



**SUBSECRETARIA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACION
SUPERIOR TECNOLÓGICA**

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

DEPARTAMENTO DE METAL-MECANICA

INFORME TECNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

TITULO:

**DISEÑO DE BOMBA DE SUCCIÓN MEDIANTE ENERGIA SUSTENTABLE
ETAPA 3 (DISPOSITIVO DE BOMBEO MANUAL)**

PRESENTADO POR:

JOSÉ LUIS FUENTES HERNÁNDEZ

N. CONTROL:

09270166

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

PERIODO:

ENERO-JUNIO/2013

TUXTLA GUTIERREZ, CHIAPAS; A 28 DE JUNIO DEL 2013



CACEI



Contenido

Introducción	4
1.- Justificación	6
2.- Objetivos	8
2.1.- General.....	8
2.2.- Específicos.....	8
3.- Caracterización en el área que se participo	9
4.- Problemas a resolver.....	10
5.- Alcances y limitaciones	11
6.- ESTUDIO DEL CAMPO DE ARTE	12
6.1 Tipos de bombas volumétricas.....	12
6.2 Ventajas y desventajas	24
6.3 Usos de las bombas de desplazamiento positivo.....	24
6.4 Energías renovables	25
6.5 Dispositivo manual	26
6.5.1 Bomba manual	26
6.5.2 Ventajas e inconvenientes de los distintos métodos de bombeo	27
6.5.3 Diseño bomba manual	28
6.5.4 Funcionamiento de la bomba manual	28
7.- FUNDAMENTO TEORICO	31
7.1 Ingeniería conceptual.....	31
7.2 Conceptos de diseño	31
7.3 Proceso del diseño mecánico	32
7.4 Factores de diseño.	33
7.5 Fundamentos de ergonomía	34
7.6 Ejes de transmisión	37
7.7 Análisis cinemático de engranes	45
7.8 Relación de transmisión	51
7.9 Propiedades de los fluidos	56
7.10 Tipos de flujos	58
7.11 Numero de Reynolds.....	62



7.12 Determinación de las cargas.	63
7.13 Concepto de pérdida de carga	65
7.14 Fricción en tuberías	66
7.15 Rugosidad relativa (ϵ).....	67
7.16 Factor de fricción.....	68
7.17 Ecuación de Swamee-Jain	68
7.18 Perdidas de fricción en válvulas y conexiones.	70
7.19 Cálculo del caudal.....	70
7.20 Rendimiento volumétrico.	72
7.21 Rendimiento mecánico	72
7.22 Rendimiento total	73
8.- MEMORIA DE CÁLCULO	74
8.1 Descripción del prototipo.....	74
8.2 Cálculos de la carrera de pistos de doble efecto	75
8.3 Cálculo de caudal de pistón de doble efecto	77
8.4 Cálculo de perdidas hidráulicas.....	79
8.5 Rendimiento mecánico, volumétrico y total.....	82
8.5.1 Rendimiento mecánico (n_m)	83
8.5.2 Rendimiento total	83
8.6 Cálculo de engranes	84
8.7 Cálculo de ejes de la caja de cambios	86
8.7.1 Cálculo del eje principal conectado al molino de viento	86
8.7.2 Cálculo de eje de transmisión conectado al pistón de doble efecto	89
9.- DISEÑO FINAL Y SIMULACIÓN	91
10.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	100
Fuentes de información	101
Anexos.....	102



Introducción

En cumplimiento con el Artículo 17 del Reglamento de la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y la Secretaría de Energía publica la Prospectiva de Energías Renovables 2012-2026. (Prospectiva de energías renovables 2012-2026). Este proyecto tiene el fin de impulsar el uso de tecnologías como la eólica, la solar y mecánica, así como dar a conocer el potencial energético de nuestro país proveniente de recursos naturales. En la elaboración de este proyecto se ha dado seguimiento a los objetivos planteados por la Estrategia Nacional de Energía 2012-2026, relativos a la diversificación de las fuentes de energía incrementando la participación de tecnologías limpias.

El bombeo de agua tiene una larga historia a lo largo de los años se han desarrollado muchos métodos para bombear agua. La humanidad ha usado una variedad de fuentes energéticas. Los cuales no todas se han desarrollado para poder ser funcionales en todas partes ni concientizado para la preservación del medio ambiente. La energía eólica y la solar pueden ser opciones excelentes en áreas remotas donde los costos para extender las líneas de distribución eléctrica son altos.

El proyecto está dividido en tres etapas la primera se basa en el diseño de un dispositivo eólico, la segunda se elaboro un diseño solar y la última etapa es un dispositivo de bombeo accionado manualmente, con el objetivo de acoplar los tres sistemas en un solo dispositivo.

Estos tipos de energías nos brindaran una ventaja sobre aquellos lugares en los cuales no son aprovechadas adecuadamente. Se puede ahorrar dinero y ayudar a reducir la contaminación ambiental mediante el uso de estas fuentes, que nos sirve para el riego por goteo o para pozos de agua para el ganado.

Estas fuentes de energía son también una buena opción cuando sólo hay necesidad de bombear una cantidad pequeña de agua. Generalmente, se requiere muy poca agua para el ganado y para uso residencial.



Para tomar una decisión inteligente acerca de las fuentes de energía renovable y el aprovechamiento de estas para bombeo de agua, es útil comprender algunos conceptos básicos, incluyendo:

- ¿Qué son las energías renovables?
- ¿Qué es la energía solar?
- ¿Qué es la energía eólica?
- ¿De qué manera podemos aprovechar la energía eólica y solar?
- ¿De qué manera podemos optimizarlo para una bomba de pistón?
- Las ventajas y desventajas de las bombas de energía solar y eólica.

1.- Justificación

El presente proyecto procura y apoya el mejoramiento de aquellas zonas en donde el abastecimiento de agua se logra solo con el acarreo, obtenida de aquellas fuentes como son ríos, manantiales, lagos o pozos profundo y que no cuentan con ningún medio de bombeo para llenar un deposito con una altura suficiente para abastecerse por la presión generada por gravedad o simplemente la extracción del agua se realiza de una forma rudimentaria.

Es por ello que se diseñara una bomba de succión mediante energía renovable, que pueda satisfacer la demanda de agua para consumo humano, para riego, o el llenado de los bebederos del ganado. Emplearemos en conjunto, la energía solar, energía eólica, y como respaldo de la ausencia de algunas de las dos antes mencionadas, implementaremos un dispositivo manual.

El medio de bombeo será por succión, esta técnica de bombeo se ubicaran en donde haya un pozo profundo, un rio, un manantial o laguna que podamos aprovechar para el abastecimiento de agua para el uso a fin. De igual forma simplificar el trabajo de acarreo de agua a distancias considerables, en donde la población sufre para obtener el vital líquido y poder satisfacer sus necesidades.

En nuestro país es importante estudiar la aplicación y los efectos de implementación de energías renovables, ya que también puede representar una oportunidad para incentivar el crecimiento de varias industrias relacionadas con las energías limpias y beneficiarse de inversiones y crear nuevos empleos.

Entre los impactos más relevantes para el proyecto en general se citan los siguientes:

- Ambientales: Aprovechar energías renovables como la solar y eólica para generar energía eléctrica y mecánica sin necesidad de otras fuentes energéticas.
- Social: Hacer ver que las energías renovables son una buena fuente para crear energía eléctrica y trabajo mecánico, y que con ello se pueden crear o incorporar nuevas tecnologías para beneficios de aquellas tareas que resulten ser un problema para la sociedad.



- ❁ Económico: Los beneficios económicos se fundamentan, principalmente, en el ahorro que conlleva llevar las redes eléctricas a determinados lugares en donde las condiciones de terreno o distancia no permite ser la mejor opción en cuanto a costos.
- ❁ Tecnológico: Crear nuevas formas de obtención de energía para realizar un trabajo como el bombeo de agua.

2.- Objetivos

2.1.- General

- Diseñar una bomba de succión para el suministro de agua potable para regiones rurales, bebederos de ganado o riego, aprovechando los tipos de energía sustentable como son:

Etapas 1: Energía eólica.

Etapas 2: Energía solar.

Y en la ausencia de los tipos de energía ya mencionados implementarlo con un:

Etapas 3: Dispositivo de bombeo manual.

- Diseñar una caja de velocidades para acoplar los tres sistemas de bombeo.
- Modelación en 3D de partes principales de la bomba, caja de velocidades y acoplamiento de todo el sistema.

2.2.- Específicos

- ⚙ Revisión y síntesis del estado del arte de los sistemas de bombeo por succión y obtener resultados, aportaciones teóricas y técnicas valiosas de la búsqueda de información.
- ⚙ Definir las variables a considerar en el diseño básico de la bomba.
- ⚙ Realizar los cálculos de ingeniería básica para dimensionar la bomba de pistón y potencia requerida.
- ⚙ Diseñar un sistema manual para generar el caudal requerido.



3.- Caracterización en el área que se participo

Se participó en el área de ingeniería Mecánica en esta área se dedica al análisis, diseño, fabricación y mantenimiento de sistemas mecánicos con los cuales ha permitido la creación de dispositivos útiles para la sociedad.

Nuestra participación en este proceso consistió en el diseño de una bomba de succión con energía renovable (Etapa 3). Para esto se requirieron conocimientos de las materias que se llevaron a cabo en la carrera de ingeniería mecánica.

4.- Problemas a resolver

El desarrollo de este proyecto será un aporte valioso debido al impacto y aplicaciones que puede obtener en zonas donde es difícil transportar agua, además que puede ser aplicable para campos de cultivo donde tengan un depósito de almacenamiento y para uso doméstico.

El abastecimiento de agua ya sea para uso doméstico es una de las necesidades básicas para la vida del ser humano por lo cual el principal problema a resolver es el diseño del sistema de bombeo adecuado que cumpla con las necesidades para transportar el agua con el menor costo de inversión que resuelvan los problemas de suministro de 1000 l/h de agua.

Por lo cual se diseñara un dispositivo de bombeo por medio de energías renovables que son la eólica, solar y energía mecánica. Aprovechando la existencia de aguas subterráneas.

La realización de este proyecto de residencia tiene como meta diseñar una bomba con energía renovable (solar, eólica y manual) para el suministro de agua que permita acarrear más agua con menos esfuerzo especialmente en áreas donde es difícil transportar el agua, además que sea un proyecto que no contamine el medio ambiente y que sea de bajo costo para los lugares más remotos. Haciendo una comparación a largo plazo del costo que proporcionan las compañías hidroeléctricas es redituable el implemento de energías renovables.



5.- Alcances y limitaciones

Entre los alcances para el desarrollo de este proyecto de diseño de una bomba de succión con energía renovable se consultaron fuentes de internet, libros, ingenieros, tesis, entre otros. Además se podrán hacer llamadas a distintos lugares para hacer cotizaciones de productos que se utilizarán en el proyecto y tener estimaciones de los costos.

El proyecto tiene los recursos suficientes para aplicarlos a las necesidades que se requieran. Entre las limitantes de este proyecto se encuentra el tiempo de construcción de las estructuras que soporta el molino de viento y entrega del pedido de panel solar, ya que depende de la autorización y de las órdenes de compra, también de la disponibilidad de las herramientas a utilizar, así como el protocolo de aceptación.

6.- ESTUDIO DEL CAMPO DE ARTE

6.1 Tipos de bombas volumétricas

6.1.1.- Bombas reciprocantes de pistón

Están constituidas por uno o varios pistones o émbolos que se mueven dentro de un cilindro con movimiento alternativo de vaivén. Este movimiento alternativo es provocado por un cigüeñal, manivela, excéntrica o levas giratorias y una biela.

Se llama bomba de “simple efecto” aquella en que por cada revolución del cigüeñal hay una sola carrera útil, con uno sólo de los extremos del pistón en contacto con el fluido (véase la Figura 6.1).

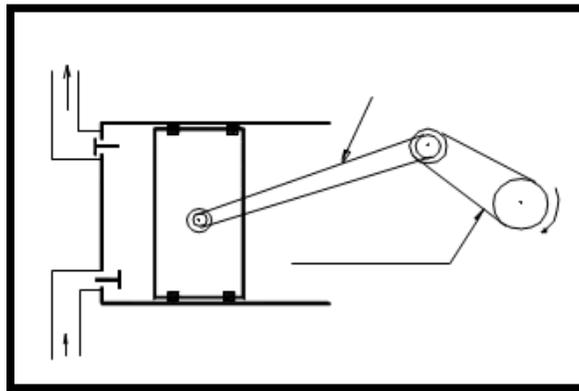


Figura N°6.1 (Bomba reciprocantes de pistón)

En una bomba de “doble efecto”, por cada revolución del órgano accionado se tienen dos carreras útiles. Ello se suele lograr con dos lados del pistón en contacto con el fluido (ver figura N° 6.2). La presencia del vástago disminuye el volumen bombeado en uno de los efectos y requiere un sistema de cierre, por empaquetadura o retén o sello adecuado.

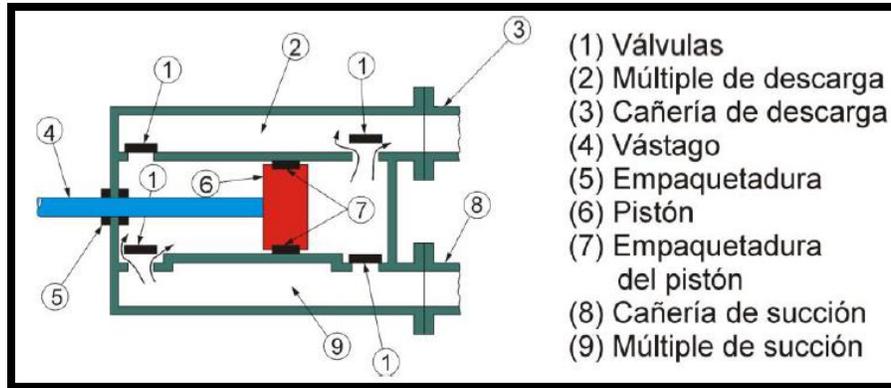


Figura N°6.2 (Partes constitutivas de una bomba de pistón de doble efecto)

Otra manera de aumentar el volumen bombeado por revolución consiste en utilizar pistones trabajando en paralelo (ver Figura N°6-3), accionadas por un solo motor con un solo cigüeñal.

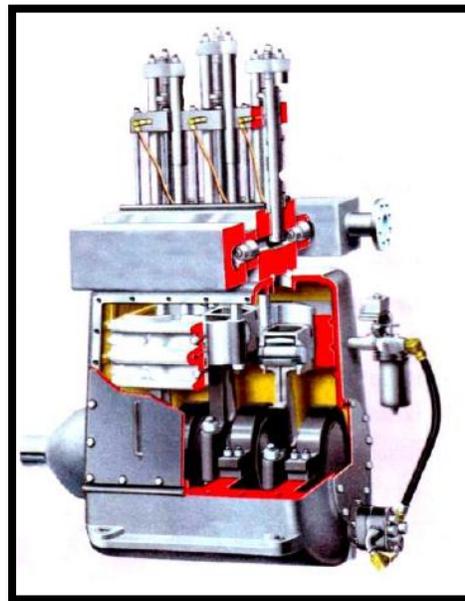


Figura N° 6.3 (Bomba recíprocante de simple efecto, con tres pistones)

6.1.2 Embolo buzo

Estas bombas no tienen diferencia esencial con las descritas anteriormente; la única diferencia radica en que el pistón entra en contacto con el fluido no sólo por su parte frontal sino también por su superficie cilíndrica (Véase la Figura N°6.4). (Bombas volumetricas).

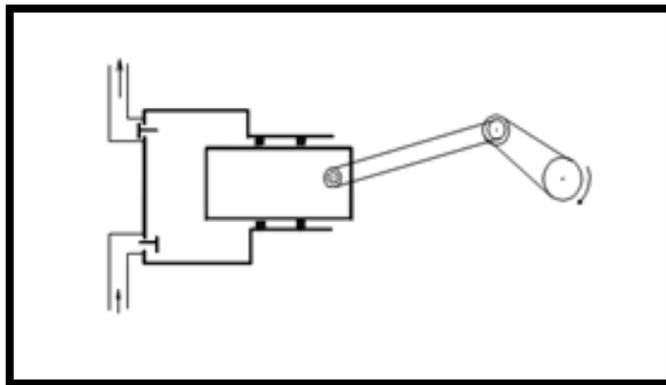


Figura N° 6.4 (Bomba recíprocas con embolo buzo)

6.1.3 Multi-pistón

Estas bombas se caracterizan por tener varios pistones trabajando en paralelo, todos movidos por un único motor.

En la disposición paralela en línea, un único cigüeñal mueve todos los pistones. En la disposición en tambor, el motor mueve una platina que, simultáneamente, hace girar mediante un árbol central el cuerpo de cilindros y además produce, por su inclinación, el movimiento recíprocante de los pistones. Todos los cilindros están comunicados, a través de sendas válvulas, con cámaras de aspiración y de impulsión. Variando el ángulo α de la platina se puede variar la carrera de los pistones y por ende se regula el caudal.

Otra realización utilizada coloca los pistones radialmente dentro de una carcasa exterior móvil respecto al cuerpo que aloja los cilindros (ver Figura N° 6.5). Éste gira excéntricamente, produciendo el movimiento de vaivén de los pistones.

La disposición multi-cilindro permite disminuir la amplitud de las pulsaciones de presión en la impulsión (aumentando su frecuencia). (Bombas volumetricas)

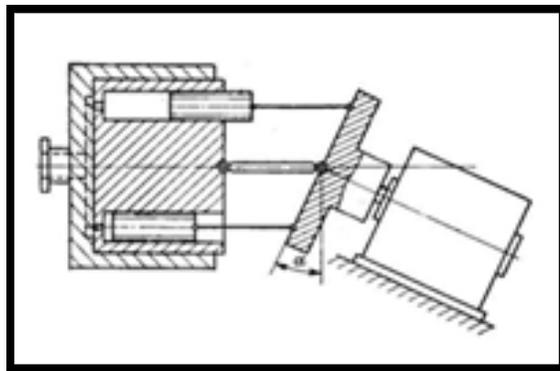


Figura N° 6.5 (Bomba multi-pistón, pistones paralelos)



Figura N° 6.6 (Bomba multi-pistón, pistones radiales)

6.1.4 Bombas de diafragma mecánicas.

Estas bombas difieren de las de pistón sólo en que el espacio variable o cámara de compresión de volumen variable se logra por la deformación de un diafragma en lugar del movimiento de un pistón. Véase el esquema de su funcionamiento en la Figura N° 6.7 y un corte de una bomba real en la Figura N° 6.8. Esta solución no permite llegar a presiones tan elevadas como con las de pistón; tienen como parte débil el diafragma, que está sometido a flexiones repetidas. Su principal ventaja radica en la ausencia total de fugas en la bomba. (Bombas volumetricas)

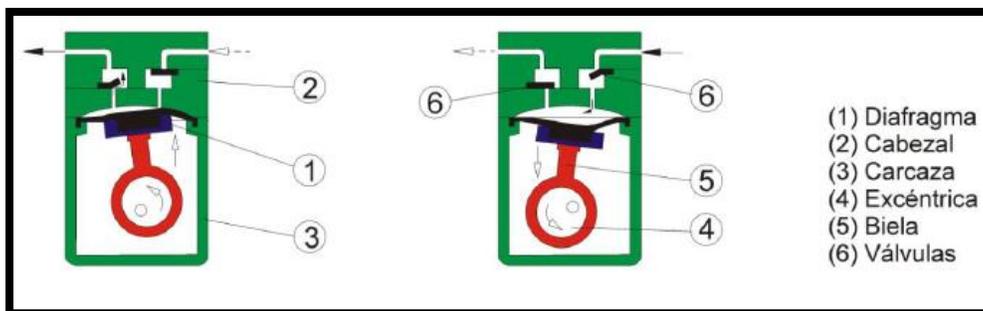


Figura N°6.7 (Bomba de diafragma-Esquema de funcionamiento)

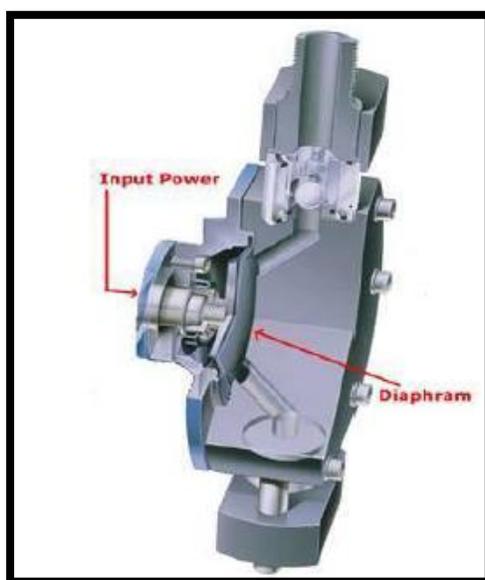


Figura N° 6.8 (Bomba de diafragma-Corte)

6.1.5 Bombas de engranajes

Las bombas de engranajes exteriores (ver figura N° 6.9) conducen el líquido en las cavidades limitadas por la carcasa, dos dientes consecutivos de cada engranaje y las paredes anterior y posterior. Son adecuadas para líquidos de alta viscosidad, y permiten lograr muy altas presiones.

Pueden estar ambos engranajes motorizados externamente, o uno de ellos conducir al otro.

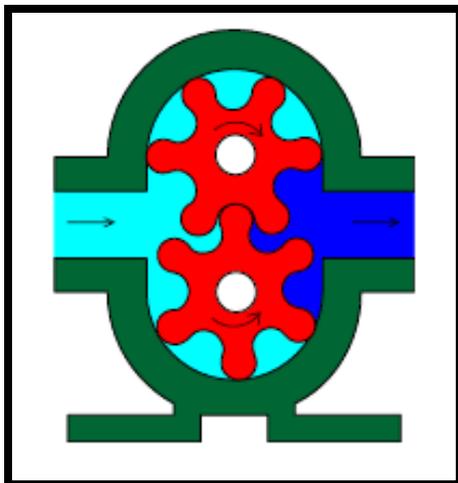


Figura N° 6.9 (Bomba de engranajes exteriores, rígidos)

Las bombas de engranajes interiores capturan el fluido entre dos engranajes que engranan uno dentro del otro, girando ambos engranados conjuntamente y excéntricos entre sí: el interior guiado por su eje y el exterior por la carcasa fija (ver figuras N° 6.10 (a) y N° 6.10 (b)).

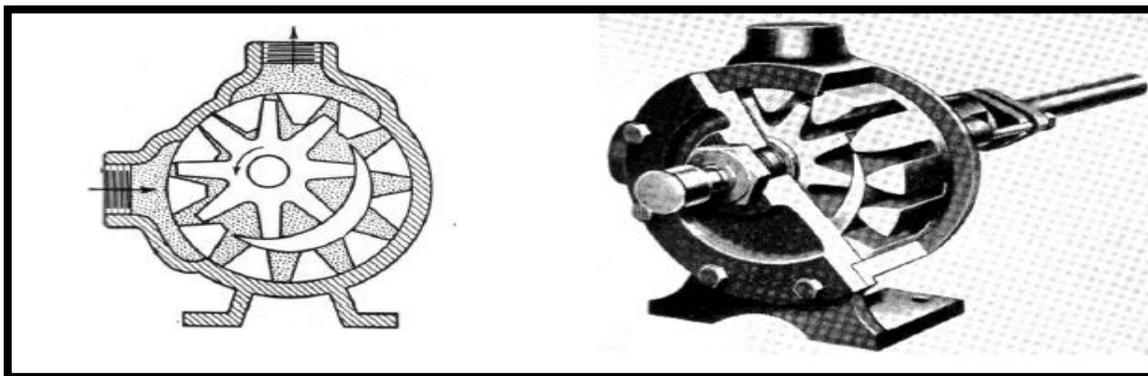


Figura N° 6.10 (a)

Bomba de engranajes interiores (Corte)

Figura N° 6.10 (b)

Bomba de engranajes interiores
(Vista)

Se utilizan, también, bombas de un solo engranaje flexible, construido con algún elastómero adecuado al fluido a bombear (ver Figura N° 6.11). Suelen ser utilizadas para aplicaciones de poca altura (habitualmente, no más de 1,5 bar) y bajo caudal. Su ventaja radica en su simplicidad de montaje y mantenimiento, además de su reducido costo. (Bombas volumetricas)

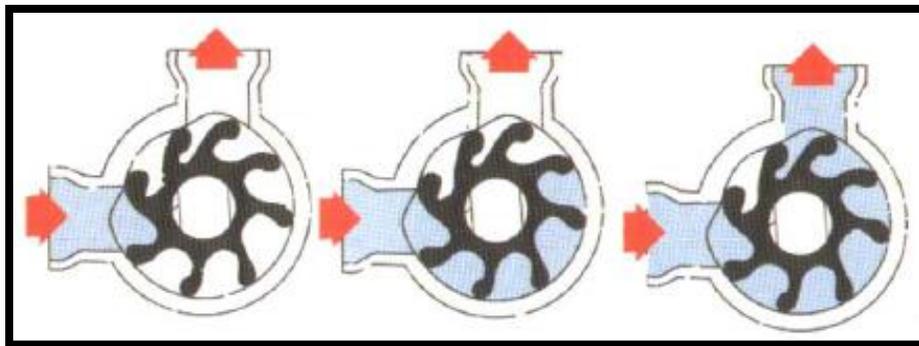


Figura N°6.11 (Bomba de engranajes flexibles)

6.1.6 Bombas de perfiles conjugados

Estas bombas trabajan de acuerdo al mismo principio que las de engranajes exteriores, pero se elaboran con otros perfiles. Tienen dos rotores, que normalmente son iguales (pueden ser distintos) y que suelen ser movidos independientemente. Sus perfiles son tales que se mantienen en contacto mutuo en todo momento (contacto eventualmente lubricado y sellado por el propio fluido bombeado). El fluido es impulsado entre los lóbulos de los perfiles y la carcasa. En las Figuras N° 6.12 y N° 6.13 se muestran cortes esquemáticos de bombas de perfiles de dos y tres lóbulos; se ha elaborado una gran cantidad de perfiles al efecto. (Bombas volumetricas)

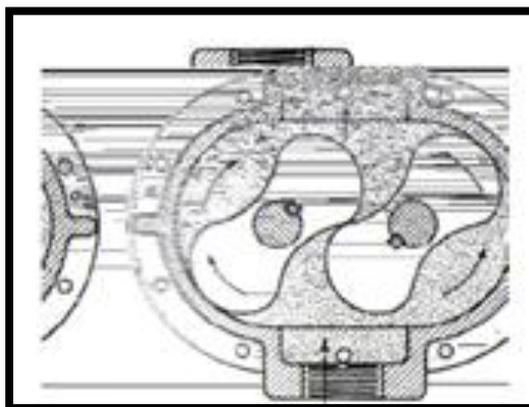


Figura N° 6.12 (Bomba de perfiles conjugados- 2 lóbulos)

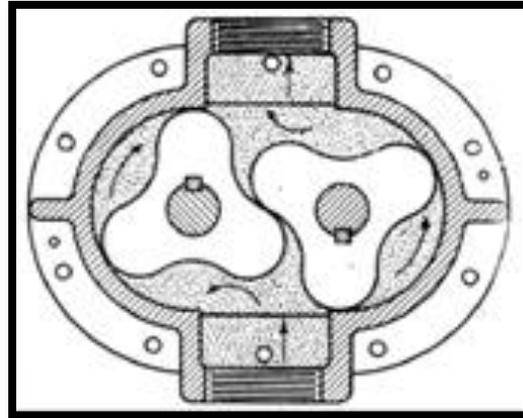


Figura N° 6.13 (Bomba de perfiles conjugados- 3 lóbulos)

6.1.7 Bombas de paletas

Estas bombas se caracterizan por tener un rotor con paletas planas deslizantes radialmente en él. Dicho rotor gira excéntrico dentro de una carcasa circular (véase figura N° 6.14). Una porción de fluido atrapada en la zona de entrada entre dos paletas consecutivas y las tapas laterales es conducida hacia la boca de descarga de la bomba, que suele ser colineal con la boca de entrada.

Las paletas deslizan apoyadas sobre la carcasa fija, oprimidas por la fuerza centrífuga; algunos modelos incluyen resortes en el interior de las ranuras del rotor para mantener el contacto. Son aptas para diferencias de presiones relativamente bajas, en especial cuando son de un pequeño número de paletas. Este número puede ser desde dos hasta un máximo de 8 o 10, muy raramente más. El material de las paletas tiene que ser, a la vez, liviano, resistente y de bajo coeficiente de fricción. (Bombas volumetricas)

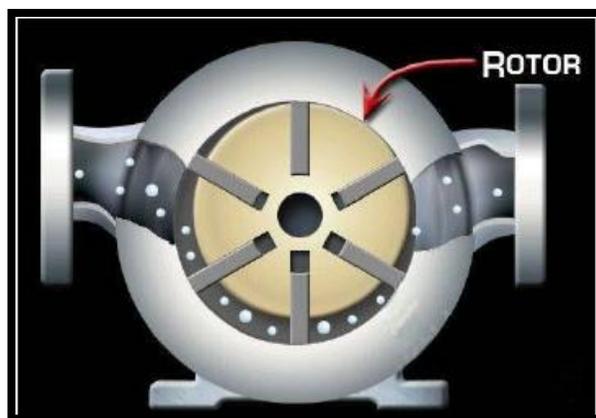


Figura N° 6.14 (Bombas de paletas)

6.1.8 Bombas de cavidades progresivas

Llamadas bombas Mono ver figura N°6.15, constan de un rotor helicoidal de perfil transversal redondeado, que gira en una carcasa de sección transversal adecuada para confinar el fluido y transportarlo axialmente a medida que el rotor gira.

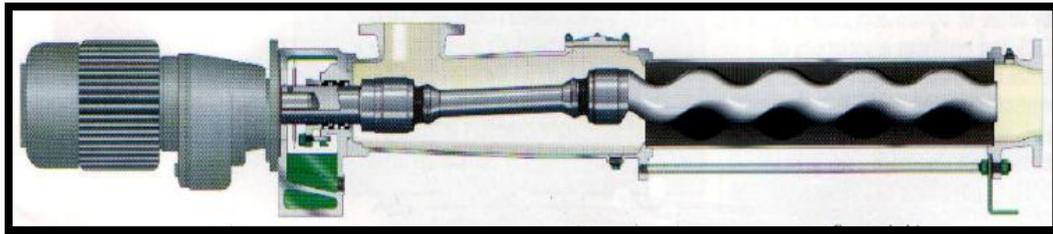


Figura N°6.15 (Bomba Mono)

Sea D el diámetro del rotor en cualquier sección transversal y e la excentricidad con que gira su centro; la sección transversal de la carcasa tiene la forma de dos semicírculos de diámetro D separados por un rectángulo de lados D y $4e$ (véase Figura N° 6.16).

Debido a la rotación excéntrica del rotor, el par motor se le suele transmitir mediante un árbol con articulaciones cardán. Este árbol queda sumergido en el fluido impulsado, habitualmente del lado de entrada, aunque estas bombas pueden funcionar en cualquiera de los dos sentidos indistintamente (a menos de las fugas por el sellado entre el árbol motor y la carcasa).

Otro efecto de la rotación excéntrica del rotor es la vibración: son máquinas inherentemente desbalanceadas. Por ello no se hace girar el rotor a altas velocidades: es usual que N varíe entre 100 rpm y 300 rpm; un límite superior al cual rara vez se llega pueden ser los 1000 rpm. La vibración inducida es de baja frecuencia y relativamente alta amplitud, por lo que no se traduce en un ruido excesivo. Pero sí condiciona la fundación y el montaje requerido. Estas bombas suelen usarse para materiales pastosos, de alta viscosidad, eventualmente con sólidos en suspensión. Los materiales de rotor, carcasa, árbol cardán y cojinetes suelen elegirse en función de las sustancias a impulsar. El rotor suele ser de acero, hierro fundido o acero inoxidable; la carcasa o estator suele ser de algún elastómero dentro de una envolvente de acero; el elastómero suele tener una buena resistencia al desgaste abrasivo.

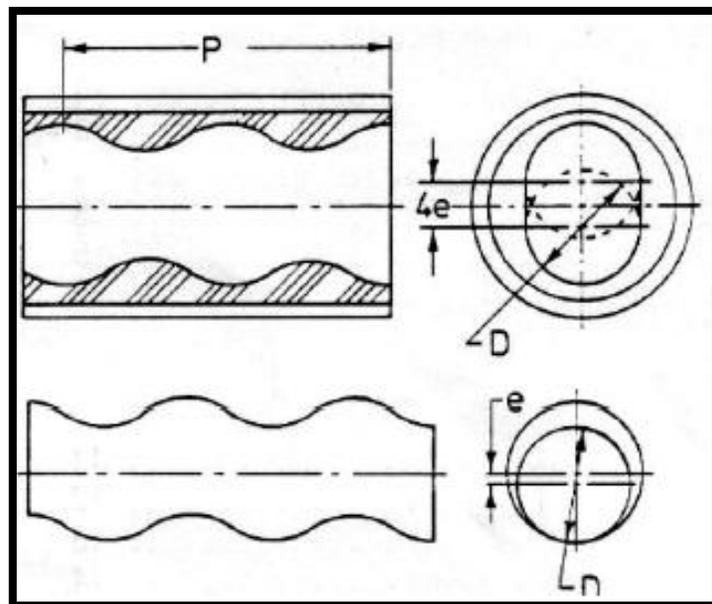


Figura N° 6.16 (Esquema de una bomba Mono)

Se acostumbra que haya un leve ajuste de compresión entre rotor y estator, lo cual causa un par resistente adicional al requerido por el bombeo. En esos casos la bomba suele considerarse autocebante para alturas negativas en la succión de hasta 8 metros. En estos casos la bomba no debe operar en seco pues deterioraría el estator elastomérico. El caudal es fácilmente controlable con la velocidad de rotación, la presión tiene mínimas pulsaciones y son de operación muy simple y exenta de problemas. (Bombas volumetricas)

6.1.9 Bombas de tornillo

Estas bombas, al igual que las de cavidades progresivas, confinan el fluido entre un tornillo (entre dos filetes consecutivos) y una carcasa o envolvente que hermana con las aristas del tornillo a medida que éste gira.

Una realización utilizada en obras de saneamiento es el llamado “tornillo de Arquímedes” (ver Figura N° 6.17), utilizado para elevar grandes caudales de fluidos a pequeñas alturas; suele ser de entrada y salida no confinada: toma de un tanque o canal abierto y lo envía a otro a nivel superior.

Es utilizado, principalmente, en instalaciones de tratamiento de aguas residuales.

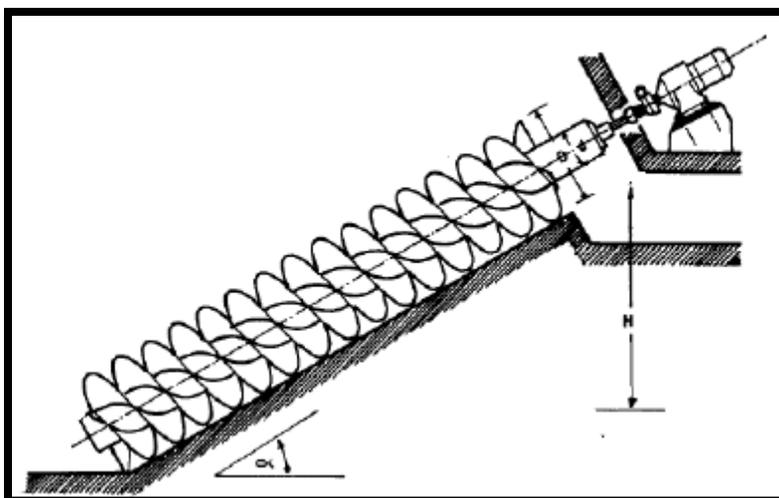


Figura N° 6.17 (Bomba de tornillo)

Otra realización es la configuración a doble tornillo (ver Figura N° 6.18), que traslada el fluido entre los filetes consecutivos de dos tornillos y la carcasa, simultáneamente.

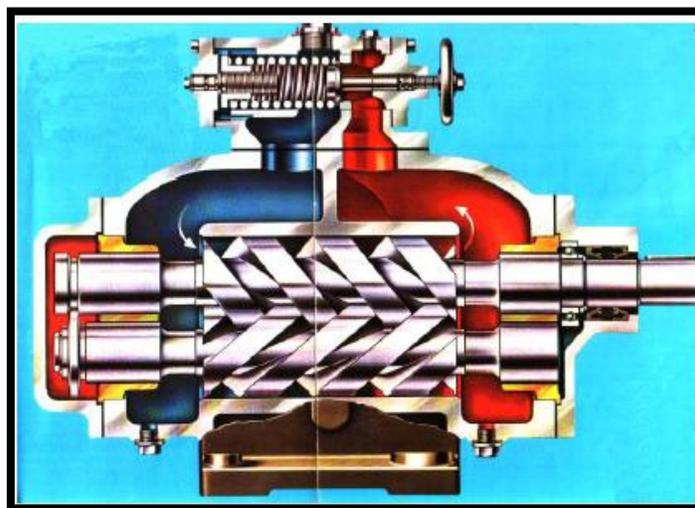


Figura N°6.18 (Configuración a doble tornillo)

En el tornillo de Arquímedes los filetes de rosca suelen ser de chapa relativamente fina; en cambio en las bombas de tornillo para mayores presiones los filetes suelen ser de sección rectangular o trapecial para disminuir las pérdidas volumétricas. (Bombas volumetricas)

6.1.10 Bombas peristálticas

Estas bombas tienen un órgano rotatorio que no está en contacto con el fluido. Éste circula por el interior de un tubo flexible que es comprimido por unos rodillos (ver figura N° 6.19), confinando así una cierta cantidad de líquido e impulsándolo hacia la descarga.

Se usa este tipo de bombas cuando se quiere evitar totalmente la posibilidad de fugas de fluido. También cuando se desea medir con precisión, como en actividades de laboratorio o en dosificación de productos químicos. Sólo se usan para caudales muy pequeños (habitualmente unos pocos litros por hora, nunca más de 12000 lts. /h ni siquiera en los tamaños más grandes). Su debilidad radica en el tubo flexible: al estar sometido a flexiones repetidas suele deteriorarse y debe ser recambiado periódicamente. El material con que se construye este tubo debe ser, por un lado, lo más resistente posible a las flexiones repetidas; y por otra parte compatible con los fluidos que circulan. (Bombas volumétricas)

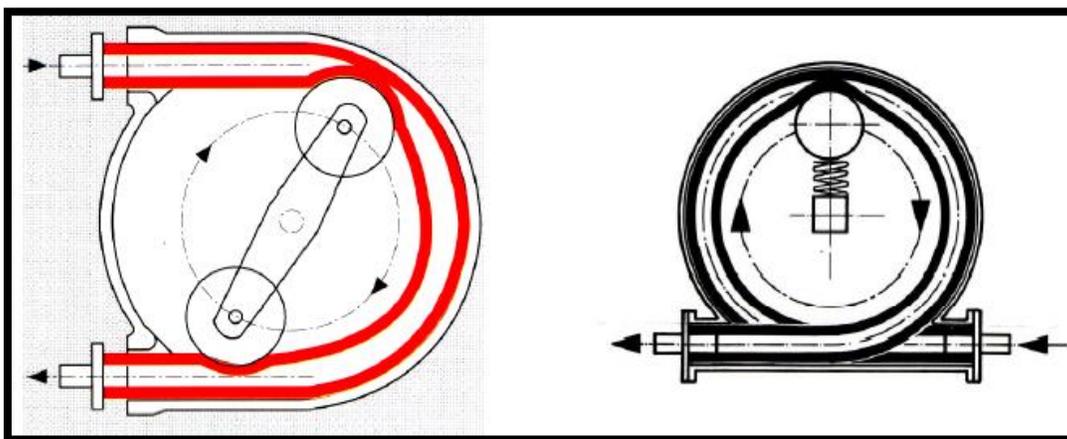


Figura N° 6.19 (Bomba peristálticas de dos y un rodillo respectivamente)

6.2 Ventajas y desventajas

Las ventajas de las bombas reciprocantes de pozo llano son:

- ⚙️ Alta presión disponible.
- ⚙️ Autocebantes (dentro de ciertos límites).
- ⚙️ Flujo constante para cargas a presión variable.
- ⚙️ Adaptabilidad a ser movidas manualmente o por motor.

Las desventajas son:

- ⚙️ Baja descarga.
- ⚙️ Baja eficiencia comparada con las bombas centrifugas.
- ⚙️ Muchas partes móviles.
- ⚙️ Requieren mantenimiento a intervalos frecuentes.
- ⚙️ Succión limitada.
- ⚙️ Costo relativamente alto para la cantidad de agua suministrada.
- ⚙️ Requieren un torque considerable para llevarlas a su velocidad.
- ⚙️ Flujo pulsante en la descarga (Bombas de desplazamiento positivo)

6.3 Usos de las bombas de desplazamiento positivo

- ⚙️ Bombeo en pozos llanos.
- ⚙️ Bombeo en pozos profundos.
- ⚙️ Para niveles de agua variable.
- ⚙️ Bombas de incendio.
- ⚙️ Bombas de transferencia y circulación.
- ⚙️ Operación por molinos de viento.
- ⚙️ Altas cargas a presión.
- ⚙️ Alimentación de calderas.
- ⚙️ Bombeo de aceite y gasolina.
- ⚙️ Fumigadores de cosechas (Bombas de desplazamiento positivo)

6.4 Energías renovables

Los combustibles fósiles (petróleo, carbón mineral y gas natural) son recursos finitos que inexorablemente van a agotarse; de ahí su denominación de "*recursos no renovables*".

Por fortuna, existen también las energías renovables, que se definen como formas de energía que tienen una fuente prácticamente inagotable con respecto al tiempo de vida de un ser humano en el planeta, y cuyo aprovechamiento es técnicamente viable.

Dentro de estos tipos de energía se encuentran: la solar, la eólica (viento), la mini hidráulica (ríos y pequeñas caídas de agua), la biomasa (materia orgánica), la geotermia (calor de las capas internas de la Tierra) y la oceánica, principalmente.

Las energías renovables ofrecen la oportunidad de obtener energía útil para diversas aplicaciones, su aprovechamiento tiene menores impactos ambientales que el de las fuentes convencionales y poseen el potencial para satisfacer todas nuestras necesidades de energía presentes y futuras. Además, su utilización contribuye a conservar los recursos energéticos no renovables y propicia el desarrollo regional.

Para este proyecto se estudiarán dos tipos de energías renovables los cuales son la energía eólica y energía solar, y en caso de la ausencia de sol o viento, se empleará un dispositivo manual operado por una persona. (Energía renovable).

6.5 Dispositivo manual

6.5.1 Bomba manual

Las bombas manuales pertenecen al grupo de las bombas volumétricas, y basan su funcionamiento en el principio de desplazamiento positivo. Se captura un volumen de agua y se incrementa su potencial hidráulico en forma de altura geométrica o de presión.

Los tipos más comunes de bombas manuales son:

- Bombas de émbolo:
- De succión o aspirantes
- De émbolo sumergido.
- Bombas de cuerda o mecate
- Bombas rotativas.

6.5.2 Ventajas e inconvenientes de los distintos métodos de bombeo

	VENTAJAS	INCONVENIENTES
BOMBAS DE MANO	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Es posible su fabricación local. ➤ Fácil de operar. ➤ Bajo costo. ➤ No consume combustible. ➤ Ideal para poblaciones dispersas. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Pérdida de productividad humana (cansancio).
BOMBAS HIDRAULICAS	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Operación desatendida. ➤ Fácil de mantenimiento. ➤ Larga vida útil. ➤ Alta fiabilidad. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Requieren condiciones de ubicación específicas. ➤ Bajo rendimiento.
BOMBAS EOLICAS	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Operación desatendida. ➤ Fácil mantenimiento. ➤ Larga vida útil ➤ Se pueden fabricar de forma local. ➤ No requieren consumo de combustible. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Se requiere almacenamiento de agua para periodos con poco viento. ➤ Necesidades de un buen plan de diseño y planificación del proyecto.
SOLAR FOTOVOLTAICA	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Operación desatendida ➤ Bajo mantenimiento ➤ Fácil instalación ➤ Larga vida útil(20 años) 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elevado costo de equipo ➤ Requiere almacenamiento de agua para periodos nublados ➤ Con frecuencia las reparaciones requieren técnicos entrenados
BOMBAS DE DIESEL Y GASOLINA	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Rápido y fácil mantenimiento. ➤ Ampliamente utilizadas. ➤ Pueden ser portátiles. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Suministro de combustible errático y de costo elevado. ➤ Contaminación por ruido y humo.

6.5.3 Diseño bomba manual

El diseño de la bomba manual se va a basar en las bombas de succión o aspirante que va a provocar un pistón de doble efecto que se desliza dentro de un cilindro conectado con el agua de un recipiente o de un pozo.

Dos válvulas anti retorno antes y después del pistón se encargan de abrir y cerrar el paso del agua al cuerpo de la bomba y a la tubería de elevación, en su caso.

El pistón se sitúa en la cabecera del pozo. El uso de este tipo de bomba presenta por tanto la importante limitación de la altura de aspiración. Otra restricción a considerar es el desgaste del material de cuero o similar que sella la holgura entre el pistón y el cilindro. Cuando ese material se degrada por el roce, se comunica la cámara de aspiración con la atmósfera y la succión se reduce, por lo que la bomba tendrá más dificultades para elevar el agua, y ello se traduce en un mayor esfuerzo humano de accionamiento.

6.5.4 Funcionamiento de la bomba manual

El funcionamiento se basa en el accionamiento manual haciendo girar una manivela esta hace que el pistón succione permitiendo la entrada del agua a través de los orificios.

Al hacer girar varias veces la manivela, el agua va subiendo poco a poco hasta alcanzar la salida. De esta forma se obtiene agua por bombeo.

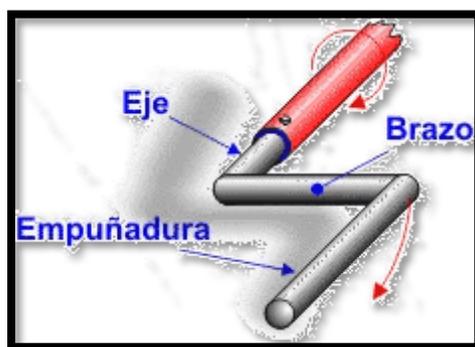


Figura 6.20 (Manivela)

Y por medio del diseño de una caja de cambios podremos acoplar los tres tipos de arreglos de engranes (dispositivo manual, eólico y solar) los cuales van a transmitir el giro hacia la bomba de pistón de doble efecto.



Figura 6.21 (Caja de cambios)

La caja de cambios o caja de velocidades (también llamada simplemente caja) es el elemento encargado de obtener los cambios de movimiento de un mecanismo a otro por medio de un juego de engranes.

Con el objetivo de hacer los cambios de dispositivo solar al eólico o viceversa o en su caso al dispositivo manual.

Piñón: Es una de las piezas de ingeniería de mayor uso en mecánica automotriz. En la caja de velocidades es el encargado, junto con otros, de desmultiplicar la velocidad para aprovechar plenamente su potencia.

Este mecanismo tiene importantes ventajas:

- Ofrece una gran reducción de velocidad y, por tanto, un aumento importante de la ganancia mecánica.
- El espacio que ocupa es mínimo en relación a otras opciones (multiplicador de velocidad, tren de engranajes).

El piñón tiene los dientes cóncavos e inclinados y siempre se conecta al *eje* conducido, con el que gira solidario.



Tren móvil: Es el eje interno de la caja por donde entra el movimiento circular. En éste hay unos piñones flotantes (uno por cada cambio) con los que, gracias a la acción de unos sincronizadores de movimiento y otras piezas, se puede seleccionar una determinada marcha.

Tren fijo: Es el eje intermediario, es un robusto eje interno de la caja en el que se han trabajado unos piñones para que, con el trabajo en equipo con el tren móvil, y se transmita el movimiento.

Varilla selectora: Sobre ella se instalan las horquillas que van a desplazar los sincronizadores. Las varillas se mueven gracias a la acción de la mano de la persona sobre la barra de cambios para elegir el dispositivo con el que desea trabajar.

Rodamiento: Sobre estas piezas se instalan y corren los trenes (fijo y móvil) y los piñones del tren móvil, entre otras piezas. Su desgaste produce incómodos ruidos (gemidos).

7.- FUNDAMENTO TEORICO

7.1 Ingeniería conceptual

El diseño es una disciplina común a muchos casos, está ligado a la concepción, construcción o implementación de objetos, sistemas o dispositivos que no existen aún, o que existiendo requieren modificaciones para cumplir con nuevos requerimientos. Implica la toma de decisiones frente a la incertidumbre causada por la falta de información o antecedentes.

El diseño es acción, actividad, romper el equilibrio, ya que sin esto no se iniciaría el proceso de diseño.

7.2 Conceptos de diseño

Existe un sin número de definiciones de lo que es el diseño, sin embargo mencionaremos solamente algunas que consideramos importantes y que fueron dadas por diferentes autores. Podemos decir entonces que:

- a).- El diseño es una actividad creativa que supone la consecución de algo nuevo y útil, sin existencia previa. (*Reswick*, 1965).
- b).- El diseño es la solución óptima de un conjunto de verdaderas necesidades en un conjunto particular de circunstancias. (*Matchett*, 1968).
- c).- El diseño consiste en simular lo que queremos construir (o hacer), antes de construirlo (o hacerlo), tantas veces como sea necesario para confiar en el resultado final. (*Booker*, 1964).
- d).- El diseño técnico es la utilización de principios científicos, información técnica e imaginación en la definición de una estructura mecánica, máquina o sistema que realice funciones específicas con el máximo de economía y eficiencia. (*Fielden*, 1963).

Tomando como apoyo las definiciones anteriores podemos establecer el siguiente concepto:

El “*diseño mecánico*” es el proceso lógico que ordena y planea la actividad creativa que, utilizando principios científicos, información técnica e imaginación, define estructuras mecánicas, máquinas o sistemas para realizar funciones específicas con el máximo de economía y eficiencia. (*Shigley*, 1990)

7.3 Proceso del diseño mecánico

El proceso del diseño se refiere a la metodología que debe seguirse durante el desarrollo de cualquier tipo de diseño. Este proceso o etapas del diseño se representan en la figura (N° 7).

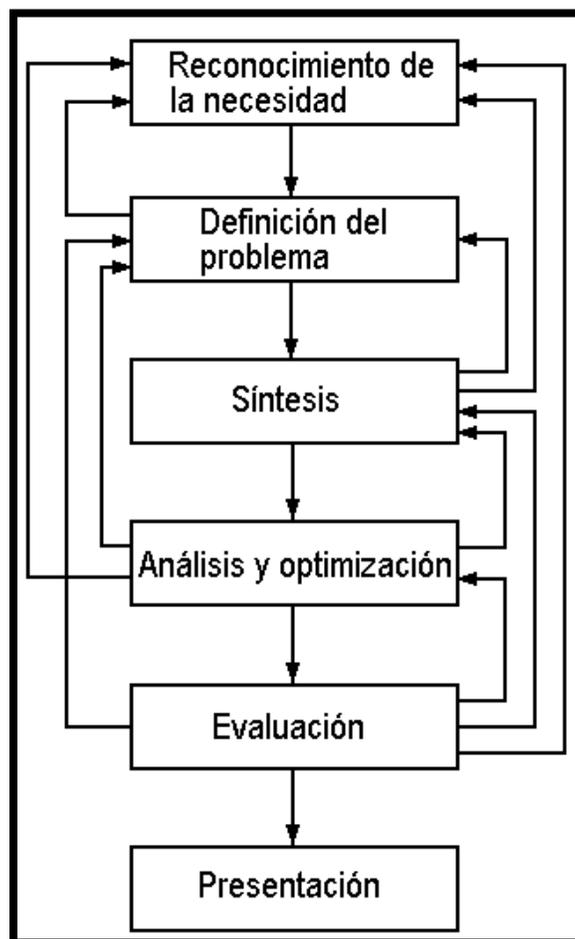


Figura N° 7 (Proceso o etapas del diseño)

7.4 Factores de diseño.

Para materiales dúctiles en los cuales se considera que el esfuerzo último a la tensión y compresión tienen el mismo valor, se tiene:

$$n_u(\text{diseño}) = \frac{\text{Esfuerzo ultimo}}{\text{Esfuerzo de trabajo}} \quad (\text{Ec. 7-1})$$

$$n_y(\text{diseño}) = \frac{\text{Esfuerzo de cedencia}}{\text{Esfuerzo de trabajo}} \quad (\text{Ec. 7-2})$$

Resulta aparente que la relación del factor de seguridad apropiada es empírica y depende mucho de la experiencia que se tenga. Cuando un dispositivo tiene mucho tiempo de uso, los factores referentes a su comportamiento son confiables. De hecho se puede depender de tales datos aunque hayan tenido modificaciones en el diseño.

(Vidosic, 1969) Considera razonables los siguientes factores de seguridad, los cuales están basados en la resistencia a la cedencia:

- 1.- $n_s = 1.25 - 1.5$, para materiales muy confiables usados bajo condiciones controladas y, sujetos a carga y esfuerzo que puedan determinarse con exactitud.
- 2.- $n_s = 1.5 - 2$, para materiales con características perfectamente conocidas con condiciones ambientales fijas y, sujetos a cargas y esfuerzos que puedan determinarse con facilidad.
- 3.- $n_s = 2 - 2.5$, para materiales que trabajan en condiciones normales y sujetos a carga y esfuerzo que puedan calcularse
- 4.- $n_s = 2.5 - 3$, para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- 5.- $n_s = 3 - 4$, para materiales no experimentados en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- 6.- $n_s = 2 - 4$, para fuerzas de impacto, donde deberá incluirse un factor de impacto.
- 7.- $n_s = 3 - 8$, para materiales frágiles, considerando a la resistencia última como la máxima teórica.

7.5 Fundamentos de ergonomía

La ergonomía es una disciplina técnico-científica y de diseño que estudia integralmente al hombre (o grupos de hombres) en su marco de actuación relacionado con el manejo de equipos y máquinas, dentro de un ambiente laboral específico, y que busca la optimización de los tres sistemas (hombre-máquina-entorno).

El objetivo principal de la ergonomía, es la actividad concreta del hombre aplicado al trabajo utilizando medios técnicos, siendo su objetivo de investigación el sistema hombre-máquina-entorno.

El término ergonomía proviene del griego *ergón* (trabajo) y *nomos* (leyes naturales). Fue propuesto por el naturalista polaco *Wojciech Yastembowski* en 1987 en su estudio “ensayos de ergonomía o ciencia del trabajo”, basado en las leyes objetivas de la ciencia sobre la naturaleza, en la cual se proponía construir un modelo de la actividad laboral humana.

Frederic Taylor da los primeros pasos en el estudio de la actividad laboral con su obra “Organización científica del trabajo”, donde se aplica el diseño de instrumentos elementales de trabajo tales como palas de diferentes formas y dimensiones.

En los años veinte del siglo pasado se desarrolla con gran intensidad la fisiología, la psicología y la higiene del trabajo, y sus resultados adquieren gran aplicación en la producción. La sociología industrial nace en esa época con los experimentos de Howtorn de Elton Mayo, que demuestran que los estímulos morales y psicológicos no están por debajo de los económicos, surgiendo así una corriente de humanización del trabajo.

Con el advenimiento de la Segunda Guerra mundial puede considerarse que en el mundo occidental surge la ergonomía como disciplina ya formada el 12 de Julio de 1949 (Sociedad de investigación Ergonómica).

En ésta fecha se formó un grupo interdisciplinario interesado en los problemas laborales humanos. El 16 de Febrero de 1950 se adoptó el término ergonomía, dando lugar a su bautizo definitivo.

En 1961 se fundó la Asociación Ergonómica Internacional con más de 30 países miembros. Como disciplina independiente en los países socialistas, la Ergonomía empezó a desarrollarse en los años cincuenta con base a la mecanización y automatización de la producción.

7.5.1 Consideraciones ergonómicas sobre el diseño de equipos

Las consideraciones ergonómicas que hay que tomar en cuenta en el diseño de equipos se representan en la figura (7.1).

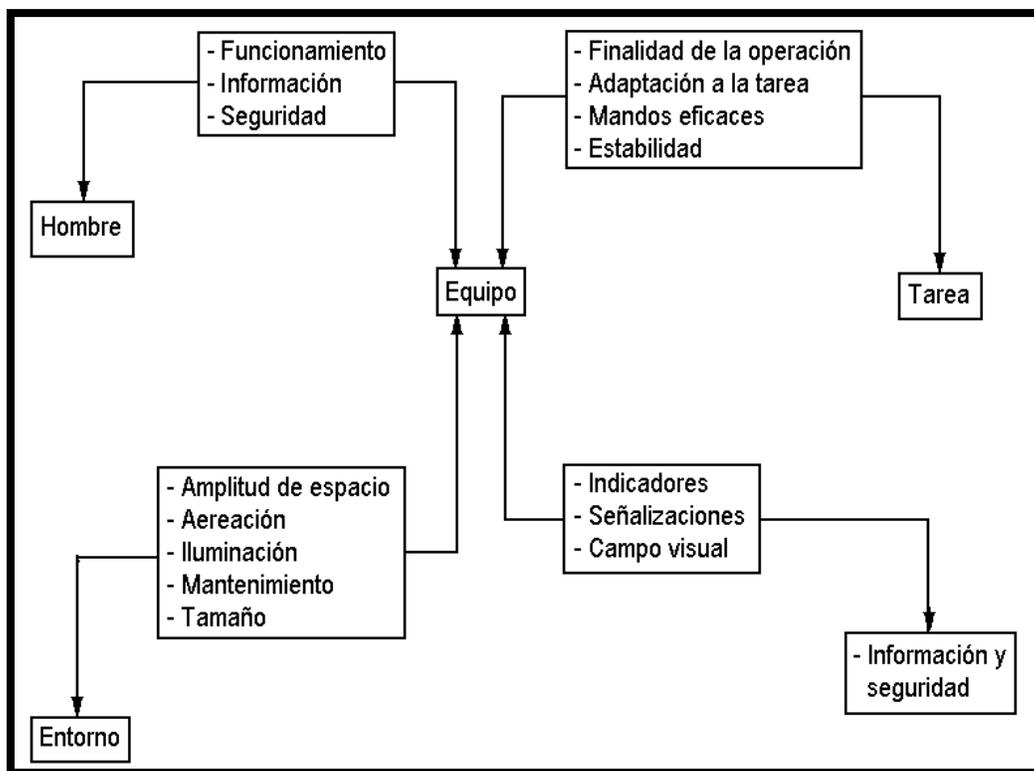


Figura N° 7.1 (Consideraciones ergonómicas sobre el diseño de equipos)

7.5.2 Factores ergonómicos

Son aquellos que inciden en el comportamiento del sistema hombre-máquina-entorno. Entre los factores ergonómicos figuran:

a).-Diseño del equipo.

Un diseño normalizado del equipo que obedece a las características somáticas y fisiológicas del trabajador, con estudios específicos de los puntos críticos de accidentes, como cuchillas, elimina posibles causas de accidentes, permitiendo al trabajador desarrollar su trabajo en situaciones menos riesgosas mejorando su rendimiento y productividad.

b).- *Diseño del puesto.*

El diseño del puesto se considera en sus aspectos dimensionales y de acondicionamiento, lo que permite mayor soltura y desenvolvimiento del trabajador.

c).- *Equipos y herramientas.*

Los equipos auxiliares y herramientas de trabajo están diseñados para un uso específico, considerando las características antropométricas y biomecánicas del individuo, con el fin de evitar riesgos de accidentes tanto en su manipulación como en su almacenamiento.

d).- *Comunicación.*

La racionalización y el concepto ergonómico sobre señales, localización y símbolos afectan sensiblemente la atención del trabajador, aumentando o reduciendo su eficacia. La ausencia de indicaciones o su mala interpretación son causa de errores humanos.

e).- *Medio ambiente.*

Una serie de situaciones correspondientes al espacio de trabajo incide en la actividad laboral del individuo en gran parte; entre ellas se tienen:

- Grado de insalubridad del medio de trabajo y contaminación.
- Agentes físicos, como ruido, vibraciones e iluminación.
- El propio ambiente de trabajo (temperatura, ventilación, calefacción, etc.).

7.6 Ejes de transmisión

Un eje de transmisión es un elemento de sección circular cuya función es la de transmitir movimiento y potencia. La transmisión del movimiento se realiza a través de otros elementos tales como engranes, poleas, cadenas, etc.

Diseñar un eje consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactorias, cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga. (Shigley, 1990).

7.6.1 Criterios de diseño de ejes.

El diseño de un eje debe estudiarse a partir de los siguientes puntos de vista:

1.- Análisis por resistencia.

- Bajo cargas estáticas.
- Bajo cargas dinámicas.

2.- Análisis por rigidez.

- Cálculo de deformaciones.
- Velocidades críticas.

7.6.2 Deformación de ejes

El problema de la deflexión en un eje es de suma importancia cuando este efecto es una limitante en el diseño del mismo.

Para determinar la deflexión de un eje en cualquier punto, podemos utilizar los siguientes criterios:

a).- Método de la doble integración.

b).- Método del área de momentos.

El “*método de la doble integración*” recomendado para ejes de sección uniforme, se basa principalmente en determinar la ecuación de la curva elástica, a partir de la ecuación de momentos:

$$EIy'' = M(x) \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Y aplicando las condiciones iniciales, se obtiene una ecuación de la forma:

$$y = \frac{1}{EI} F(x) \quad (\text{Ec. 7.4})$$

A partir de la ecuación (7.3), se obtienen las deflexiones en los puntos deseados.

El “*método del área de momentos*” recomendado para ejes de sección variable, está fundamentado en dos teoremas básicos:

El primer teorema dice: El ángulo de las tangentes A y B es igual al área del diagrama de momentos flectores entre esos dos puntos divididos por el producto EI . (Ver figura N° 7.2).

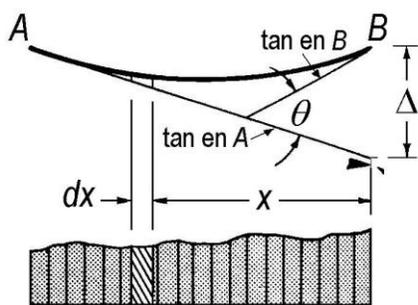


Figura N° 7.2 (Diagrama de momentos flectores)

$$\theta = \frac{1}{EI} \int_A^B M dx \quad (\text{Ec.7.5})$$

El segundo teorema dice: La distancia vertical entre el punto B de la elástica y la tangente trazada a la curva por A es igual al momento respecto a la vertical por B del área del diagrama de momentos flectores entre A y B divididas por EI (Ver figura 7.3). (Johnston, 1982)

$$\Delta = \frac{1}{EI} \int_A^B M x dx \quad (\text{Ec. 7.6})$$

7.6.3 Velocidad crítica de ejes.

Todos los ejes, aún sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación.

La magnitud de la deformación depende de:

- La rigidez del eje y de sus soportes.
- De la masa total del eje y de las partes que se adicionan.
- Del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación.
- Del amortiguamiento presente en el sistema.

La deformación, considerada como una función de la velocidad, presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas, pero solo la más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tiene importancia en el diseño. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación. Lo anterior se ilustra en la siguiente (figura 7.3). (Shigley, 1990)

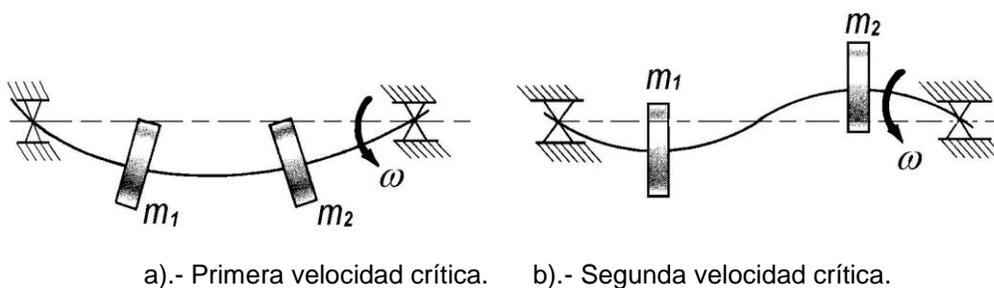


Figura N° 7.3 (Representación de la primera y segunda velocidad crítica en un eje)

La frecuencia natural de un eje en flexión es prácticamente igual a la velocidad crítica. Existe una pequeña diferencia debida a la acción giroscópica de las masas.

Para un eje con una sola masa, en donde la masa del eje es pequeña en comparación a la masa que lleva unida, la primera velocidad crítica se puede calcular de manera aproximada por:

$$w_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{rad/s} \quad (\text{Ec. 7.7})$$

En donde: k = constante de resorte del eje
 m = masa soportada por el eje

La primera velocidad crítica puede calcularse también por:

$$w_c = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad \text{rad/s} \quad (\text{Ec 7.8})$$

En donde g = aceleración de la gravedad

δ = deflexión del eje en el punto de ubicación de la masa

La siguiente figura muestra un eje flexionado que gira a una velocidad ω .

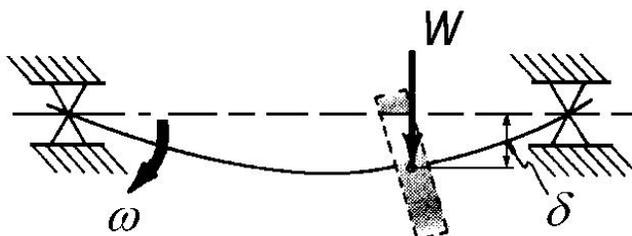


Figura N. 7.4- (Deflexión en un eje de una sola masa con peso W)

Para un eje de masa despreciable con varias masas concentradas unidas a él, la primera velocidad crítica se determina por:

- a).- La ecuación de Rayleigh-Ritz.
- b).- La ecuación de Dunkerley.

Para el primer caso se tiene lo siguiente:

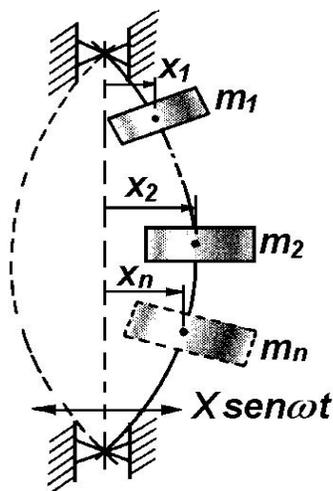


Figura N° 7.5 (Deflexión en un eje con varias masas concentradas)

De acuerdo con la figura, la energía cinética máxima es:

$$EC_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2}m_1v_1^2 + \frac{1}{2}m_2v_2^2 + \dots + \frac{1}{2}m_nv_n^2 \quad (a)$$

Debido a que el movimiento de las masas es senoidal se tiene que:

$$EC_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2}m_1(\omega x_1)^2 + \frac{1}{2}m_2(\omega x_2)^2 + \dots + \frac{1}{2}m_n(\omega x_n)^2 \therefore$$

$$EC_{max} = \frac{1}{2}\omega^2 \sum m_n x_n^2 \quad (\text{Ec. 7.9})$$

La energía potencial máxima es:

$$EP_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2}k_1x_1^2 + \frac{1}{2}k_2x_2^2 + \dots + \frac{1}{2}k_nx_n^2 = \frac{1}{2}\sum k_nx_n^2 \quad (\text{Ec. 7.10})$$

De acuerdo con Rayleigh:

$$EC_{m\acute{a}x} = EP_{m\acute{a}x} \therefore \frac{1}{2}\omega^2 \sum m_n x_n^2 = \frac{1}{2}\sum k_n x_n^2 \quad (b)$$

Si $x_n = \delta_n$, $m_n = \frac{W_n}{g}$ y $k_n = \frac{W_n}{\delta_n}$ entonces en (b) se obtiene lo siguiente:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2}} \quad \text{Rad/seg.} \quad (\text{Ec. 7.11}) \quad (\text{Ecuación de Rayleigh-Ritz})$$

En donde: W_k = peso de la masa k – ésima

δ_k = deformación estática de la masa k - ésima

n = número total de masas

Para el segundo caso la primera velocidad crítica se determina por:

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots + \frac{1}{\omega_n^2} = \sum \frac{1}{\omega_n^2} \quad (\text{Ec. 7.12})$$

En donde ω_1 = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa m_1 .

ω_2 = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa m_2 .

ω_n = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa m_n .

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_n}}$$

Es importante tomar en cuenta que la ecuación de Rayleigh-Ritz y Dunkerley son aproximaciones a la primera frecuencia natural de vibración o velocidad crítica de rotación, ya que la primera sobrestima la frecuencia natural, mientras que la segunda la subestima.

En un sistema de masas múltiples, para velocidades críticas más altas se requiere de cálculos más extensos para la determinación de estas velocidades; sin embargo, para un sistema con dos masas la primera y la segunda velocidad crítica se obtienen a partir de la siguiente figura:

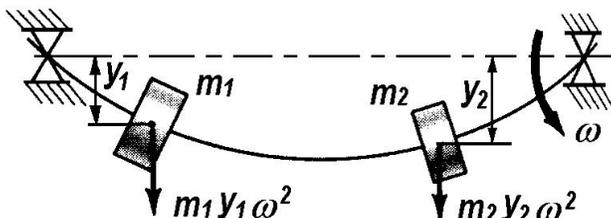


Figura N° 7.6 (Sistema con dos masas)

En la figura (7.6) $F_c = m(y\omega^2)$ es la fuerza centrífuga.

Utilizando los coeficientes de influencia se determinan las deflexiones como sigue:

$$y_1 = a_{11}m_1y_1\omega^2 + a_{12}m_2y_2\omega^2 \therefore \frac{y_1}{y_2} = \left[a_{11}m_1 \left(\frac{y_1}{y_2} \right) + a_{12}m_2 \right] \omega^2 \quad (c)$$

$$y_2 = a_{21}m_1y_1\omega^2 + a_{22}m_2y_2\omega^2 \therefore 1 = \left[a_{21}m_1 \left(\frac{y_1}{y_2} \right) + a_{22}m_2 \right] \omega^2 \quad (d)$$

Despejando en cualquiera de las dos ecuaciones ha $\left(\frac{y_1}{y_2}\right)$ y sustituyendo en la otra se obtiene la ecuación de frecuencias:

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2)\frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0 \quad (\text{Ec. 7.13})$$

Con ésta ecuación obtenemos las raíces positivas $\frac{1}{\omega_1}$ y $\frac{1}{\omega_2}$, en donde ω_1 y ω_2 son la primera y segunda velocidad crítica (o frecuencias naturales de vibración). Las dos masas son m_1 y m_2 .

Las constantes a se conocen como coeficientes de influencia, en donde:

a_{11} = deformación en el punto de localización de la masa m_1 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_1 .

a_{22} = deformación en el punto de localización de la masa m_2 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_2 .

a_{12} = deformación en el punto de localización de la masa m_2 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_1 .

a_{21} = deformación en el punto de localización de la masa m_1 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_2 .

$$a_{12} = a_{21}$$

En la ecuación de Rayleigh-Ritz las deformaciones en las masas m_1 y m_2 se pueden determinar por

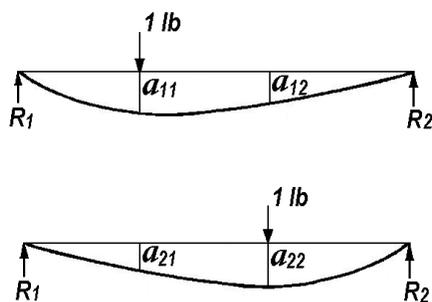
$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= W_1a_{11} + W_2a_{12} \\ \delta_2 &= W_2a_{21} + W_1a_{22} \end{aligned} \right\} \quad (\text{Ec 7.14})$$

En la ecuación de Dunkerley la deformación producida por la aplicación aislada de las masas m_1 , m_2 , m_n es:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} &= W_1 a_{11} \\ \delta_{22} &= W_2 a_{22} \\ \delta_{nn} &= W_n a_{nn} \end{aligned} \right\} \quad (\text{Ec. 7.15})$$

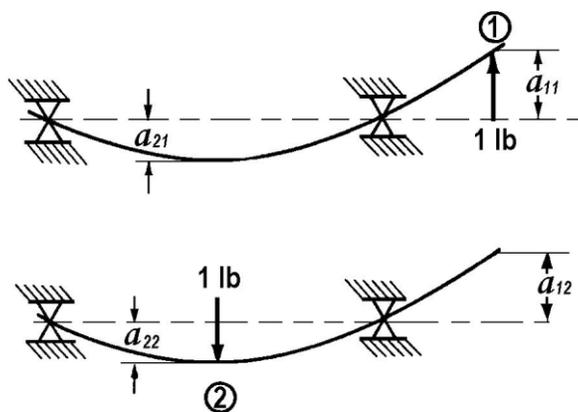
Los coeficientes de influencia se determinan como sigue:

a).- Eje simplemente apoyado en sus extremos con dos masas concentradas (figura 7.7).



(Figura N° 7.7)

b).- Eje simplemente apoyado en un extremo y un voladizo (figura 7.8).



(Figura N° 7.8)

En la figura anterior se puede observar que la carga unitaria (1) se aplica hacia arriba para que la curvatura coincida con la que se tiene al aplicar la carga (2).

7.7 Análisis cinemático de engranes

Los engranes son elementos mecánicos que se utilizan para transmitir movimiento de rotación entre ejes. Los engranes pueden ser de diferentes tipos:

- Rectos
- Helicoidales
- Cónicos
- Tornillos sin fin-corona

7.7.1 Terminología y definiciones

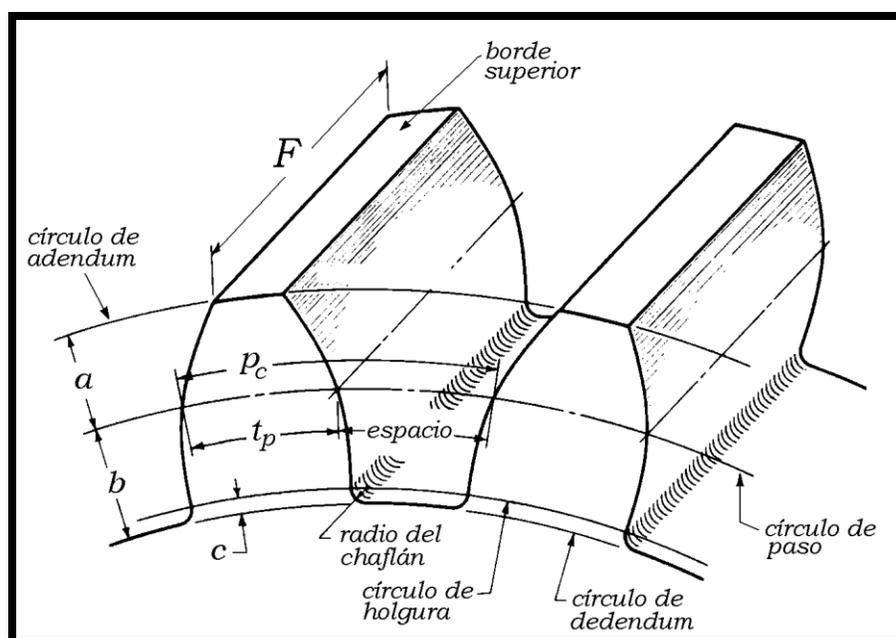


Figura N° 7.9 (Engrane recto)

Terminología.

Ancho de cara F.- Representa el espesor del diente en dirección paralela al eje.

Círculo de paso.- Es un círculo teórico sobre el que generalmente se basan todos los cálculos. Los círculos de paso de dos engranes acoplados son tangentes entre sí.

Piñón.- Es el más pequeño de los dos engranes acoplados; el más grande se denomina simplemente engrane.

Paso circular p_c .- Es la distancia, en pulgadas o mm, medida sobre el círculo de paso, que va desde un punto sobre uno de los dientes hasta un punto correspondiente sobre uno adyacente.

Paso diametral P .- Es el número de dientes en el engrane por pulgada de diámetro de paso. El paso diametral con las unidades comúnmente utilizadas en Estados Unidos.

$$P = \frac{N}{d} \quad (\text{Ec 7.16})$$

El paso circular p_c y el paso diametral P se relacionan mediante la expresión:

$$p_c P = \pi \quad (\text{Ec.7.17})$$

Módulo m .- Es la razón del diámetro de paso al número de dientes El módulo es el índice del tamaño del diente en el SI.

$$m = \frac{d}{N} \quad (\text{Ec 7.18})$$

$$p_c = \pi m \quad (\text{Ec. 7.19})$$

Cabeza o adendum (o adendo) a .- Es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.

Raíz o dedendum (o dedendo) b .- Es la distancia radial que va desde el borde inferior hasta el círculo de paso.

Altura total h_t .- Es la suma del adendo y el dedendo.

$$h_t = a + b \quad (\text{Ec 7.20})$$

Círculo de holgura.- Es un círculo tangente al del dedendo del engrane conectado.

Angulo de presión ϕ .

Es el ángulo formado por la línea ab y la línea tangente a las circunferencias de base de los engranes, tal y como se muestra en la siguiente figura. De hecho el ángulo ϕ es el ángulo de presión de la involuta en la línea de paso.

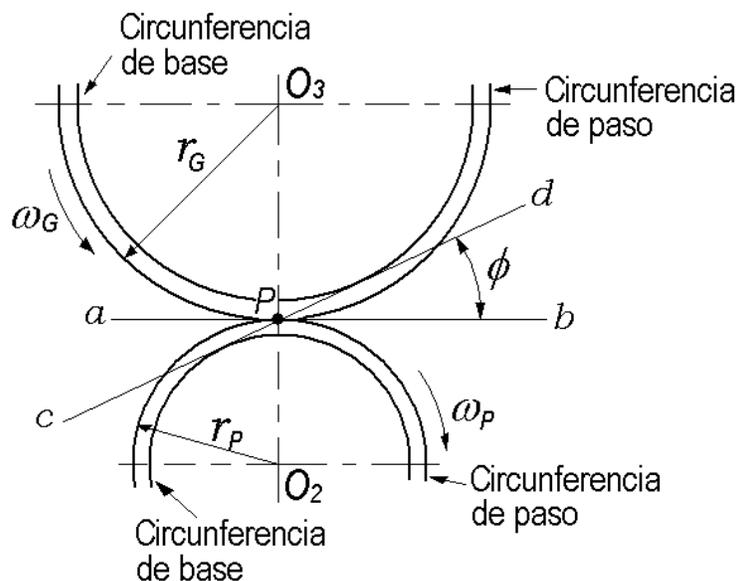


Figura N° 7.10 (Ángulo de presión formado por la línea ab)

Para ciertas combinaciones de números de dientes en un engrane, se presenta interferencia entre la punta del diente en el piñón y el chaflán o raíz del diente del engrane. La probabilidad de que se presente interferencia es mayor cuando un piñón pequeño impulsa a un engrane grande.

El número mínimo de dientes de profundidad total que se requiere para evitar interferencias en los engranes rectos, se obtiene a partir de:

$$N_{\text{mín}} = \frac{2}{\text{sen}^2 \phi} \quad (\text{Ec. 7.20})$$

La siguiente tabla muestra el número de dientes en función del ángulo de presión (Hamilton, 1978):

Angulo de presión (ϕ)	Número mínimo de dientes
14.5°	32
20°	18
25°	12

(Tabla N° 7.1 Relación numero de dientes con respecto al ángulo de presión)

La siguiente tabla muestra el número mínimo de dientes de piñón de profundidad total utilizables en una selección de engranes de profundidad total de varios tamaños para $\phi = 20^\circ$. Conforme el engrane acoplado se hace más pequeño, el piñón puede tener menos dientes, para evitar que aparezca interferencia.

Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes en el engrane
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309

(Tabla N° 7.2 Numero de dientes mínimos piñón y engrane)

Término	Paso grueso ($< 20P$ o $m > 5 \text{ mm}$) Profundidad total
Angulo de presión ϕ (grados)	20° y 25°
Adendo a	$\frac{1.000}{P}$ o $1m$
Dedendo b	$\frac{1.250}{P}$ o $1.25m$
Profundidad de trabajo h_k	$\frac{2.000}{P}$ o $2m$
Profundidad total h_t	$\frac{2.250}{P}$ o $2.25m$
Espesor circular del diente t_p	$\frac{\pi}{2P}$
Holgura básica c , mínima	$\frac{0.250}{P}$

Tabla N° 7.3 (Sistema de dientes estándar AGMA Y ANSI para engranes rectos)

Si los engranes se cortan con cortadoras estándar, es posible cortarlos de manera que sean intercambiables. Para que esto sea posible, se requiere cumplir determinadas condiciones:

- 1.- Los pasos diametrales deben ser los mismos.
- 2.- Los ángulos de presión deben ser iguales.
- 3.- Los engranes deben tener los mismos adendas y los mismos dedendos.
- 4.- El espesor del diente debe ser igual a la mitad del paso circular. (Hamilton, 1978)

7.8 Relación de transmisión

La relación de transmisión (r_t) es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes, esto se puede verificar mediante el concepto de velocidad angular.

Otro punto que se debe considerar es que al cambiar la relación de transmisión se cambia el par de fuerza aplicado, por lo que debe realizarse un análisis para saber si este nuevo par será capaz de vencer la inercia del engranaje y otras fuerzas externas y comenzar el movimiento o por otro lado si el engranaje será capaz de soportar un par muy grande sin fallar.

Matemáticamente, la relación de transmisión entre dos engranajes circulares con un determinado número de dientes Z se puede expresar de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{w_2}{w_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (\text{Ec. 7.21})$$

Dónde:

w_1 es la velocidad angular de entrada

w_2 es la velocidad angular de salida transmitida

Z_1 es el número de dientes del engranaje de entrada.

Z_2 es el número de dientes del engranaje de salida.

El signo menos indica que se invierte el sentido del giro.

7.8.1 Diámetro y número de dientes

Por el cálculo de engranajes sabemos que en una rueda dentada se cumple:

$$\frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} = m \quad (\text{Ec. 7.22})$$

Dónde:

d – Es el diámetro de la circunferencia primitiva

Z – Es el número de dientes

p – Es el paso entre dos dientes sucesivos

π – Es el número π

m – Es el módulo

Para que dos ruedas dentadas engranen, el paso *p* y el módulo *m*, tienen que ser los mismos, y no intervienen en el cálculo de la transmisión, sino en el dimensionado del diente del engranaje, por lo que tenemos:

$$d_i = mZ_i \quad (\text{a})$$

O lo que es lo mismo:

$$\frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} = m \quad (\text{Ec. 7.23})$$

Donde *m* es constante, esta expresión determina la relación entre el diámetro y el número de dientes de un engranaje. (Hamilton, 1978)

7.8.2 Diámetro y número de revoluciones

El espacio recorrido por un punto de la circunferencia primitiva cuando la rueda gira n vuelta será la longitud de su circunferencia primitiva por el número de revoluciones:

$$e_i = \pi d_i n_i \quad (\text{Ec. 7.24})$$

Dos ruedas que giran sin deslizar recorrerán el mismo espacio:

$$\left. \begin{array}{l} e_1 = \pi d_1 n_1 \\ e_2 = \pi d_2 n_2 \\ e_1 = e_2 \end{array} \right\} d_1 n_1 = d_2 n_2 \quad (\text{Ec. 7.25})$$

Así para dos ruedas que engranan el producto del diámetro de una de ellas por el número de vueltas que da, es igual al diámetro de la segunda rueda por su número de revoluciones.

7.8.3 Número de dientes y número de revoluciones

Para relacionar el número de diente y el número de revoluciones, partimos de la ecuación:

$$\frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \quad (\text{Ec. 7.26})$$

Y deducimos:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (\text{Ec. 7.27})$$

Y de la ecuación:

$$d_1 n_1 = d_2 n_2 \quad (\text{Ec. 7.28})$$

De donde deducimos:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (\text{Ec. 7.29})$$

Que se puede sintetizar en:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \\ \\ \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \end{array} \right\} Z_1 n_1 = Z_2 n_2 \quad (7.30)$$

7.8.4 Diámetro y velocidad de rotación

Sabiendo que las dos ruedas giran sin deslizar, la velocidad tangencial de las dos ruedas será la misma, por lo tanto:

$$V_i = r_i w_i = \frac{d_i}{2} w_i \quad (a)$$

Aplicando este criterio a las dos ruedas, tendremos:

$$\left. \begin{array}{l} V_1 = \frac{d_1}{2} w_1 \\ V_2 = \frac{d_2}{2} w_2 \\ V_1 = V_2 \end{array} \right\} d_1 w_1 = d_2 w_2 \quad (\text{Ec. 7.31})$$

El diámetro de una rueda por su velocidad angular es igual al diámetro de la otra rueda por su velocidad angular.

También es cierto que el radio de la rueda por su velocidad angular permanece constante y su valor es la velocidad tangencial:

$$V_t = r_1 w_1 = r_2 w_2 \quad (\text{Ec. 7.32})$$

7.8.5 Número de dientes y velocidad de rotación

Para calcular la relación entre el número de dientes y la velocidad de rotación, partiremos de las expresiones [7.26] y [7.31], con lo que tenemos:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d_1}{Z_1} = \frac{d_2}{Z_2} \\ \\ d_1 w_1 = d_2 w_2 \end{array} \right\} Z_1 w_1 = Z_2 w_2 \quad (\text{Ec. 7.33})$$

Con lo que se deduce que el producto del número de dientes de una rueda por su velocidad angular es igual al número de dientes de la rueda con la que engrana por su velocidad angular.

7.9 Propiedades de los fluidos

Densidad.- La densidad absoluta de un cuerpo se define como la relación de su masa (m) y el volumen (v) que ocupa, es decir, es la masa de la unidad de volumen que se define por la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (\text{Ec. 7.34})$$

La unidad de la densidad son kilogramos sobre metro cubico en el sistema internacional (SI) y slugs por pie cubico en el sistema británico de unidades. Con frecuencia se considera como densidad del agua 1000kg/m^3 . (Mott, 1996)

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

$$\gamma = \frac{w}{v} = \rho * g \quad (\text{Ec. 7.35})$$

γ = peso específico.

v = volumen de la sustancia.

w = peso.

g = gravedad.

Las unidades del peso específico son Newton por metro cubico (N/m^3) en el SI y libras por pie cúbico (lb/pie^3) en el Sistema Británico de Unidades.

Considerando la aceleración de la gravedad $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, puede tomarse para el agua

$$\gamma_{\text{agua}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El peso específico relativo (δ) es el peso específico de una sustancia respecto del agua, por lo que es a dimensional. La densidad relativa también viene referida a la densidad del agua.

$$\delta = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{agua}}} \quad (\text{Ec. 7.36})$$

$$\rho = \frac{\rho}{\rho_{\text{agua}}} \quad (\text{Ec. 7.37})$$

Gravedad específica.- La gravedad específica es el cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad del agua a 4°C, o, es el cociente del peso específico de una sustancia entre el peso específico del agua a 4°C.

$$sg = \frac{\gamma_s}{\gamma_w} = \frac{\rho_s}{\rho_w} \quad (\text{Ec. 7.38})$$

Dónde:

S: se refiere a la sustancia cuya gravedad específica se está determinando.

W: se refiere al agua

La definición matemática de gravedad específica se puede escribir como:

$$sg = \frac{\gamma_s}{9810 \text{ N/m}^3} = \frac{\rho_s}{1000 \text{ kg/m}^3} \quad (\text{Ec. 7.39})$$

Viscosidad.- Los fluidos no pueden considerarse siempre como perfectos debido a su viscosidad. Se considera la lámina del fluido compuesta por infinitas capas paralelas, y la experiencia muestra que oponen resistencia a ser deformados, es decir, a que cada lámina deslice sobre sus inmediatas, ya que al moverse una porción de fluido respecto a otra se originan fuerzas tangenciales que en algunos casos no pueden despreciarse. Se dice entonces que el fluido es viscoso y no puede despreciarse la viscosidad.

La viscosidad expresa la resistencia del líquido a dejarse cortar o separar. Por ejemplo, un avión o un submarino se mueven con esfuerzo por que han de deformar, respectivamente, el agua o el aire que los envuelve.

Viscosidad cinemática.- El coeficiente de viscosidad cinemática (ν) definido como el cociente entre la viscosidad absoluta (μ) y la densidad del líquido (ρ) :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} \quad (\text{Ec.7.40})$$

La unidad de medida en el sistema internacional es m por segundo cuadrado $\nu = \frac{m}{s^2} = 10 \text{ stoke}$ el valor de la viscosidad es en función de la temperatura, de forma que si aumenta la temperatura disminuye la viscosidad. (Mataix, 1970)

T(°C)	$\nu \text{ m}^2/\text{s}$	T(°C)	$\nu \text{ m}^2/\text{s}$
4	1.568×10^{-6}	30	0.803×10^{-6}
5	1.519×10^{-6}	40	0.659×10^{-6}
10	1.310×10^{-6}	50	0.556×10^{-6}
15	1.146×10^{-6}	60	0.478×10^{-6}
20	1.007×10^{-6}	70	0.416×10^{-6}

Tabla N° 7.4 (Viscosidad cinemática del agua (ν) a diferentes temperaturas (T))

Viscosidad dinámica.- Se llama viscosidad dinámica o simplemente viscosidad (μ) de un fluido a la resistencia que este opone a su deformación, o dicho de otro modo, a que las láminas de fluido deslicen entre sus inmediatas.

En el sistema internacional $\mu = \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} = 10 \text{ poise}$

7.10 Tipos de flujos

Existen dos tipos de flujos dentro de una tubería:

- Laminar.
- Turbulento.

7.10.1.- Flujo laminar

Es uno de los dos tipos principales de flujo en fluido. Se llama flujo laminar o corriente laminar, al tipo de movimiento de un fluido cuando éste es perfectamente ordenado, estratificado, suave, de manera que el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse si la corriente tiene lugar entre dos planos paralelos, o en capas cilíndricas coaxiales como, por ejemplo la glicerina en un tubo de sección circular. Las capas no se mezclan entre sí. El mecanismo de transporte es exclusivamente molecular.

En el flujo laminar las partículas del fluido solo se mezclan a escala molecular, de modo que, durante el movimiento, dichas partículas se desplazan según trayectorias paralelas bajo la acción de la viscosidad. En la práctica, el flujo laminar se produce cuando el número de Reynolds no excede los valores de 1.500 a 2.000.

7.10.2 Flujo laminar en tuberías

Hagen y Poiseville, trabajando independientemente llevaron a cabo experimentos sobre el comportamiento de los fluidos en tuberías de pequeño diámetro y dieron a conocer en 1839 y 1941 respectivamente, algunas relaciones empíricas basadas en dichos experimentos. Sin embargo fue veinte años más tarde cuando Hagenbach y Neumann, también trabajando independientemente fueron capaces de presentar el primer análisis teórico del flujo laminar, imaginando una serie de cilindros concéntricos que se deslizan uno dentro del otro.

La velocidad en cualquier punto sobre un cilindro de radio r , es

$$V = \frac{\Delta P}{4 * \mu * L} (r_0^2 - r^2) \quad (\text{Ec. 7.41})$$

Donde:

ΔP : Diferencia de presión (Pa)

μ : Viscosidad dinámica ($\frac{kg}{m * s}$)

L = Distancia (m)

r = radio de un punto dentro de la tubería (m)

Esta es la ley de distribución de velocidades a lo largo de la sección transversal de la tubería, cuando el flujo es laminar. La máxima velocidad está en el centro de la sección transversal donde $r = 0$.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta P}{4 * \mu * L} r_0^2 \quad (\text{Ec. 7.42})$$

La ley de distribución de velocidades puede ser usada para deducir el caudal a través de una tubería.

$$Q = \frac{\pi * \Delta P * r_0^4}{8 * \mu * L} \quad (\text{Ec. 7.43})$$

Dónde:

Q : Caudal m^3/s

La velocidad media en la sección se encuentra dividiendo el caudal entre el área.

$$V = \frac{\Delta P * r_0^2}{8 * \mu * L} \quad (\text{Ec. 7.44})$$

Por lo tanto se puede deducir que

$$V = \frac{V_{m\acute{a}x}}{2} \quad (\text{Ec. 7.45})$$

Para obtener la pérdida de cabeza debido a la fricción (h_f) en términos de la descarga y las dimensiones de la tubería, tenemos de la ecuación de Bernoulli:

$$h_f = \frac{128 * V * L * Q}{\pi * g * D^4} \quad (\text{Ec. 7.46})$$

7.10.3 Flujo turbulento

El flujo turbulento es más comúnmente desarrollado debido a que la naturaleza tiene tendencia hacia el desorden y esto en términos de flujos significa tendencia hacia la turbulencia. Este tipo de flujo se caracteriza por trayectorias circulares erráticas, semejantes a remolinos. El flujo turbulento ocurre cuando las velocidades de flujo son generalmente muy altas o en fluidos en los que las fuerzas viscosas son muy pequeñas. La turbulencia puede originarse por la presencia de paredes en contacto con el fluido o por la existencia de capas que se muevan a diferentes velocidades. Además, un flujo turbulento puede desarrollarse bien sea en un conducto liso o en un conducto rugoso.

En el flujo turbulento las partículas del fluido se mezclan a escala molar, de modo que durante el movimiento se produce un intercambio de cantidad de movimiento entre partículas adyacentes, ocasionando una rápida y continua agitación y mezcla en el seno del fluido. En la práctica el flujo turbulento se produce para números de Reynolds por encima de valores entre 6.000 a 10.000.

El estudio teórico riguroso del flujo turbulento requiere el conocimiento de las fluctuaciones espaciales de la velocidad respecto al tiempo. Los matemáticos han atacado el problema desde el punto de partida de la mecánica estadística. A pesar de las hipótesis simplificadoras no se ha llegado a alcanzar soluciones prácticas, por lo que en las aplicaciones de ingeniería es necesario recurrir a métodos semiempíricos.

Boussines que propuso (1877) una expresión sencilla para la tensión rasante τ_e producida por las fluctuaciones turbillonarias en un flujo turbulento:

$$\tau_e = \eta \frac{dv}{dy} \quad (\text{Ec. 7.47})$$

Dónde:

η : Viscosidad turbillonaria

$\frac{dv}{dy}$: Gradiente de velocidad

La viscosidad turbillonaria no es una propiedad del fluido sino que depende de las características de la turbulencia. La tensión rasante (de cortadura aparente) total en el flujo turbulento es, +

$$\tau_e = \eta \frac{dv}{dy} + \mu^* \frac{dv}{dy} \quad (\text{Ec. 7.48})$$

En la practica la viscosidad dinámica (μ) es casi siempre despreciable en comparación con la viscosidad turbulenta (η) por lo que se puede despreciar.

Prandtl (1925) baso su teoría de la turbulencia en el principio de la variación de la cantidad de movimiento: la velocidad relativa tiende a reducirse cuando hay variación de la cantidad de movimiento.

Para aplicar este principio al flujo turbulento, introdujo el concepto de longitud de mezcla, esto es el desplazamiento medio efectuado por las partículas antes que su cantidad de movimiento sea bruscamente absorbida por su nuevo estado. A mayor longitud de mezcla, mayor grado de turbulencia y distribución más uniforme de velocidades.

$$\Delta V = \tau \frac{dv}{dy} \quad (\text{Ec.7.49})$$

Dónde:

τ : Longitud de la mezcla

Por lo que Prandtl dedujo la ecuación general de turbulencia. Donde es necesario referirse a datos experimentales para establecer el valor de τ .

$$\tau = \rho * \lambda^2 * \left(\frac{dv}{dy}\right)^2 \quad (\text{Ec. 7.50})$$

La aplicación más importante de la evaluación del esfuerzo cortante turbulento consiste en determinar la distribución de velocidades dentro de un flujo uniforme.

$$\frac{V_{m\acute{a}x}-V}{V_s} = \frac{1}{K} \ln\left(\frac{R}{y}\right) \quad (\text{Ec. 7.51})$$

Con base en resultados obtenidos experimentalmente de Nikuradse y Reichardt, en tubos lisos y rugosos se observó una buena concordancia de la fórmula para $K = 0 - 4$.

$$\frac{V_{m\acute{a}x}-V}{V_s} = 2.5 * \ln\left(\frac{R}{y}\right) \quad (\text{Ec. 7.52})$$

Esta ecuación se conoce bajo el nombre de ley de distribución universal de velocidades y es válida para tubos lisos y rugosos. (Mataix, 1970)

7.11 Numero de Reynolds.

Osborne Reynolds: dedujo que el régimen de flujo en tuberías depende de los cuatro factores siguientes:

- ⚙ Diámetro de la tubería ($D = M =$).
- ⚙ Densidad del fluido ($\rho = \text{gr}^s / \text{cm}^3$).
- ⚙ Viscosidad (absoluta (μ) en *centipoise* o *cinemática* (ν) en m^2 / seg).
- ⚙ Velocidad del flujo ($V = \text{m} / \text{seg}$).

El número de Reynolds caracteriza la naturaleza de un fluido dado, es decir que sea laminar o turbulento, sirve de criterio de semejanza de un flujo de fluidos (semejanza entre tuberías del mismo diámetro y conduciendo diferentes tipos de fluidos), adicionalmente representa la relación entre las fuerzas y su correspondiente reacción de inercia. (Mataix, 1970)

Para tuberías circulares con flujo a tubería llena:

$$Re = \frac{v * D}{\nu} = \frac{D * v * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 7.53})$$

$Re = \text{Numero de reynolds (Adimensional)}$.

$V = \text{velocidad media (m/s)}$.

$\nu = \text{viscosidad cinemática (m}^2/\text{seg)}$.

$\mu = \text{viscosidad absoluta (centipoise)}$.

$D = \text{Diametro de la tuberia (m)}$.

7.11.1 Velocidad critica

La velocidad crítica es aquella velocidad por debajo de la cual toda la turbulencia es amortiguada por la acción de la viscosidad del fluido $Re \leq 2000$

$$Re = \frac{V_c * D}{\nu} = 2000 \quad (\text{Ec. 7.54})$$

Dónde:

Re : Numero de Reynolds crítico (Adimensional)

V_s : Velocidad media critica $\left(\frac{m}{s}\right)$

7.12 Determinación de las cargas.

Para poder entrar en el cálculo de cargas de una red de distribución, primero veremos algunas teorías y ecuaciones fundamentales de la hidráulica.

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de conservación de la masa, el cual expresa que: para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección por un conducto por unidad de tiempo es constante y se calculó como sigue:

$$\gamma_1 * A_1 * v_1 = \gamma_2 * A_2 * v_2 \text{ (kg/s)} \quad (\text{Ec. 7.55})$$

Para fluidos incompresibles se tiene que el peso específico $\gamma_1 = \gamma_2$ y por la tanto la ecuación se transforma en:

$$A_1 * v_1 = A_2 * v_2 = Q_{\text{volumetrico}} = \text{CTE.} \left(\frac{m^3}{s}\right) \quad (\text{Ec. 7.56})$$

Para secciones circulares:

$$Q = A * V = \frac{\pi D^2}{4} * V \quad (\text{Ec. 7.57})$$

El caudal volumétrico a lo largo de una conducción, sin aportes ni consumos intermedios, es constante.

De la ecuación de continuidad se deduce que las velocidades medias de un flujo líquido son inversamente proporcionales a sus respectivas secciones.

Ecuación general de energía (Teorema de Bernoulli.)

La energía que posee cada punto de un fluido en movimiento puede ser:

Energía potencial (por su posición): $E_p = m * g * h$ siendo $h=Z$ (cota).

Energía de presión:

$$E_{\text{presión}} = F * L = P * A * L = \frac{m}{\rho} * P = \frac{m * g}{\gamma} * P \quad (\text{Ec.7.58})$$

Energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} * m * v^2 \quad (\text{Ec. 7.59})$$

Particularizando entre dos secciones 1 y 2 de la tubería:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + E_A = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \text{perdidas} \quad (\text{Ec. 7.60})$$

La ecuación de Bernoulli o de conservación de la energía, y que indica que en un fluido en movimiento sometido a la acción de la gravedad, la suma de las alturas geométrica, manométrica y cinética es constante para diversos puntos de una línea de corriente.

En realidad, el término $\frac{v^2}{2 * g}$ varía al variar el módulo V de según el punto de la sección transversal considerada. Para que realmente represente a la energía cinética media que pasa por la sección, se corrige con el coeficiente de Coriolis ($\alpha = 1$), quedando el término cinético como $\alpha \frac{v^2}{2 * g}$. En régimen laminar, $\alpha = 2$, y en régimen turbulento, $\alpha = 1$. Como en hidráulica se trabaja generalmente en régimen turbulento, este término no se verá afectado.

Un líquido en reposo posee la misma energía en cualquier punto. Por unidad de masa, la suma de las energías de posición y de presión es constante para cualquier punto de la sección transversal:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} = H \quad (\text{Altura o cuota piezométrica}) \quad (\text{Ec. 7.61})$$

7.13 Concepto de pérdida de carga

La ecuación de Bernoulli puede considerarse válida solo para líquidos no viscosos o para dos puntos muy próximos, ya que en la realidad, las transformaciones se realizan de la forma indicada, las expresiones no son del todo exactas. En efecto, un principio elemental de la física establece que en toda transformación energética existe una degradación, es decir, los rozamientos convierten en calor parte de la energía transformada, por lo que el miembro de la derecha (si la transformación se efectúa de izquierda a derecha) se verá disminuido. Para que la igualdad se mantenga, la ecuación deberá quedar.

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + h_{1-2} \quad (\text{Ec. 7.62})$$

El término h_{1-2} representa las pérdidas de energía que se producen en la transformación, se expresa también en m.c.a y se conoce como pérdida de carga.

Las pérdidas de carga pueden ser de dos tipos:

1. Pérdidas de carga continuas o por rozamiento (h_c): se deben a la viscosidad de líquido y se producen a lo largo de toda la conducción. Suelen expresarse como producto de la pérdida de carga unitaria (J) y la longitud del tramo considerado (L), la representación gráfica de h_c en función de la longitud L sería una recta pendiente J .

$$h_c = J * L \quad (\text{Ec. 7.63})$$

La pérdida de carga por unidad de longitud depende de la rugosidad de la tubería, de su diámetro, del caudal que circula por ella y de su velocidad.

2. Pérdidas de áreas locales, accidentales o singulares (h_a): están producidas por perturbaciones de la corriente líquida en puntos concretos, como derivaciones, cambios de sección, etc.

La pérdida de carga total en una conducción será la suma de las dos:

$$h_t = h_c + h_a \quad (\text{Ec. 7.64})$$

7.14 Fricción en tuberías

En esta parte se tratarán las pérdidas de energía que sufre un fluido, en su trayectoria dentro de una tubería debido a la fricción de este con las paredes de la misma, así como también, las pérdidas causadas por los cambios de dirección y expansiones a todo lo largo de una red de distribución.

La pérdida de energía de un fluido dentro de una tubería, se expresa como pérdida de presión o pérdida de carga en el mismo.

7.14.1 Pérdidas de carga por fricción en tubería recta

Ecuación general de Darcy-Weisbach.

$$h_c = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (\text{Ec. 7.65})$$

En función del caudal $h_c = 0.0828 * f * \frac{Q^2}{D^5} * L$

La pérdida de carga por unidad de longitud será:

$$l = \frac{h_c}{L} = f * \frac{1}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (\text{Ec. 7.66})$$

La pérdida de carga continua es directamente proporcional a la velocidad del líquido y a la longitud del tramo de tubería que estamos considerando, es inversamente proporcional a su diámetro.

Para el cálculo de las pérdidas se ha tomado como base la ecuación de Hazen & Williams para tuberías de hierro galvanizadas de uso común. A continuación se presenta la fórmula (en ambos sistemas de unidades) para la estimación de la misma.

➤ En el sistema métrico tenemos:

$$f \% = \left[\frac{131455 * Q}{C * D^{2.63}} \right]^{1.852} \quad (\text{Ec. 7.67})$$

Donde:

f = % de pérdidas por fricción, (m)

C = Constante de rugosidad, (adimensional)

D = Diámetro interior del tubo, (m)

Q = Caudal pasante, (lts/min)

➤ En el sistema inglés tenemos:

$$f \% = 0.2083 * K \frac{Q^{1.232}}{D^{4.2702}} \quad (\text{Ec. 7.68})$$

Donde:

f = % de pérdidas por fricción, (ft)

C = Constante de rugosidad, (adimensional)

D = Diámetro interior del tubo, (pulg)

Q = Caudal pasante, (GPM)

El coeficiente de rugosidad “C” varía según el tipo de tubería a utilizar y estos valores son los más aceptados comúnmente en cálculo y diseño.

Determinado el valor porcentual de fricción, nos interesa además conocer el valor de la velocidad del agua, esto lo determinaremos despejando “V” de la ecuación de la continuidad, la cual nos queda realizando los cambios convenientes, como:

$$V = \frac{Q(L/Min)}{4.712 * D^2} = \frac{m}{s} \quad (\text{Ec. 7.69})$$

7.15 Rugosidad relativa (ϵ)

Se define como el coeficiente entre la rugosidad absoluta y el diámetro de la tubería.

$$\epsilon = \frac{K}{D} \quad (\text{Ec. 7.70})$$

7.16 Factor de fricción

El factor de fricción (f) es adimensional y es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería, parámetro que da la idea de la magnitud de las esperanzas de su superficie interior.

El diagrama de Moody (1944), permite determinar el valor del factor de fricción f a partir de Re y K/D de forma directa. Es una representación $\log - \log$ del factor de fricción f frente al Re , tomando como parámetro K/D . se distinguen cinco zonas, correspondientes a los distintos regímenes hidráulicos, correspondiendo al coeficiente de fricción f valores diferentes en cada caso, ver diagrama de Moody en el apéndice.

Dicha ecuación presenta el problema que el factor de fricción f es una función no explícita del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, la ecuación de Colebrook-White es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7*d} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (\text{Ec. 7.71})$$

El hecho de que la ecuación sea no explícita para el factor de fricción f implica que la solución de problemas de tuberías debe incluir métodos numéricos iterativos, lo cual, antes de la popularización de las computadoras, hacía que su uso fuera engorroso.

Por esto surgieron, por un lado, una serie de ecuaciones empíricas que tuvieron y tienen un gran uso en la práctica de la ingeniería y, por otro lado, una serie de graficas de ayuda para el diseño de tuberías, de las cuales las más famosas y, por consiguiente, las que más se utilizaron fueron los diagramas de Moody modificados y completos, que serán presentados en los Anexos.

7.17 Ecuación de Swamee-Jain

La última ecuación explícita y, por consiguiente, la más exitosa, apareció en el año 1976 y fue desarrollada por los investigadores Prabhata K. Swamee y Akalank K. Jain, quienes deseaban obtener una ecuación más sencilla. Para desarrollar su ecuación los investigadores resolvieron la ecuación de Colebrook-White, calculando el factor de fricción para los dos extremos del flujo turbulento: flujo turbulento hidráulicamente liso y flujo turbulento hidráulicamente rugoso con altos números de Reynolds.

En ambos casos se obtuvieron las siguientes ecuaciones a través de la técnica de ajuste de curvas:

a) Flujo turbulento hidráulicamente rugoso:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\epsilon}{3.7*d}\right)\right]^2} \quad (\text{Ec. 7.72})$$

b) Flujo turbulento hidráulicamente liso:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \quad (\text{Ec. 7.73})$$

Las Ecuaciones (Ec. 7.72) y (Ec. 7.73) fueron combinadas por Swamee y Jain con el fin de obtener una ecuación explícita para el factor de fricción en la zona de transición de flujo turbulento en las tuberías circulares, siguiendo los pasos dados por Colebrook y White. La ecuación que resultó fue:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\epsilon}{3.7*d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \quad (\text{Ec. 7.74})$$

La Ecuación fue comparada con la ecuación de Colebrook-White con el fin de establecer su exactitud. Se encontró que para los rangos:

$$10^{-6} \leq \frac{k_s}{d} \leq 10^{-2} \quad \text{Y} \quad 5 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8$$

Los errores involucrados por el factor de fricción siempre fueron menores que el 1%. Hoy en día varios de los programas comerciales para el cálculo de redes de distribución de agua potable utilizan la ecuación de Darcy-Weisbach en conjunto con la ecuación Swamee y Jain.

7.18 Pérdidas de fricción en válvulas y conexiones.

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica del flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por tubería recta.

Ya que válvulas y accesorios en una línea de tubería alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional la cual se puede determinar por:

$$h_a = K \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Ec. 7.75})$$

Dónde:

$h_a =$ Caida de presión, (m)

$K =$ Coeficiente de resistencia según el tipo específico de válvula o conexión.

Los diferentes valores del coeficiente de resistencia (K) para los distintos diámetros de válvulas y conexiones se presentan en la (anexo N°. 2).

7.19 Cálculo del caudal.

Si se llama $L = 2 r$ la carrera del émbolo, siendo r la excentricidad del cigüeñal o manivela, el volumen que desplaza el émbolo de diámetro D en su carrera valdrá:

$$V_D = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Ec. 7.75})$$

Para una bomba de Z cilindros en paralelo, con el cigüeñal girando a velocidad angular constante N (revoluciones por unidad de tiempo), el caudal teórico será:

$$\dot{V}_t = \frac{\pi D^2}{4} L N Z \quad (\text{Ec. 7.76})$$

Dónde:

$j = 1$ para una bomba con pistones de simple efecto.

$j = 2$ si los pistones son de doble efecto.

Habrán, en general, fugas de líquido ya sea entre pistón y cilindro o por válvulas.

Por lo tanto el caudal será menor:

$$\dot{V}_t = \eta_V \frac{\pi D^2}{4} L N Z J \quad (\text{Ec.7.77})$$

Donde $\eta_V < 1$ se llama “rendimiento volumétrico”.

$$\eta_V = \frac{Q}{Q+Q'} \quad (\text{Ec. 7.78})$$

La Figura N° 7.11 representa una bomba de doble efecto. Es evidente que el caudal de esta bomba será:

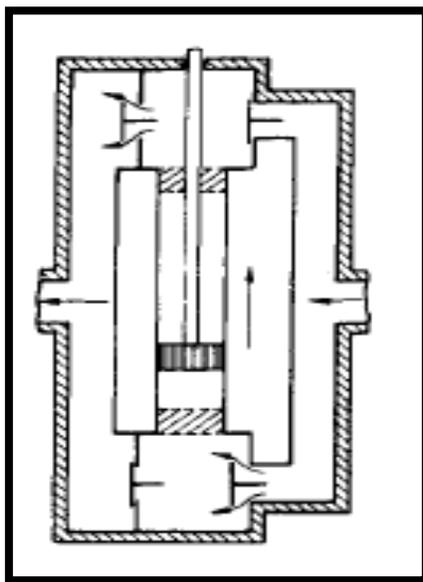


Figura N° 7.11 (Bomba de doble efecto)

$$Q_1 = \frac{Asn}{60} \quad (\text{Ec.7.79})$$

$$Q_2 = \frac{(A-a)sn}{60} \quad (\text{Ec.7.80})$$

$$Q_t = \frac{Asn}{60} + \frac{(A-a)sn}{60} = \frac{(2A-a)sn}{60} \quad (\text{Ec.7.81})$$

Dónde:

A – área del embolo

a – área del vástago

s – carrera

7.20 Rendimiento volumétrico.

Se producen fugas:

- Entre pistón y cilindro.
- En válvulas, debido a su cierre no instantáneo.
- En las bombas de doble efecto, entre vástago y su empaquetadura.

Sea Q' el caudal de estas fugas. Se llama rendimiento volumétrico al cociente:

$$\eta_V = \frac{Q}{Q+Q'} \quad (\text{Ec. 7.82})$$

Es frecuente que los valores del rendimiento volumétrico sean elevados. A título informativo, puede suponerse:

- Bombas de cuidadosa ejecución y grandes gastos: $n_v = 0.97$ a 0.98
- Bombas de cuidadosa ejecución y pequeños caudales: $n_v = 0.94$ a 0.96
- Bombas de regular ejecución y pequeños gastos: $n_v = 0.89$ a 0.92
- El rendimiento volumétrico es influido notablemente por la temperatura del líquido (variación de las luces y, sobre todo, de la viscosidad). Para muy altas temperaturas puede llegarse incluso a $n_v = 0.65$ a 0.70

Las fugas dependen también de la presión de trabajo de la bomba: aumentan con ésta y por lo tanto disminuye el rendimiento volumétrico. (Mataix, 1970)

7.21 Rendimiento mecánico

Se producen pérdidas de potencia o pérdidas mecánicas P_m debido al rozamiento en los cojinetes, pernos, órganos de comando y, sobre todo, debido al rozamiento de los aros, retenes, copas u órganos de cierre entre pistón o cilindro. Se llama rendimiento mecánico n_m al cociente entre la potencia entregada al líquido por el pistón y la consumida por la bomba en punta de eje. (Mataix, 1970)

Se puede estimar:

- Para bombas directamente acopladas al motor, grandes y de buen diseño y mantenimiento: $n_m = 0.94$ a 0.96
- Para bombas pequeñas y con transmisión por correas o engranajes: $n_v = 0.83$ a 0.86

7.22 Rendimiento total

Se llama “*rendimiento total*” o simplemente “*rendimiento*” al producto:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_H \cdot \eta_m \quad (\text{Ec. 7.83})$$

La potencia que requiere la bomba en punta de eje, para entregar a un caudal Q una altura H valdrá, entonces:

$$P = \gamma Q_t H_t + P_m = \gamma Q H / \eta \quad (\text{Ec. 7.84})$$

Siendo γ el peso específico del líquido.

8.- MEMORIA DE CÁLCULO

8.1 Descripción del prototipo

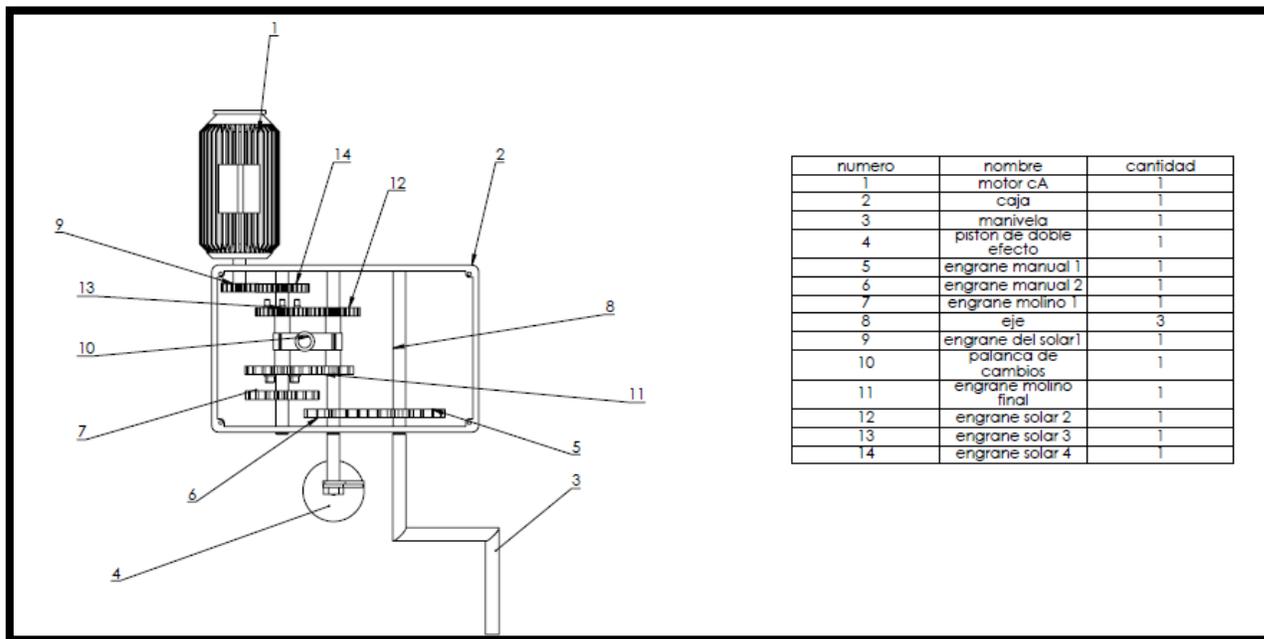


Fig. 8.1 (Esquema general)

Dispositivo Manual (Etapa 3):

En este proceso el movimiento se transmite a través de una persona que hace girar una manivela (4) a un mínimo de revoluciones de 30 rpm, el cual se incrementa a 50 rpm debido a la relación de engranes de 3:5, que va conectada a la caja de velocidades, el movimiento hace girar el engrane 5 el cual le transmite movimiento al engrane 6 y este a su vez le transmite el movimiento al eje que está conectado al pistón de doble efecto logrando así un mínimo de caudal de 1000 l/h.

8.2 Cálculos de la carrera de pistos de doble efecto

Con los siguientes datos determinados. Las 50 RPM fueron designadas por la velocidad de trabajo del eje conectado a la bomba de pistón de doble efecto (ver figura N° 8.1) la bomba manual, se estimó un caudal mínimo de 1000 l/h a 50 RPM. El diámetro del pistón fue supuesto basándonos en los rangos de diámetros de pistones.

Datos:

N=50 rpm

Tubería

Q=1000 L/h= $2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$h_s = 10\text{m}$ $d_{suc} = 1 \text{ in} = 2.54\text{cm}$

$D_{emb} = 2 \text{ in} = 5.08\text{cm}$

$h_i = 11\text{m}$ $d_{desc} = \frac{3}{4} \text{ in} = 1.905\text{cm}$

$D_{vast} = \frac{1}{2} \text{ in} = 1.27\text{cm}$

$\nu = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ *coeficiente de viscosidad Cinemática de (Tabla 7.4)*

Calculamos carrera

$$Q_t = \frac{Asn}{60} + \frac{(A-a)sn}{60} = \frac{(2A-a)sn}{60} \quad (\text{Ec.7.81})$$

$$Q_1 = \frac{Asn}{60} \quad (\text{Ec.7.79})$$

$$Q_2 = \frac{(A-a)sn}{60} \quad (\text{Ec.7.80})$$

Dónde:

$A = \text{área del embolo}$

$a = \text{área del vástago}$

$s = \text{carrera}$

$n = \text{número de RPM}$

Solución:

Sustituyendo datos

$$2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = Q_1 + Q_2$$

$$2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = \left[\frac{2.026 \times 10^{-3} (s)(50)}{60} + \frac{1.899 \times 10^{-3} (s)(50)}{60} \right]$$

$$2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 2.7804 \times 10^{-3} (s) \quad \text{despejamos } (s), \text{ por lo tanto}$$

$$s = 0.99 \text{ m} = 9.9 \text{ cm} \cong 10 \text{ cm}$$

8.3 Cálculo de caudal de pistón de doble efecto

Ya obtenido la carrera de un caudal mínimo de 1000 l/h. Ahora calculamos el caudal con 50 RPM en el eje de salida generada por el diseño manual que transmite la potencia al pistón.

Datos:

$$N = 50 \text{ rpm}$$

Tubería

$$Q = ?$$

$$h_s = 10m \quad d_{suc} = 1 \text{ in} = 2.54cm$$

$$D_{emb} = 2 \text{ in} = 5.08 \text{ cm}$$

$$h_i = 10m \quad d_{desc} = \frac{3}{4} \text{ in} = 1.905cm$$

$$D_{vast} = 1/2 \text{ in} = 1.27 \text{ cm}$$

$$\nu = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ coeficiente de viscosidad cinematica (Tabla 7.4)}$$

$$s = 10 \text{ cm}$$

Calculando el caudal:

$$Q = \frac{Asn}{60} + \frac{(A-a)sn}{60} = \frac{(2A-a)sn}{60} \quad \text{Ec. 7.81}$$

Dónde:

QT= Caudal total

Q1= Caudal de embolo sin vástago

Q2= Caudal de embolo con vástago

$$Q_1 = \frac{A_{emb}sn}{60} \quad \text{Ec. 7.79}$$

$$Q_2 = \frac{(A_{emb} - A_{vast})sn}{60} \quad \text{Ec. 7.80}$$

Dónde:

A_{emb} = Área del embolo

A_{vast} = Área del vástago

S = Carrera

n = Numero de RPM

$$Q_1 = \frac{A_{emb}sn}{60} \qquad Q_2 = \frac{(A_{emb} - A_{vast})sn}{60}$$

$$Q_1 = \frac{\left(\frac{\pi d_{emb}^2}{4}\right)sn}{60} = \frac{\left(\frac{\pi(0.05081m)^2}{4}\right)(0.1m)(50rpm)}{60}$$

$$Q_1 = \frac{(2.0268 \times 10^{-3}m^2)(0.1m)(50 rpm)}{60}$$

$$Q_1 = 1.689 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_2 = \frac{(A_{emb} - A_{vast})sn}{60}$$

$$Q_2 = \frac{\left(\frac{\pi d_{emb}^2}{4} - \frac{\pi d_{vas}^2}{4}\right)sn}{60}$$

$$Q_2 = \frac{\left(\frac{\pi(0.05081m)^2}{4} - \frac{\pi(0.0127m)^2}{4}\right)(0.1m)(50rpm)}{60}$$

$$Q_2 = \frac{(2.0268 \times 10^{-3}m^2 - 1.2667 \times 10^{-4}m^2)(0.1m)(50rpm)}{60}$$

$$Q_2 = \frac{(1.90013 \times 10^{-3}m^2)(0.1m)(50rpm)}{60}$$

$$Q_2 = 1.5834 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_T = Q_1 + Q_2$$

$$Q_T = 1.689 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} + 1.5834 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_T = 3.2724 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

8.4 Cálculo de pérdidas hidráulicas

Bombeo de agua desde un pozo profundo, en donde las condiciones son: 10 m de tubería de succión, 10 m de tubería de elevación, 2 metros de tubería horizontal saliendo del pistón, 2 válvulas de succión, 2 válvulas de descarga, 2 codos en la tubería de succión, 2 codos en la tubería de descarga, 1 acoplamiento en T estándar en la succión y 1 acoplamiento en T estándar en la descarga. (Ver figura 8.2)

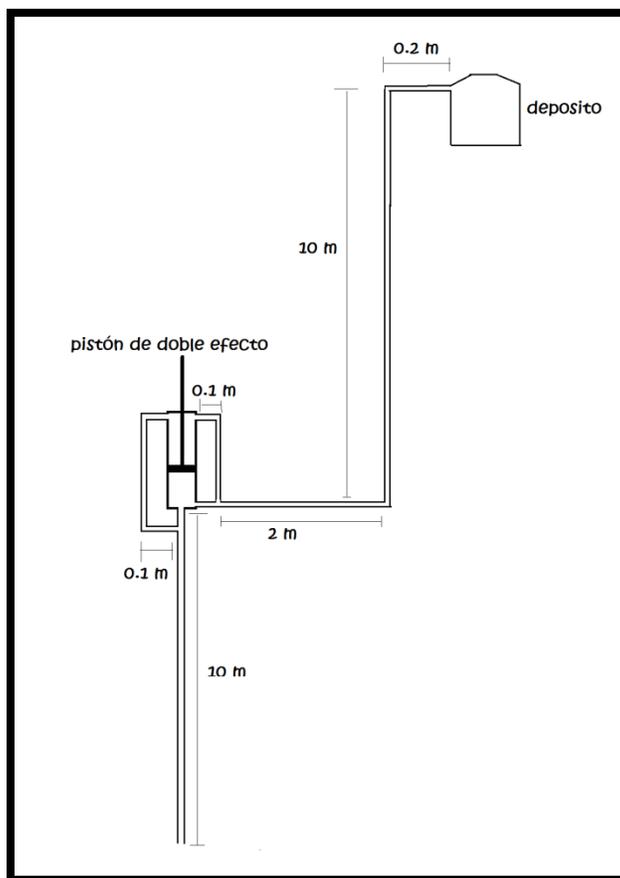


Figura N. 8.2

Aplicando Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + E_A = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \text{perdidas} \quad (\text{Ec.7.60})$$

$$Z_1 + E_A = Z_2 + \text{perdidas}$$

$$E_A = 20 + \text{perdidas}$$

Perdidas en la succión por tubería recta

$$Q = AV \quad (\text{Ec.7.57})$$

$$\text{Despejando} \quad V = \frac{Q}{A}$$

Calculando la velocidad a la succión:

$$V = \frac{3.2724 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{5.067 \times 10^{-4} m^2} \quad V = 0.6458 \text{ m/s} \quad \text{Velocidad de succion}$$

Cálculo del número de Reynolds:

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{Ec.7.53})$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{(0.6458 \text{ m/s})(0.0254 \text{ m})}{1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 16289.94 = 1.62899 \times 10^4$$

si $R_e < 2000$ flujo laminar

si $R_e > 4000$ flujo turbulento

$\epsilon = 0.00015$ tabla del anexo 1

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0.00015 \text{ cm}}{2.54 \text{ cm}} = 5.9055 \times 10^{-5}$$

De acuerdo al diagrama de Moody (Anexo 1)

$$f_s \approx 0.027$$

Por tubería recta en la succión:

$$h_c = f \frac{L V^2}{d 2g} \quad (\text{Ec 7.65})$$

$$h_c = 0.027 \left(\frac{.2 \text{ m}}{0.0254 \text{ m}} \right) \left(\frac{(0.6458 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right) \quad h_L = 0.004519 \text{ m.c.a.}$$

Perdidas por accesorios en la succión

2 codos estándar $K=1.8$ (Tabla Anexo 2)

Una conexión en T estándar $K= 1.8$ (Tabla Anexo 2)

2 Válvulas check $K=5$ (Tabla Anexo 2)

K: de tabla (Anexo 2)

$$h_a = k \frac{V_s^2}{2g} \quad (\text{Ec 7.75})$$

$$h_a = \Sigma k \frac{V_s^2}{2g} = (8.6) \frac{((0.6458 \text{ m/s})^2)}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.1828 \text{ m. c. a.}$$

Perdidas en tubería de descarga

$$Q = AV \quad (\text{Ec.7.57})$$

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{3.2724 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{2.8502 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.1481 \text{ m/s}$$

Cálculo de del Reynolds:

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{Ec.7.53})$$

$$R_e = \frac{(1.1481 \text{ m/s})(0.01905 \text{ m})}{1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 21719.83 = 2.1719 \times 10^4$$

$$\epsilon = 0.00015 \text{ tabla anexo 1}$$

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0.00015 \text{ cm}}{1.905 \text{ cm}} = 78.7401 \times 10^{-6}$$

De acuerdo a la grafica de Moody (Tabla anexo 1):

$$f_d \approx 0.026$$

Para tubería recta en la descarga:

$$h_c = f \frac{L V^2}{d 2g} \quad (\text{Ec 7.65})$$

$$h_c = f \frac{L V_d^2}{d 2g} = (0.026) \left(\frac{2.40 \text{ m}}{0.01905 \text{ m}} \right) \left(\frac{(1.1481 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right) = 0.22006 \text{ m. c. a}$$

Perdida por accesorios en la descarga:

3 codos estándar de 90° K= 2.7 (tabla anexo 1)

Una Conexión en T estándar K= 1.8 (tabla anexo 1)

2 Válvulas de retención K= 5 (tabla anexo 1)

1 De tubería a deposito K=1 (tabla anexo 1)

$$h_a = k \frac{V_d^2}{2g} \quad (\text{Ec. 7.75})$$

$$h_a = \Sigma K \frac{V_d^2}{2g} = (10.5) \frac{(1.1481 \text{ m/s})^2}{(2 \times 9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.7054 \text{ m. c. a}$$

Pérdida total:

$$\Sigma EA = 20 + h_t = 20 + 1.112779 = 21.1127 \text{ m.c.a}$$

8.5 Rendimiento mecánico, volumétrico y total

Tomando en cuenta los rangos de rendimiento volumétrica (n_v)

- Bombas de cuidadosa ejecución y grandes gastos: $n_v = 0.97$ a 0.98
- Bombas de cuidadosa ejecución y pequeños caudales: $n_v = 0.94$ a 0.96
- Bombas de regular ejecución y pequeños gastos : $n_v = 0.89$ a 0.92

El rendimiento volumétrico es influido notablemente por la temperatura del líquido (variación de las luces y, sobre todo, de la viscosidad). Para muy altas temperaturas puede llegarse incluso a $n_v = 0.65$ entre 0.70

En este caso tomamos a $n_v = 0.89$

8.5.1 Rendimiento mecánico (n_m)

Se producen pérdidas de potencia o pérdidas mecánicas P_m debido al rozamiento en los cojinetes, pernos, órganos de comando y, sobre todo, debido al rozamiento de los aros, retenes, copas u órganos de cierre entre pistón o cilindro. Se llama rendimiento mecánico n_m al cociente entre la potencia entregada al líquido por el pistón y la consumida por la bomba en punta de eje. Se puede estimar:

- Para bombas directamente acopladas al motor, grandes y de buen diseño y mantenimiento: $n_m = 0.94$ a 0.96
- Para bombas pequeñas y con transmisión por correas o engranajes: $n_m = 0.83$ a 0.86

Para $n_m = 0.83$

8.5.2 Rendimiento total

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad (\text{Ec 7.83})$$
$$\eta = 0.89 * 0.83 = 0.7387$$

Potencia

$$P = \gamma Q_t H_t + P_m = \gamma Q H / \eta \quad (\text{Ec. 7.84})$$

$$P_a = \frac{Q \rho g H}{0.7387} = \frac{(3.2724 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})(1000 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(21.11277)}{0.7387} = 91.7598 \text{ w}$$

8.6 Cálculo de engranes

Con un mínimo de 30 rpm de acuerdo a la personas que le este aplicando la fuerza a la manivela.

$$n = 30 \text{ rpm}$$

$$d_1 = 5 \text{ in}$$

$$d_2 = 3 \text{ in}$$

$$N_{min} = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Circulo de paso: } P_1 = \pi d_1 = \pi(5) = 15.7079 \text{ in}$$

$$\text{Circulo de paso } P_2 = \pi d_2 = \pi(3) = 9.4247 \text{ in}$$

$$P_d = \frac{N_1}{d_1} \therefore P_d = \frac{20 \text{ dientes}}{5 \text{ in}} = 4 \text{ dientes/in} \quad (\text{Ec.7.16})$$

$$P_d = \frac{N_2}{d_2} \text{ despejando a } N_2 \text{ tenemos: } N_2 = P_d * d_2$$

$$N_2 = \left(4 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}\right) (3 \text{ in}) = 12 \text{ dientes}$$

8.6.1 Cálculo de dimensiones del engrane de acuerdo a la Tabla (7.3)

	Parámetros de dientes	Símbolo	Resultados
1	Addendum	a	$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{4} = 0.25 \text{ in}$
2	Dedendum	b	$b = \frac{1.250}{P_d} = \frac{1.250}{4} = 0.3125 \text{ in}$
3	Profundidad de trabajo	h_k	$h_k = \frac{2.000}{P_d} = \frac{2.000}{4} = 0.5 \text{ in}$
4	Profundidad Total	h_T	$h_T = \frac{2.250}{P_d} = \frac{2.250}{4} = 0.5625 \text{ in}$
5	Espesor circular del diente	T_p	$T_p = \frac{\pi}{2P_d} = \frac{\pi}{(2)(4)} = 0.3926 \text{ in}$
6	Holgura básica	C	$C = \frac{0.250}{P_d} = \frac{0.250}{4} = 0.0625 \text{ in}$
7	Radio del filete de la Cremallera	r_f	$r_f = \frac{0.300}{P_d} = \frac{0.300}{4} = 0.075 \text{ in}$
8	Paso circular	p	$p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{4} = 0.7853 \text{ in}$

8.7 Cálculo de ejes de la caja de cambios

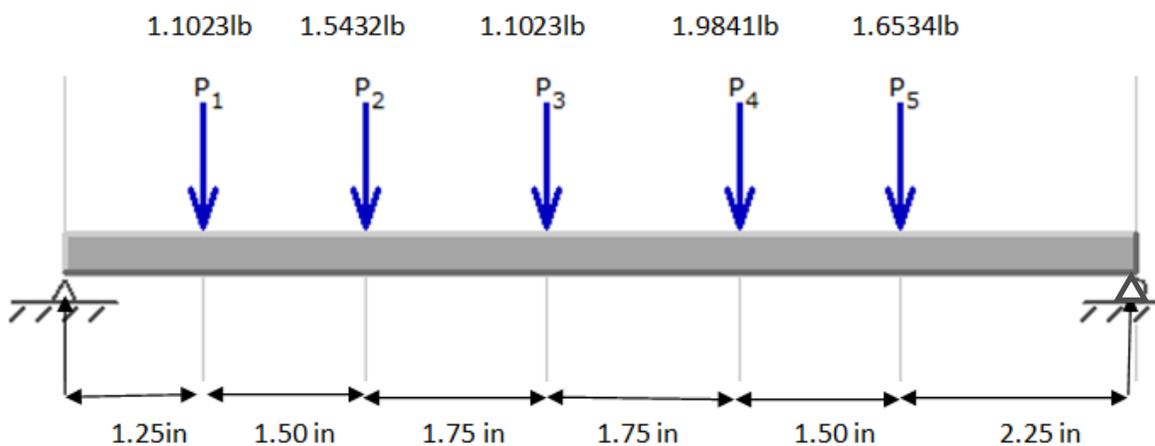
8.7.1 Cálculo del eje principal conectado al molino de viento

El cálculo de eje se hizo basado en la velocidad superior de trabajo (240 RPM) que presenta el molino de viento. Ya que será el que presenta mayor velocidad de trabajo. Las fuerzas que actúan sobre el eje son los pesos que representan cada uno de los engranes y la palanca de velocidades.

ACERO 1045

240 rpm

E=28x10⁶ psi



$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= (-1.1023 \text{ lb})(1.25 \text{ in}) - (1.54322 \text{ lb})(2.75 \text{ in}) - (1.1023 \text{ lb})(4.5 \text{ in}) \\ &\quad - (1.98414 \text{ lb})(6.25 \text{ in}) - (1.65345 \text{ lb})(7.75 \text{ in}) + B_y(10 \text{ in}) = 0 \end{aligned}$$

$$\therefore -1.3778 \text{ lb} \cdot \text{in} - 4.243855 \text{ lb} \cdot \text{in} - 4.9603 \text{ lb} \cdot \text{in} - 12.40 \text{ lb} \cdot \text{in} - 12.8142 \text{ lb} \cdot \text{in} + B_y(10 \text{ in}) = 0$$

$$\therefore B_y = \frac{35.796155 \text{ lb} \cdot \text{in}}{10 \text{ in}} = 3.5796 \text{ lb}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - 1.1023 \text{ lb} - 1.54322 \text{ lb} - 1.1023 \text{ lb} - 1.98414 \text{ lb} - 1.65345 \text{ lb} + 3.5796 \text{ lb} = 0$$

$$A_y = 3.80581 \text{ lb}$$

$$EIy'' = M(x) \quad (\text{Ec. 7.3})$$

$$EIy''' = 3.80581x - 1.1023(x - 1.25) - 1.54322(x - 2.75) - 1.1023(x - 4.5) \\ - 1.98414(x - 6.25) - 1.65345(x - 7.75)$$

$$EIy' = \frac{3.80581x^2}{2} - \frac{1.1023}{2}(x - 1.25)^2 - \frac{1.54322}{2}(x - 2.75)^2 - \frac{1.1023}{2}(x - 4.5)^2 \\ - \frac{1.98414}{2}(x - 6.25)^2 - \frac{1.65345}{2}(x - 7.75)^2 + C_1$$

$$EIy = \frac{3.80581}{6}x^3 - \frac{1.1023}{6}(x - 1.25)^3 - \frac{1.54322}{6}(x - 2.75)^3 - \frac{1.1023}{6}(x - 4.5)^3 \\ - \frac{1.98414}{6}(x - 6.25)^3 - \frac{1.65345}{6}(x - 7.75)^3 + C_1x + C_2$$

$$y(0) = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$y(10) = 0 \rightarrow 0 = 634.3016 - 123.075 - 98.0145 - 30.5658 - 17.4387 - 3.1389 + 10C_1$$

$$0 = 362.0687 + 10C_1 \quad \therefore \quad C_1 = -36.20687$$

$$EIy = 0.6343(x)^3 - 0.1837(x - 1.25)^3 - 0.2572(x - 2.75)^3 - 0.1837(x - 4.5)^3 \\ - 0.3306(x - 6.25)^3 - 0.2755(x - 7.75)^3 - 36.20687(x)$$

$$x = 1.25 \rightarrow EI\delta_1 = 80.1385 \quad \therefore \quad \delta_1 = \frac{80.1385}{(28 \times 10^6)I} = \frac{2.8620 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 2.75 \rightarrow EI\delta_2 = -37.40093 \quad \therefore \quad \delta_2 = \frac{37.40093}{(28 \times 10^6)I} = \frac{1.3357 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 4.5 \rightarrow EI\delta_3 = -101.5856 \quad \therefore \quad \delta_3 = \frac{101.5856}{(28 \times 10^6)I} = \frac{3.6280 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 6.25 \rightarrow EI\delta_4 = -105.4741 \quad \therefore \quad \delta_4 = \frac{105.4791}{(28 \times 10^6)I} = \frac{3.7671 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 7.75 \rightarrow EI\delta_5 = -75.3669 \quad \therefore \quad \delta_5 = \frac{75.3669}{(28 \times 10^6)I} = \frac{2.6916 \times 10^{-6}}{I}$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2}} \quad \text{Rad/seg.} \quad (\text{Ec.7.11}) \quad (\text{Ecuación de Rayleigh-Ritz})$$

$$\omega_c^2 = \frac{g(w_1 \delta_1 + w_2 \delta_2 + w_3 \delta_3 + w_4 \delta_4 + w_5 \delta_5)}{w_1 \delta_1^2 + w_2 \delta_2^2 + w_3 \delta_3^2 + w_4 \delta_4^2 + w_5 \delta_5^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2 = \frac{386[(1.1023)(2.8620) + (1.54322)(1.3357) + (1.1023)(3.6280) + (1.98414)(3.7671) + (1.65345)(2.6916)] \times 10^{-6} / I}{(1.1023)(2.8620)^2 + (1.54322)(1.3357)^2 + (1.1023)(3.6280)^2 + (1.98414)(3.7671)^2 + (1.65345)(2.6916)^2 \times 10^{-12} / I^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2 \times 10^{-6} = \frac{21.1400 I}{66.4269} \quad \therefore I = 0.001378$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \therefore d = \left(\frac{(64)(I)}{\pi} \right)^{1/4} = 0.67 \text{ in}$$

$$d = 0.67 \text{ in}$$

Redondeamos a $\frac{3}{4}$ in para el eje conectado al pistón de doble efecto (eje principal)

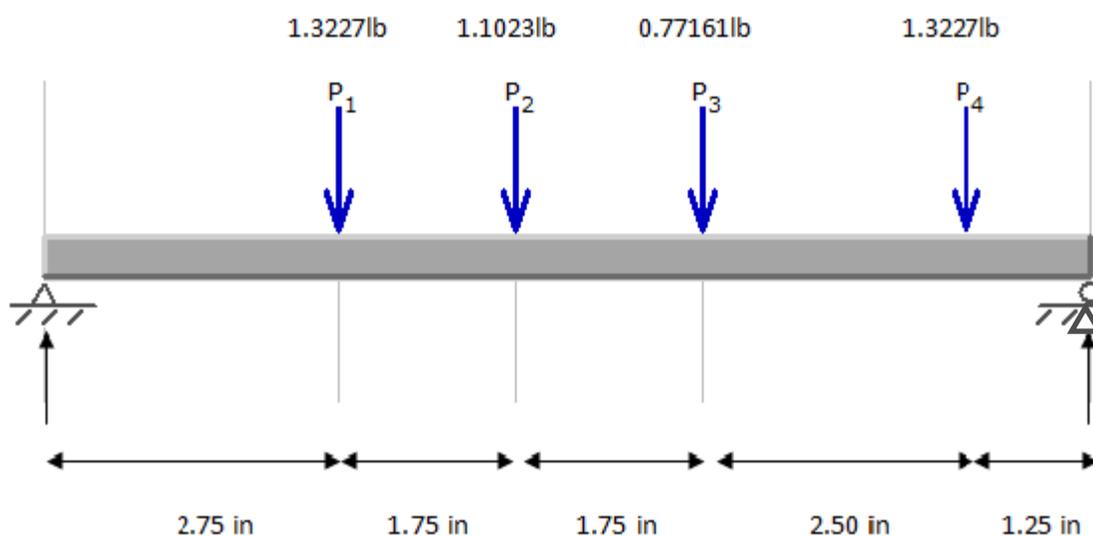
8.7.2 Cálculo de eje de transmisión conectado al pistón de doble efecto

El cálculo de eje se hizo basado en la velocidad superior de trabajo (240 RPM) que presenta el molino de viento. Ya que será el que presenta mayor velocidad de trabajo. Las fuerzas que actúan sobre el eje son los pesos que representan cada uno de los engranes y la palanca de velocidades.

ACERO 1045

240 rpm

E=28x10⁶ psi



$$\Sigma M_A = 0$$

$$-(1.3227 \text{ lb})(2.75 \text{ in}) - (1.1023 \text{ lb})(4.5 \text{ in}) - (0.7716 \text{ lb})(6.25 \text{ in}) - (1.3227 \text{ lb})(8.75 \text{ in}) + B_y(10 \text{ in}) = 0$$

$$-3.63759 \text{ lb} \cdot \text{in} - 4.96035 \text{ lb} \cdot \text{in} - 4.8225 \text{ lb} \cdot \text{in} - 11.57415 \text{ lb} \cdot \text{in} + B_y(10 \text{ in}) = 0$$

$$\therefore B_y = 2.4994 \text{ lb}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - 1.32276 \text{ lb} - 1.1023 \text{ lb} - 0.77161 \text{ lb} - 1.32276 \text{ lb} + 2.4994 \text{ lb} = 0$$

$$\therefore A_y = 2.02003 \text{ lb}$$

$$EIy'' = 2.02003x - 1.32276(x - 2.75) - 1.1023(x - 4.5) - 0.77161(x - 6.25) - 1.32276(x - 8.75)$$

$$EIy' = \frac{2.02003x^2}{2} - \frac{1.32276}{2}(x - 2.75)^2 - \frac{1.1023}{2}(x - 4.5)^2 - \frac{0.77161}{2}(x - 6.25)^2 - \frac{1.32276}{2}(x - 8.75)^2 + C_1$$

$$EIy = \frac{2.02003}{6}(x)^3 - \frac{1.32276}{6}(x - 2.75)^3 - \frac{1.1023}{6}(x - 4.5)^3 - \frac{0.77161}{6}(x - 6.25)^3 - \frac{1.32276}{6}(x - 8.75)^3 + C_1x + C_2$$

$$y(0) = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$y(10) = 0 \rightarrow 0 = 336.6716 - 84.0124 - 30.5658 - 6.7817 - 0.4305 + C_1(10)$$

$$0 = 214.8812 + 10C_1 \quad \therefore C_1 = -21.48812$$

$$EIy = 0.3366x^3 - 0.22046(x - 2.75)^3 - 0.18371(x - 4.5)^3 - 0.1286(x - 6.25)^3 - 0.22046(x - 8.75)^3 - C_1x$$

$$x = 2.75 \rightarrow EI\delta_1 = 2.0255 \quad \therefore \delta_1 = \frac{2.0255}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{7.2341 \times 10^{-8}}{I} = \frac{0.072341 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 4.5 \rightarrow EI\delta_2 = -49.5924 \quad \therefore \delta_2 = \frac{49.5924}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{1.7711 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 6.25 \rightarrow EI\delta_3 = -59.1151 \quad \therefore \delta_3 = \frac{59.1151}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{2.11125 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 8.75 \rightarrow EI\delta_4 = -26.1961 \quad \therefore \delta_4 = \frac{26.1961}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{9.3557 \times 10^{-7}}{I} = \frac{0.93557 \times 10^{-6}}{I}$$

$$wC^2 = \frac{g(w_1\delta_1 + w_2\delta_2 + w_3\delta_3 + w_4\delta_4)}{w_1\delta_1^2 + w_2\delta_2^2 + w_3\delta_3^2 + w_4\delta_4^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2$$

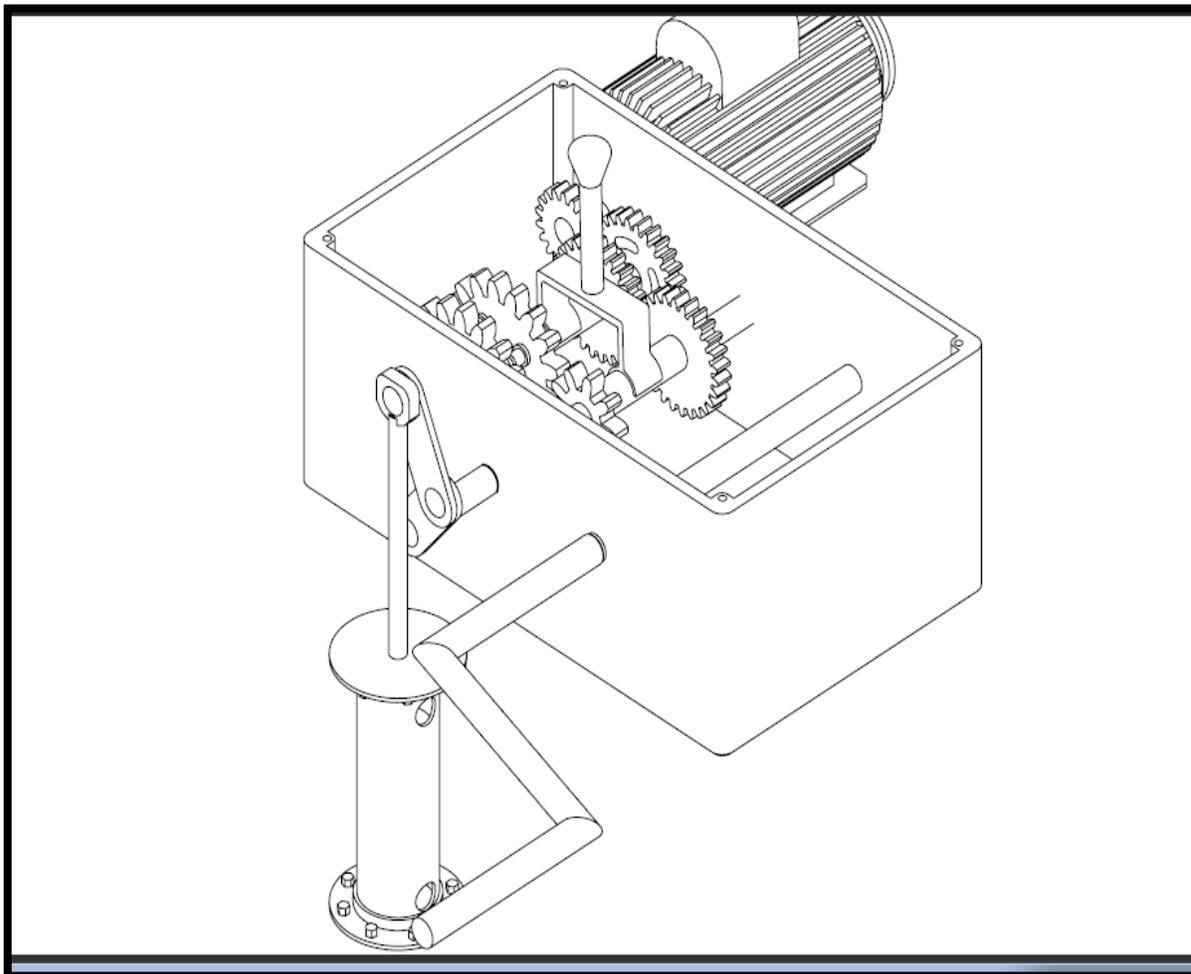
$$= \frac{386[(1.32276)(0.072341) + (1.1023)(1.7711) + (0.77161)(2.11125) + (1.32276)(0.93557)] \times 10^{-6}/I}{((1.32276)(0.072341)^2 + (1.1023)(1.7711)^2 + (0.77161)(2.11125)^2 + (1.32276)(0.93557)^2) \times 10^{-12}/I^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2 x 10^{-6} = \frac{4.9145 I}{8.06176}$$

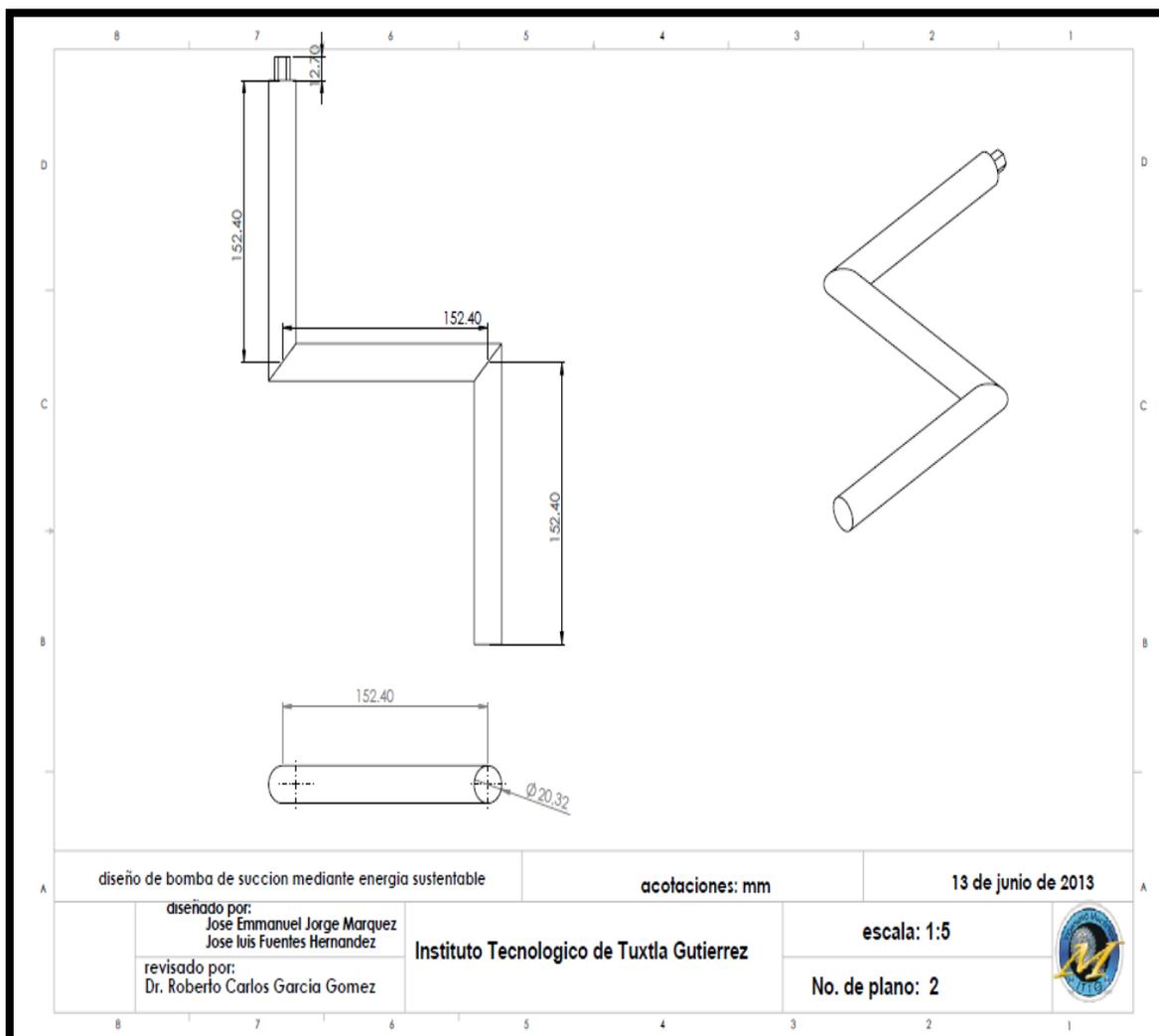
$$I = 0.02590 \quad I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \therefore d = \left(\frac{64 I}{\pi} \right)^{1/4} = 0.5717 \text{ in}$$

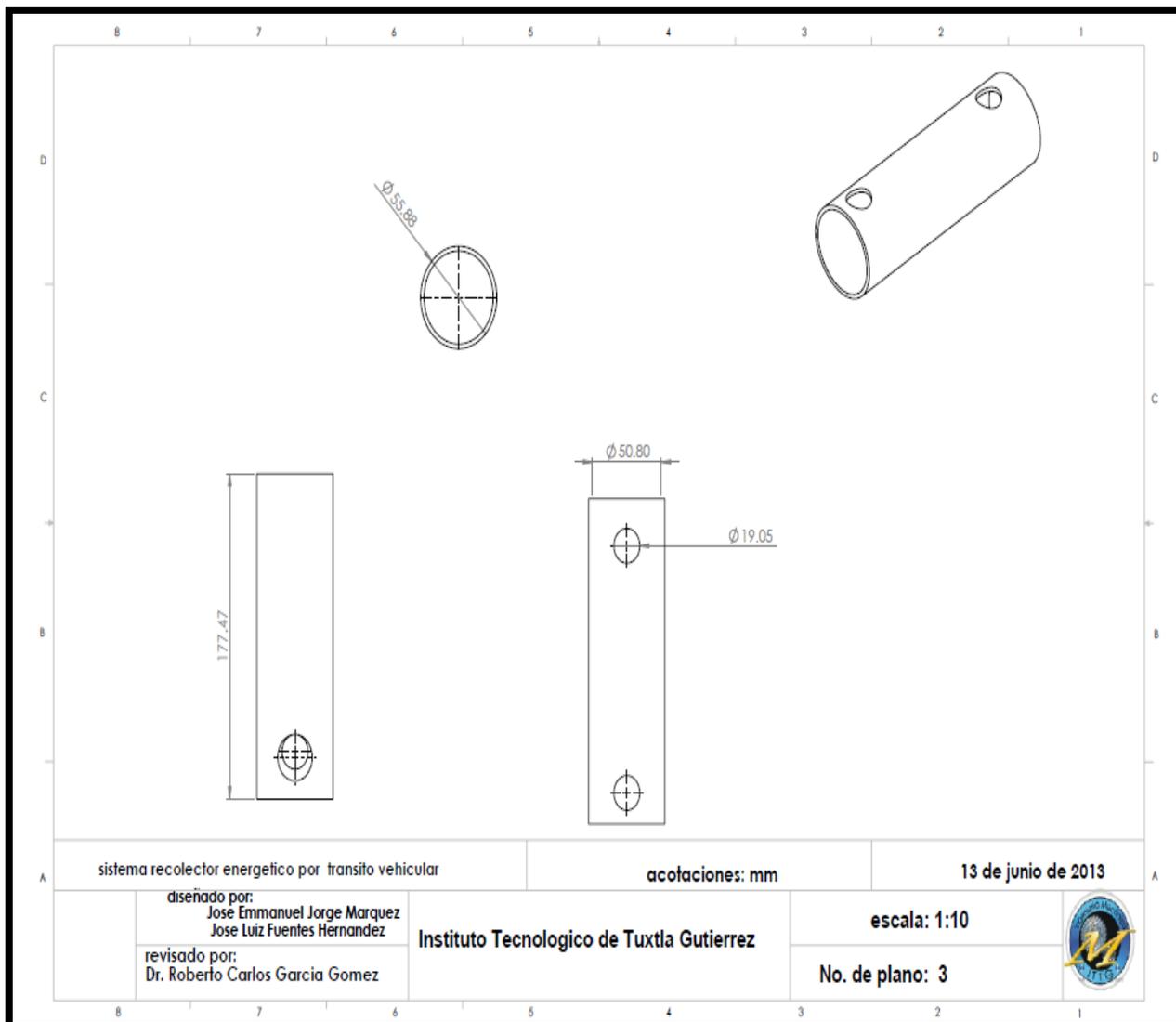
9.- DISEÑO FINAL Y SIMULACIÓN

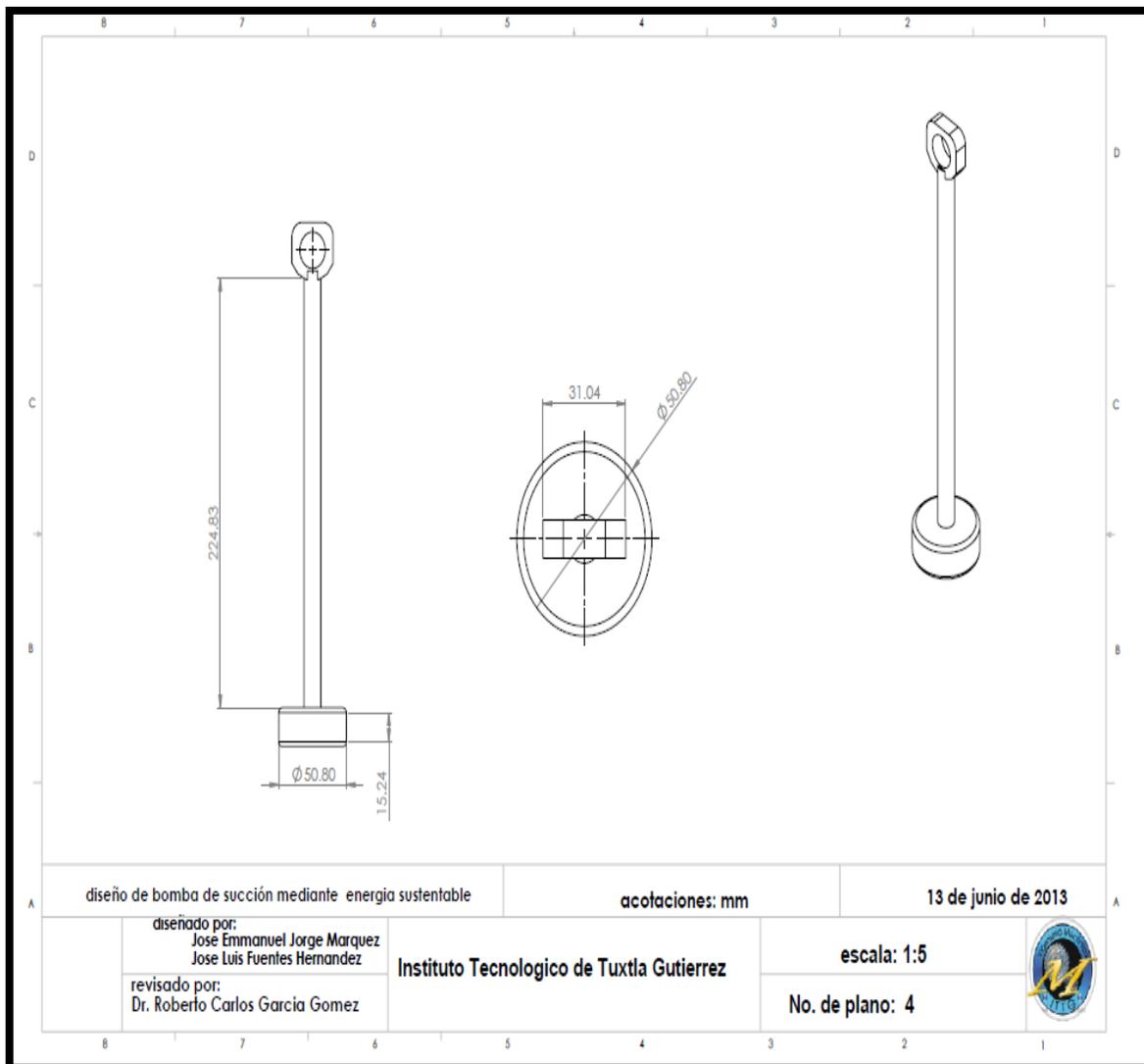
Diseño redimensionado en función a los cálculos

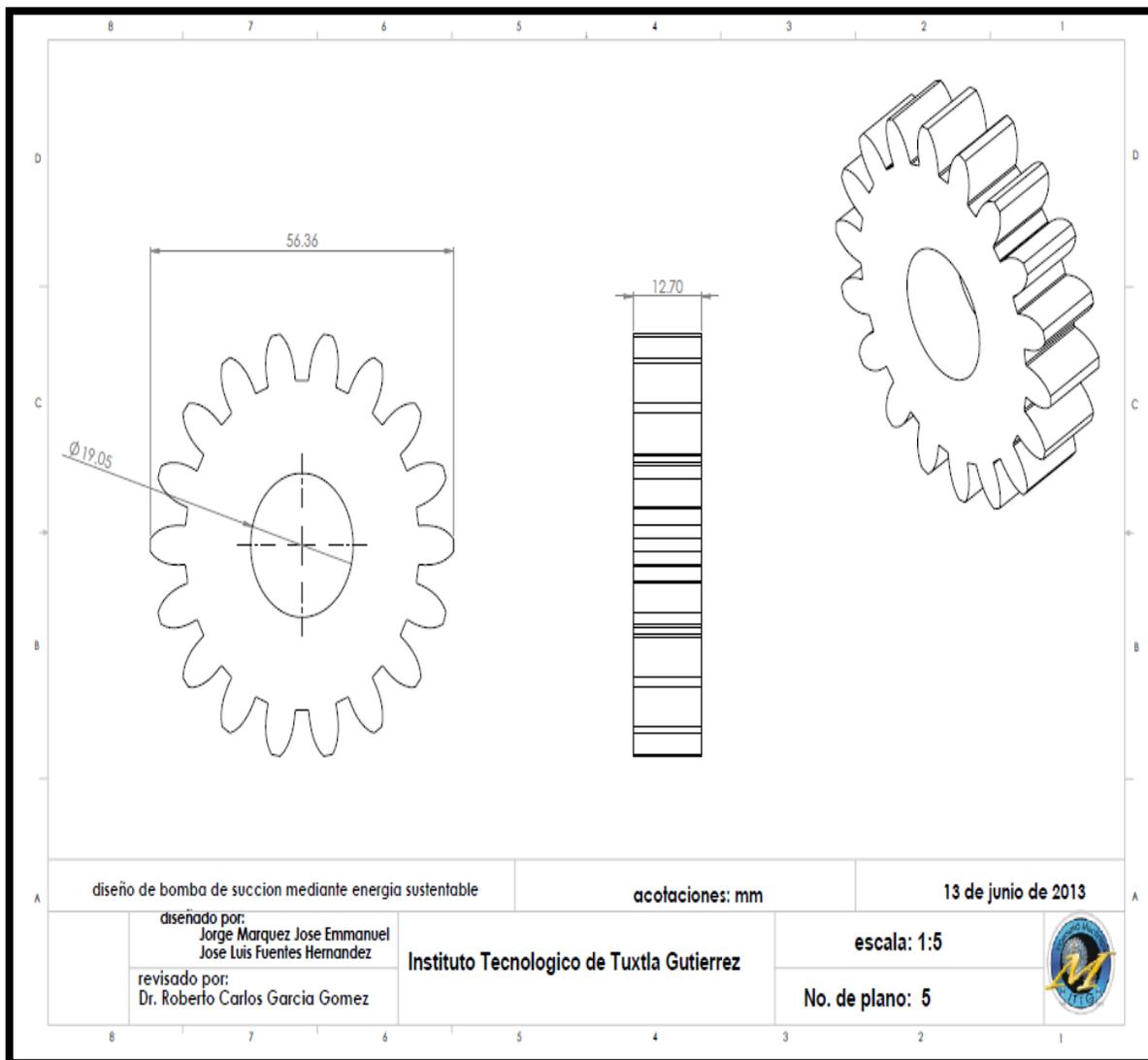


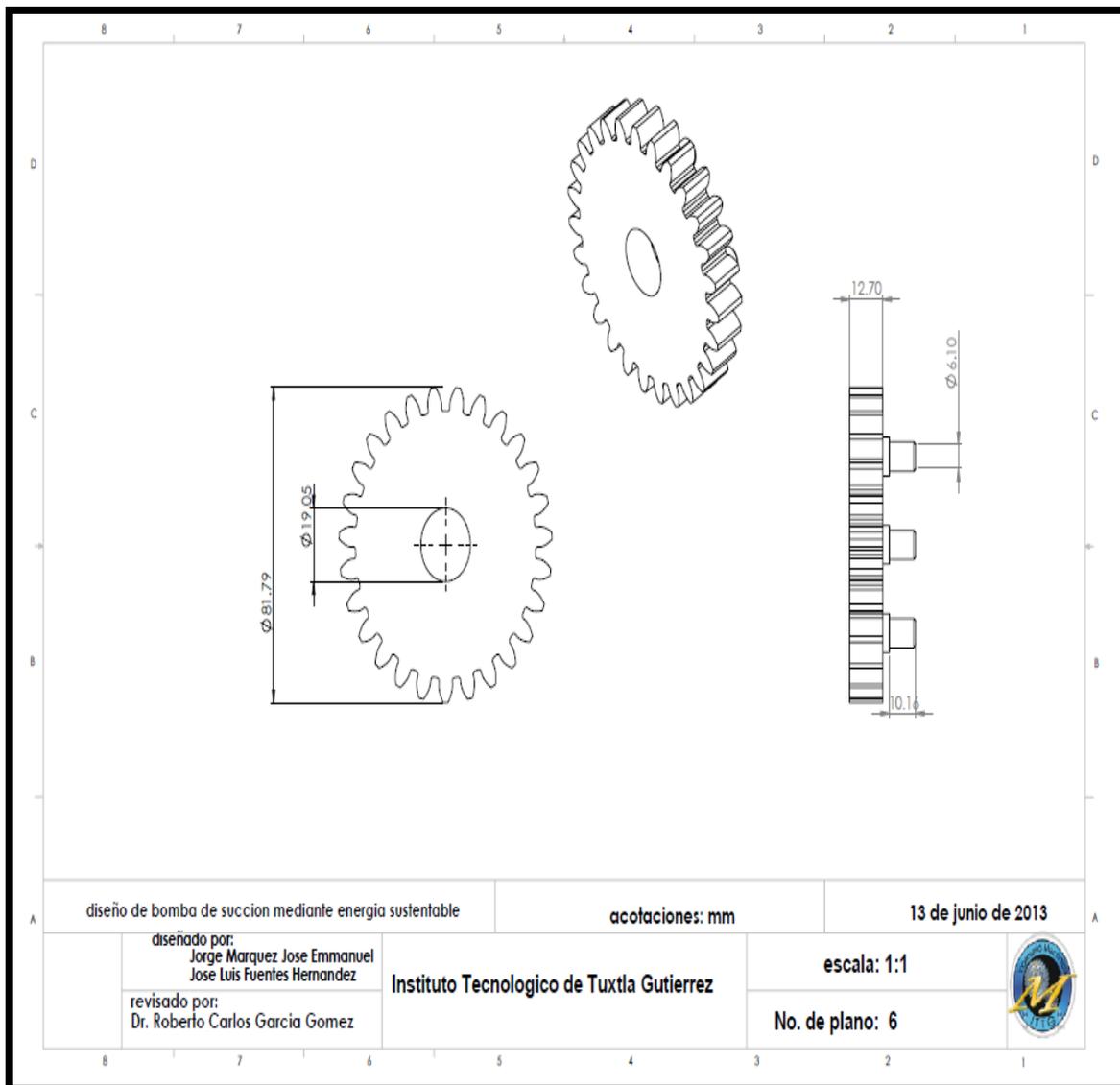
Planos

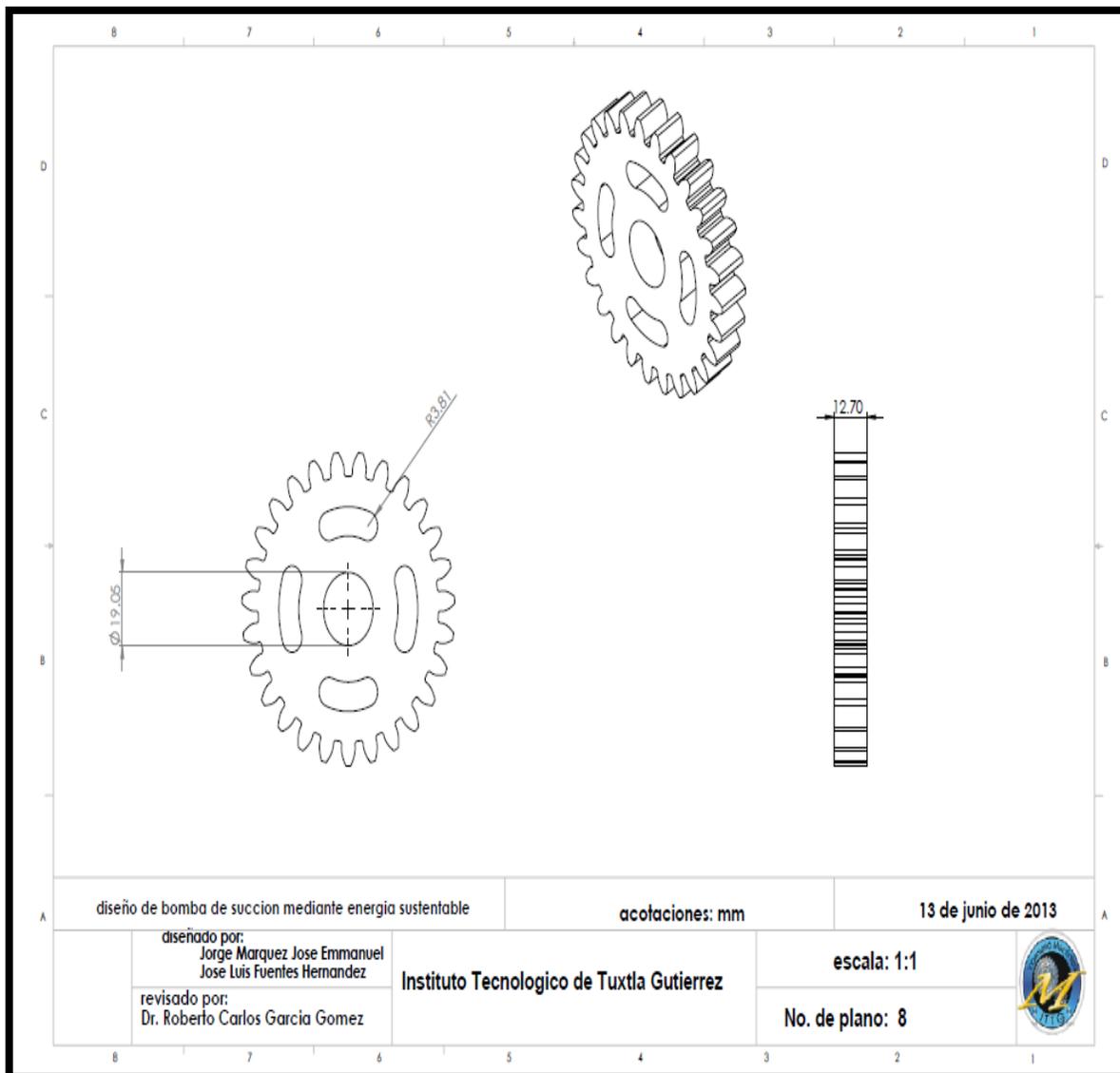


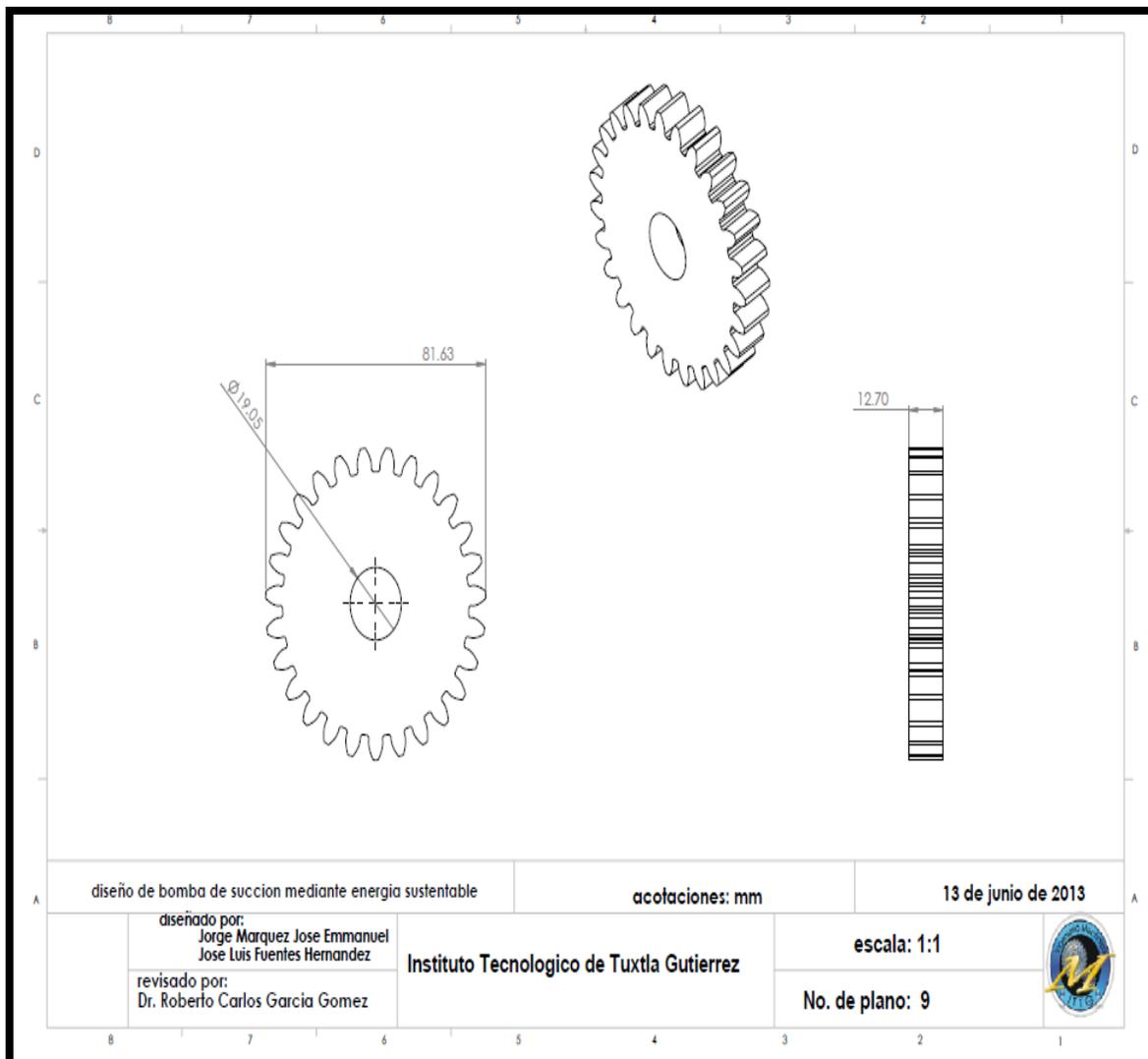






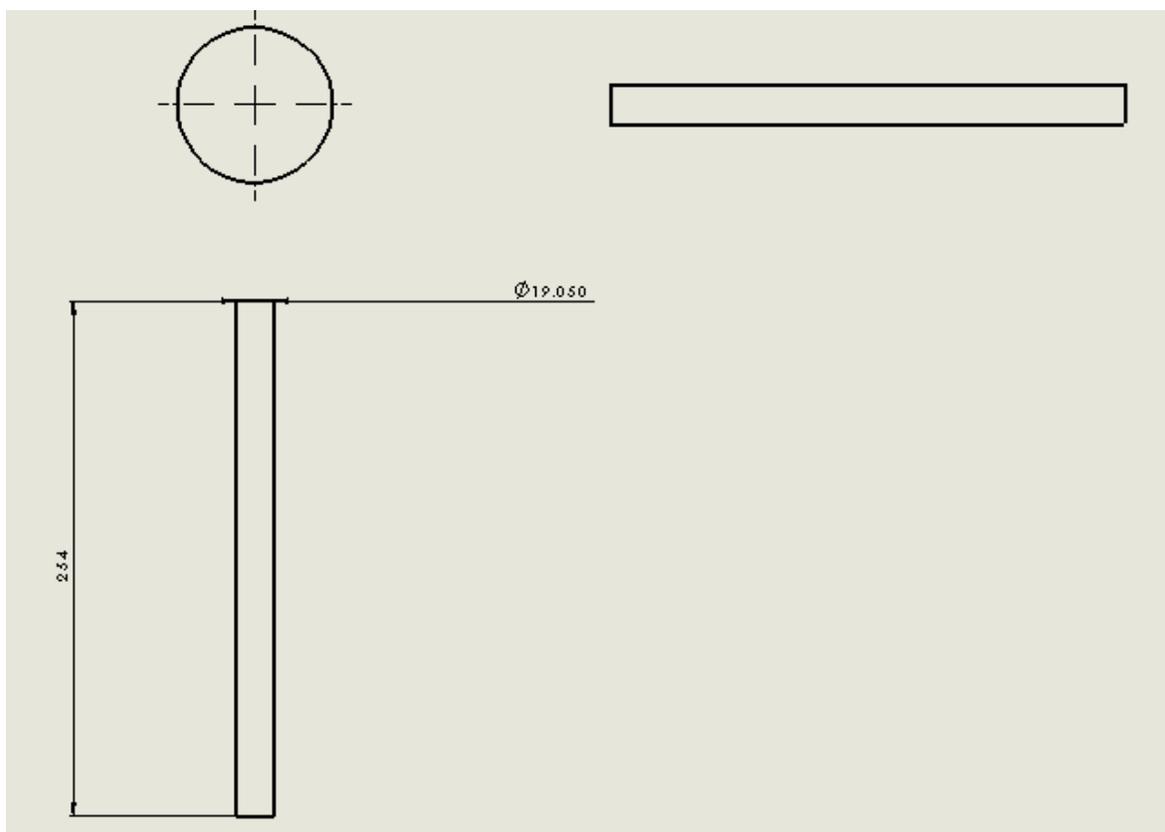






Eje principal del molino y motor eléctrico

(Basado en los cálculos tiene la misma dimensión que los otros 2 ejes)





10.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como resultado del proceso de diseño de ingeniería se lograron los objetivos de diseñar una bomba de succión que involucro los tres tipos de bombeo en un solo sistema. Con el fin de aprovechar los tipos de energía sustentable. Se hizo un análisis de la información adquirida durante el proceso con el fin de crear un sistema óptimo, que cumpliera con los objetivos que fueron especificados.

Una de las recomendaciones es considerar el desgaste del material que sella la holgura entre el pistón y el cilindro. Cuando este material se degrada por el roce, por lo cual es necesario checar por periodos de 15 días o menos de acuerdo al uso que se le suministre y en caso de que el material este gastado será necesario cambiar el sello para que la bomba no tenga dificultad para elevar el agua, y el esfuerzo sea menor.

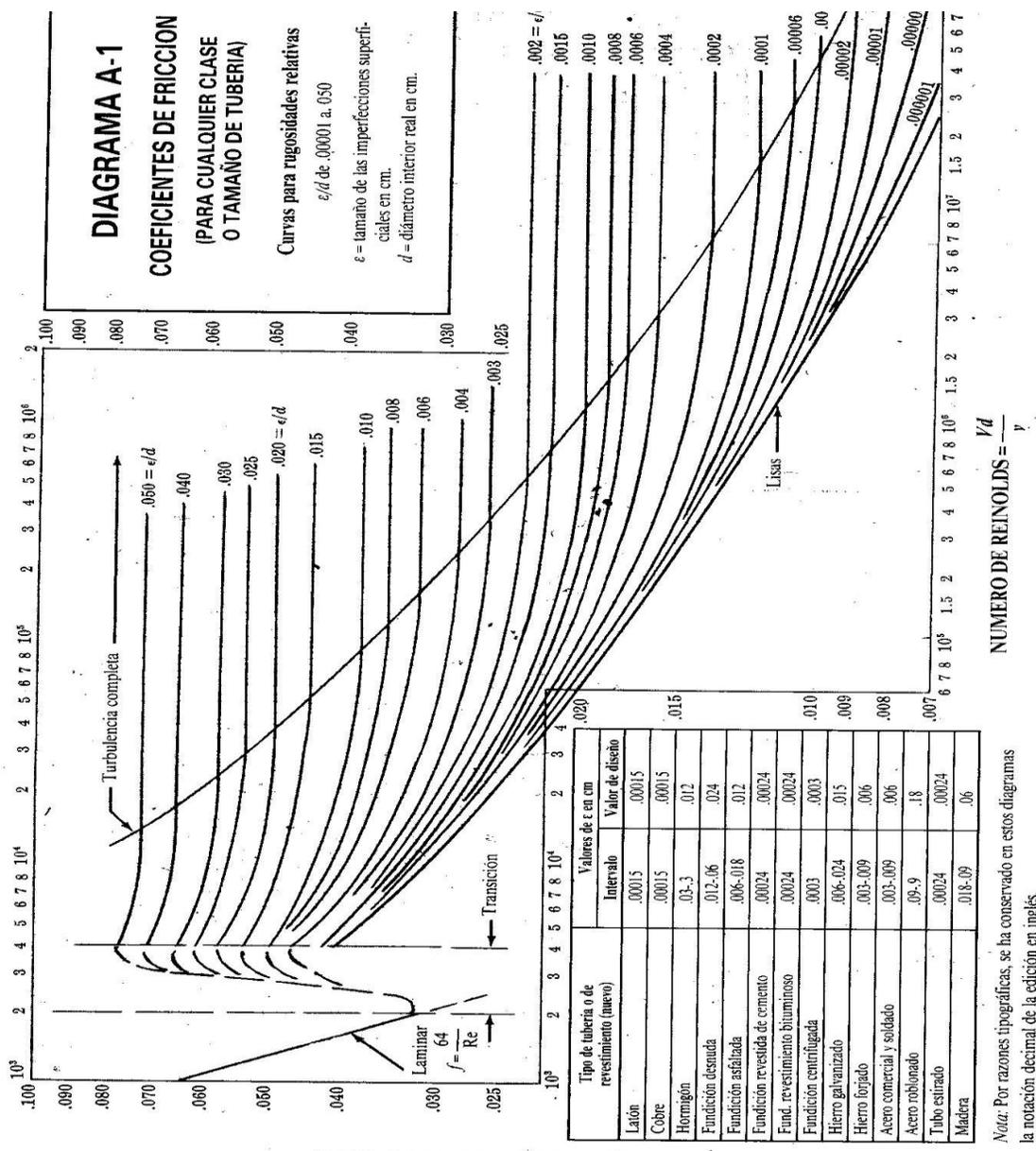


Fuentes de información

- Bombas de desplazamiento positivo.* (s.f.). Obtenido de <http://www.ingenierocivilinfo.com/2011/11/bombas-de-desplazamiento-positivo.html>
- Bombas volumetricas.* (s.f.). Obtenido de <http://www.fing.edu.uy/imfia/sites/default/files/6-%20volumetricas.pdf>.
- Energia renovable.* (s.f.). Obtenido de http://www.anes.org/anes/index.php?option=com_wrapper&Itemid=11
- Hamilton, M. (1978). *Mecanismos y dinamica de maquinaria.* Limusa.
- Johnston, F. b. (1982). *mecanica de materiales.* Mc Graw Hill.
- Mataix, C. (1970). *Mecanica de fluidos y Maquinas hidraulicas.* Harper and Row.
- Mott, R. (1996). *Mecanica de fluidos.* Prentice-Hall.
- Prospectiva de energías renovables 2012-2026.* (s.f.). Obtenido de http://www.sener.gob.mx/res/PE_y_DT/pub/2012/PER_2012-2026.pdf
- Saldarriaga, J. (2007). *Hidráulica de tuberías abastecimiento de agua, redes,riego.* Alfaomega.
- Shigley, J. E. (1990). *Diseño en ingeniería mecánica.* McGraw - Hill.
- Vidosic, J. P. (1969). *Elementos de diseño de ingeniería.*

Anexos

Anexo N° 1



Anexo N°. 2

Accesorios	K
Válvula de globo completamente abierta	10.0
Válvula de ángulo completamente abierta	5.0
Válvula de retención de columpio abierta	2.5
Válvula de compuerta abierta	0.19
Codo en U	2.2
Conexión en T estándar	1.8
Codo estándar	0.9
Codo de radio medio	0.75
Codo de radio largo	0.60
Codo de 45 grados	0.45
Válvula de control abierta	3.0
De depósito a tubería a ras	0.50
De tubería a depósito (pérdida a la salida)	1.00