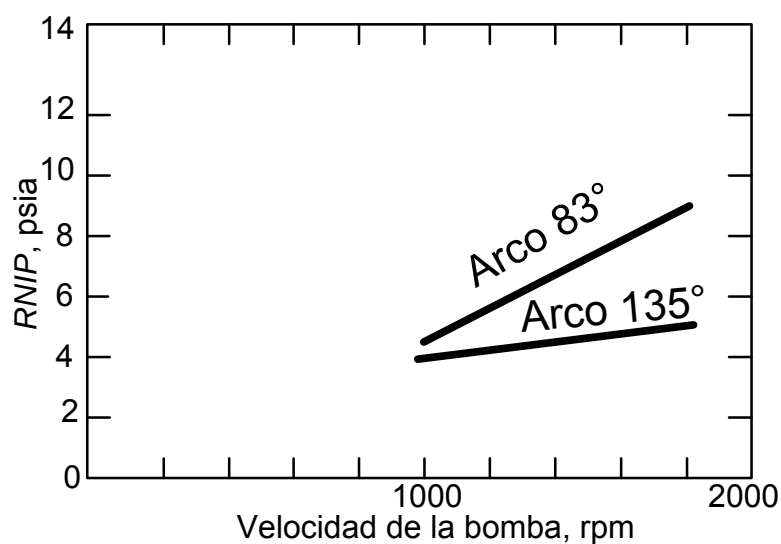


Figura 3.14 El aumento del arco de entrada en la carcasa reduce la RNIP. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

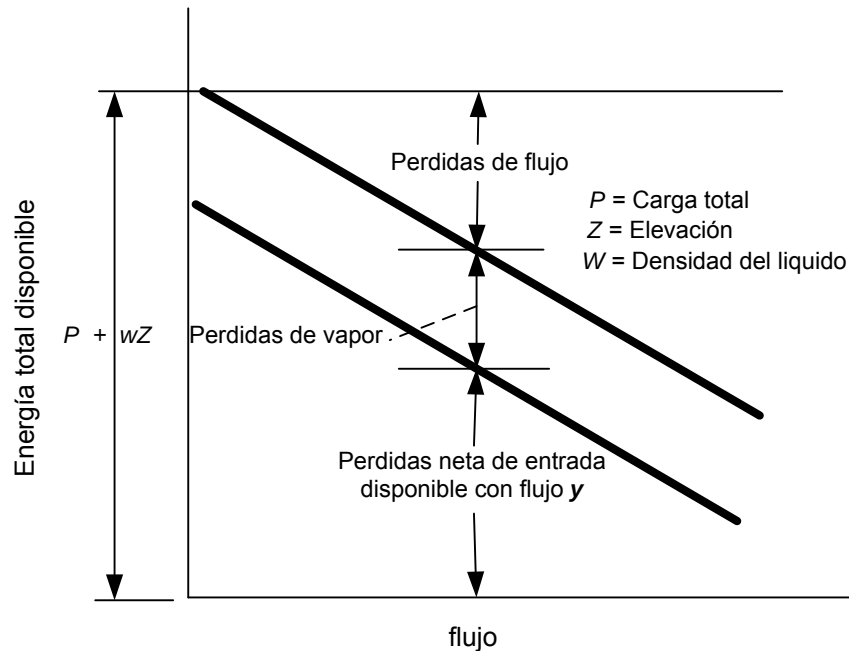


Figura 3.15 La NIPA es igual a la energía total disponible menos las pérdidas de flujo y la presión de vapor del líquido. (Fuente Kenneth J. McNaughton)⁽⁸⁾

3.4.10 DESLIZAMIENTO.

Es el espacio que se crea entre el lado de succión y el de descarga a través de la holgura de la bomba. El tamaño de este espacio depende del ancho, largo y forma de la holgura, la viscosidad del líquido bombeado y de la diferencia de presión que hay entre la entrada y la salida de la bomba.⁽²⁸⁾

Generalmente el tamaño del deslizamiento ocurre en la parte más chica de la superficie sellada. El deslizamiento decrece conforme se incrementa la viscosidad. El deslizamiento no ocurre con diferencia de presión igual a cero entre el lado de entrada y salida de la bomba. Las partes internas de la bomba no se reflejan aunque la presión se incremente, el deslizamiento aumenta linealmente con la diferencia de presión, si el líquido bombeado está en estado de flujo laminar.⁽²⁸⁾

Ya que el deslizamiento es independiente a la velocidad de la bomba, es una ventaja bombear líquidos poco viscosos a altas velocidades. En el caso de líquidos muy viscosos, el deslizamiento se vuelve despreciable.⁽²⁸⁾

BOMBAS DE ENGRANES INTERNOS USOS Y MATENIMIENTO

Sello de Flecha. El sello de una flecha es una de las partes de la bomba que más se dañan. Esto se presenta más en líquidos abrasivos que en corrosivos. El empaque de una flecha estándar necesita una película de líquido, para lubricar la flecha, si el líquido bombeado contiene abrasivos, esta película de líquido ocasionará danos adicionales. Los materiales corrosivos no son la clase de material que se debe permitir salir del glande del empaque que proporciona la lubricación. Bombas con empaques no son usadas para aplicaciones corrosivas. Para las bombas con empaques usadas en líquidos abrasivos, se utilizan comúnmente sellos especiales y flechas con tratamiento térmico. El sello mecánico es usado en materiales abrasivos y casi siempre en corrosivos.⁽²⁸⁾

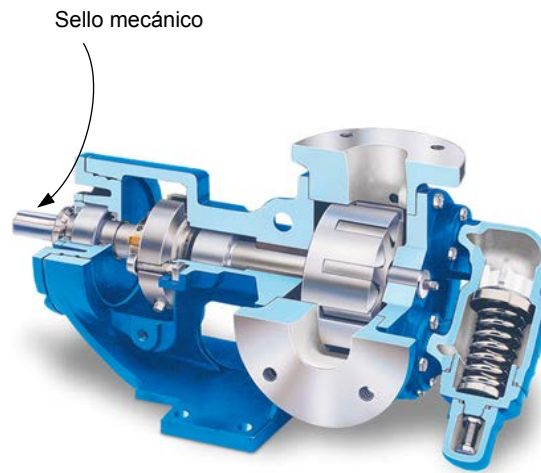


Figura 3.16 Sello mecánico o sello de la flecha.

(Fuente <http://img.directindustry.e>)⁽³³⁾

Condición de la Bomba. El desgaste de la bomba aumentara la holgura y por consiguiente aumenta el deslizamiento. En bombas rotatorias, el alineamiento incorrecto de las partes rotantes con carcasa fija puede producir un mayor desgaste. El alineamiento incorrecto en las bombas de engranes, pueden causar el atascamiento o amarra entre los engranes. En la siguiente figura se muestra las tolerancias que debe de tener estas bombas para su óptimo funcionamiento.⁽²⁸⁾

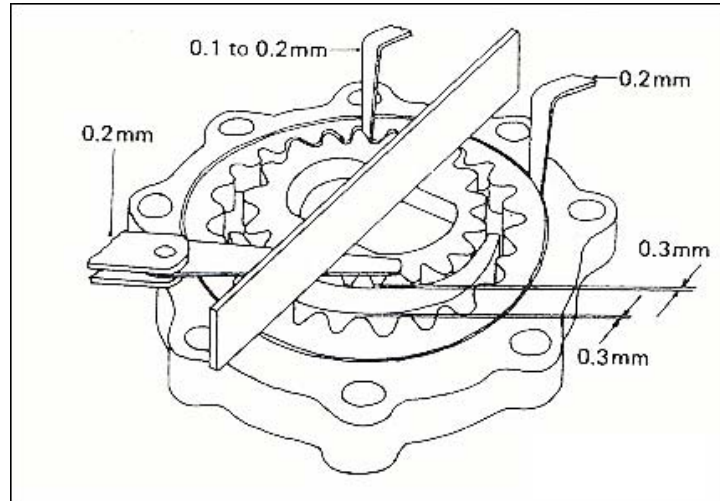


Figura 3.17 Tolerancias de la bomba de engranes internos. (Fuente <http://catarina.udlap.mx/>)⁽²⁸⁾

Temperatura de Operación. Esto determinará los materiales de construcción de la bomba, y la holgura de las partes rotatorias. Frecuentemente la carcasa determina la temperatura máxima de operación. Elementos de plástico pueden ser usados en bombas que trabajan a bajas velocidades.⁽²⁸⁾

Velocidades de la bomba. Mientras más altas sean las velocidades de rotación, el desgaste aumenta. Esto se cumple cuando se trabaja con líquidos abrasivos. Al aumentar la velocidad de la bomba disminuye aparentemente la viscosidad de líquidos pseudoplásticos, y aumenta aparentemente la viscosidad de líquidos tixotrópicos.⁽²⁸⁾

3.5 EL RENDIMIENTO DE LA BOMBA DE ENGRANAJE.

La operación y eficiencia de la bomba hidráulica, en su función básica de obtener una presión determinada, a un número también determinado de revoluciones por minuto se define mediante tres rendimientos a saber: Eficiencia volumétrica, eficiencia mecánica y eficiencia total o global del engranaje.⁽²⁸⁾

3.5.1 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.

El rendimiento volumétrico de la bomba es el cociente que se obtiene al dividir el caudal de líquido que comprime bomba y el que teóricamente debería comprimir. Dicho en otros términos el rendimiento volumétrico expresa las fugas de líquido que hay en la bomba durante el proceso de compresión. ⁽²⁸⁾

El rendimiento volumétrico es un factor de la bomba muy importante, ya que a partir de él se puede analizar la capacidad de diseño y el estado de desgaste en que se encuentra una bomba.

El rendimiento volumétrico es afectado también por la presión del fluido hidráulico que se transporta y por la temperatura del mismo. ⁽²⁸⁾

Expresa la capacidad de entrega por ciclo como porcentaje del verdadero desplazamiento del ciclo. A medida que el deslizamiento interior sea menor, la eficiencia volumétrica aumentará. Cuando no hay deslizamiento, la eficiencia volumétrica es del 100%. La fórmula para designar la eficiencia volumétrica de la bomba es la siguiente:

$$\eta_v = \frac{V_A}{V_P}$$

Dónde:

η_v = Eficiencia volumetrica

V_A = Volumen en el punto A

V_P = Volumen en el punto P

3.5.2 EFICIENCIA MECÁNICA.

El rendimiento mecánico mide las pérdidas de energía mecánica que se producen en la bomba, causadas por el rozamiento y la fricción de los mecanismos internos. ⁽²⁸⁾

En términos generales se puede afirmar que una bomba de bajo rendimiento mecánico es una bomba de desgaste acelerado. ⁽²⁸⁾

Es el líquido bombeado expresado como porcentaje de la energía real entregada por la bomba. Esto es resultado del caudal líquido volumétrico en el lado de succión de la bomba y la diferencia de presión en la bomba divida entre el factor de conversión. La fórmula para designar la eficiencia mecánica de la bomba es la siguiente:

$$\eta_m = \frac{V_P \times p}{2\pi \times T_P}$$

Dónde:

$\eta_v = \text{Eficiencia volumetrica}$

$\rho = \text{Densidad del fluido}$

$V_P = \text{Volumen en el punto } P$

$T_P = \text{Temperatura del fluido } P$

3.5.3 RENDIMIENTO TOTAL O GLOBAL DE LA BOMBA DE ENGRANAJE.

El rendimiento total o global es el producto de los rendimientos volumétrico y mecánico. Se llama total porque mide la eficiencia general de la bomba en su función de bombear líquido a presión, con el aporte mínimo de energía al eje de la bomba. ⁽²⁸⁾

Así pues el rendimiento total se expresa como el consumo de energía necesario para producir la presión hidráulica nominal del sistema. ⁽²⁸⁾

3.6 EQUIPOS DE PROTECCIÓN PARA LA BOMBA

La mayoría de las bombas requieren protección contra presiones elevadas. Si la bomba trabaja con una obstrucción en el lado de la descarga se crea un aumento de presión. Mientras se incrementa la descarga, la presión aumenta, esto excede los límites de diseño en la carcasa de la bomba, el tubo de descarga o el sello de la flecha. ⁽²⁸⁾

Las válvulas de alivio de presión, válvulas de escape, son comúnmente utilizadas para proteger a la bomba de cualquier sobre presión. ⁽²⁸⁾

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

CAPÍTULO IV



DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

4.1 CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE BOMBEO

En este sistema se puede realizar las prácticas, obteniendo la curva característica, de una bomba de engranajes internos, para lo cual se puede variar el caudal del suministrado por ella con el accionamiento de una válvula de compuerta que incrementa las pérdidas de carga de la tubería, también se podrán realizar diferentes cálculos de mecánica de fluidos.

Manipulando convenientemente las válvulas de cierre, se puede realizar el ensayo de dos bombas en serie, también se puede realizar el funcionamiento de bombas en paralelo. También se podrán realizar ensayos en tuberías en serie y en paralelo. Así como cálculos de factor de fricción, y balances de masa y energía.



Figura 4.1 Sistema propuesto

En la imagen anterior se muestra el sistema de inicio, este sistema fue construido a partir de pedazos de tubería de pvc $\frac{1}{4}$ de pulgada. Las válvulas son de compuerta de $\frac{1}{4}$ de pulgada. Los tanques son de acrílico. Las bombas son de engranajes internos.

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO



Figura 4.2 Manómetros propuestos

Posteriormente se instalaron 4 manómetros de 1 KGM para poder realizar la medición de presión en el sistema, tanto a la succión de las bombas; así como a la descarga de las mismas.

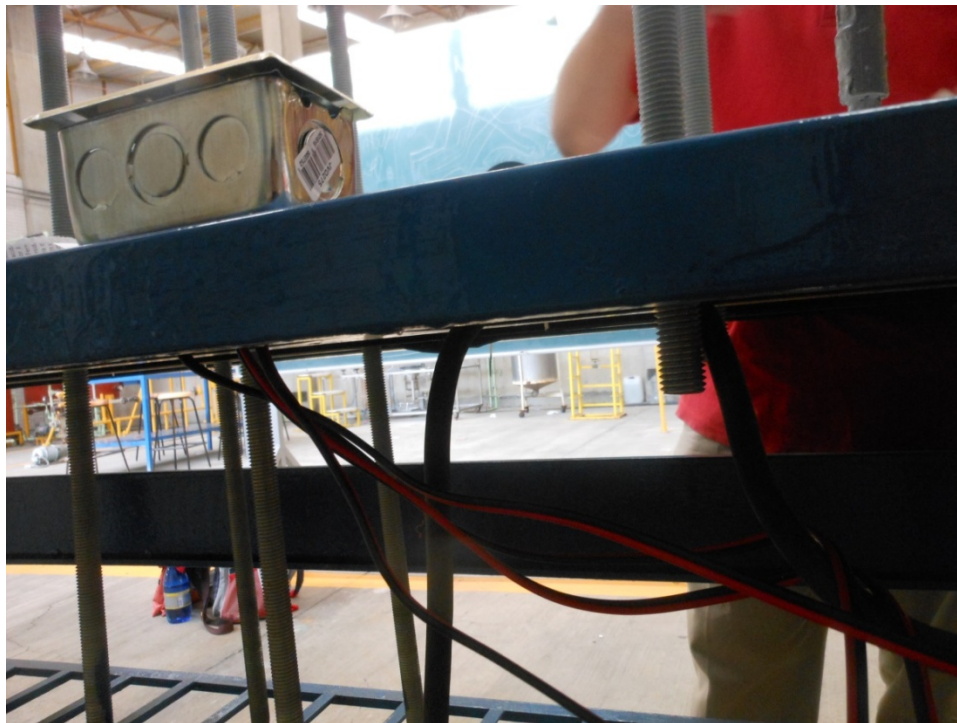


Figura 4.3 Conexiones de luz para las bombas de engranajes internos

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

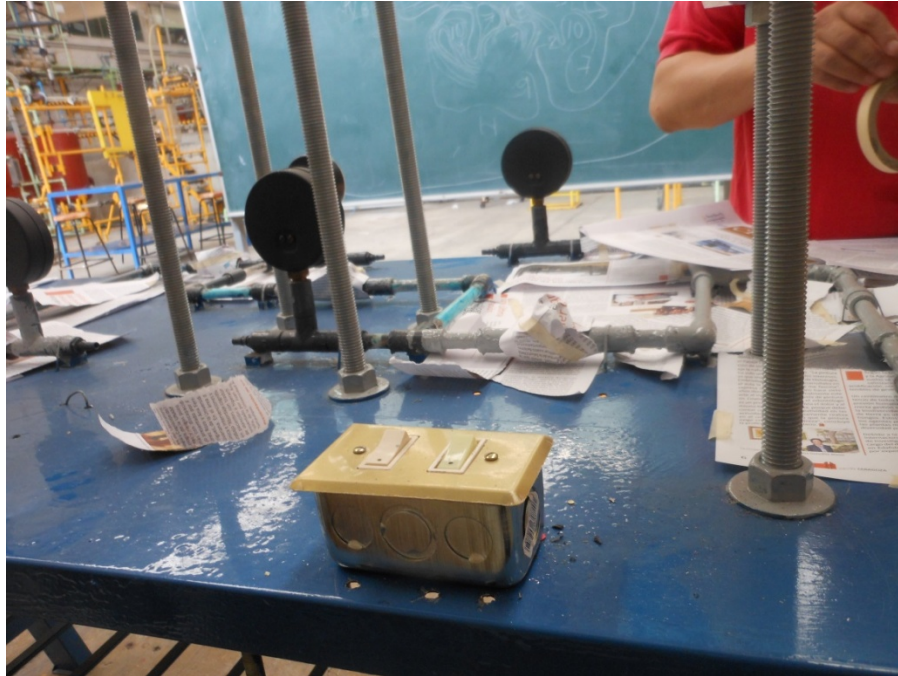


Figura 4.4 Instalación de los apagadores de corriente eléctrica

También se realizó la instalación eléctrica del sistema, el cual está compuesta por un dos apagadores y dos eliminadores 12 volts a 1.8 amperes, y también el cual se acomodó por debajo de la mesa. La toma de electricidad es mediante dos enchufes y una extensión eléctrica.



Figura 4.5 Instalando los eliminadores de luz

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO



Figura 4.6 Se conectan las bombas a la fuente eléctrica

En general se le coloco electricidad a cada bomba en forma independiente para poder manipular las dos bombas por separado y poder obtener el rendimiento de cada bomba por separado.

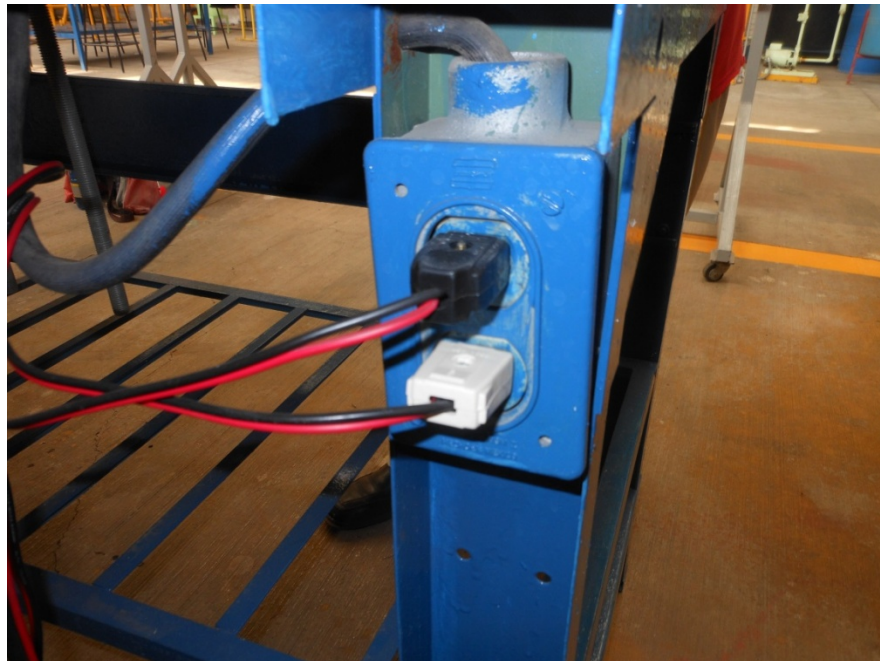


Figura 4.7 Las clavijas que se conectan directamente a la corriente eléctrica

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO



Figura 4.8 Se preparó el trabajo de pintura

Se le hizo trabajo de pintura el cual se usó pintura en aerosol de color gris oscuro, para ello se empapeló la mesa para evitar que la mesa se pintara por accidente.



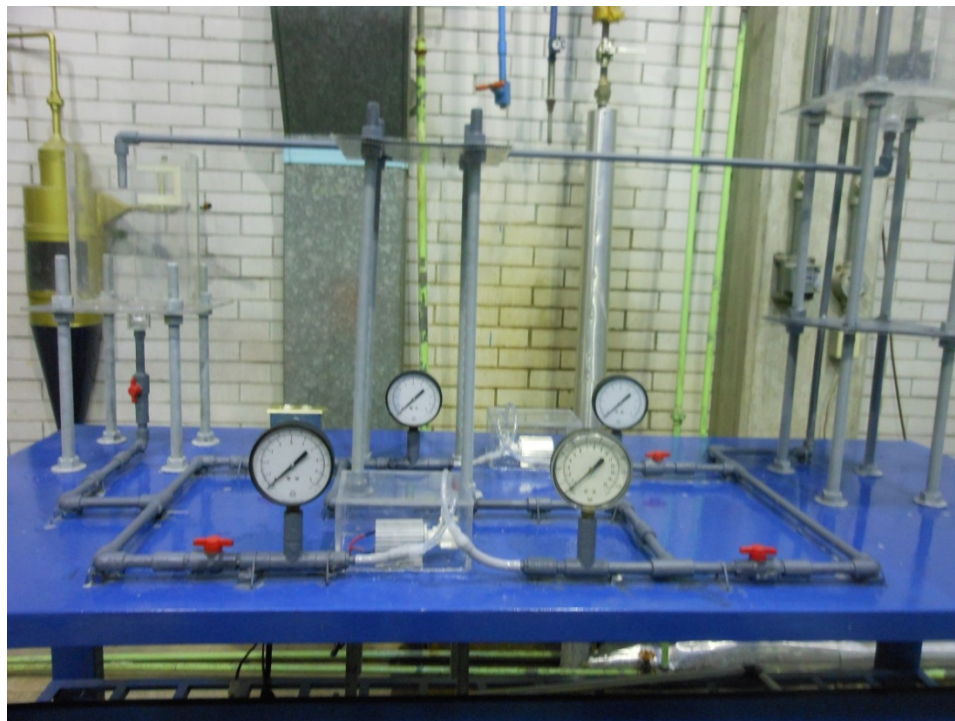
Figura 4.9 Se le coloca el periódico para evitar que se pinte la mesa

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO



Figura 4.10 Se pintan los tubos con pintura de aerosol color gris

La pintura es muy importante para darle presentación al trabajo, la pintura era de secado rápido el cual se pudo terminar mucho más rápido. También para poder ver como colocar las cajas de las bombas.



4.11 El sistema queda bien pintado y se le da la presentación

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

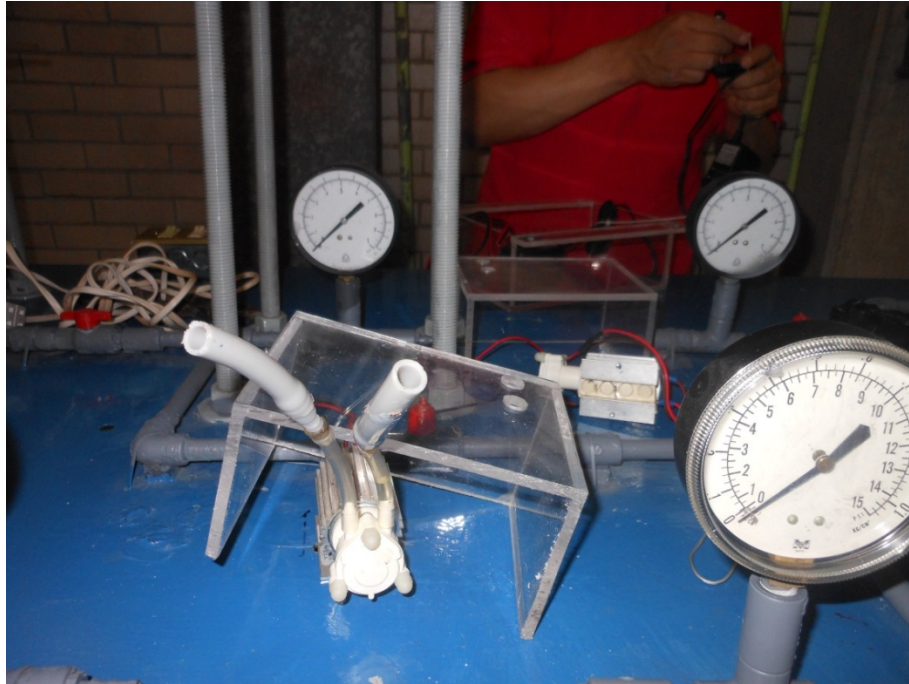


Figura 4.12 Las bombas se fijaron a la mesa usando remaches

Las bombas se fijaron a la mesa mediante remaches, y las conexiones eléctricas se hacen con cableado oculto para poderlas accionar mediante los apagadores desde un punto estratégico.



Figura 4.13 Se realizaron las conexiones de electricidad de las bombas

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO



Figura 4.14 Las bombas se les colocaron unas adaptaciones con tubería de plástico

Las cajas de las bombas sirven básicamente para evitar que las bombas se llenen de polvo, estas cajas fueron construidas con acrílico buen grosor para poderlas fijar a la mesa. El fin de estas cajas también es para evitar que se toquen las bombas y evitar descomposturas futuras.



Figura 4.15 Foto del sistema con cuatro manómetros

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO



Figura 4.16 Foto del sistema preliminar propuesto terminado

El sistema preliminar quedo listo para realizar algunas pruebas. Estas pruebas son para ver si existen fugas en el sistema y taparlas a la brevedad con silicón. También para verificar que las bombas funcionen correctamente y no tengan fallas eléctricas, y verificar que los manómetros funcionen correctamente.

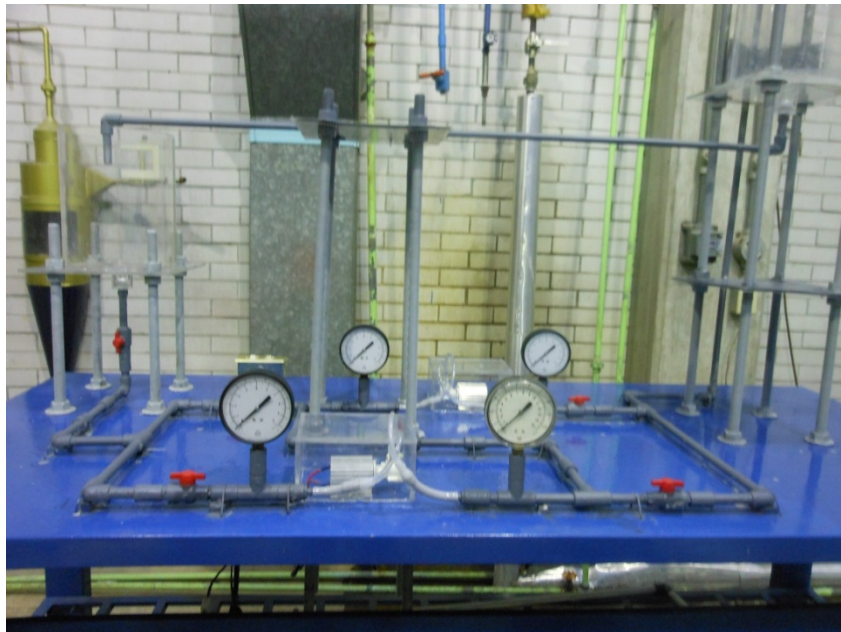


Figura 4.17 Foto del sistema preliminar para poderle realizar las primeras pruebas

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

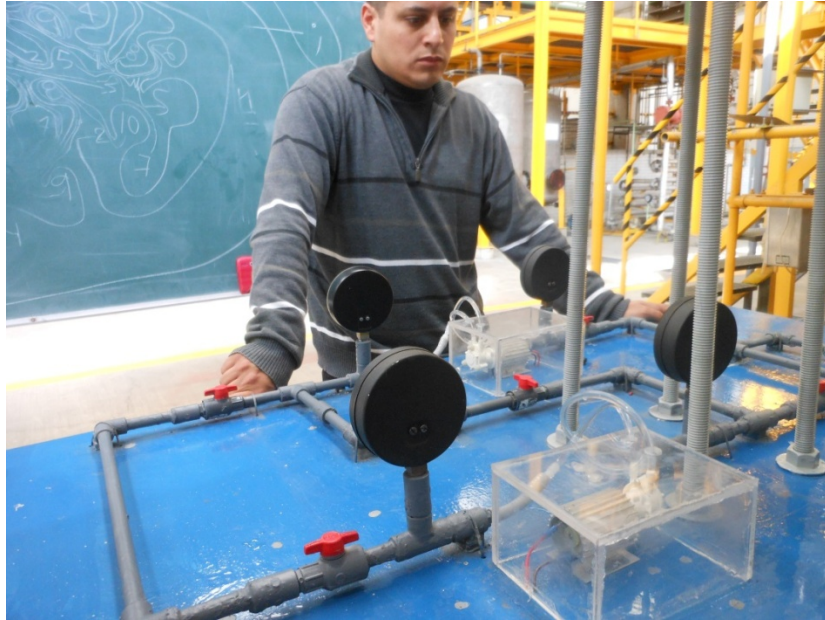


Figura 4.18 Se realizaron las primeras pruebas al sistema hidráulico

En las primeras pruebas se detectaron unas pequeñas fugas, las cuales se taparon sin ningún problema, también se observó que los manómetros a la succión marcaban ceros, eso era consecuencia que hay presión de vacío y un manómetro no puede medir presiones de vacío.



Figura 4.19 El flujo de agua sube bien al tanque superior

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

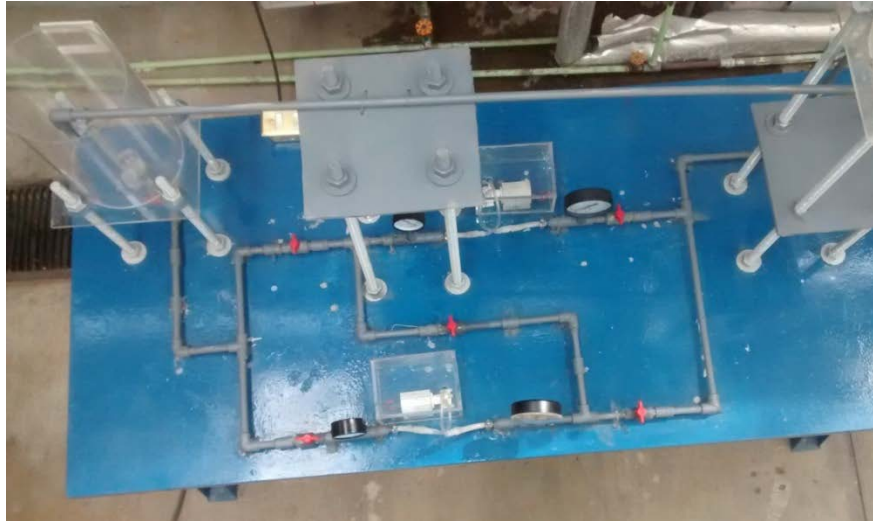


Figura 4.20 Se le instalaron vacuometro a la succión y de esa manera se mide la presión de vacío

Al sistema se le colocaron un par de vacuometros a la succión para poder medir la presión de vacío, estos vacuometros son de -1 KGM. Y se distinguen fácilmente con los manómetros porque son de caratula más pequeña. Y con esto el sistema queda completo y listo para realizar las pruebas definitivas.



Figura 4.21 El sistema queda terminado para realizarle más pruebas

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

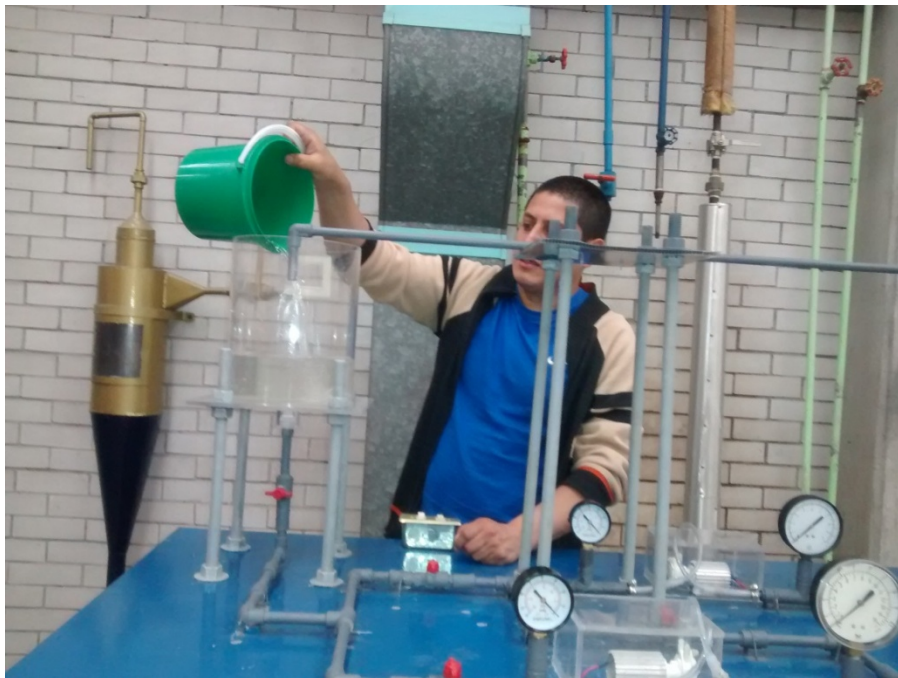


Figura 4.21 Se realizaron las pruebas al sistema para detectar fugas al sistema

Una vez completo el sistema lo sometí a varias pruebas más para ver que el funcionamiento sea el adecuado. Las pruebas se realizaron tanto en serie como en paralelo. Los manómetros marcaron la presión a la descarga y los vacuómetros midieron la presión a la succión. Las bombas funcionaron bien tanto en serie como en paralelo, y no se notaron anomalías en el sistema.



Figura 4.22 Las pruebas resultaron bien y el sistema está listo

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

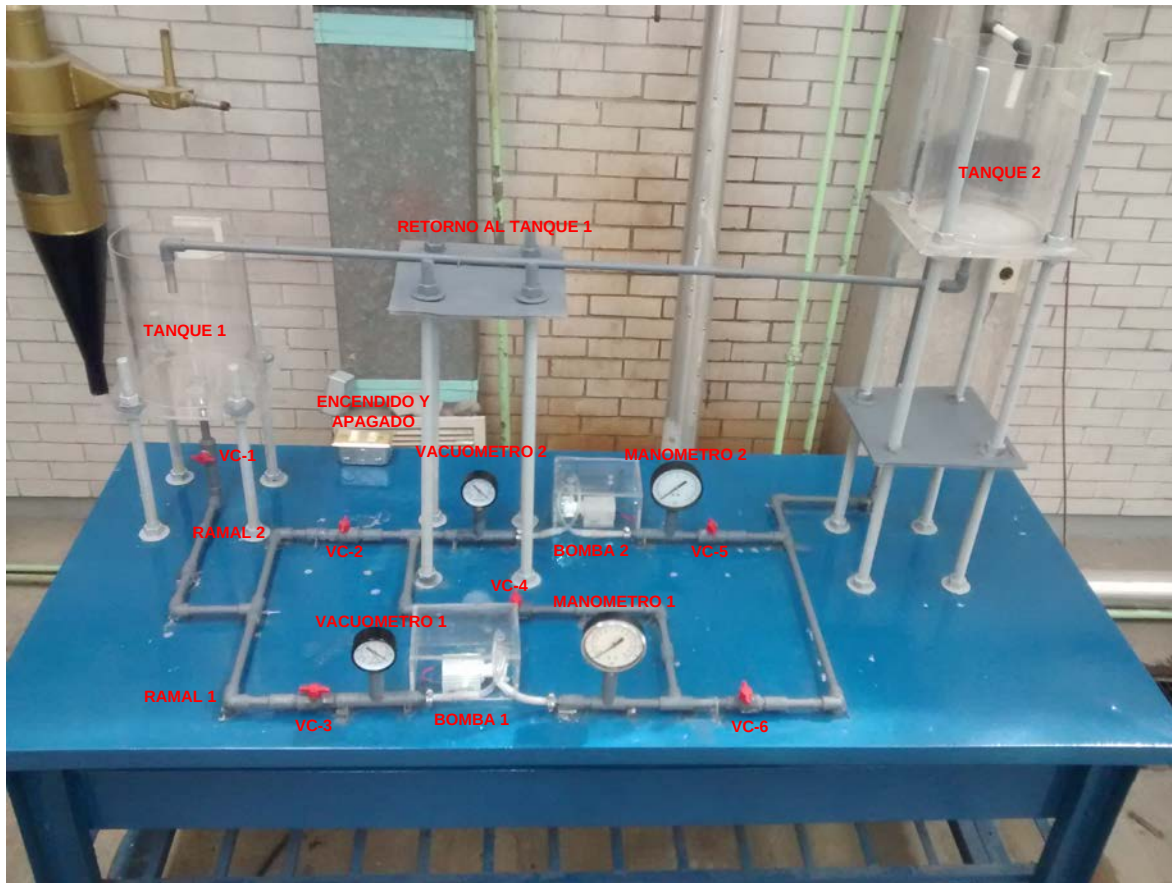


Figura 4.23 Descripción del sistema hidráulico terminado

En la imagen anterior se describen los elementos visibles que se encuentran en la mesa, el proyecto está terminado y las pruebas se realizaron tanto en serie como en paralelo. Si se abren las válvulas de compuerta 1, 3, 4,5 se describe el sistema en serie. Si se abren las válvulas de compuerta 1, 2, 3, 5,6 se describe el sistema en paralelo.

Las pruebas se realizaron con los taques llenos en ambos arreglos, y las caídas de presión son medibles. Las válvulas estaban completamente abiertas durante las pruebas, pero también se pueden manipular para aumentar la velocidad de los fluidos dentro la tubería de pvc, y por lo tanto aumentar la presión en el sistema.

A partir de este punto ya se le pueden realizar los cálculos correspondientes al sistema, ya que las pruebas al sistema no presentaron problemas de funcionamiento y el sistema eléctrico funciono sin contratiempos.

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

4.2 DESCRIPCION DE LAS BOMBAS PQ-12DC

Modelo PQ-12 DC: Pesa sólo 10 onzas, las PQ-12 y el PQ-24 lleva a cabo de manera impresionante en comparación con bombas de engranajes más caras y más grandes

El motor de la bomba es resistente a diversos fluidos químicos. Los materiales que entran en contacto con el líquido que se bombean están: moldeado corporal Delrin bomba, ejes de acero inoxidable, un diafragma de teflón y un sello de elastómero de caucho. Con 3/16 accesorios de la manguera ID ", los flujos de salida se enumeran a continuación.

Una variedad de elastómeros están disponibles. Tales como Buna-N, AFLAS, EPDM, y Viton. Engranajes de HDPE también están disponibles para los productos químicos específicos. Asistencia Compatibilidad química está disponible en la selección de la bomba y el elastómero correcto.



Figura 4.24 Foto de las bombas usadas en el sistema de bombeo.

(Fuente <http://www.greylor.com/pumps/detail/pq12-24>)⁽³³⁾

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

El PQ-12 bomba de engranajes es ultra compacto, económico, versátil, resistente químicamente, y realiza de manera impresionante en comparación con, bombas de engranajes más caras más grandes. Está propulsado por un motor de corriente continua.

Requisitos de entrada	Inundado de entrada
Tipos de Fluidos	Móvil y / o no abrasiva
Capacidad de ejecución en seco	no
Sumergible?	no
Presión máxima	20 PSIG (o 12 PSIG con adaptador de CA opcional)
Velocidad de flujo máxima	2200 ml por min
Las temperaturas de fluidos compatibles	Máximo de 180 grados F
Requisitos de montaje	La orientación horizontal
Fuente de energía primaria	12V o 24V DC motor del cepillo
Suplente Fuente de energía	Dos AC a DC convertidores están disponibles. • Paquete de fuente de velocidad 1 (genera 9V DC) • Paquete de Poder Variable velocidad 2 (genera 3, 4.5, 6, 7.5, 9 o 12 V DC)
Tasa Variable Flow?	Habilitado con la velocidad variable Power Pack 2
Dimensiones (en pulgadas)	1.5W x 3.5D x 2.0H
Peso	10 oz
Entrada / Salida Diámetro de montaje	^{3/16} pulgadas MHB (lengüeta de la manguera macho)
Otras Características	Los materiales que entran en contacto con el líquido bombeado son • Moldeado cuerpo de la bomba Delrin • Engranajes Delrin • Eje del motor de acero inoxidable • Diafragma de teflón • Junta de labio elastómero Obturación de labio elastómero vienen en Buna-N, AFLAS, EPDM y Viton. Engranajes disponibles en HDPE para los productos químicos corrosivos.

(Fuente <http://www.greylor.com/pumps/detail/pq12-24>)⁽³³⁾

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

PQ-12 DC bomba Datos de rendimiento				
PSI total	FT de agua	OZ / Min	MI / min	AMP
0	0	78	2200	1.5
5	12	75	2100	1.6
10	23	63	1750	1.8
15	35	45	1250	1.9
20	46	13	350	2.0

(Fuente <http://www.greylor.com/pumps/detail/pq12-24>)⁽³³⁾

PQ-12 w / Adaptador de datos de rendimiento AC			
Voltios	OZ / Min	MI / min	AMP
3	17	550	1.2
4.5	28	800	1.4
6	39	1100	1.6
7.5	47	1375	1.8
9	58	1650	1.9
12	74	2200	2.0

(Fuente <http://www.greylor.com/pumps/detail/pq12-24>)⁽³³⁾

4.2.1 FUENTE DE ALIMENTACIÓN PQ 12/24

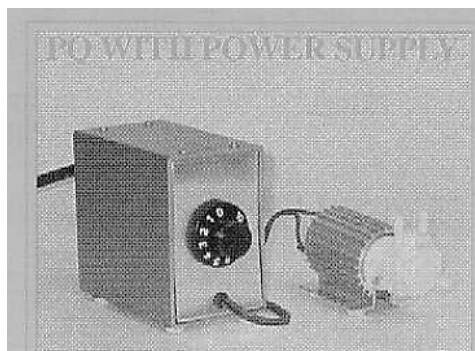


Figura 4.25 Accesorios de las bombas usadas en el sistema.

(Fuente <http://www.greylor.com/pumps/detail/pq12-24>)⁽³³⁾

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

La compañía greylor tiene a su disposición una fuente de alimentación que puede variar la velocidad del motor de la bomba. Este se adquiere por separado.

4.3 MANOMETROS



Figura 4.26 Manómetros instalados en el sistema hidráulico

Los manómetros son usados para medir las caídas presión, estos manómetros son de $\frac{1}{4}$ de pulgada y estos pueden medir la presiones no mayores a 1 Kg/cm^2 (15 PSI). Estos manómetros son ideales para ser usados con agua a temperatura ambiente. En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos en las pruebas tanto en serie como en paralelo.

MANOMETRO	PRESION EN SERIE (PSI)	PRESION EN PARALELO (PSI)	LINEA 1, LINEA 2 (PSI)
1	0	3	2.3
2	1.885	2.321	1.885

4.4 VACUOMETROS



Figura 4.27 Vacuometro instalados en el sistema hidráulico

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

Los vacuómetros son usados para medir la presión de vacío, estos vacuómetros son de $\frac{1}{4}$ de pulgada y estos pueden medir las presiones de vacío no mayores a -1 Kg/cm^2 (15 PSI). Estos vacuómetros son ideales para ser usados con agua a temperatura ambiente. En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos en las pruebas tanto en serie como en paralelo.

BACUOMETRO	PRESION EN SERIE (PSI)	PRESION EN PARALELO (PSI)	LINEA 1, LINEA 2 (PSI)
1	1.74	3.867	1.547
2	2.707	4.447	2.127

4.5 TANQUES DE ACRILICO



Figura 4.28 Taques instalados en el sistema hidráulico

Los tanques de acrílico fueron montados con ayuda de unas espigas con tuercas y rondanas, estos tanques se llenan con agua a temperatura ambiente y tienen una capacidad de los tanques es 7.6 litros, sus dimensiones son: diámetro 20 cm, altura 26 cm, circunferencia del taque 65 cm.

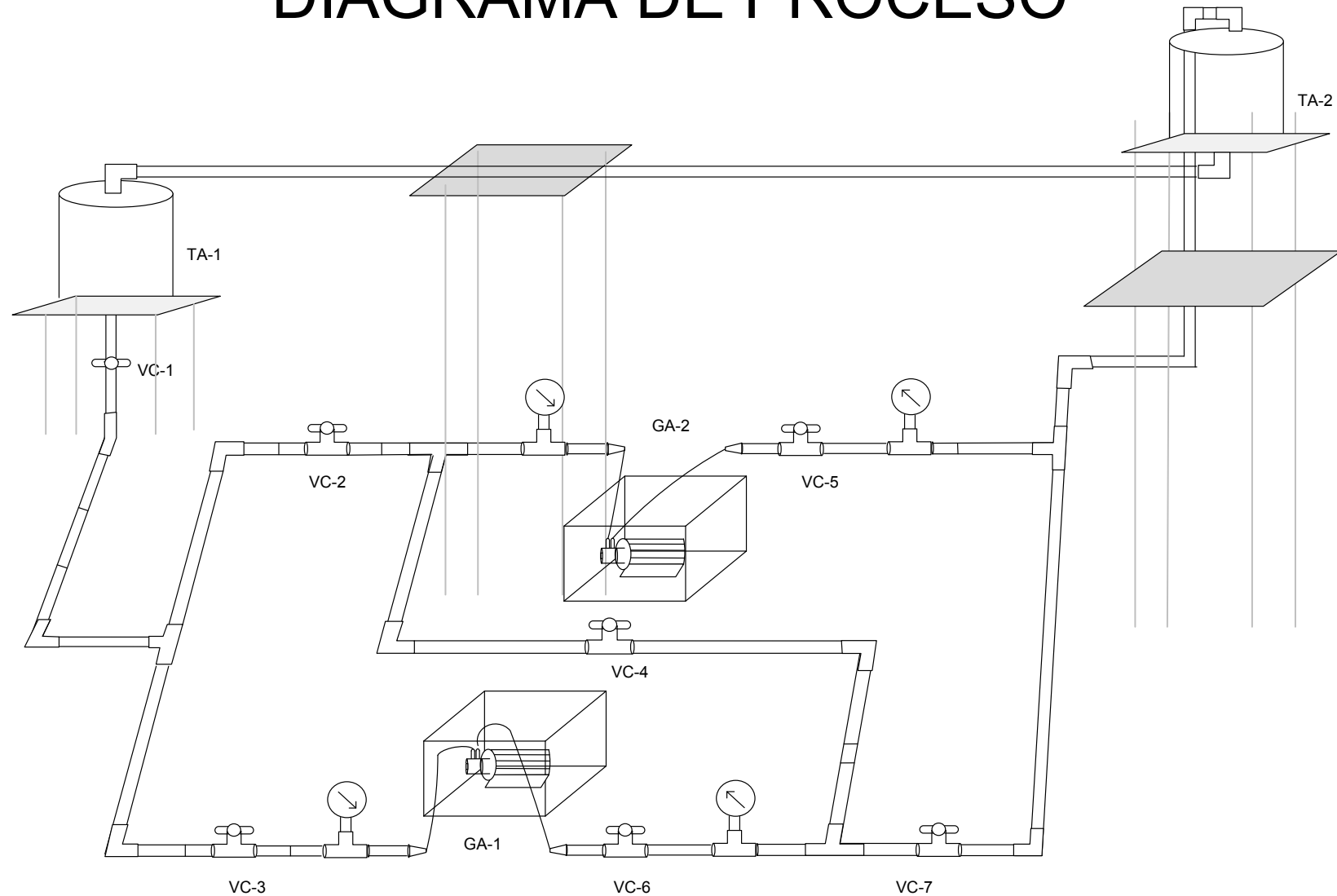
En la siguiente tabla se muestran los tiempos experimentales para cada caso:

ARREGLO	TIEMPO (min)
SERIE	4:07
PARALELO	1:49
LINEA 1	4:04
LINEA 2	3:59

4.6 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO

En el diagrama se describe en forma general como se diseñó el sistema tanto de tuberías como de bombeo.

DIAGRAMA DE PROCESO



DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

LISTA DE EQUIPOS	
SIMBOLOGIA	DESCRIPCION
TA-1	TANQUE ATMOSFERICO
TA-2	TANQUE ATMOSFERICO

LISTA DE ACCESORIOS	
SIMBOLOGIA	DESCRIPCION
VC-1	VALVULA DE COMPUERTA
VC-2	VALVULA DE COMPUERTA
VC-3	VALVULA DE COMPUERTA
VC-4	VALVULA DE COMPUERTA
VC-5	VALVULA DE COMPUERTA
VC-6	VALVULA DE COMPUERTA

MANOMETROS	=	2
VACUOMETROS	=	2
COPLES	=	21
CODOS	=	11
TEE	=	8

4.6.1 DESCRIPCIÓN DEL DIAGRAMA

El agua se almacena en el TA-1, al abrir VC-1 el flujo de agua inicia en el sistema de tuberías al manipular las válvulas se puede hacer un arreglo ya sea en serie o en paralelo, para el caso de un sistema en paralelo se realiza la apertura VC-2, VC-3, VC-5, VC-6, VC-7 manteniendo cerrada la válvula VC-4. Para el caso del sistema en serie se realiza la apertura de las siguientes válvulas VC-3, VC-6, VC-4, VC-5 manteniendo cerradas las válvulas VC-2, VC-7. Para ambos casos se tiene un retorno de agua de TA-2 a TA-1, ya dependiendo el arreglo seleccionado el tiempo de llenado de TA-2 varía según sea el caso (Serie o Paralelo).

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

4.7 CALCULOS DEL SISTEMA HIDRAULICO

4.7.1 CALCULOS PARA LA LINEA 1

$$\text{Manómetro 1} = 1617.06 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Manómetro 2} = 1325.631 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Vacuometro 1} = -1087.608 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Vacuometro 1} = -1495.461 \text{ Kg/m}^2$$

$$T^\circ = 20^\circ\text{C}$$

$$\rho = 998.20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 1.140 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}$$

$$Z_1 = 0.065\text{m}$$

$$Z_2 = 0.26\text{m}$$

$$DI = 0.01\text{m}$$

$$L_{TR} = 169.1\text{cm}$$

$$Q = 3.16 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

CALCULANDO EL AREA DE FLUJO PARA LA LINEA 1

$$S = \frac{\pi * (0.01\text{m})^2}{4} = 7.85 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

CALCULANDO LA VELOCIDAD DEL FLUJO PARA LA LINEA 1

$$u = \frac{3.16 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{7.85 \times 10^{-5} \text{m}^2} = 0.40 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

CALCULANDO LAS PERDIDAS POR FRICCION PARA LA LINEA 1

ACCESORIOS	CANTIDAD	K	L/D	KT
Te	4	0.2	5	0.8
Unión	6	0.08	3	0.48
Codo	5	0.3	6	1.5
VCTA	3	0.15	4	0.45
Tramo recto	1	5	169.1	5
				= 8.23

$$H_{fs} = \frac{8.23 * \left(0.40 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{Kg.m}{Kg.s}} = 0.06711 \frac{\overrightarrow{Kg.m}}{Kg}$$

CALCULANDO PRESION A LA SUCCION PARA LA LINEA 1

$$P_s = \left[\left((0.065m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg.m}{N.s}} \right) + \left(\frac{-1087.608 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.06711 \frac{\overrightarrow{Kg.m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = -995 \frac{Kg}{m^2}$$

CALCULANDO PRESION A LA DESCARGA PARA LA LINEA 1

$$P_D = \left[\left((0.26m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg.m}{N.s}} \right) + \left(\frac{1617.06 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.06711 \frac{\overrightarrow{Kg.m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = 1943.58 \frac{Kg}{m^2}$$

CALCULANDO LA PRESION HIDRAULICA PARA LA LINEA 1

$$-W_f = \frac{1943.58 \frac{Kg}{m^2} + 995 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} = 2.94 \frac{\overrightarrow{Kg.m}}{Kg} * 998.20 \frac{Kg}{m^3} * 3.16 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.09285 HP$$

4.7.2 CALCULOS PARA LA LINEA 2

Manómetro 1 = 1617.06 Kg/m²

Manómetro 2 = 1325.631 Kg/m²

Vacuometro 1 = -1087.608 Kg/m²

Vacuometro 1 = -1495.461 Kg/m²

T° = 20°C

$$\rho = 998.20 \frac{kg}{m^3}$$

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

$$\mu = 1.140 \times 10^{-3} \frac{Kg}{m.s}$$

$$Z_1 = 0.065m$$

$$Z_2 = 0.26m$$

$$DI = 0.01m$$

$$L_{TR} = 2.093cm$$

$$Q = 3.179 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

CALCULANDO EL AREA DE FLUJO PARA LA LINEA 2

$$S = \frac{\pi * (0.01m)^2}{4} = 7.85 \times 10^{-5} m^2$$

CALCULANDO LA VELOCIDAD DEL FLUJO PARA LA LINEA 2

$$u = \frac{3.179 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{7.85 \times 10^{-5} m^2} = 0.40 \frac{m}{s}$$

CALCULANDO LAS PERDIDAS POR FRICCION PARA LA LINEA 2

ACCESORIOS	CANTIDAD	K	L/D	KT
Te	5	0.2	5	1
Unión	8	0.08	3	0.48
Codo	6	0.3	6	1.5
VCTA	2	0.15	4	0.45
Tramo recto	1	6	169.1	6
				= 9.43

$$Hfs = \frac{9.43 * \left(0.40 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{Kg.m}{Kg.s}} = 0.076901 \frac{\overrightarrow{Kg.m}}{Kg}$$

CALCULANDO PRESION A LA SUCCION PARA LA LINEA 2

$$P_s = \left[\left((0.065m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg.m}{N.s}} \right) + \left(\frac{-1495.461 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.076901 \frac{\overrightarrow{Kg.m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = -1353.81 \frac{Kg}{m^2}$$

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

CALCULANDO PRESION A LA DESCARGA PARA LA LINEA 2

$$P_D = \left[\left((0.26m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg \cdot m}{N \cdot s}} \right) + \left(\frac{1325.631 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.0769010 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = 1661.92 \frac{Kg}{m^2}$$

CALCULANDO LA PRESION HIDRAULICA PARA LA LINEA 2

$$-Wf = \frac{1661.92 \frac{Kg}{m^2} + 1353.81 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} = 3.02 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} * 998.20 \frac{Kg}{m^3} * 3.16 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.09529 HP$$

4.7.3 CALCULOS PARA DEL ARREGLO EN SERIE

$$\text{Manómetro 1} = 1617.06 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Manómetro 2} = 1325.631 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Vacuometro 1} = -1087.608 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Vacuometro 1} = -1495.461 \text{ Kg/m}^2$$

$$T^\circ = 20^\circ C$$

$$\rho = 998.20 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 1.140 \times 10^{-3} \frac{Kg}{m \cdot s}$$

$$Z_1 = 0.065m$$

$$Z_2 = 0.26m$$

$$DI = 0.01m$$

$$L_{TR} = 223.8cm$$

$$Q = 3.16 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

CALCULANDO EL AREA DE FLUJO PARA EL ARREGLO EN SERIE

$$S = \frac{\pi * (0.01m)^2}{4} = 7.85 \times 10^{-5} m^2$$

CALCULANDO LA VELOCIDAD DEL FLUJO

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

$$u = \frac{3.16 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{7.85 \times 10^{-5} m^2} = 0.40 \frac{m}{s}$$

CALCULANDO LAS PERDIDAS POR FRICCION PARA EL ARREGLO EN SERIE

ACCESORIOS	CANTIDAD	K	L/D	KT
Te	6	0.2	5	1.2
Unión	16	0.08	3	1.28
Codo	7	0.3	6	2.1
VCTA	4	0.15	4	0.6
Tramo recto	1	6	223.8	6
				= 11.18

$$Hfs = \frac{11.18 * \left(0.40 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{Kg \cdot m}{Kg \cdot s}} = 0.091172 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg}$$

CALCULANDO PRESION A LA SUCCION PARA ARREGLO EN SERIE

$$P_S = \left[\left((0.065m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg \cdot m}{N \cdot s}} \right) + \left(\frac{-1087.608 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.091172 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = -931.71 \frac{Kg}{m^2}$$

CALCULANDO PRESION A LA DESCARGA PARA ARREGLO EN SERIE

$$P_D = \left[\left((0.26m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg \cdot m}{N \cdot s}} \right) + \left(\frac{1617.06 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.091172 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = 1967.59 \frac{Kg}{m^2}$$

CALCULANDO LA PRESION HIDRAULICA PARA ARREGLO EN SERIE

$$-Wf = \frac{1967.59 \frac{Kg}{m^2} + 931.71 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} = 2.90 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} * 998.20 \frac{Kg}{m^3} * 3.16 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.09161 HP$$

4.7.4 CALCULOS PARA DEL ARREGLO PARALELO

Manómetro 1 = 1617.06 Kg/m²

Manómetro 2 = 1325.631 Kg/m²

Vacuometro 1 = -1087.608 Kg/m²

Vacuometro 1 = -1495.461 Kg/m²

T° = 20°C

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

$$\rho = 998.20 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 1.140 \times 10^{-3} \frac{Kg}{m \cdot s}$$

$$Z_1 = 0.065m$$

$$Z_2 = 0.26m$$

$$DI = 0.01m$$

$$L_{TR} = 223.8cm$$

$$Q = 6.972 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

CALCULANDO EL AREA DE FLUJO PARA EL ARREGLO EN PARALELO

$$S = \frac{\pi * (0.01m)^2}{4} = 7.85 \times 10^{-5} m^2$$

CALCULANDO LA VELOCIDAD DEL FLUJO PARA EL ARREGLO EN PARALELO

$$u = \frac{6.9724 \frac{m^3}{s}}{7.85 \times 10^{-5} m^2} = 0.888 \frac{m}{s}$$

CALCULANDO LAS PERDIDAS POR FRICCION PARA EL ARREGLO EN PARALELO

ACCESORIOS	CANTIDAD	K	L/D	KT
Te	8	0.2	5	1.6
Unión	16	0.08	3	1.28
Codo	7	0.3	6	2.1
VCTA	5	0.15	4	0.75
Tramo recto	1	7	239.8	7
				= 10.73

$$Hfs = \frac{10.73 * \left(0.888 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{Kg \cdot m}{Kg \cdot s}} = 0.4312 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg}$$

CALCULANDO PRESION A LA SUCCION PARA ARREGLO EN PARALELO

$$P_s = \left[\left((0.065m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg \cdot m}{N \cdot s}} \right) + \left(\frac{-2575.356 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.4312 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = -2015.166 \frac{Kg}{m^2}$$

DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO

CALCULANDO PRESION A LA DESCARGA PARA ARREGLO EN PARALELO

$$P_D = \left[\left((0.26m) * \frac{9.81 \frac{Kg}{s^2}}{9.81 \frac{Kg \cdot m}{N \cdot s}} \right) + \left(\frac{2934.708}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} \right) + 0.4312 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} \right] * 998.20 \frac{Kg}{m^3} = 3624.66 \frac{Kg}{m^2}$$

CALCULANDO LA PRESION HIDRAULICA PARA ARREGLO EN PARALELO

$$-W_f = \frac{3624.66 \frac{Kg}{m^2} + 2015.166 \frac{Kg}{m^2}}{998.20 \frac{Kg}{m^3}} = 5.6499 \frac{\overrightarrow{Kg \cdot m}}{Kg} * 998.20 \frac{Kg}{m^3} * 6.972 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.3932 HP$$

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

|La construcción del SISTEMA DIDACTICO DE BOMBAS EN SERIE Y PARALELO se elaboró dentro de las instalaciones de la FES ZARAGOZA CAMPUS II y quedo funcionando tanto en serie como en paralelo. Este tipo de sistemas son caros por el tamaño de tubería y por el tipo de bomba que se instaló en este sistema.

Durante la construcción del SISTEMA DIDACTICO DE BOMBAS EN SERIE Y PARALELO, se tuvieron varias dificultades para conseguir las piezas del sistema ya construido, ya que el sistema usa un tamaño de tubería de $\frac{1}{4}$ de pulgada el cual es complicado conseguir todos sus accesorios. Todas las piezas se consiguieron con un proveedor de nombre SPEAR y algunas piezas fueron donadas por compañeros de ciclo intermedio.

Este sistema es basado en conceptos de mecánica de fluidos como sistemas en serie y paralelo tanto de bombas como de tuberías. En este sistema propuesto se puede comprender de una más sencilla la importancia de transportar diferentes fluidos de un lugar a otro, también se puede saber las caídas de presión tanto de entrada como a la salida del fluido. Incluso también se puede medir el tiempo que tarda el fluido tanto serie como en paralelo; o bien también se puede medir por línea 1 y línea 2.

Los Manómetros instalados son de 1 Kg/m^2 , para este caso se compraron varios Manómetros de diferentes presiones para ver cuál le quedaba mejor, primero se probó con un Manómetro de 10 Kg/m^2 el cual no media absolutamente nada, posteriormente se hizo la prueba con un manómetro de 5 Kg/m^2 tampoco media nada, finalmente se probó con el Manómetro de 1 Kg/m^2 y este funciono correctamente. Los Manómetros en primera instancia fueron instalados tanto a la entrada del fluido como a la salida del fluido. A la entrada del fluido los Manómetros no median correctamente la presión esto era ocasionado porque se tenía presión de vacío a la entrada y por lo tanto se cambiaron a Vacuometros a la entrada del fluido y de esa manera las mediciones son las adecuadas tanto a la entrada del fluido como a la salida.

Para el caso de las bombas en primera instancia no funcionaban correctamente porque se está usando un eliminador de 12 Volts a 2.3 Amperes, ya cuando se revisó la ficha técnica de las bombas allí se puede ver que hay otros amperajes compatibles con las bombas, y al final se compraron dos eliminadores de 12 Volts a 1.8 Amperes,

Se realizaron pruebas al sistema en general, tanto a bombas como a Manómetros, Vacuometros, Válvulas, Tubería en general, Sistema eléctrico, etc. El sistema funciona correctamente y se pueden hacer pruebas tanto en serie como en paralelo, también se pueden usar las válvulas abiertas completamente o bien abiertas a la mitad. En general el sistema no presenta fugas.

CONCLUSIONES

Este sistema se puede mejorar si se comprara una fuente de poder con variación de amperaje, para la construcción de este sistema ya no se contempló; pero aún se le puede implementar por si generaciones futuras quisieran implementarlo para que pueda variar la cantidad de flujo de un punto a otro y realizarle pruebas de diferentes tipos.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- 1) CRANE, "Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías" McGraw Hill, México 1989.
- 2) Mott Robert L., "Mecánica de fluidos aplicada", (4ª edición), Prentice-Hall hispanoamericana, S.A. México, 1996.
- 3) White M. Frank, "Mecánica de los fluidos" 5ª ed., McGraw Hill, México 2003.
- 4) Streeter L. Victor, "Fluid Mechanics", Novena edición Mc Graw Hill, Colombia 2000.
- 5) Fox, W. Robert; McDonald, A.T., "Introducción a la mecánica de fluidos", (2ª edición), McGraw-Hill, 1995.
- 6) Giles Ronald V.; Moneva Jaime Moneva, "Mecánica de fluidos e hidráulica", McGraw-Hill, Mexico, 1992.
- 7) Mataix, Claudio "Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas" (2ª edición), Ediciones del Castillo S.A. de C.V. Madrid, 1986.
- 8) Kenneth J. McNaughton "Bombas: selección, uso y mantenimiento Ingeniería química" McGraw-Hill, 1989
- 9) Daniel Czekaj; "Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación" Roma Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación <1988
- 10) Metcalf, L. y H. P. Eddy. American Sewerage Practice, vol I 2.ª ed., McGraw Hill, New York, 1928.
- 11) Shames, I. H. "La mecánica de los fluidos" , (3ª edición), McGraw-Hill, Colombia, 1995
- 12) Perry John H, "Manual del ingeniero químico" , McGraw-Hill, México, D.F., 1996
- 13) Marigorta Blanco, E.; Velarde Suárez, S; Fernández Francos, J.; "Sistemas de bombeo", Universidad de Oviedo. Gijón, 1994
- 14) Hughes William F., "Dinámica de fluidos", McGraw-Hill, Mexico, 1987
- 15) Holland A. F., "Flujo de fluidos para ingenieros químicos", Chemical Publishing Co., USA, 1973

REFERENCIAS TESIS

- 16) Fortanel Montiel Juan Carlos. "Diseño y construcción de un equipo para la determinación del factor de fricción en un sistema de tuberías lisa de PVC, a partir de datos de caídas de presión, para el laboratorio de la planta piloto de la carrera de ingeniería química de la FES Zaragoza" Rubio Martínez, Alejandro, Asesor. Universidad Nacional Autónoma de México. Facultad Estudios Superiores Zaragoza. México D.F., 2008

BIBLIOGRAFIA

17) Juan Alberto Guerrero Flores "Manual de prácticas para el equipo de bombas con fluido de distintas viscosidades del laboratorio de ingeniería química de la Universidad Veracruzana campus Coatzacoalcos" Asesor I.Q. Ángela Celebro Tadeo. Universidad Veracruzana campus Coatzacoalcos. Coatzacoalcos Veracruz 5 de Octubre 2009.

18) Cerrato Flores Jesús Armando "Elaboración de un protocolo experimental flujo de fluidos" para el laboratorio de la planta piloto de la carrera de ingeniería química de la FES Zaragoza" Domínguez Ortiz Bautista, Asesor. Facultad Estudios Superiores Zaragoza. México D.F., 2010

REFERENCIAS ELECTRONICAS

19) Copyright Bombas Marzo.com 2010 (20/Marzo/2014) bombas rotativas marzo a engranajes helicoidales o rectos, <http://www.atmosferis.com/wp-content/uploads/2012/02/bomba-engranajes-externos.jpg>.

20) , Aranda Barbosa Víctor Hugo, Flores Cuenca Enrique de Jesús, Villanueva Torres Alberto (13/Noviembre/2013) Bombas hidráulicas, <http://es.scribd.com/doc/104707593/Bombas-de-Engranajes-Internos>.

21) Fundación Wikimedia, Inc (15/Nov/2013) Principio de Bernoulli, , http://es.wikipedia.org/wiki/Principio_de_Bernoulli.

22) scribd (10/Enero/2014) Apuntes bombas hidráulica, <http://bibliogora.ucevalpo.cl/docs/1045/Apuntes%20III%20BOMBAS.pdf>.

23) Fundación Wikimedia, Inc (14/Nov/2013) Tubería, <https://es.wikipedia.org/wiki/Tuber%C3%ADa>.

24) Monica Gonzalez (3/Agosto/2015) Diagrama de Moody, <http://fisica.laguia2000.com/wp-content/uploads/2011/08/Moody3.jpg>.

25) Ehow en español (23/Nov/2013) Ventajas y desventajas de bombas de engranajes, http://www.ehowenespanol.com/ventajas-desventajas-bombas-engranaje-hidraulicas-hechos_142260/.

26) SPQRes2 (11/Abril/2014) Esquema de una bomba hidráulica de engranajes http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bomba_de_engranajes1.JPG.

27) Spears (02/Sep/2015) Tuberías y accesorios <http://www.spearsmfg.com/>

28) Alberto Pérez Reyes (02/Sep/2015) Bombas de engranajes internos, http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/perez_r_a/capitulo3.pdf.

BIBLIOGRAFIA

- 29) Own work (05/Marzo/2015) Válvula de diafragma,
<https://commons.wikimedia.org/wiki/File:ValvulaAlivioDiagrama.gif>.
- 30) Química Net (10/Enero/2014) Funcionamiento detallado de las bombas de engranajes
<http://www.quiminet.com/articulos/funcionamiento-detallado-de-las-bombas-de-engranajes-30487.htm>.
- 31) WordPress.com (10/Enero/2014) Bomba de Pistón
<https://areamecnica.files.wordpress.com/2012/04/bomba-de-pistones-axiales-rexroth-etiquetas.jpg>.
- 32) sapiensman (23/Junio/2014) Conceptos Básico de Neumática e Hidráulic , fue obtenido de:
http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9-A.htm
- 33) Directindustry.es (10/Enero/2014) Bomba de lóbulos usos y aplicaciones
http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/bomba-lobulos-aplicaciones-higienicas-104409-5678395.jpg.
- 33) Greylor (05/Sep/2015) Made to order Gear, peristaltic, Magnetic Drive, e Diaphragm Pumps
<http://www.greylor.com/pumps/detail/pq12-24>
- 34) AIR CRAFT COMPONENTS (28/01/2016).Gear Pump Cavitation. http://www.k-makris.gr/AircraftComponents/Fuel_Pump/gallery_3.htm
- 35) QUIMICA NET (10/Junio/2013) http://www.quiminet.com/ar3/ar_vcdadddsaadvCRsDF-las-bombas-centrifugas.htm
- 36) Mecanismos Básicos Desgaste (05/11/2015) <http://noria.mx/lublearn/mecanismos-basicos-de-desgaste/>
- 37) Válvulas Y Accesorios (05/11/2015) <http://www.spearsmfg.com/>

APENDICE

APENDICE

APENDICE A-1

PROPIEDADES DEL AGUA

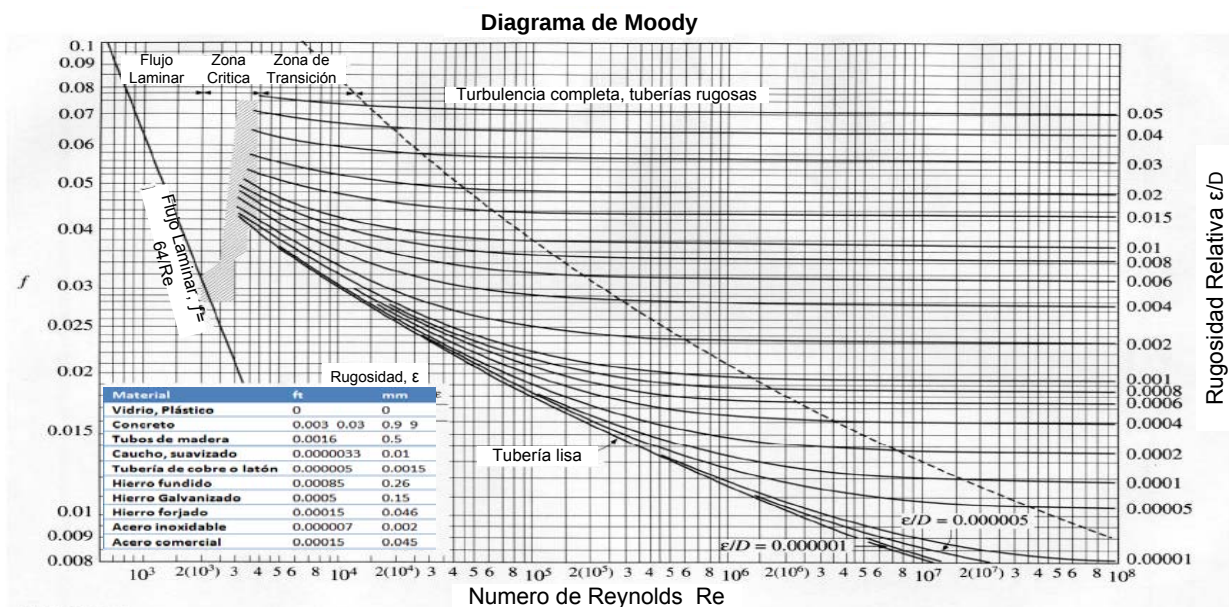
Líquido	Temperatura $T (^{\circ}\text{C})$	Densidad $\rho (\text{Kg}/\text{m}^3)$	Viscosidad μ ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)	Viscosidad cinemática $\nu \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$	Peso específico $\gamma (\text{N}/\text{m}^3)$	Presión d' vapor $P_v (\text{pa})$
Agua	0	999.90	$1.792 \cdot 10^{-3}$	1.7921	9,809.019	588
	5	1,000.00	$1.519 \cdot 10^{-3}$	1.5190	9,810.000	882
	10	999.70	$1.308 \cdot 10^{-3}$	1.3053	9,807.057	1,176
	15	999.10	$1.140 \cdot 10^{-3}$	1.1410	9,801.171	1,666
	20	998.20	$1.002 \cdot 10^{-3}$	1.0038	9,792.342	2,447
	25	997.01	$8.94 \cdot 10^{-3}$	8.9668	9,781.354	3,168
	30	995.70	$7.97 \cdot 10^{-3}$	8.0044	9,767.817	4,297
	35	994.50	$7.23 \cdot 10^{-3}$	7.2699	9,749.000	5,834
	40	992.20	$5.98 \cdot 10^{-3}$	6.0270	9,733.482	7,400

Tabla -1.1 Propiedades del agua a presión atmosférica

(Fuente White M. Frank)

APENDICE A-2

DIAGRAMA DE MOODY

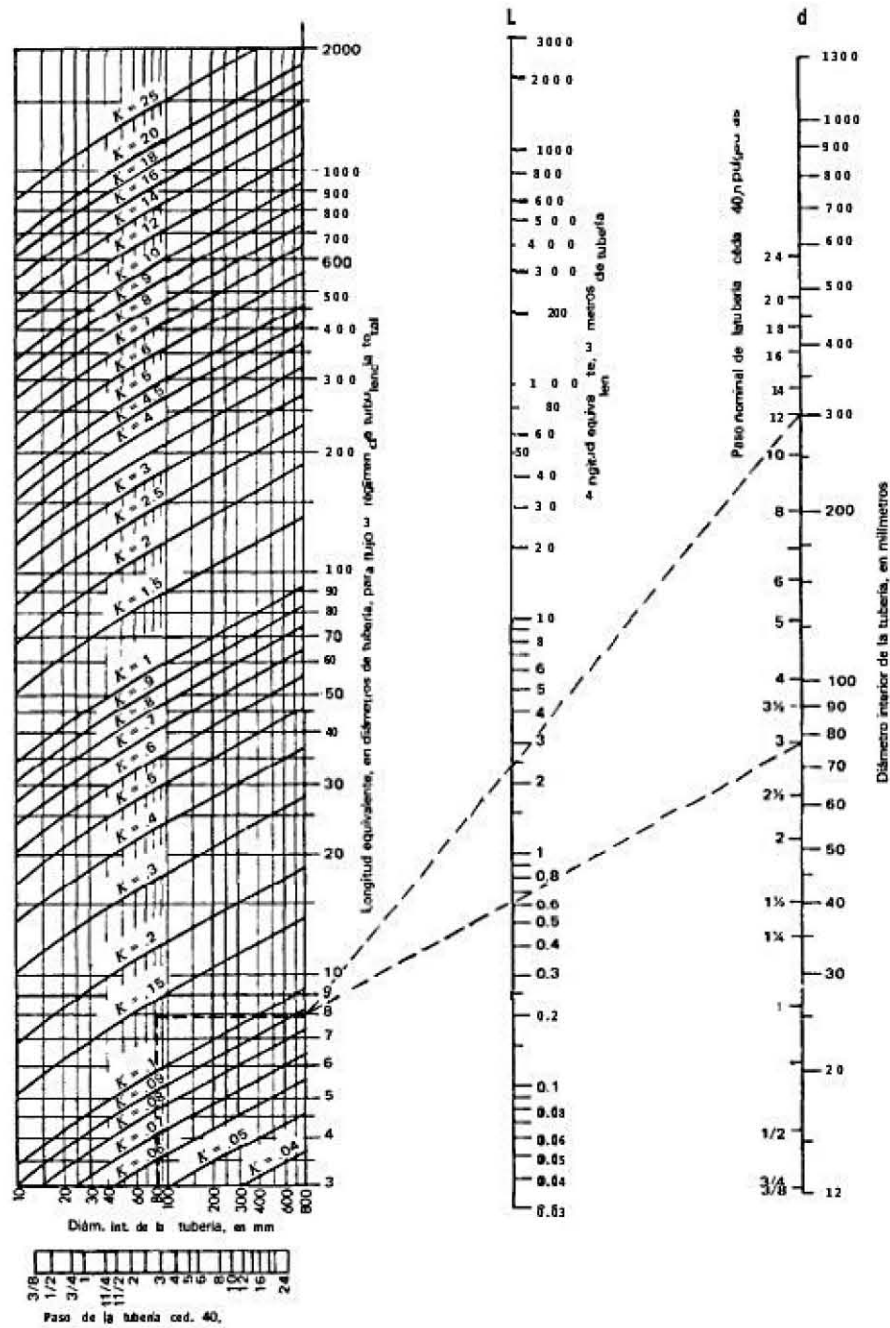


(Fuente <http://fisica.laguia2000.com/wp-content/uploads/2011/08/Moody3.jpg>)

APENDICE

APENDICE A-3

Longitudes equivalentes L y LID , nomograma del coeficiente de resistencia K



(Fuente Crane, McGraw Hill)⁽¹⁾

APENDICE A-4

ACCESORIOS SPEARS



NORMAS

Normas de las Válvulas Spears®

Las normas proveen mayor garantía en el desempeño y consistencia del producto, y están disponibles para asistir a los ingenieros de diseño en la especificación del sistema. Las normas industriales a referirse con mayor frecuencia para los sistemas de tubería plástica son los Procedimientos y Especificaciones de la Norma ASTM. Junto con las Normas ASTM, las especificaciones y certificaciones adicionales sobre el producto constituyen la base de las conformidades del producto con las cuales las válvulas Spears® son fabricadas. ⁽³⁷⁾

Generalidades de las NormasASTM — Sociedad Americana para el Ensayo de Materiales

ASTM D 1784

Especifica los requerimientos físicos de los componentes para los materiales de PVC y CPVC utilizados en la fabricación de las válvulas, tuberías y accesorios. La norma clasifica a los componentes basándose en varias propiedades físicas y químicas. La conformidad con una clasificación de una material en particular requiere del cumplimiento de los requerimientos mínimos especificado. ⁽³⁷⁾

ASTM D 1785 y F 441

Especifica las dimensiones físicas, los requerimientos de las pruebas y la presión máxima de operación, para las tuberías de presión Cédula 40, 80 y 120 del PVC (D 1785) y CPVC (F 441). ⁽³⁷⁾

ASTM D 2466 y F 438

Especifica las dimensiones físicas, los requerimientos de las pruebas y la calidad de trabajo para las conexiones a presión Cédula 40 del PVC (D 2466) y CPVC (F 438). ⁽³⁷⁾

APENDICE

ASTM D 2464 y F 437

Estas normas han sido incorporadas a ASTM D 2467 y F 439, respectivamente. ⁽³⁷⁾

ASTM D 2467 y F 439

Especifica las dimensiones físicas, los requerimientos de las pruebas y la calidad de trabajo para las conexiones a presión Cédula 80 del PVC (D 2467) y CPVC (F 439). ⁽³⁷⁾

ASTM D 2564, F 493 y F 656

Especifica los requerimientos del cemento solvente para PVC (D 2564) y CPVC (F 493), incluyendo los compuestos que lo constituyen, contenido mínimo de resina, viscosidad y desempeño físico. La norma F 656 especifica los requerimientos para los primeros a ser empleados con los cementos solventes de PVC. ⁽³⁷⁾

ASTM D 2846

Especifica las dimensiones físicas, los requerimientos de las pruebas y la calidad de trabajo para los Sistemas de Distribución de Agua Caliente y Fría de CPVC, comúnmente referidos como CTS (Tubería de Cobre). ⁽³⁷⁾

ASTM D 2855

Especifica las prácticas y procedimientos para realizar las uniones en la tubería y conexiones de PVC con cemento solvente. ⁽³⁷⁾

ASTM D 4101

Especifica la clasificación de los grados de moldeo por inyección y extrusión de los materiales de Polipropileno (PP) de acuerdo con características físicas. La conformidad con una clasificación de un material en particular requiere del cumplimiento de los requerimientos mínimos especificados. ⁽³⁷⁾

ASTM F 1498

Especifica las dimensiones y calibre de las roscas de tuberías cónicas en tuberías y accesorios plásticos. ⁽³⁷⁾

ASTM F 1970

Especifica las pruebas de los criterios de rendimiento y las dimensiones de puntales para productos tales como válvulas de bola y válvulas de retención. ⁽³⁷⁾

APENDICE

ANSI — Instituto Nacional Americano de Normalización

ANSI B1.20.1

Especifica la forma de la rosca básica, desbaste y tolerancias para roscas de tubería cónica (metal) para propósitos generales. ⁽³⁷⁾

ANSI B16.5

Especifican los modelos de orificios para perno estándar y las dimensiones básicas para las bridas de tubería de acero Clase 150. ⁽³⁷⁾

NSF — Fundación Nacional de Sanidad

La NSF es una agencia de aprobación de productos de terceros la cual comprueba el producto de los fabricantes con una variedad de normas de desempeño de salubridad y del producto. Es una de las agencias más reconocida para la edición de aprobaciones de productos para sistemas de tuberías plásticas para agua potable. ⁽³⁷⁾

Norma 14 de la NSF

Certifica lo apropiado que es el producto para agua potable, la conformidad del producto con las normas ASTM aplicables y establece los requerimientos mínimos para los programas de control de calidad de los fabricantes mediante pruebas e inspección de rutina de las instalaciones. ⁽³⁷⁾

Programa de Pertenencia de Ingeniería Especial (S.E.) Norma 14 NSF

En forma adicional a los requerimientos generales de la Norma 14, el programa S.E. establece los requerimientos de rendimiento del producto cuando no existan especificaciones directas del ASTM aplicables. Las especificaciones NSF S.E. son desarrolladas a partir de una combinación de porciones aplicables de las especificaciones ASTM y las especificaciones de diseño de los fabricantes como un estándar para la verificación de su conformidad. ⁽³⁷⁾

Norma 61 de la NSF

Desarrollado para establecer los requerimientos mínimos para el control de efectos adversos potenciales para la salud por parte de productos que están en contacto con el agua para consumo humano. Certifica lo apropiado que es el producto para el uso en agua potable, mediante pruebas toxicológicas para contaminantes o impurezas. El cumplimiento de la Norma 61 de NSF es un prerequisite para la certificación de la Norma 14 de NSF. ⁽³⁷⁾

APENDICE A-5



MATERIALES

Materiales para Sistemas de Tuberías Termoplásticas Spears®

Beneficios de Spears®

Materiales de Sistemas Termoplásticos

A diferencia del metal, los plásticos nunca se oxidan, escaman o pican — prácticamente duran para siempre. Los termoplásticos son resistentes a la abrasión, a los químicos y a la corrosión, no son conductores, son livianos y operan con niveles más bajas perdidas por fricción que en los metales. Además, los plásticos no son tóxicos y son ambientalmente seguros. Sumado a estos beneficios con facilidad en la instalación a un bajo costo sustancial, los componentes para sistemas de tuberías termoplásticas son la elección comprobada tras años de mantenimiento. ⁽³⁷⁾

Métodos de Unión para los Sistemas Termoplásticos Spears®

Los productos para los sistemas de tubería termoplástica Spears® están diseñados en torno a componentes primarios fabricados en materiales de PVC, CPVC o PP y sus variedades de cargas con fibra de vidrio. Los materiales de PVC y CPVC pueden unirse fácilmente mediante conexiones de acoplamiento mecánico, embridada o roscada adicional a una soldadura con cemento solvente. Los productos en PP de Spears® se unen empleando conexiones embridadas o roscadas dispuestas por las roscas plásticas hembra de Refuerzo Especial SR patentadas por Spears®. ⁽³⁷⁾

Consideraciones del Material en la Aplicación y el Diseño del Sistema

Los componentes de los sistemas de tuberías termoplásticas en PVC, CPVC y PP brindarán años de servicio sin problemas con atención debida en su aplicación y en el diseño del sistema. Para evitar problemas, los siguientes puntos clave deberán ser considerados al momento de seleccionar los materiales para una aplicación y durante el diseño de un sistema para su utilización. ⁽³⁷⁾

1. Incompatibilidad del Fluido a ciertos químicos, especialmente destilados y derivados del petróleo, pueden causar fisuras en diferentes componentes termoplásticos. La compatibilidad química de todos los componentes de un sistema o válvula, incluyendo cementos solventes, deberán ser verificados antes de la instalación. La verificación de la compatibilidad del fluido queda a criterio del usuario. ⁽³⁷⁾

2. Las relaciones temperatura-presión deberán ser consideradas. Los valores de presión del producto están basados en el uso de agua a 73°F (23°C). En general, los valores deberán reducirse

APENDICE

según los incrementos de temperatura (ver Tabla de Presión Temperatura para válvulas individuales).⁽³⁷⁾

3. La expansión y contracción es mayor en los sistemas termoplásticos que en los sistemas metálicos. Como resultado, el diseño del sistema deberá ser flexible con el fin de permitir su movimiento. Se recomienda el uso de Juntas de Expansión Termoplásticas marca Spears®.

4. El calor y frío extremos deberán ser evitados en los casos en que los fluidos internos puedan congelarse o se excedan los límites de diseño del termoplástico, incluyendo las consideraciones de las ubicaciones para el almacenamiento.⁽³⁷⁾

5. La exposición directa al sol da como resultado la absorción de calor térmico elevado, especialmente en materiales termoplásticos de color oscuro. Una pintura látex para exteriores al agua de color blanca puede ser aplicada para reducir la concentración de calor.

6. La baja resistencia al impacto de los componentes de sistemas termoplásticos en comparación con los sistemas metálicos, requiere que se eviten objetos cortopunzantes tanto en la superficie como en instalaciones enterradas, incluyendo los dispositivos de montaje y las operaciones de relleno.⁽³⁷⁾

7. Una instalación apropiada es esencial. Se deberá dar especial atención a la técnica e instrucciones para realizar las conexiones cementadas, conexiones roscadas, conexiones bridadas y para la instalación de válvulas y otros componentes individuales del sistema. Además, el diseño del sistema deberá tomar en cuenta el soporte, el bloqueo de empuje, la transición de materiales diferentes y otros factores relacionados con la instalación.⁽³⁷⁾

8. Las uniones roscadas requieren varias consideraciones. Primero, las capacidades de presión de los componentes de sistemas roscados deberán estimarse al 50% de su valor nominal para el correspondiente tipo y tamaño de la tubería termoplástica. NOTA: Las válvulas poseen valores nominales individuales y no requieren de una reducción de su valor nominal para conexiones roscadas. Segundo, de forma similar a los fluidos internos, ciertos selladores en pasta pueden causar fisuras en los materiales termoplásticos, y la compatibilidad deberá ser verificada antes del uso. Finalmente, la principal causa de fallos en las uniones roscadas se presenta en las roscas termoplásticas hembra al ser ajustadas excesivamente. Se recomienda el uso de Roscas con Refuerzo Especial (SR) presión súbita marca Spears®.⁽³⁷⁾

9. El Choque Hidráulico (presión súbita, golpe de ariete) en los sistemas de tuberías termoplástica pueden romper la tubería, los equipos y las válvulas. Los golpes de ariete deberán ser calculadas e incluidas a los valores nominales de presión máxima de los componentes del sistema (especificado en el valor nominal de presión "Sin-Choque" para válvulas) Protectores de seguridad deberán ser incorporados en el diseño del sistema para aliviar presiones y eliminar el aire atrapado. Las velocidades de flujo no deberán exceder un máximo de 5 pies por segundo en los sistemas termoplásticos.⁽³⁷⁾

APENDICE

10. Transporte de Sustancias no líquidas — ADVERTENCIA: Spears® Manufacturing Company NO RECOMIENDA la utilización de productos para tubería termoplástica en sistemas de transporte o almacenamiento de gases o aire comprimido, o para la prueba de sistemas de tubería termoplástica con aire o gases comprimidos en ubicaciones sobre y bajo tierra. El uso de productos Spears® en sistemas de aire o gas comprimido automáticamente perderán la garantía de Spears® para tal producto y su uso en contra de nuestra recomendación es de total responsabilidad y fiabilidad por parte del instalador. Spears® Manufacturing Company no aceptará la responsabilidad por daño o problemas de sus productos, u otras consecuencia o daños incidentales causados por la mala aplicación, ensamblaje incorrecto, y/o la exposición a sustancias y condiciones peligrosas. ⁽³⁷⁾

APENDICE A-6



VALVULAS DE LABORATORIO



(Fuente <http://www.spearsmfg.com/>)

ESPECIFICACIÓN DE LA INGENIERÍA DE LA MUESTRA

Todas las válvulas de bola termoplásticas serán del tipo unidad sellada para Laboratorio elaboradas de PVC Tipo I, ASTM D 1784 Clasificación de Celdas 12454 o CPVC Tipo IV, ASTM ⁽³⁷⁾

D1784 Clasificación de Celdas 23447. Todos los O-Rings serán de EPDM o Viton®. Todas las válvulas tendrán una manija de Polipropileno con tope doble. Todas las Válvulas de 1/4" tendrán adaptadores de rosca macho que se pueden instalar en el lugar de forma opcional y adaptadores de conectores finales para manguera. Todas las válvulas estarán certificadas por NSF Internacional para su uso en servicios de agua potable. Todas las válvulas serán estimadas a una presión de 150 psi, para agua a 73°F, como han sido elaboradas por Spears® Manufacturing Company. ⁽³⁷⁾

APENDICE

TABLA PARA SELECCIÓN DE VÁLVULA. VISTA GENERAL

Tamaño	Material	Número de la Pieza de PVC			Valor Nominal de Presión
Válvula	O-Ring	Cementar	Roscar	Roscado con el juego	
1/4	EPDM	1522-002	1521-002	1529-002	150 psi Sin Golpe de Ariete Agua @ 73°F
	Viton®	1532-002	1531-002	1539-002	
3/8	EPDM	1522-003	1521-003	N/D	
	Viton®	1532-003	1531-003	N/D	

Fuente <http://www.spearsmfg.com/>

JUEGO DE VALVULA Y ADAPTADORES

El juego permite opciones de conexión múltiple. Los adaptadores utilizan sellos de O-Ring para fácil conexión con la válvula roscada. El juego completo incluye:

- 1 - Válvula Roscada de ¼"
- 2 - Adaptadores Mpt x Mipt de ¼" Sellados con O-Ring
- 2 – Adaptadores Mpt x Punta de ¼" Sellados con O-Ring (para entubado Diámetro Interior 3/8")
- 2 – O-Ring de EPDM o Viton® (dimensión AS568a-013)
- 1 – Llave de Ajuste para Conector Final

CARACTERÍSTICAS – PVC, CPVC

Esta versátil válvula de cierre de un cuarto de vuelta es apropiada para una variedad de aplicaciones de laboratorio, monitoreo de sistemas y aplicaciones de OEM. Disponible en dimensiones IPS de 1/4" - 3/8" con conectores finales cementar o roscados, más el Juego de Válvula y Adaptadores roscados de 1/4" para proveer opciones de conexión múltiple. ⁽³⁷⁾

- Construcción en PVC o CPVC Resistente a los Químicos y a la Corrosión. ⁽³⁷⁾
- Unidad Sellada Libre de Mantenimiento

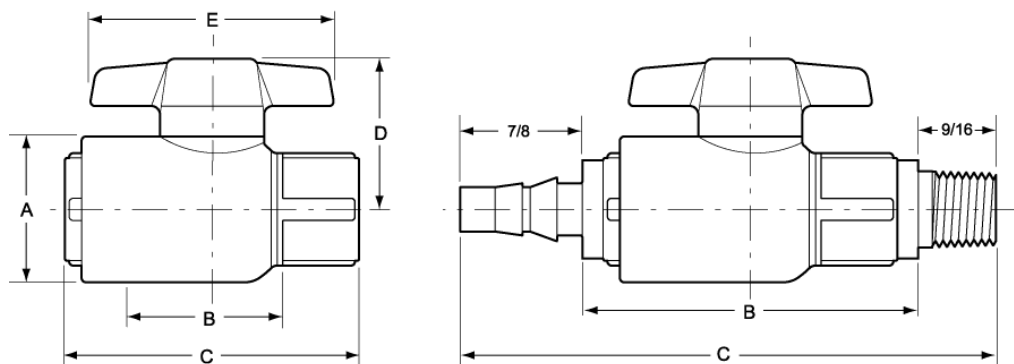
APENDICE

- Juego de Válvula Individual o Válvula Multi-funcional y Adaptadores
- Diseño de Paso Integral Cédula 80
- Manija de Polipropileno de Alto Impacto
- O-Rings de EPDM o Viton®
- Diseño de Asiento Flotante de PTFE
- Estimada a un Presión de 150 psi en dimensiones de 1/4" - 3/8" @ 73°F (23°C)
- Aprobación para Agua Potable por NSF
- Ensamblada con Lubricante Libre de Silicón, Soluble al Agua



VALVULA DE LABORATORIO CON JUEGO DE ADAPTADORES

(Fuente <http://www.spearsmfg.com/>)



Válvula Básica Válvula con el Juego de Adaptadores

(Fuente <http://www.spearsmfg.com/>)

APENDICE

Dimensiones, Pesos y Valores de Cv

Tamaño Nominal	Referencia de Dimensiones (pulgadas, $\pm 1/16$)					Peso aprox. (Lbs.)		Valores Cv ²
	A	B ¹	C	D	E	PVC	CPVC	
1/4	1-1/16	15/16	2-1/8	1-1/16	1-3/4	.10	.11	10
1/4 c/Juego	1-1/16	2-7/16	3-7/8	1-1/1	1-3/4	.14	.15	6
3/8	1-5/16	1	2-3/16	1-1/4	2	.12	.13	24

(Fuente <http://www.spearsmfg.com/>)

1: Longitud de Paso de Válvula

2: Galones por minuto a una caída de presión de 1 psi. Valores calculados en base a una longitud de red de la válvula, basada en la ecuación de la derivada de Hazen-Williams con un factor de rugosidad de C=150. ⁽³⁷⁾

Rango de Presión Temperatura

Temperatura Operativa del Sistema °F (°C)		73 (23)	100 (38)	110 (43)	120 (49)	130 (54)	140 (60)	150 (66)	160 (71)	170 (77)	180 (82)	190 (88)
Valor Nominal de Presión psi (MPa)	PVC	150 (1.03)	124 (.85)	100 (.69)	75 (.52)	-0- (-0-)	-0- (-0-)	-0- (-0-)	-0- (-0-)	-0- (-0-)	-0- (-0-)	-0- (-0-)
	CPVC	150 (1.03)	140 (.97)	130 (.90)	120 (.83)	110 (.76)	100 (.69)	90 (.62)	80 (.55)	70 (.48)	60 (.41)	-0- (-0-)

(Fuente <http://www.spearsmfg.com/>)

No se recomienda usar con aire o con gas

APENDICE A-7

TUBERIA HIDRAULICA DE PVC - CEDULA 40 CEMENTAR / ASTM Y TRANSPARENTE.

Características - Tubería Hidráulica de PVC

La Tubería Hidráulica de PVC Cedula 40 cementar (Schedule 40 Pipe) se fabrica en Sistema Ingles dimensiones IPS (Iron Pipe Size), se fabrica bajo la norma americana ASTM D-1785 y la norma nacional NMX-E-145/1, se fabrica con Resina (materia prima) virgen 12454-b de acuerdo a la

APENDICE

norma americana ASTM D-1784, la longitud de esta Tubería Hidráulica de PVC son de 6.0 mts. en tubería Nacional y 20 pies (6.10) mts. en tubería de importación, la Temperatura máxima que se recomienda es de 140 °F (60 °C), cuenta con un abocinado (Campana) en un extremo de la tubería el otro extremo es espiga, su fabricación es de Color Blanco y esta listada por el NSF-PW Standard 61 & Standard 14, se puede conectar con cualquier conexión de sistema Ingles la más recomendada seria Cedula 40, incluso la conexión de Cedula 80 es compatible para esta tubería.
(37)

La temperatura de operación no debe de exceder los 60 °C y en temperaturas de más de 23 °C se tiene que aplicar un factor de corrección para la presión de Trabajo. Factor de Corrección. ⁽³⁷⁾

Ventajas - Tubería Hidráulica de PVC

Durabilidad para aplicaciones en donde se requiere de resistencia química las tuberías de PVC son la mejor opción es por eso que el tiempo de vida útil es el de mayor durabilidad, Abocinado representa un ahorro de un cople ya que le permite ir uniendo las tuberías en un tendido lineal sin necesidad de coples adicionales, Economía el uso de PVC representa un ahorro significativo en el costo final de la instalación, Resistencia Química las Tubería Hidráulica de PVC no permiten la corrosión e incrustación de los elementos que conducen, Bajo Peso el PVC es ligero y facilita las maniobras de almacenaje, trasporte e instalación. ⁽³⁷⁾

Tubería Hidráulica de PVC - Transparente

La Tubería Hidráulica de PVC - Transparente cedula 40 es ideal para uso hospitalario y médico, alimentos y bebidas, aplicaciones de laboratorio, tratamiento químico, la galvanoplastia y otras aplicaciones que requieren monitoreo visual y procesos no contaminantes. Nota: la tubería puede tener un ligero tinte azul. ⁽³⁷⁾



TUBERIA LISA DE ¼ DE PULGADA DE PVC

(Fuente <http://www.spearsmfg.com/>)

APENDICE

Aplicaciones - Tubería Hidráulica de PVC

Algunas de las aplicaciones en donde se recomienda utilizar esta Tubería Hidráulica de PVC son:

- Instalaciones en Albercas, Balnearios, tinas de Hidromasaje, etc.
- Sistemas de Riego en campos de GOLF
- Tratamiento de Agua
- Instalaciones Electromecánicas
- Instalaciones Hidrosanitarias
- Bajadas Pluviales
- Agua Helada y Torres de Enfriamiento
- Líneas de distribución de Agua de Proceso
- Inyección de Cloro y Dióxido Clorhídrico
- Sistemas de Manejo de Alumbre y Cáusticos

Dimensiones

DIAMETRO NOMINAL (PULG.)	DIAMETRO EXTERIOR		DIAMETRO INTERIOR		ESPESOR DE PARED		PRESIÓN A 23°C		PESO APROX KG/M
	(PULG)(OD)	(MM)	(PULG)(ID)	(MM)	(PULG)(T)	(MM)	(PSI)	(KG/CM2)	
½"	0.840	21.3	0.609	15.5	0.109	2.8	600	42.0	0.24
¾"	1.050	26.7	0.810	20.6	0.113	2.9	480	33.6	0.32
1"	1.135	33.4	1.033	26.2	0.133	3.4	450	31.5	0.47
1¼"	1.680	42.2	1.363	34.6	0.140	3.6	370	25.9	0.63
1½"	1.900	48.3	1.593	40.5	0.145	3.7	330	23.1	0.76
2"	2.375	60.3	2.049	52.0	0.154	3.9	280	19.6	1.01
2½"	2.875	73.0	2.455	62.1	0.023	5.2	300	21.0	1.60
3"	3.500	88.9	3.042	77.3	0.216	5.5	260	18.2	2.10
4"	4.500	114.3	3.989	101.5	0.237	6.0	220	15.4	2.98
6"	6.625	168.3	6.031	153.2	0.280	7.1	180	12.6	5.26
8"	8.625	219.1	7.942	201.7	0.322	8.2	160	11.2	7.89
10"	10.750	273.1	9.976	253.4	0.365	9.3	140	9.8	11.20
12"	12.750	323.9	11.889	302.0	0.406	10.3	130	9.1	14.80
14"	14.000	355.5	13.073	332.1	0.437	11.1	130	9.1	17.56
16"	16.000	406.4	14.940	379.5	0.500	12.7	130	9.1	22.93
18"	18.000	457.2	16.809	426.9	0.552	14.3	130	9.1	29.91
20"	20.000	508.0	18.743	476.1	0.593	15.1	120	8.4	35.13
24"	24.000	609.6	25.544	572.6	0.687	17.4	120	8.4	48.89

APENDICE

¡Advertencia!

No utilice Aire o Gas Comprimido para hacer pruebas en productos o sistemas compuestos por Tuberías Termoplásticas de PVC o CPVC, y no utilice dispositivos impulsados con Aire o Gas Comprimido para depurar dichos sistemas, estas prácticas podrían producir la Fragmentación Explosiva de las Tuberías del sistema o sus componentes y causar lesiones personales serias o fatales. ⁽³⁷⁾