



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES
INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**

Pablo Ismael Reyes Sánchez

Asesorado por el Ing. Byron Giovanni Palacios Colíndres

Guatemala, junio de 2014

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES
INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

PABLO ISMAEL REYES SÁNCHEZ

ASESORADO POR EL ING. BYRON GIOVANNI PALACIOS COLÍNDRES

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, JUNIO DE 2014

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Ing. Alfredo Enrique Beber Aceituno
VOCAL II	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL III	Inga. Elvia Miriam Ruballos Samayoa
VOCAL IV	Br. Walter Rafael Véliz Muñoz
VOCAL V	Br. Sergio Alejandro Donis Soto
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma
EXAMINADOR	Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta
EXAMINADOR	Ing. José Francisco Arrivillaga Ramazzini
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivónne Véliz Várgas

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, el 13 de enero de 2009.


Pablo Ismael Reyes Sánchez

Guatemala, 22 de noviembre de 2010

Ing. Julio César Campos Paiz
Director de Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala

Estimado Sr. Director:

Atentamente, me dirijo a usted para informarle que he tenido a bien asesorar el informe final de trabajo de graduación titulado "**ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**" del estudiante Pablo Ismael Reyes Sánchez, carné No. 2000 11285; previo a optar el título de Ingeniero Mecánico.

Al respecto quiero indicarle que luego de efectuarse las revisiones y correcciones del caso, encuentro satisfactorio el trabajo, por lo que procedo a aprobarlo y remitirlo a usted para su trámite correspondiente.

El autor de este trabajo de graduación y su asesor son responsables por el contenido y conclusiones de la misma.



Byron Giovanni Palacios Colindres
Ingeniero Mecánico
Colegiado No. 5641
Asesor

Ing. Byron G. Palacios C.
Colegiado No. 5641

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

El Coordinador del Área de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA, del estudiante Pablo Ismael Reyes Sánchez, recomienda su aprobación.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Alvaro Antonio Ayila Pinzón'.

Ing. Alvaro Antonio Ayila Pinzón
Coordinador de Área



Guatemala, enero de 2011.

/behdei



USAC

TRICENTENARIA

Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.E.I.Mecanica.100.2014

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor, con la aprobación del Coordinador del Área de Diseño, del trabajo de graduación titulado **ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**, del estudiante **Pablo Ismael Reyes Sánchez**, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"

Ing. Julio César Campos Paiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica

MA Ing. Julio César Campos Paiz
DIRECTOR
Esc. Ingeniería Mecánica

Guatemala, mayo de 2014.

Universidad de San Carlos
de Guatemala



Facultad de Ingeniería
Decanato

DTG. 256.2014

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **ANÁLISIS DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE ACEITE DE ENGRANES INTERNOS PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**, presentado por el estudiante universitario **Pablo Ismael Reyes Sánchez**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, se autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:

Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
Decano

Guatemala, 2 de junio de 2014

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

Dios	Que me dio la oportunidad de vivir y una maravillosa familia.
Mis padres	Pablo Reyes y María Victoria Sánchez de Reyes, por todo el amor y apoyo incondicional que recibí desde el inicio de mis estudios y la confianza de creer en mí para llegar a cumplir un sueño que empezó un día dándome la oportunidad de estudio.
Mi hermano	Pedro Antonio Reyes Sánchez, por compartir este éxito conmigo, su apoyo incondicional durante toda mi vida, para que yo lograra alcanzar esta meta.
Mi esposa	Maríandrea Claveria de Reyes, por ser una fuente de motivación e inspiración en estos últimos años de mi vida para poder lograr esta meta.
Mi hija	Daniela Alejandra Reyes Claveria, por ser mi motor de vivir y superarme.
Mis primos	Por haberme apoyado en todo momento.
Mi familia	Por el apoyo durante mis estudios.

Mis amigos

A los que han pasado y a los que se han quedado,
porque todos ustedes son parte de mi vida.

AGRADECIMIENTOS A:

**Universidad de San Carlos
de Guatemala**

Por haberme albergado durante mis años de estudios en tan gloriosa casa de estudios.

**Facultad de Ingeniería,
Escuela de Ingeniería
Mecánica**

Por darme la oportunidad de prepararme profesionalmente y participar durante mi formación académica.

Mi asesor

Ing. Byron Giovanni Palacios Colíndres,
por guiarme durante el desarrollo de esta investigación.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	VII
GLOSARIO.....	IX
RESUMEN.....	XI
OBJETIVOS.....	XIII
INTRODUCCIÓN.....	XV
1. ANTECEDENTES.....	1
1.1. Opciones de bomba de aceite para motores de combustión interna.....	2
1.2. Bombas rotatorias de engranes externos.....	3
1.3. Bombas rotatorias de engranes internos.....	4
1.4. Bombas rotatorias de lóbulos.....	5
1.5. Bombas rotatorias de paletas.....	6
2. BOMBA DE ENGRANES INTERNOS.....	9
2.1. Funcionamiento de la bomba de engranes internos.....	9
2.2. Ventajas y desventajas.....	10
2.3. Factores que afectan el rendimiento de la bomba.....	11
2.3.1. Viscosidad.....	11
2.3.2. Sensibilidad de corte.....	12
2.3.3. Volatilidad.....	12
2.3.4. Corrosión.....	13
2.3.5. Abrasión.....	13
2.3.6. Cavitación.....	14

2.4.	Factores mecánicos	15
2.4.1.	Deslizamiento	16
2.4.2.	Sello de eje.....	17
2.4.3.	Condición de la bomba	18
2.4.4.	Temperatura de operación	19
2.4.5.	Velocidades de la bomba	19
2.5.	Eficiencia de la bomba	20
2.5.1.	Eficiencia volumétrica	21
2.5.2.	Eficiencia mecánica.....	21
2.6.	Equipo de protección de la bomba de aceite.....	22
2.6.1.	Válvulas de alivio de presión	22
2.6.2.	Válvulas de escape	23
3.	MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	25
3.1.	Lubricación	25
3.2.	Tipos de lubricación	26
3.2.1.	Lubricación hidrostática.....	26
3.2.2.	Lubricación hidrodinámica	27
3.2.3.	Lubricación elastohidrodinámica	28
3.2.4.	Lubricación con material sólido	28
3.2.5.	Lubricación de película mínima o al límite.....	29
3.3.	Circuito de aceite en un motor.....	29
3.4.	Aceite para motores	32
3.4.1.	Aceites minerales	32
3.4.2.	Aceites sintéticos.....	32
3.5.	Funciones y propiedades de los aceites para motor	33
3.5.1.	Lubricación	34
3.5.2.	Disipación de calor	34
3.5.3.	Sellos entre los aros y paredes	34

3.5.4.	Agente limpiador	35
3.6.	Aceites aditivos para motor	35
3.7.	Clasificación de los aceites por su viscosidad	35
3.8.	Clasificación del aceite por su rendimiento.....	36
3.9.	Consideraciones para diseño	37
4.	ANÁLISIS DEL DISEÑO DE LA BOMBA DE ACEITE	41
5.	ANÁLISIS DE LAS PROPIEDADES DE DISEÑO DE LA BOMBA DE ACEITE	63
	CONCLUSIONES.....	71
	RECOMENDACIONES.....	75
	BIBLIOGRAFÍA	77
	ANEXO	79

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Bomba de aceite con cadena de transmisión.....	2
2.	Bomba de engranes externos	3
3.	Bombas de engranes internos	4
4.	a) Bomba de dos lóbulos, b) Bomba de tres lóbulos.....	5
5.	Bomba rotatoria de paletas	6
6.	Engrane con daño de corrosión	14
7.	Engrane con daño de abrasión	14
8.	Sello mecánico o sello de eje.....	18
9.	Tolerancias de la bomba de engranes internos	19
10.	Válvula de alivio de presión.....	23
11.	Lubricación hidrostática.....	27
12.	Lubricación hidrodinámica.....	27
13.	Lubricación elastohidrodinámica	28
14.	Lubricación de película mínima.....	29
15.	Circuito de motor.....	30
16.	Paso de aceite por cigüeñal	31
17.	Clasificación de aceites por su viscosidad	36
18.	Bomba de la rueda planetaria	41
19.	Posición y sentido de rotación de referencia.....	45
20.	Zonas específicas y fronteras de circulación de fluido	46
21.	Ranuras y cavidades sobre la carcasa de la bomba	47
22.	Secuencia de exposición del área de la cámara respecto de las zonas específicas y fronteras de circulación del fluido	50

23.	Comportamiento de la bomba a revoluciones variadas	56
24.	Selección de cuña tipo <i>Woodruff</i>	57
25.	Comportamiento de la bomba de aceite sometidas a presiones varias ..	65
26.	Comportamiento de la bomba sometida a una temperatura de 40 °C	66
27.	Caudal de fugas entre los perfiles en el engrane.....	68

TABLAS

I.	Parámetros para diseño de bomba 1	37
II.	Parámetros para diseño de bomba 2.....	38
III.	Flujo contra revoluciones	39
IV.	Flujo contra revoluciones por minuto a presión de 2 bar	39
V.	Revoluciones por minuto vs caudal	55
VI.	Condiciones de la bomba de aceite sometida a presiones variadas	64
VII.	Bomba sometida a una temperatura de 40 °C	65

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
η	Eficiencia
n_v	Eficiencia volumétrica
V_A	Entrega real de la bomba de aceite
V_P	Entrega teórica de la bomba de aceite
P	Presión
r	Relación de compresiones
R_{pm}	Revoluciones por minuto
T	Temperatura
W	Trabajo
π	Valor de pi = 3,1416
V	Volumen

GLOSARIO

Aceite de motor

Se llama aceite de motor, por extensión, a todo aceite que se utiliza para lubricar los motores de combustión interna. Estos aceites, que consisten principalmente en hidrocarburos y compuestos orgánicos de carbono e hidrógeno, son aditivados con diferentes compuestos químicos para mejorar sus cualidades.

Bomba

Máquina para elevar el agua u otro líquido y darle impulso en una dirección determinada.

Bomba de aceite

Capacidad de aspiración, la bomba de aceite está montada en el bloque motor, normalmente dentro del cárter, sumergida en el aceite. El aceite sobrante, objeto de la presión excesiva, se vierte al cárter. La mayoría de las bombas de aceite reciben su movimiento del árbol de levas, sin embargo, algunas bombas son accionadas por el cigüeñal.

Eficiencia

La cantidad de energía que es aprovechada en relación a la cantidad de entrada con la salida.

Engrane

Mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocida como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren.

Motor

Es la parte sistemática de una máquina capaz de hacer funcionar el sistema, transformando algún tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, etc.), en energía mecánica capaz de realizar un trabajo. En los automóviles este efecto es una fuerza que produce el movimiento.

Motor de combustión interna

Es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de la cámara de combustión.

RESUMEN

En el presente trabajo de graduación se pretende conocer diversas variables y parámetros para poder analizar el diseño de una bomba de aceite de engranes internos, para motores de combustión interna mediante una investigación formal.

Se pretende recolectar información para realizar comparaciones diversas por medio de operaciones y gráficas matemáticas, para poder analizar la simulación del comportamiento de la bomba de aceite.

Se realizarán consultas con personal profesional en la rama, vía internet y fuentes bibliográficas aptas para el desarrollo de esta investigación.

OBJETIVOS

General

Analizar la bomba de engranes internos para motores de combustión interna, los requerimientos de funcionamiento del motor y la reducción de costos que esto conlleva.

Específicos

1. Conocer de manera más amplia las ventajas y desventajas al utilizar una bomba de engranes internos para motores de combustión interna.
2. Estudiar los factores principales que influyen en la lubricación del motor de combustión interna, sus funciones y propiedades de los aceites para motor.
3. Estudiar los cambios que conlleva el diseño y el funcionamiento de la bomba de engranes internos.
4. Analizar las propiedades de diseño de la bomba de aceite de engranes internos para un motor de combustión interna.

INTRODUCCIÓN

Una bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido que atraviesa en energía hidráulica. Teniendo el concepto de lo que es una bomba se puede decir que esta sirve para bombear e impulsar todo tipo de líquido. Al hablar de una bomba, se refiere a un amplio campo, ya que existen distintos tipos que poseen diferentes características, dependiendo del tipo y la función a la cual haya sido diseñada.

El propósito de este trabajo es el análisis de una bomba de aceite de engranes internos para un motor de combustión interna. Dentro de una amplia gama de bombas que hay alrededor del mundo, existe una llamada bomba de engranes internos. Este tipo de bomba posee diversos aspectos que la caracterizan de las demás; generalmente se utiliza en procesos de industria petroquímica, química, calderas de vapor y en la industria automotriz.

Una bomba de engranes internos puede ser utilizada en la industria automotriz en el sistema de lubricación de un automóvil ya sea diesel o gasolina. Son muy importantes en el óptimo desempeño de cualquiera de los tipos de motores antes mencionados ya que sin esta los motores no serían lubricados, con lo cual tendrían un gran desgaste y no pudieran cubrir con varios requisitos indispensables para su desempeño y duración.

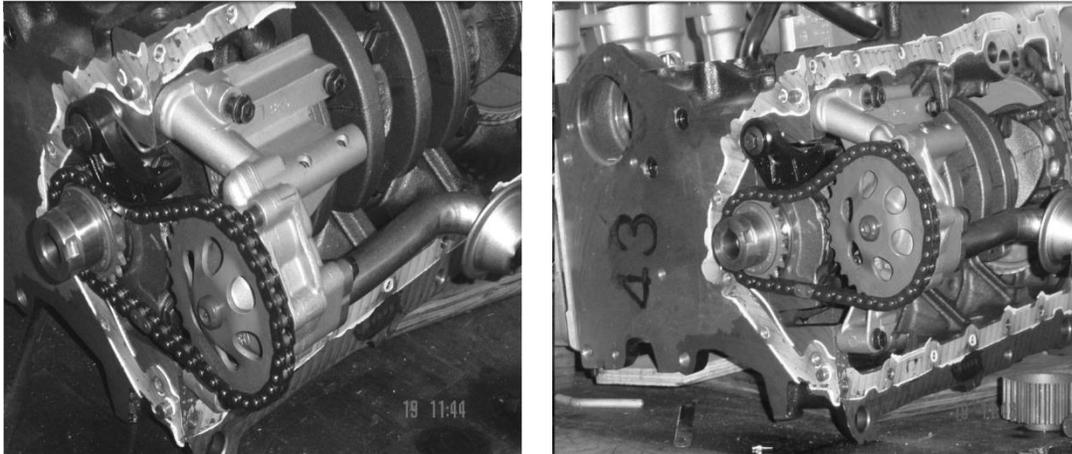
1. ANTECEDENTES

La bomba de aceite actual funciona por medio de la transmisión de potencia del cigüeñal a la bomba, esto gracias a que está conectada por medio de una cadena, esta transmite movimiento a la bomba por lo que al encender el motor, el cigüeñal empieza a girar y la bomba empieza a succionar el aceite del cárter.

La bomba de cadena tiene una deficiencia ya que su ubicación dentro del motor es un tanto crucial para el funcionamiento del mismo, esto no porque la bomba no funcione bien, o no produzca el caudal o presión necesaria para satisfacer los requerimientos del motor. El problema es que por algún motivo o circunstancia el motor es golpeado en la parte baja del cárter, la bomba podría también ser golpeada ya que está a un nivel muy bajo, esto traería graves consecuencias, se desalinearía y dejaría de bombear el aceite necesario para el motor.

Estos elementos le agregan cierto valor al costo del motor final, que aunque no se percibe tan fácilmente, en la producción de cientos de ellos es visible inmediatamente, como se observa en la figura 1.

Figura 1. **Bomba de aceite con cadena de transmisión**



Fuente: [http:// www.httpcatarina.udlap.mx](http://www.httpcatarina.udlap.mx). Consulta: agosto de 2008.

1.1. Opciones de bomba de aceite para motores de combustión interna

La forma de reducir el costo final del motor es suprimiendo algunos elementos encontrados en la bomba de aceite como la cadena, la carcasa de la bomba entre otros elementos estos pueden ser reacomodados sin afectar en lo absoluto el abastecimiento del caudal y presión de aceite necesario para el motor.

Existen diferentes tipos de bombas para motores de combustión interna, estas son:

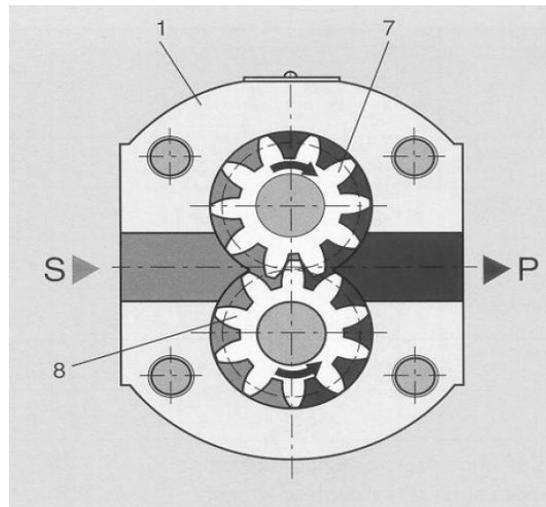
- Bombas de engranes externos
- Bombas de engranes internos
- Bombas de lóbulos
- Bombas de paletas

1.2. Bombas rotatorias de engranes externos

Este tipo de bombas se emplean en la hidráulica móvil, ya que proveen altas presiones, poco peso, bajo costo grandes velocidades de rotación y elevados rangos de temperatura.

Esta bomba está compuesta por dos engranes del mismo tamaño, uno está acoplado al eje principal que transmite el poder del motor y usualmente, el otro engrane está libre. Debido al desacoplamiento de los engranes se forma vacío parcial que permite que el líquido fluya en la bomba. El líquido es llevado al otro lado de esta entre los dientes de los engranes y la carcasa, en este punto los engranes generan e incrementan la presión que fuerza al líquido a ir hacia la línea de salida.

Figura 2. **Bomba de engranes externos**



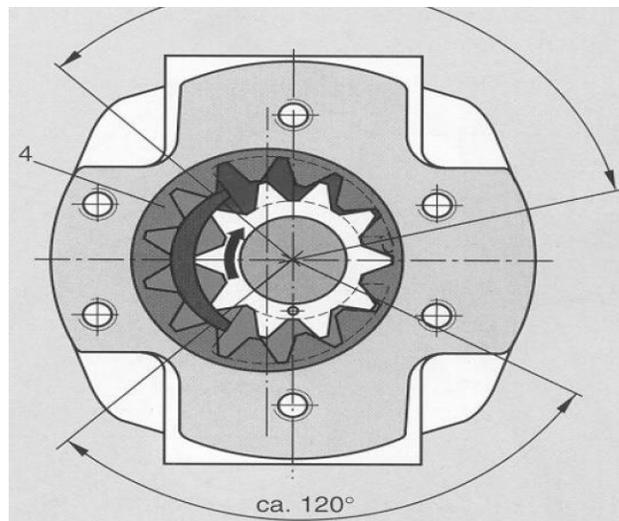
Fuente: [http:// www.htpcatarina.udlap.mx](http://www.htpcatarina.udlap.mx). Consulta: agosto de 2008.

1.3. Bombas rotatorias de engranes internos

El eje principal del motor se acopla al rotor, el cual tiene forma de diente de engrane, este se acopla con un engrane externo. El engrane libre es colocado de forma excéntrica al rotor.

Una de las ventajas que se puede mencionar a este tipo de bomba cuando entra en funcionamiento y conforme el rotor gira, se forma un vacío parcial entre los dientes del engrane interno y los dientes del engrane externo, esto causa que el líquido fluya en la bomba. El líquido es llevado al otro lado de la bomba entre los dientes de los engranes y la carcasa. En el lado de la descarga los engranes, tanto el exterior como el interior, generan e incrementan la presión que la fuerza al líquido a ir hacia la línea de salida como se observa en la figura 3.

Figura 3. Bombas de engranes internos

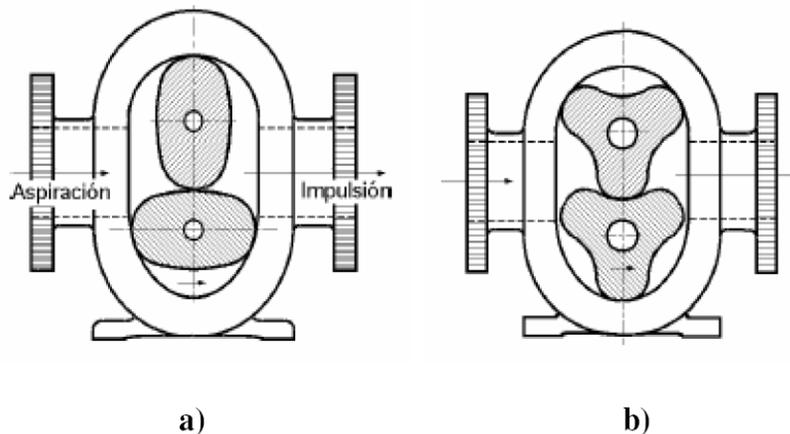


Fuente: [http:// www.htpcatarina.udlap.mx](http://www.htpcatarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2008.

1.4. Bombas rotatorias de lóbulos

Estas bombas al igual que las bombas de engranes internos consisten en un rotor interno y uno externo, localizados dentro de una carcasa. El rotor interno es colocado en el eje de la bomba, y permanece en posición gracias al dentado, este rotor tiene cuatro lóbulos que acoplan con cinco segmentos del rotor externo, por consiguiente, la rotación del rotor interno causa la rotación del externo, pero a una velocidad menor, esto gracias a la relación entre lóbulos del rotor interno y los segmentos del rotor exterior. Al comienzo del funcionamiento de la bomba, el aceite entra por el puerto de entrada y se aloja en el espacio que hay entre los dos rotores, el rotor interno impulsa al rotor exterior a muy baja velocidad y el espacio entre los lóbulos se va incrementando, lo que hace que el aceite ocupe estos espacios. Este movimiento permite llevar el aceite del lado de succión al lado de descarga como se observa en la figura 4.

Figura 4. a) Bomba de dos lóbulos, b) Bomba de tres lóbulos

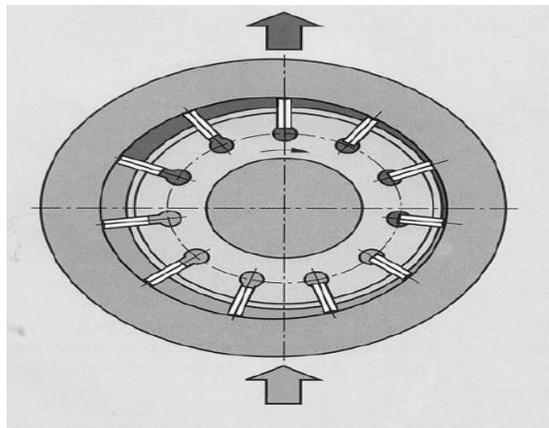


Fuente: [http:// www.htpcatarina.udlap.mx](http://www.htpcatarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2008.

1.5. Bombas rotatorias de paletas

En este tipo de bombas el rotor es montado excéntricamente. En intervalos regulares alrededor de la superficie del rotor, una paleta rectangular es libre de moverse en una ranura. Conforme el rotor gira, las paletas son arrojadas hacia arriba por fuerza centrífuga, formando así un sello con la carcasa. La excentricidad del rotor produce un vacío parcial en el lado de la succión, esto ocasiona que el líquido fluya dentro de la bomba. Este es llevado al otro lado de la bomba en los espacios entre el rotor y la carcasa. En el lado de la descarga de la bomba, la excentricidad del rotor genera e incrementa la presión que fuerza al líquido a ir hacia la línea de salida ver figura 5.

Figura 5. **Bomba rotatoria de paletas**



Fuente: [http:// www.httpcatarina.udlap.mx](http://www.httpcatarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2008.

La diferencia de la bomba de engranes internos entre las demás es su fácil manufactura, se pueden seleccionar pasos de engranes comerciales, tienen el tamaño deseado para ser alojados en la tapa lateral izquierda del motor, proveerá las características básicas de la bomba con cadena de

potencia las cuales son caudal y presión, con esta bomba de engranes internos se elimina la cadena y el problema de la bomba a un bajo nivel, con este diseño el golpear el cárter no causará problemas a la bomba y seguirá funcionando aún cuando este tenga alguna abolladura o deformación.

2. BOMBA DE ENGRANES INTERNOS

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

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

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

2.1. Funcionamiento de la bomba de engranes internos

El funcionamiento se puede describir con los siguiente 4 pasos:

- El líquido entra a la bomba por el canal de succión entre el engrane exterior (engrane de mayor tamaño) y el engrane interior.

- El líquido fluye a través de la bomba en medio de los espacios que hay entre los dientes. La forma creciente (forma de media luna) divide al líquido y actúa como sello entre la entrada y salida.
- La presión del líquido es elevada justo antes de que este salga por el conducto de salida.
- Los dientes de los dos engranes se acoplan completamente, formando un sello equidistante, entre el conducto de entrada y salida. El sello fuerza al líquido a salir por el conducto de salida.

2.2. Ventajas y desventajas

Las ventajas de la bomba de engranes internos son:

- Solo dos piezas se mueven
- Descarga continua
- Ideal para líquidos con alto grado de viscosidad
- Descarga continua sin importar cambios de presión
- Operación en cualquier dirección
- Puede operar con una dirección de flujo, con cualquier rotación
- Requiere bajo Cabeza Neta Positiva de Succión (NPSH)
- Bajo costo de mantenimiento
- Su diseño flexible permite su uso en una amplia gama de aplicaciones

Entre las desventajas se encuentran:

- Requiere de velocidades moderadas
- Limitadas a presiones medias

- Cojinete en contacto con el líquido bombeado
- Sobre carga en el cojinete del eje

Las aplicaciones destacadas para este tipo de bomba son:

- Filtración
- Circulación
- Transferencia
- Lubricación
- Aumento de presión
- Para la industria en general
- Para uso de marina y fuerza armada
- En la industria petroquímica
- Para servicio ligero, medio y pesado

2.3. Factores que afectan el rendimiento de la bomba

Los factores y causas que provocan el rendimiento de una bomba son:

2.3.1. Viscosidad

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

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

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

2.3.2. Sensibilidad de corte

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

Existen dos opciones básicas para manejar la sensibilidad de corte de los líquidos, primero se puede usar una bomba de bajo cortante. Las bombas rotatorias ofrecen poca resistencia al flujo, segundo que las velocidades bajas son más eficientes para los líquidos viscosos, con esto el efecto de las partículas abrasivas y corrosión se reduce y los líquidos sensibles al corte y permanecen intactos.

2.3.3. Volatilidad

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

2.3.4. Corrosión

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

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

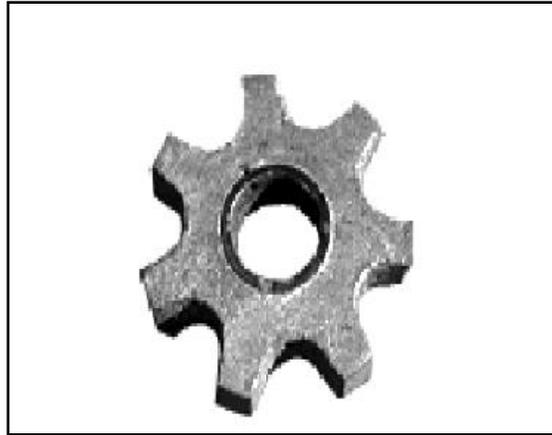
Disminuir la temperatura también ayuda a reducir la corrosión propia del líquido, pero esto debe influir sobre la característica que posee la temperatura del adhesivo. Algunos adhesivos como el ácido fenolito y la urea necesitan ser bombeados a temperaturas elevadas para mantener sus propiedades adhesivas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

Los bujes de acero o de cerámica, ofrecen buena resistencia a la corrosión mientras que los bujes de bronce ofrecen poca. Los bujes de grafito carbón proveen excelente resistencia a la corrosión, pero son muy suaves para soportar grandes cantidades de adhesivos y abrasivos ver figura 6.

2.3.5. Abrasión

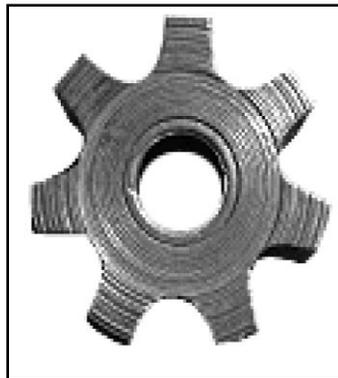
Así como la corrosión, líquidos abrasivos deterioran a las bombas. El análisis de abrasión se debe de realizar en los materiales de construcción más que en el líquido mismo, ya que este contiene partículas que chocan directamente con dichos materiales ver figura 7.

Figura 6. **Engrane con daño de corrosión**



Fuente: <http://www.martinsprocket.com>. Consulta: mayo de 2009.

Figura 7. **Engrane con daño de abrasión**



Fuente: <http://www.martinsprocket.com>. Consulta: mayo de 2009.

2.3.6. Cavitación

Hay pérdida de capacidad en la bomba, cuando el líquido no llena por completo las cavidades de estas. Esto puede ocurrir por la vaporización de del líquido en algún punto del canal de succión o en las cavidades de la bomba.

Las burbujas de vapor son transportadas a zonas de altas presiones dentro de la bomba, donde se colapsa, trayendo como resultado el ruido y vibración en la bomba, este fenómeno se conoce como cavitación.

El continuo choque de estas burbujas de aire ocasiona un deterioro más rápido a la bomba y aceleran la corrosión. Mientras más deslizamiento haya en la bomba, se disminuye el efecto de cavitación. Se presenta comúnmente en líquidos viscosos, también las bombas de altas velocidades están propensas a este fenómeno.

2.4. Factores mecánicos

Se denomina riesgo mecánico al conjunto de factores físicos que pueden dar lugar a una lesión por la acción mecánica de elementos de máquinas, herramientas, piezas a trabajar o materiales proyectados, sólidos o fluidos.

Las formas elementales del peligro mecánico son principalmente:

- Aplastamiento
- Cizallamiento
- Corte
- Enganche
- Atrapamiento
- Arrastre
- Impacto
- Perforación
- Punzonamiento
- Fricción o abrasión
- Proyección de sólidos o fluidos

El peligro mecánico generado por partes o piezas de la máquina está condicionado fundamentalmente por:

- Su forma (aristas cortantes, partes agudas)
- Su posición relativa (zonas de atrapamiento)
- Su masa y estabilidad (energía potencial)
- Su masa y velocidad (energía cinética)
- Su resistencia mecánica a la rotura o deformación y
- Su acumulación de energía, por muelles o depósitos a presión

Los resguardos se deben considerar como la primera medida de protección a tomar para el control de los peligros mecánicos en máquinas, entendiendo como resguardo: un medio de protección que impide o dificulta el acceso de las personas o de sus miembros al punto o zona de peligro de una máquina.

Un resguardo es un elemento de una máquina utilizado específicamente para garantizar la protección mediante una barrera material. Dependiendo de su forma, un resguardo puede ser denominado carcasa, cubierta, pantalla, puerta.

2.4.1. Deslizamiento

Es el espacio que se crea en el lado de succión y el de descarga a través de la holgura de la bomba, la viscosidad del líquido bombeado y de la diferencia de presión que hay entre la entrada y salida de la bomba.

Generalmente el tamaño del deslizamiento ocurre en la parte más chica de la superficie sellada. El deslizamiento decrece conforme se incrementa la viscosidad. El deslizamiento no ocurre con diferencia de presión igual a cero

entre el lado de entrada y salida de la bomba. Las partes internas de la bomba no se reflejan aunque la presión se incremente, el deslizamiento aumenta linealmente con la diferencia de presión, si el líquido bombeado está en estado de flujo laminar.

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

2.4.2. Sello de eje

El sello de eje de una bomba es una de las partes que más se dañan, esto se presenta más en líquidos abrasivos que corrosivos. El empaque de un eje estándar necesita una película de líquido para lubricar el eje, si el líquido bombeado contiene abrasivos esta película ocasionará daños adicionales. Los materiales no son la clase de material que se debe permitir salir del glande del empaque que proporciona la lubricación. Las bombas con empaques no son utilizadas en aplicaciones corrosivas. Para las bombas con empaques se utilizan comúnmente sellos especiales y ejes con tratamiento térmico. El sello mecánico es usado en materiales abrasivos y casi siempre en corrosivos.

Figura 8. **Sello mecánico o sello de eje**

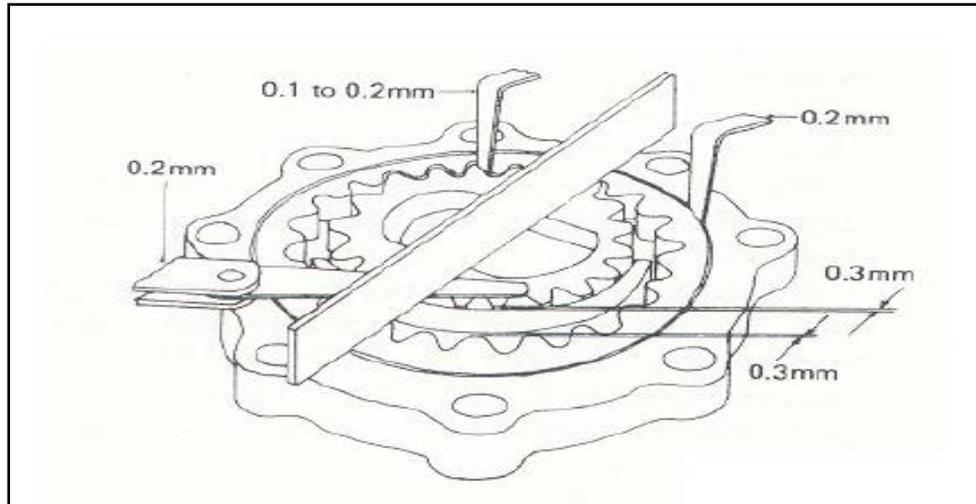


Fuente: <http://www.flexaseal.mx>. Consulta: marzo de 2010.

2.4.3. Condición de la bomba

El desgaste de la bomba aumentará la holgura y por consiguiente el deslizamiento. En bombas rotatorias, el alineamiento incorrecto de las partes rotantes con carcasa fija puede producir un mayor desgaste. El alineamiento incorrecto de las bombas de engranes puede causar un atascamiento entre los engranes. En la figura 9 se muestra las tolerancias que debe de tener estas bombas para su óptimo funcionamiento.

Figura 9. **Tolerancias de la bomba de engranes internos**



Fuente: [http:// www.httccatarina.udlap.mx](http://www.httccatarina.udlap.mx). Consulta: abril de 2011.

2.4.4. Temperatura de operación

Esto determinará los materiales de construcción de la bomba y la holgura en la parte rotatoria, frecuentemente la carcasa determina la temperatura máxima de operación, elementos plásticos pueden ser usados en la construcción de bombas que trabajan a bajas velocidades.

2.4.5. Velocidades de la bomba

Mientras más alta sean las velocidades de rotación, el desgaste aumenta.

Esto se cumple cuando se trabaja con líquidos abrasivos. Al aumentar la velocidad de la bomba disminuye aparentemente la viscosidad de líquidos seudoplástico y aumenta aparentemente la viscosidad lo líquidos tixotrópicos.

2.5. Eficiencia de la bomba

De acuerdo con la forma de sus rotores (impulsores), las bombas rotodinámicas se clasifican en:

- Bombas centrífugas (flujo radial)
- Bombas de flujo axial
- Bombas de flujo mixto

Para la misma potencia de entrada y para igual eficiencia, las bombas centrífugas se caracterizan por presentar una presión relativamente alta con un caudal relativamente bajo, las bombas de flujo axial generan un caudal alto con una baja presión y las de flujo mixto tienen características que se ubican en un rango intermedio con respecto a los casos anteriores.

Para todos es claro que las máquinas que transforman la energía no son 100 % eficientes, de aquí nace el término eficiencia, ya que para una máquina la potencia de entrada no es la misma que la potencia de salida.

Teniendo en cuenta lo anterior, se sabe que la energía que entra no es igual a la que sale es porque en alguna parte hubo una pérdida energética. Estas pueden ser:

- Pérdidas de potencia hidráulicas (P_h)
- Pérdidas de potencia volumétricas (P_v)
- Pérdidas de potencia mecánicas (P_m)

2.5.1. Eficiencia volumétrica

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

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

Donde:

η_v : eficiencia volumétrica

V_A : entrega real de la bomba de aceite

V_P : entrega teórica de la bomba de aceite

2.5.2. Eficiencia mecánica

Es el líquido bombeado expresado como porcentaje de la energía real entregada por la bomba. Esto es resultado del caudal líquido volumétrico en el lado de la succión de la bomba y la diferencia de presión en la bomba dividida entre el factor de conversión. Se designa con la siguiente fórmula:

$$\eta_m = \frac{V_p \times P}{2\pi \times T_p}$$

Donde:

η_m : eficiencia mecánica de la bomba de aceite

V_p : entrega teórica de la bomba de aceite

P : presión de la bomba de aceite

T_p : torque de la bomba de aceite

2.6. Equipo de protección de la bomba de aceite

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

Las válvulas de alivio de presión, válvulas de escape se utilizan para proteger a la bomba por cualquier sobre presión que pueda ocurrir en su funcionamiento.

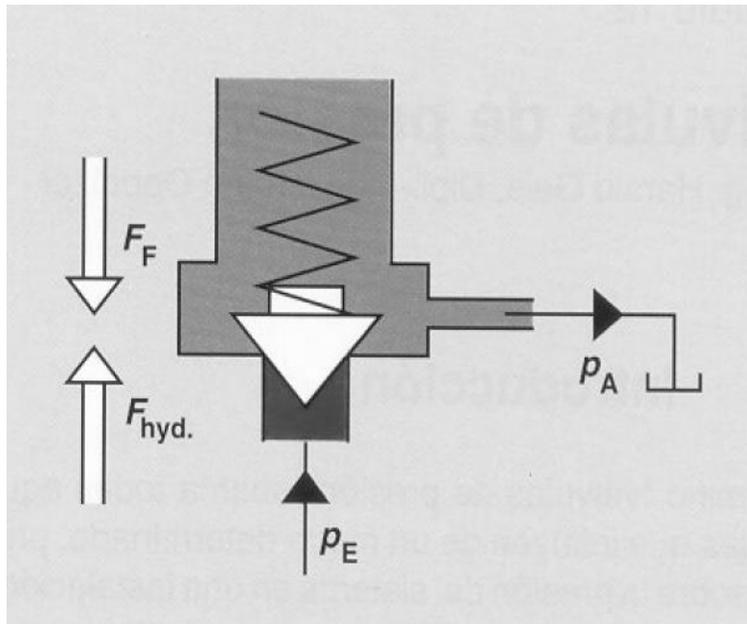
2.6.1. Válvulas de alivio de presión

Consisten de cuatro componentes básicos:

- El cuerpo de la válvula que encierra las partes internas
- Un husillo móvil que asienta en el puerto de entrada de la válvula
- Un resorte que fuerza el husillo contra el asiento de la válvula
- Un tornillo para regular la compresión del resorte

Las válvulas de alivio están localizadas en el puerto de salida de la bomba. La compresión del resorte es ajustada para resistir una presión máxima permisible en la bomba. Cuando la presión predeterminada es alcanzada, el husillo sobresale del asiento de la válvula. Esto libera líquido que previene que la bomba descargue presión. El líquido descargado de la válvula de alivio es reciclado al lado de succión de la bomba como se observa en la figura 10.

Figura 10. **Válvula de alivio de presión**



Fuente: [http:// www.htpcatarina.udlap.mx](http://www.htpcatarina.udlap.mx). Consulta: enero de 2012.

El material de construcción de la válvula de alivio depende de la corrosión del líquido bombeado.

2.6.2. Válvulas de escape

Las válvulas de escape pieza metálica en forma de clavo grande con una gran cabeza, cuya misión es permitir la expulsión al medio ambiente de los gases de escape que se generan dentro del cilindro del motor después que se quema la mezcla aire-combustible durante el tiempo de explosión. Se pueden diferenciar de las válvulas de alivio están diseñadas para liberar un fluido cuando la presión interna de un sistema que lo contiene supere el límite establecido (presión de tarado). Su misión es evitar una explosión, el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión. Existen también las válvulas de

alivio que liberan el fluido cuando la temperatura supera un límite establecido. En las válvulas de alivio, el líquido descargado llena toda el área de compresión del resorte. Dentro de las válvulas de escape se puede mencionar la de presión balanceada que compensa los cambios bruscos de presión al reaccionar el diafragma.

3. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de combustión interna es una máquina que obtiene energía mecánica, directamente de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión, que es un cilindro fijo cerrado en un extremo y dentro de la cual se desliza un pistón muy ajustado al cilindro, la posición hacia adentro y hacia fuera del pistón modifica el volumen que existe entre la cara interior del pistón y las paredes de la cámara. La cara exterior del pistón está unida por una biela al cigüeñal, que convierte el movimiento rotatorio en movimiento lineal del pistón.

El sistema de alimentación de combustible de un motor interna consta de un depósito, una bomba de combustible y un depósito que atomiza o vaporiza el combustible líquido para poder ser quemado. Cada cilindro toma el combustible y expulsa los gases a través de las válvulas, un muelle mantiene cerradas las válvulas hasta que se abren en el momento adecuado al actuar las levas movidas mediante el árbol de levas que a su vez es movido por el cigüeñal, esto es conjuntamente movido por una correa de distribución. Para que el motor de combustión interna tenga un buen funcionamiento y este en óptimo estado es necesario que sea lubricado para poder garantizar su funcionamiento.

3.1. Lubricación

Como lubricante se puede entender a un cuerpo de consistencia grasa o aceitosa que se extiende fácilmente sobre las superficies metálicas, el lubricante se adhiere a ellas con fuerza y posee gran viscosidad; por ello puede resistir la presión sin ser expulsado de los intersticios donde se les deposita.

La lubricación aplicada a un motor de combustión interna, tiene varios objetivos entre los cuales se encuentran los siguientes:

- Disminuir la fricción o rozamiento para optimizar la duración del motor.
- Reducir el desgaste
- Disminuir el calentamiento de los elementos del motor, refrigerando las partes lubricadas.
- Ayuda al estancamiento del pistón
- Limpia el motor

3.2. Tipos de lubricación

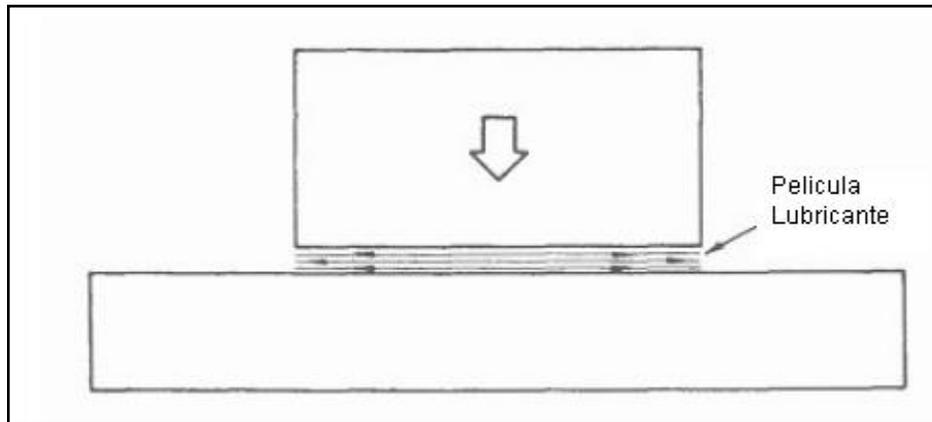
Para cumplir con la lubricación en un motor, existen cinco tipos diferentes de lubricación, las cuales son:

- Hidrostática
- Hidrodinámica
- Elastohidrodinámica
- Con material sólido
- De película mínima

3.2.1. Lubricación hidrostática

Se obtiene introduciendo el lubricante en el área de soporte de la carga a una presión elevada para separar las superficies con una capa gruesa de lubricante. Este tipo de lubricación se utiliza donde las velocidades son bajas por ejemplo en un motor de combustión interna, ver figura 11.

Figura 11. **Lubricación hidrostática**

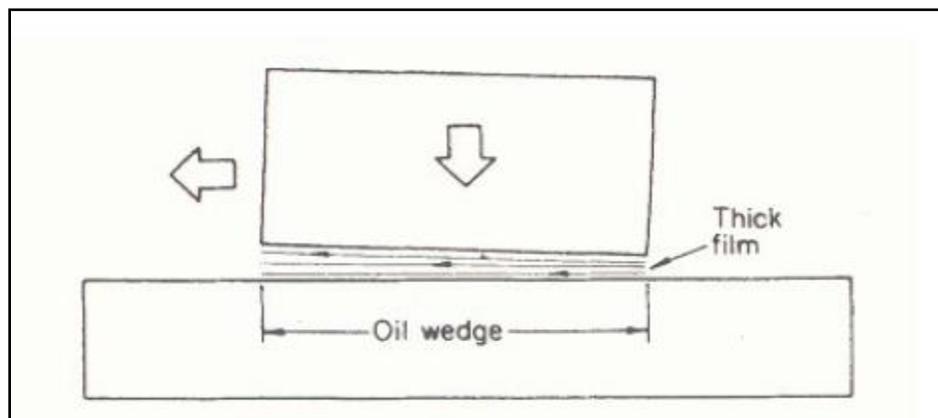


Fuente: [http:// www.htpcatarina.udlap.mx](http://www.htpcatarina.udlap.mx). Consulta: febrero de 2012.

3.2.2. **Lubricación hidrodinámica**

Es aquella en la cual las superficies interactúan, soportan la carga y generan esfuerzos mecánicos, están separadas por una capa lubricante relativamente gruesa a manera de impedir el contacto con metal y metal como se muestra en la figura 12.

Figura 12. **Lubricación hidrodinámica**

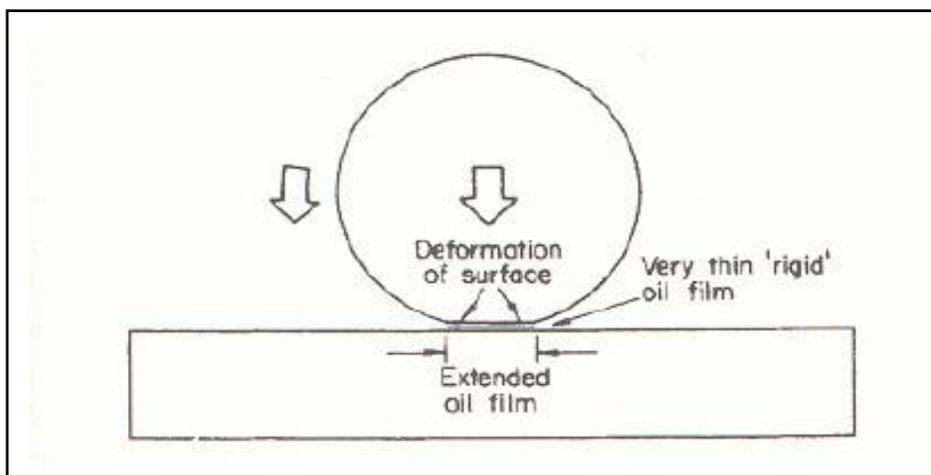


Fuente: [http:// www.htpcatarina.udlap.mx](http://www.htpcatarina.udlap.mx). Consulta: febrero de 2012.

3.2.3. Lubricación elastohidrodinámica

Es el fenómeno que ocurre cuando se introduce un lubricante entre las superficies que están en contacto rodante como los engranajes y los cojinetes, generalmente se debe al comportamiento del lubricante debido a su composición química. El lubricante forma redes que evitan el contacto físico entre los elementos en movimiento ver figura 13.

Figura 13. Lubricación elastohidrodinámica



Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: junio de 2012.

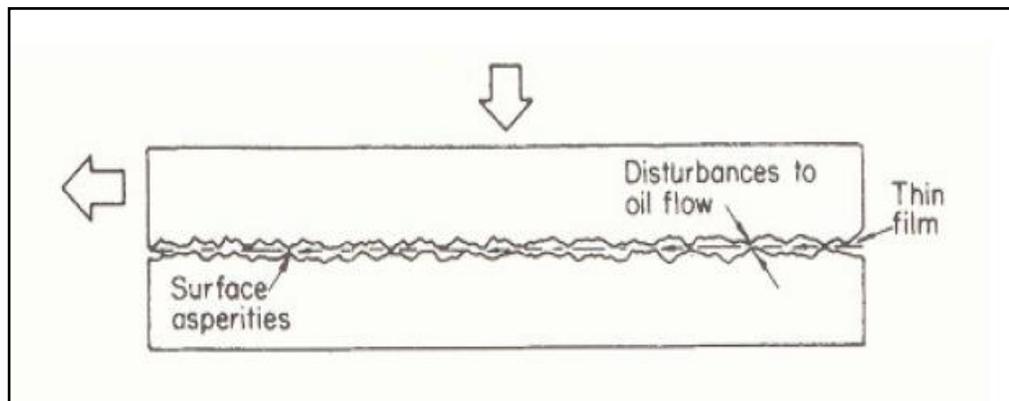
3.2.4. Lubricación con material sólido

Es aquel que se genera cuando se agregan partículas de material sólido al lubricante, estas pueden ser materiales antifricción como el grafito o el disulfuro de molibdeno. Estos compuestos separan a los elementos que están en movimiento evitando el contacto físico entre ellos.

3.2.5. Lubricación de película mínima o al límite

Se genera cuando se presenta una condición anormal en el motor, por ejemplo: cuando hay un aumento repentino de temperatura, cuando aumenta súbitamente la carga, cuando se reduce la cantidad de lubricante suministrado debido a una fuga, cuando se tiene una disminución repentina de viscosidad entre otros ver figura 14.

Figura 14. Lubricación de película mínima



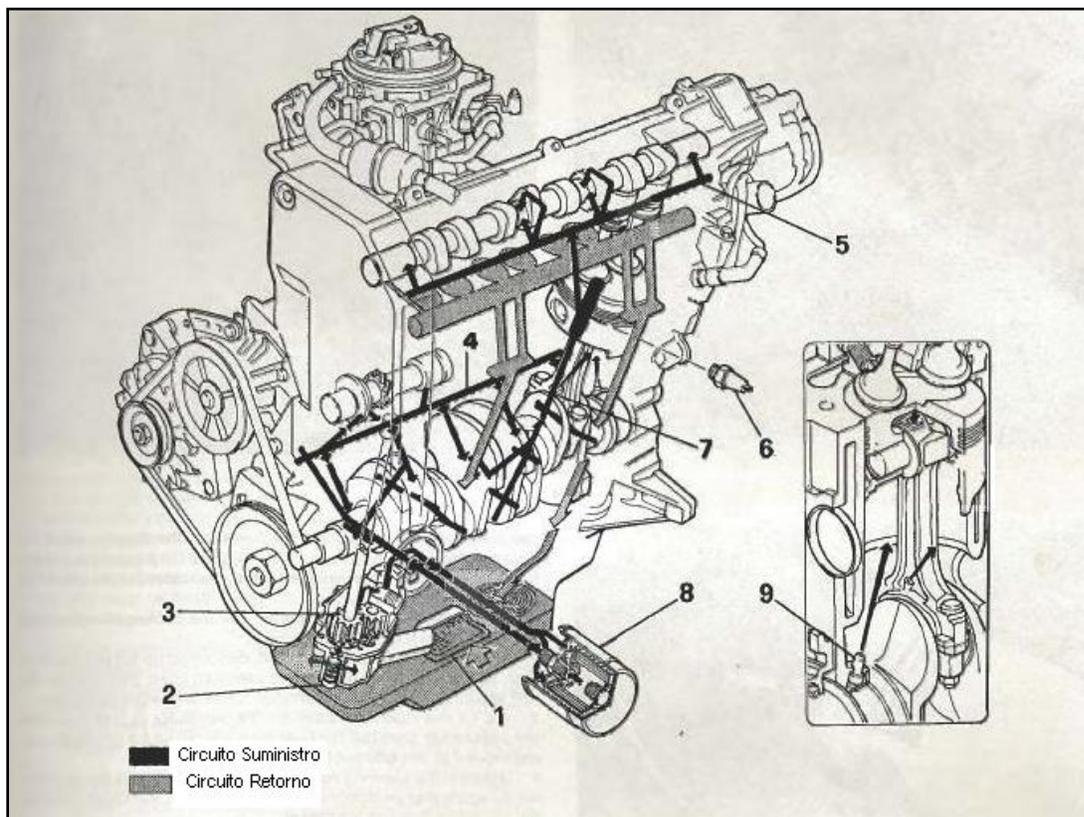
Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: junio de 2012.

3.3. Circuito de aceite en un motor

Un engrane es montado en un árbol de levas o cigüeñal, este que pertenece a la bomba de aceite la hace funcionar, succiona el aceite a través de la coladera que está colocada en la parte inferior del cárter y lo envía a un filtro de aceite el cual tiene un radiador, cuya función principal es quitar calor del aceite cuando este tiene elevada su temperatura por el trabajo del motor.

De aquí el aceite pasa por conductos y pasajes, al pasar bajo presión por pasajes perforados, proporciona la lubricación necesaria a los cojinetes principales del cigüeñal, las bielas, los alza válvulas y los pernos de los balancines. Las paredes de los cilindros son lubricadas por el aceite que escurre de los pernos, bielas y de los cojinetes ver figura 15.

Figura 15. **Circuito de motor**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: septiembre de 2012.

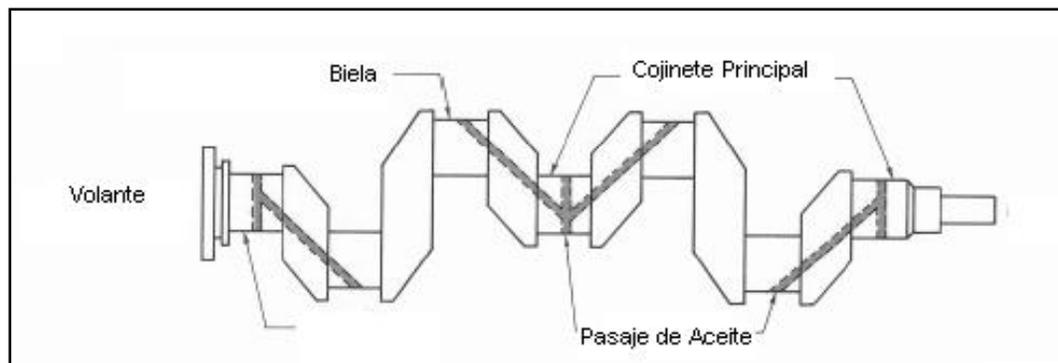
A continuación se presentan las partes de un circuito de motor:

1. Chupador de bomba de aceite
2. Válvula de liberación de presión de aceite

3. Engranajes de bomba de aceite
4. Circuito principal de aceite
5. Conducto de aceite de árbol de levas
6. Censor de lámpara de baja presión de aceite
7. Conducto de aceite hacia cilindros
8. Filtro de aceite
9. Inyector de aceite sobre pistones

Para permitir el paso de aceite por los orificios en el bloque del motor y lubrique al cigüeñal, los cojinetes principales deben de tener agujeros de alimentación de aceite de modo que a cada rotación de este, permitan el paso de aceite como se observa en la figura 16.

Figura 16. **Paso de aceite por cigüeñal**



Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: noviembre de 2012.

Después que el aceite ha sido forzado hasta el área que requiere lubricación, el aceite cae nuevamente hasta su depósito, listo para ser succionado por la bomba y utilizado otra vez.

3.4. Aceite para motores

Existen dos tipos de aceites para motores de combustión interna, estos son los minerales y los sintéticos.

3.4.1. Aceites minerales

Estos provienen generalmente del petróleo, el cual se denomina aceite crudo. Este contiene hidrocarburos que son moléculas compuestas de átomos de hidrógeno y carbón. Los hidrocarburos encontrados en el aceite crudo son clasificados en: parafina, naftalina y aromáticos.

Los aceites que contienen un alto grado de parafina, son utilizados para producir aceites para motores. Los aceites para motores convencionales consisten en una variedad de mezcla de hidrocarburos, pero requieren ser mezclados con algunos químicos escogidos cuidadosamente.

3.4.2. Aceites sintéticos

Estos se clasifican en aceites de base sintética o aceites completamente sintéticos, este tipo de aceite es un compuesto químico hallado después de procesar el polialfa – olefina, el cual está clasificado como hidrocarburo sintético. Es producido por medio de la polimerización del gas etano para formular un aceite para motor con características favorables de viscosidad y temperatura.

Los aceites sintéticos utilizados en bajas temperaturas, presentan mejor volatilidad que los aceites minerales con la misma viscosidad. Esto significa que aceites de menos viscosidad pueden ser usados sin necesidad de incurrir en mayor consumo.

3.5. Funciones y propiedades de los aceites para motor

Las piezas de un motor en funcionamiento sufren inevitablemente un desgaste aunque estén bien lubricadas. Esto produce una especie de limadura metálica que se deposita en el cárter y, a la larga, termina contaminando el aceite.

Además, sucede que cuando el motor se enfría, el metal con el que está hecho se contrae, produciendo esto un vacío que permite la entrada de humedad. Esta humedad convierte en óxido la limadura que se acumula en el cárter y, es esto lo que destruye las propiedades físicas y químicas del aceite, volviéndolo corrosivo.

De esta forma, el cambio de aceite tiene como fin, además de mantener lubricadas las partes del motor, la evacuación de los residuos y el óxido.

El momento adecuado para el cambio de aceite va determinado por la edad del motor. Si se trata de un motor anterior a 1980, anterior al uso de los aceites SF, el cambio debe hacerse cada 3 000 km. Si el motor fue construido de 1980 en adelante el cambio se hará al doble de tiempo, es decir, a los 6 000 km. Obviamente, esto aplica a motores que están en perfecto estado de mantenimiento.

Si su motor ya está muy desgastado y pasa aceite estos períodos de cambio no aplican. De ser posible, repare su motor lo antes posible. Tendrá un motor en perfecto estado y estará contribuyendo a la disminución de gases tóxicos en el ambiente.

3.5.1. Lubricación

Propiedad que hace posible la separación entre metal y metal. Si dos superficies metálicas rozan entre sí, las rugosidades se entrelazan y desgastan. Sin la película de aceite el roce de metal con metal elevaría la temperatura del material provocando desgaste. El aceite evita que esto se produzca ya que cubre las superficies metálicas, así, mientras las piezas metálicas se mueven solo se deslizan sobre la película de aceite.

3.5.2. Disipación de calor

El aceite de motor se bombea desde el cárter a través de diversos conductos, a las piezas móviles del motor. Cuando el aceite fluye se calienta y retorna al depósito, el cual está más frío que el motor, en este, el aceite se enfría y está listo para circular de nuevo, esta sección disipa el calor procedente del motor y ayuda a mantenerlo frío.

3.5.3. Sellos entre los aros y paredes

Las paredes del cilindro se cubren de aceite, este lubrica los aros del pistón cuando se desliza de arriba hacia abajo. La viscosidad del aceite permite que este forme un sello entre los aros de pistón y la pared del cilindro, ya que elimina todas las imperfecciones de la superficie.

3.5.4. Agente limpiador

El aceite fluye a través del motor y retorna al depósito; cuando está en circulación arrastra partículas de carbón, metálicas y suciedad llevándolas al depósito.

3.6. Aceites aditivos para motor

Son compuesto químicos que no provienen del petróleo. Su objetivo es dar al aceite ciertas propiedades que no poseen en su forma original. El proceso de refinamiento determina la viscosidad y otras propiedades básicas de los aceites, los aditivos mejoran su viscosidad, con anti espesantes, inhibidores, detergentes-dispersantes y compuestos de presión extrema entre otros.

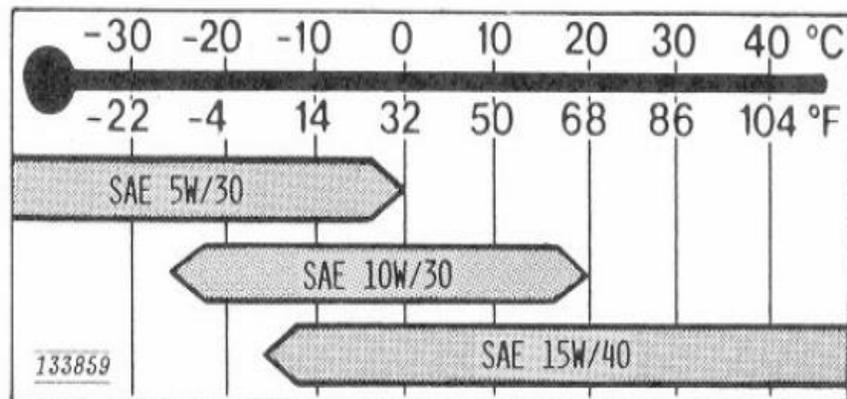
3.7. Clasificación de los aceites por su viscosidad

La clasificación está dada por la SAE (Society of Automotive Engineers). Esta clasificación toma como referencia la viscosidad del aceite lubricante en función de la temperatura a la que está sometido durante el funcionamiento del motor, por lo que no clasifica al aceite por su calidad, por el contenido de aditivos, el funcionamiento o aplicación para condiciones de servicio especializado o el tipo de motor al que va destinado el lubricante: de gasolina o diesel. Establece una escala numérica de aceites de motor de 10 grados SAE, que comienza en el gado SAE 0, indicativo de la mínima viscosidad de los aceites o de su máxima fluidez. Conforme el número va aumentando, la viscosidad se va haciendo mayor y el aceite será más espeso.

En el primer grupo la viscosidad se mide a una temperatura de -18 °C, lo que da una idea de su viscosidad en condiciones de arranque en frío y está

dividido en los seis grados SAE siguientes: SAE 0W, SAE 10W, SAE 15W, SAE 20W, SAE 25W y SAE 10W30. La letra W es distintiva de los aceites que se utilizan en invierno y proviene del inglés (winter). Estos números indican los grados de temperatura mínima para la utilización del aceite conservando su viscosidad para circular a los lugares de engrase con rapidez y a la presión adecuada, facilitando el arranque en frío ver figura 17.

Figura 17. **Clasificación de aceites por su viscosidad**



Fuente: PEREZ GALERA, José Antonio. *Manual Clasificación de los aceites lubricantes*.
Clasificación SAE. 5 p.

3.8. Clasificación del aceite por su rendimiento

En 1947 el Instituto Americano del Petróleo (API), introdujo el sistema de clasificación en tipo de cantidad de aditivos usados en el aceite. La descripción de los aceites es la siguiente:

- SA Sin aditivo
- SB Antioxidante sin detergente
- SC Protección a altas temperaturas y desgaste por corrosión

- SD más altos niveles de protección que el SC
- SE ms protección a altas temperaturas que el SD
- SF mejora el desgaste y protege contra altas temperaturas
- SG mejora la oxidación del aceite y protege contra el desgaste del motor, dan alta protección contra la corrosión
- SH similar al SG

3.9. Consideraciones para diseño

Después de haber realizado un análisis de la lubricación del motor y su funcionamiento da paso a los requerimientos específicos para realizar el análisis del diseño de la bomba de aceite de engranes internos. En la siguiente tabla se toman los parámetros generales de la bomba, como tipo de aceite, presión máxima de trabajo, temperatura del aceite, entre los más importantes.

Tabla I. **Parámetros para diseño de bomba 1**

Temperatura Ambiente	28 °C
Presión Ambiente	780 hPa
Tipo de Aceite	15W30
Temperatura de Aceite	54 °C....56 °C

Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2012.

En la tabla I se presentan los requerimientos básicos a diseñar, pero no son los únicos parámetros a respetar ya que en la siguiente tabla se presentan las distintas presiones y flujos de aceite por revolución del cigüeñal, estos valores serán de gran utilidad para el análisis del diseño de la bomba de aceite de engranes internos.

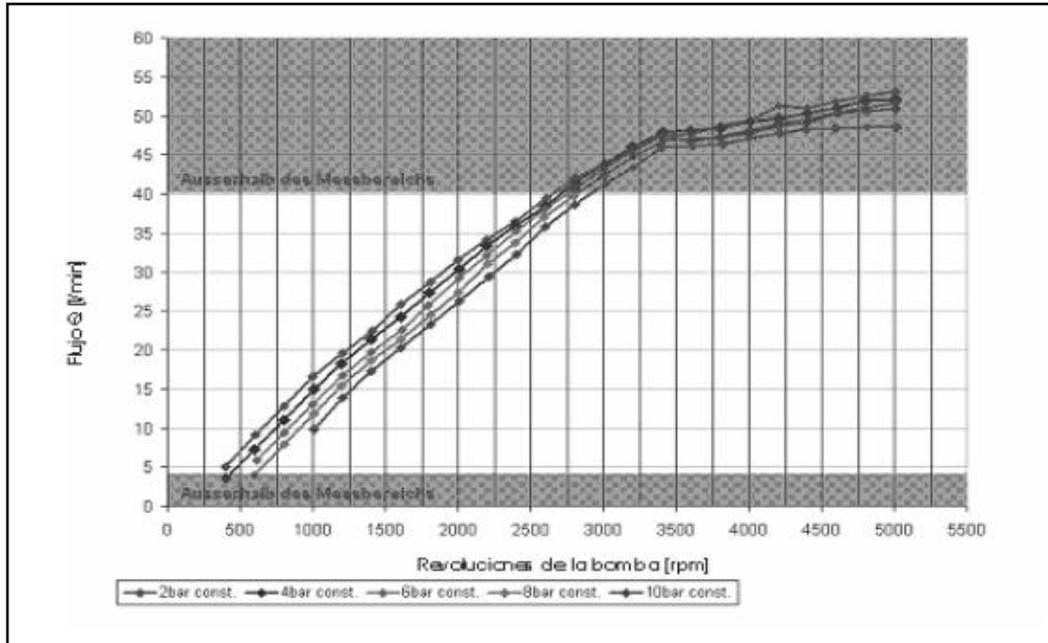
Tabla II. **Parámetros para diseño de bomba 2**

RPM Motor en min.-1	RPM motor en min.-1	Q en l/min.
406	663	5
625	1020	9
828	1351	12,5
1031	1683	16,5
1219	1988	19,25
1281	2090	22
1641	2677	25,5
1844	3008	28,5
2031	3314	31
2250	3671	33,5
3438	3977	36
2656	4334	39

Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2012.

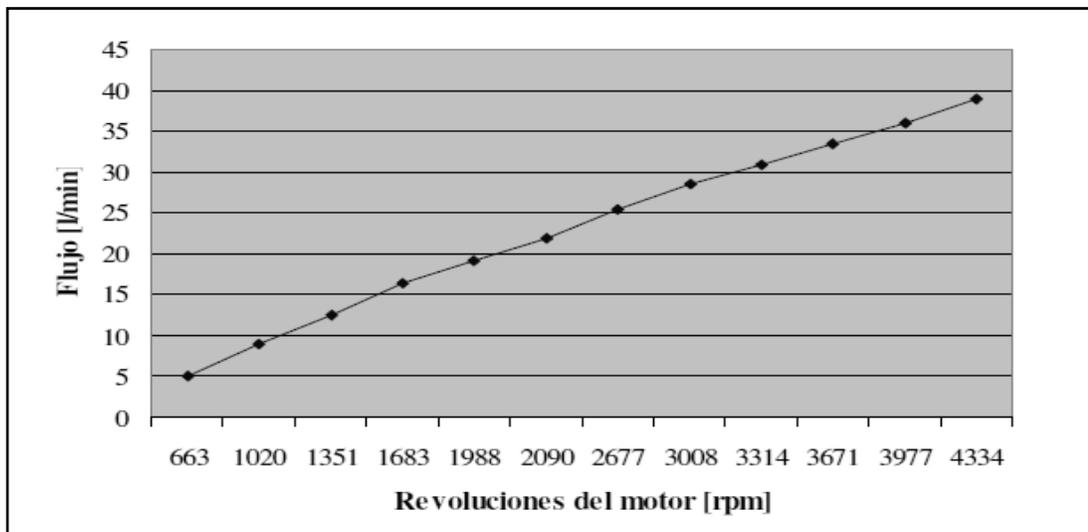
En la siguiente gráfica se presenta la variación de flujo a variadas revoluciones.

Tabla III. Flujo contra revoluciones



Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2012.

Tabla IV. Flujo contra revoluciones por minuto a presión de 2 bar



Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2012.

Estas consideraciones son de bastante importancia para el análisis del diseño de la bomba de aceite, hay otros aspectos importantes, como lo son las dimensiones del cárter y la ubicación de los tornillos para soportarla, las dimensiones de la tapa lateral considerando el largo del cigüeñal, árbol de levas entre los elementos más destacados del motor.

4. ANÁLISIS DEL DISEÑO DE LA BOMBA DE ACEITE

Para calcular el desplazamiento por revolución de la bomba se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = n \times (A_{\text{máx}} - A_{\text{mín}}) \times W$$

Donde:

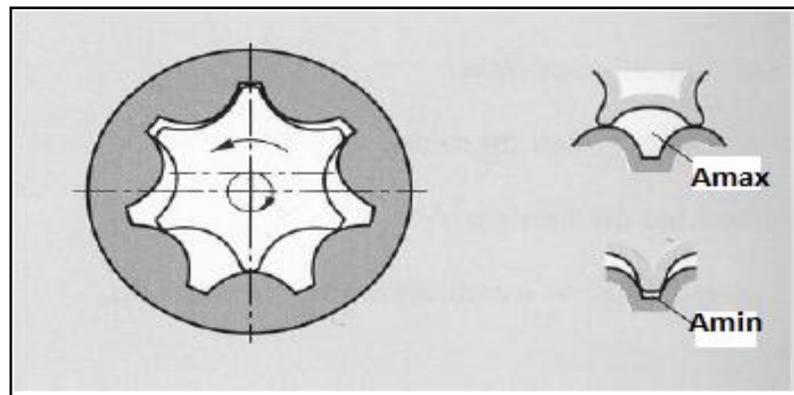
Q : caudal (flujo)

A_{max}: área máxima

A_{mín} : área mínima

W : trabajo

Figura 18. **Bomba de la rueda planetaria**



Fuente: [http:// www.catarina.udlap.mx](http://www.catarina.udlap.mx). Consulta: octubre de 2012.

El cálculo de los engranes se realizará por medio del cálculo geométrico de los dientes de dichos engranes, partiendo del diámetro del engrane interior.

Es necesaria la aplicación de la fórmula mencionada anteriormente, ya que con esta, si los cálculos son correctos y satisfacen el flujo de aceite necesario para el motor.

- Proceso de diseño

El proceso de estudio del diseño de la bomba de aceite de engranes internos intervienen distintos factores que se irán describiendo a continuación.

El funcionamiento de las bombas es mediante la carcasa, un par de engranes y una válvula de sobre presión, con la diferencia de que la bomba de una marca de vehículo el rotor interior tiene maquinada una forma geométrica hexagonal, con lo cual se monta al cigüeñal, mientras que la bomba de rotor interior es montada en un buje que a su vez se monta al cigüeñal sujetado con una cuña.

Se toma en cuenta el flujo de aceite y las dimensiones de los engranes, así como también los bosquejos para la carcasa de la bomba. En esta parte del proceso de diseño se presentan distintos problemas entre los que destacan los siguientes: para respetar el flujo de aceite deseado, los engranes deberán de tener diámetro de paso más grande, con lo cual la excentricidad de los mismos debe de tener un ángulo, ya que si estaba sobre el eje de las coordenadas se acerca demasiado a los orificios que sirven para sujetar la carcasa al block. Con la inclinación de la excentricidad, la entrada de aceite debía de ser colocada del lado izquierdo de la bomba, entonces la zona presurizada debía de estar del lado derecho, el único problema era que la vena principal de aceite está del lado izquierdo, para resolver este problema se pensó poner una tapa de bomba doble, esto quiere decir que serían dos placas de acero que entre ellas había un espacio para que el aceite circulará por ahí, hasta llegar al lado izquierdo de la

bomba, de esta manera se igualaba la presión entre los dos lados y el lado del aceite circulará al lado izquierdo para después ser bombeado por la vena principal.

Otra opción para solucionar este problema, es colocar un tubo que saliera de la carcasa y que llevará el aceite presurizado hasta la vena principal, pero esto incrementará el costo de la bomba.

Esta bomba es diferente en la forma de los engranes y no tiene la separación entre los mismos. Se ideó la forma de los dientes de esta bomba para el flujo necesario que el motor solicita. El resultado del diseño de los engranes quedan más eficientes ya que se reduce el espacio entre ellos, además de ser engranes más pequeños en su diámetro, con lo cual la excentricidad de los engranes puede colocarse sobre el eje de coordenadas, esto sin que estorbe a los agujeros de sujeción de la carcasa. Las cavidades de la bomba tienen una profundidad de 8 mm que es en donde asientan los engranes y una más de 6,8 mm, por esta última el aceite entra a los engranes en forma axial, para después ser llevados a la zona presurizada. Ya en la zona presurizada el aceite es llevado por el conducto de salida, aquí cabe mencionar algo importante, el paso del aceite de la bomba al motor se logró mediante un agujero inclinado, tomando como guía el agujero en donde se sujetaba el tensor de la cadena utilizando en la bomba montada en el motor.

Al realizar una modificación a la carcasa de la bomba la cual fue que algunas secciones se hicieron más anchas, para poder aumentar el espesor de la tapa de la bomba, la altura de los agujeros donde se sujeta la cubierta de las poleas queda en la misma posición. Lo que sufrió modificación mayor fue la polea de la banda dentada la cual se le redujo en su espesor, para poder hacer más ancha la carcasa de la bomba. Si la polea se hubiera quedado con el

mismo espesor esta rozaría con la carcasa y haría que la banda se desgastará muy rápido. Si por ejemplo al reducir la polea unos 4 mm de espesor y estos mismos fueron aumentados en la carcasa de la bomba, esta modificación no afecta la alineación entre la polea del cigüeñal y la polea del árbol de levas, al hacer comparación de una tapa de 5 mm. Una modificación de esta índole da una mayor tolerancia a la hora de hacer el sello entre la carcasa y el mono bloque, ya que en los primeros diseños la tapa de la bomba estaba a la misma altura que la superficie que hace sello con el block, lo cual llevaba a algunas deficiencias de estas.

- Cálculo de engranes

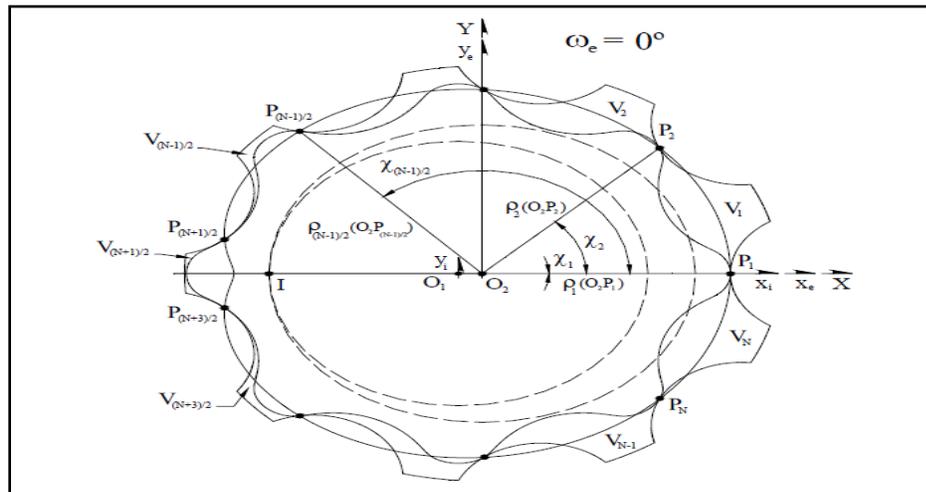
El modelo del engrane parte del submodelo de una cámara. El submodelo de una cámara se ha desarrollado en tres fases:

- Primera fase: se desarrolla el nivel inferior básico del submodelo configurado por los elementos básicos que describe el sistema físico de una cámara de engranes.
- Segunda fase: sobre el nivel inferior básico, se desarrollan los consecutivos niveles intermedios, en el que cada nuevo nivel aporta una descripción más detallada del sistema físico de una cámara genérica del engrane y su interacción con los componentes de la bomba.
- Tercera fase: el submodelo está completo y su nivel superior es desarrollado para el ensamblaje y conexión con el resto de submodelos y formar el modelo de simulación fluido dinámica de la bomba gerotor.

Esto significa modelizar a diferentes niveles el submodelo de la cámara:

- Nivel inferior básico: se modeliza la variación del volumen de la cámara genérica para una rotación completa de la rueda dentada exterior desde la posición de referencia (ver figura 19).
- Niveles intermedios: se modeliza la interacción de la variación del volumen de la cámara genérica con las zonas específicas y fronteras de circulación del fluido para una rotación completa de la rueda dentada exterior desde la posición de referencia.
- Nivel superior: se modeliza el ensamblaje y conexionado de los submodelos de cada cámara entre sí.

Figura 19. **Posición y sentido de rotación de referencia**

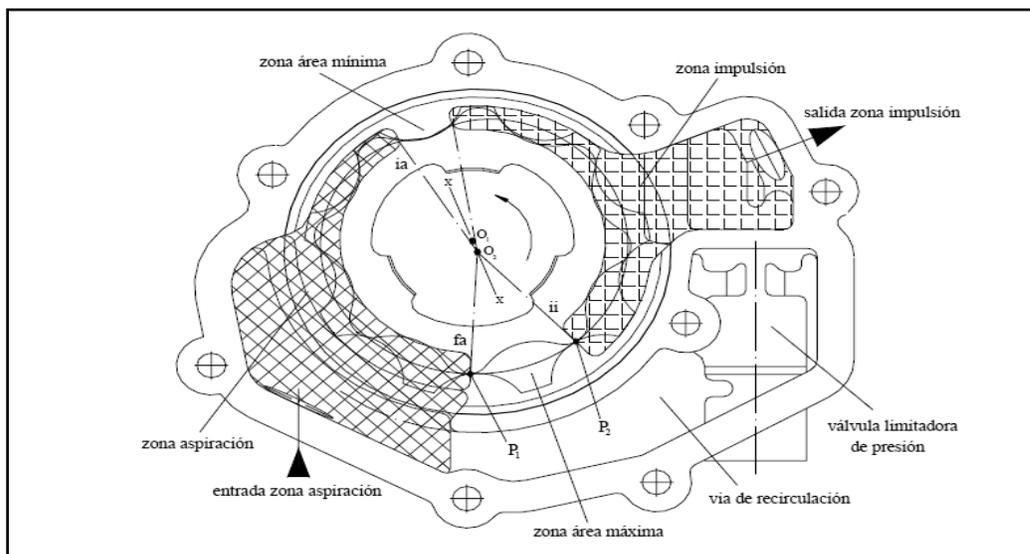


Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

El cálculo de los engranes, está basado en su forma geométrica, ya que es necesario que dichas ruedas acoplen perfectamente.

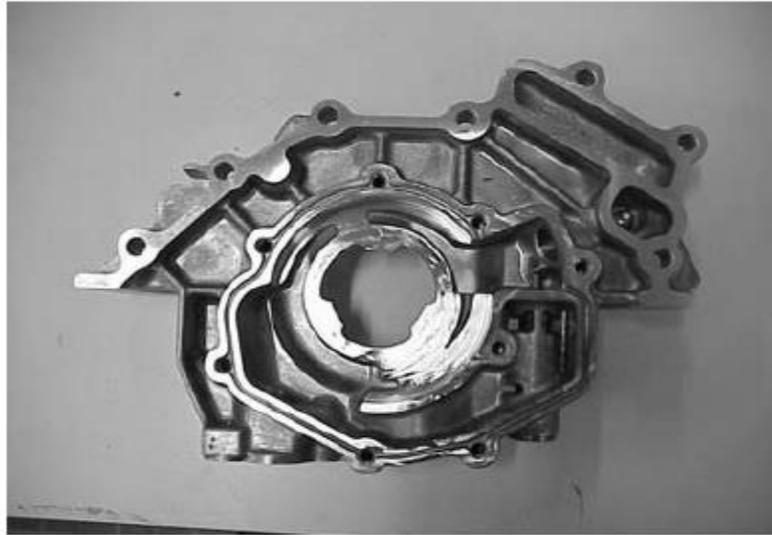
Como se observa en la figura 18. Cuando se tiene un área mínima y máxima que se forma entre el rotor y el estator, para lo cual se toma en cuenta los diferentes tamaños de rotor, estator, número de dientes y distancia entre los ejes del rotor exterior y rotor interior. El único parámetro que permanecerá fijo es el ancho de las dos ruedas, ya que si este fuese cambiado el diámetro exterior de ambas ruedas disminuiría y se vería afectado el diseño y el espacio requerido de la carcasa de la bomba. En un determinado ángulo de la rotación completa del conjunto de engranes, la variación del volumen de las cámaras crea una zona de aspiración mientras que en otro determinado ángulo crea una zona de impulsión. La variación de volumen de las cámaras estancas puede ser estudiada en cuatro zonas de rotación completa del engrane denominadas zonas específicas de fluido, como se observa en la figura 20.

Figura 20. **Zonas específicas y fronteras de circulación de fluido**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

Figura 21. **Ranuras y cavidades sobre la carcasa de la bomba**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

Las cuatro zonas específicas de fluido quedan definidas teóricamente por la geometría y la cinemática del engrane como se muestra en la figura 21.

Constructivamente, las cuatro zonas quedan afectadas, por las ranuras y cavidades mecanizadas en la carcasa de la bomba. Estas ranuras y cavidades forman parte de colectores de las zonas de aspiración e impulsión.

Por un lado, la zona de aspiración está formada por una ranura mecanizada sobre la carcasa, de geometría tal que conecta todas las cámaras que en ese momento se encuentren entre las zonas de área mínima y máxima. Por otro lado, la zona de impulsión está formada por una ranura mecanizada sobre la carcasa, de geometría tal que conecta todas las cámaras que en ese momento se encuentren entre zonas de área máxima y mínima. El llenado y

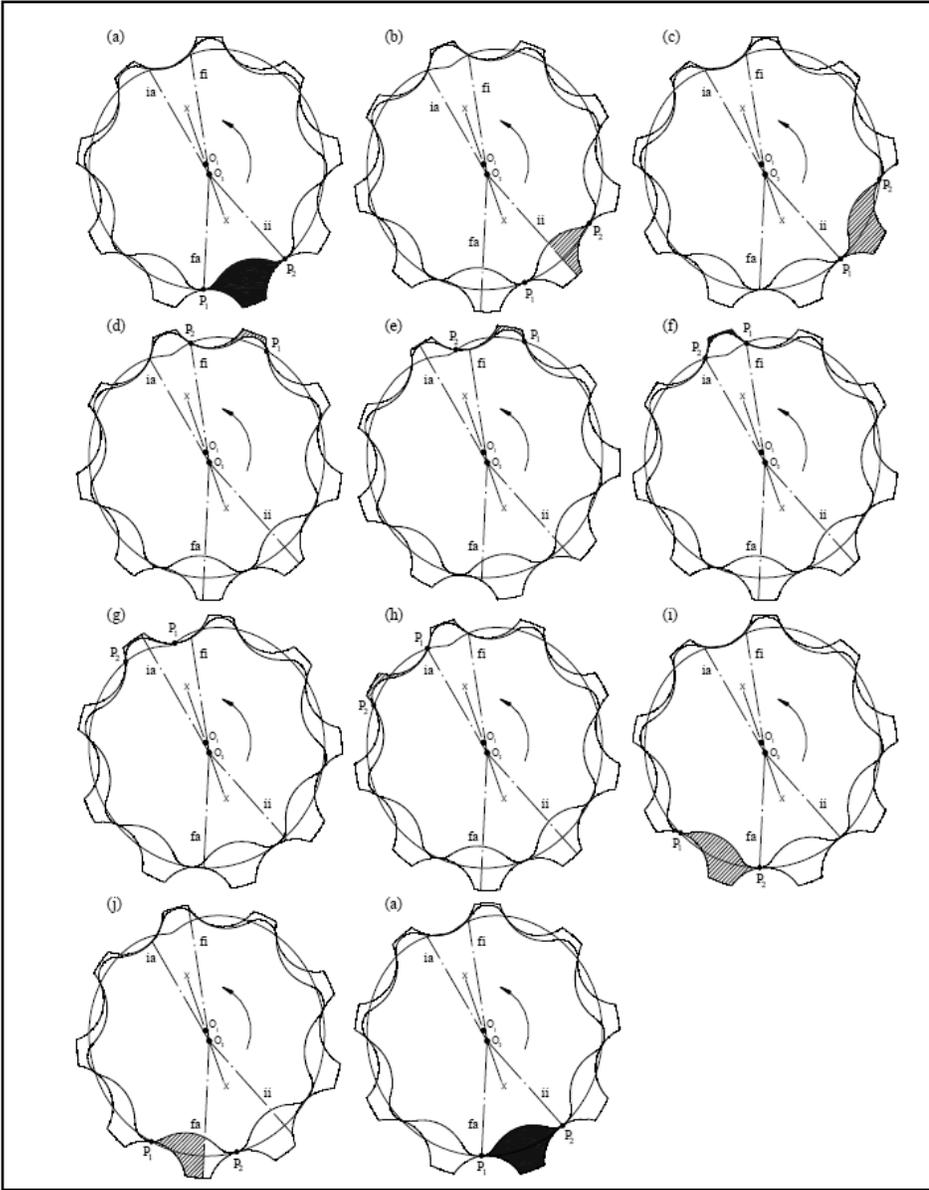
vaciado de las cámaras se lleva a cabo mediante las ranuras mecanizadas sobre la carcasa.

La definición geométrica de las cuatro zonas se determina mediante cuatro fronteras, denominadas fronteras de circulación de fluido, marcada por los dos puntos de contacto de área máxima y los dos puntos de contacto del área mínima en una rotación completa del conjunto del engrane. Para una mejor comprensión de su funcionamiento se partirá de la cámara de máxima área que se encuentra aislada entre las zonas de aspiración e impulsión. Los puntos de contacto que hacen, estanca la cámara en su posición máxima de área se denomina P1 para el que aísla la cámara de la zona de aspiración y P2 para el que aísla la cámara de la zona de impulsión. Las fronteras de circulación de fluido se definen partiendo de la zona aérea máxima siguiendo la secuencia siguiente.

- Zona aérea máxima. La cámara que presenta el área máxima está aislada de la zona de aspiración por el punto de contacto P1 y de la zona de impulsión por el punto de contacto P2.
- Frontera inicio impulsión “*ii*”. Cuando el punto de contacto que aísla la cámara de la zona de impulsión P2 cruza esta frontera debido a la rotación del conjunto del engrane, la cámara deja de estar aislada entre la zona de impulsión y aspiración. En este momento, la cámara empieza a estar expuesta a la zona de impulsión y aspiración de manera que su área está situada entre la zona de impulsión y la zona de área máxima. Se crea una sección de flujo restringido para el vaciado de la cámara debido a la frontera de inicio de impulsión “*ii*”.

- Zona impulsión. Cuando el punto de contacto P1 alcanza la frontera de inicio de impulsión “ii” debido a la rotación del conjunto del engrane, toda la cámara se encuentra completamente expuesta a la zona de impulsión para su vaciado debido a la disminución del volumen que va sufriendo la cámara en la rotación del conjunto del engrane. Esta situación se prolonga hasta que el punto de contacto P2 alcanza la frontera de fin de impulsión “fi”.
- Frontera fin impulsión “fi”. Cuando el punto de contacto P2 cruza esta frontera debido a la rotación del conjunto del engrane, la cámara deja de estar expuesta entre la zona de impulsión y zona de área mínima. Se crea una sección de flujo restringido para el vaciado de la cámara debido a la frontera de fin de impulsión “fi”.
- Zona de área mínima. Cuando el punto de contacto P1 se sitúa sobre la frontera de fin de impulsión “fi” y el punto de contacto P2 se coloca sobre la frontera de inicio de aspiración “ia” en este momento la cámara está asilada y presenta el área mínima.
- Frontera inicio aspiración “ia”. Cuando el punto de contacto que aísla la cámara de la zona de aspiración P2 cruza esta frontera debido a la rotación del conjunto de engranes, la cámara deja de estar aislada entre la zona de aspiración e impulsión. En este momento, la cámara empieza a estar expuesta a la zona de aspiración de manera que su área está situada entre la zona de aspiración y la zona de área mínima. Se crea una sección de flujo restringido para el llenado de la cámara debido a la frontera de inicio de aspiración “ia”.

Figura 22. **Secuencia de exposición del área de la cámara respecto de las zonas específicas y fronteras de circulación del fluido**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

- Zona aspiración. Cuando el punto de contacto P1 alcanza la frontera de inicio de aspiración “ia” debido a la rotación en conjunto de engranes, toda la cámara se encuentra completamente expuesta a la zona de aspiración para su llenado debido al aumento del volumen que va sufriendo la cámara en rotación del conjunto de engranes, el punto de contacto P2 alcanza la frontera de fin de aspiración “fa”.
- Frontera fin aspiración “fa”. Cuando el punto de contacto P2 cruza esta frontera debido a la rotación del conjunto de engranes, la cámara deja de estar completamente expuesta a la zona de aspiración. En este momento, la cámara empieza a estar expuesta entre la zona de aspiración y la zona del área máxima. Se crea una sección de flujo restringido para el llenado de la cámara debido a la frontera de fin de aspiración “fa”.
- Zona de área máxima. Cuando el punto de contacto P1 se sitúa sobre la frontera de fin de aspiración “fa” y el punto de contacto P2 se sitúa sobre la frontera de inicio de impulsión “ii” en este momento la cámara está aislada y representa el área máxima. En este punto se ha completado una rotación del engrane y empieza de nuevo el ciclo.

Para el dimensionamiento de los engranes son necesarios los datos siguientes:

m: módulo real

z: número de dientes

θ : 15°

Si en dado caso no se tiene el número de dientes, se procede a tomar la medida de la masa en la cual se ha de realizar la construcción de los dientes y con el dato del módulo se procede a realizar el primer cálculo aproximado del máximo número de dientes que pueden construirse, tomando en cuenta todas las variables existentes para este efecto las siguientes:

m_a : módulo aparente

z : número de dientes

D_o : diámetro primitivo

D_e : diámetro exterior

D_i : diámetro interior

H : altura del diente

h_k : altura de la cabeza del diente

h_f : altura del pie del diente

t : paso

t_a : paso aparente

s : espacio entre dientes

e : espesor de diente

b : ancho de diente

m : módulo real

Donde:

$$D_o = z * m_a$$

$$D_e = D_o + 2m$$

$$D_i = D_e - 2h$$

$$h = 2,1677 * m$$

$$h_f = 1,167 * m$$

$$h_k = m$$

$$t = m * 3,145$$

$$t_a = t / \cos$$

$$s = e = t / 2 = m * 3,145 / 2$$

$$b = (10 \text{ a } 15) \text{ m}$$

Si por ejemplo se tienen los siguientes datos para dimensionar los engranes:

$$D_e = 81,2 \text{ mm}$$

$$m = 2$$

$$\theta = 15^\circ$$

Para la realización de este cálculo se siguen los siguientes pasos:

Se establece la fórmula que ha de permitir determinar el máximo número de dientes, utilizando para ello las fórmulas ya dadas.

Se sabe que:

$$D_o = z * m_a \quad (1)$$

$$D_e = D_o + 2m$$

Entonces se tiene:

$$D_o = D_e - 2m \quad (2)$$

Como: $m_a = m / \cos \theta$ Al igualar 1 y 2 se obtiene:

$$z * m_a = D_e - 2m$$

$$z * m / \cos \theta = De - 2m$$

$$De = zm / \cos \theta + 2m$$

$$De = (z / \cos \theta + 2) m$$

$$Z = (De / m - 2) \cos \theta$$

$$Z = (De / m - 2) \cos \theta$$

Una vez establecida la fórmula se procede a determinar la cantidad de dientes.

$$Z = (81,2 / 2) \cos 15^\circ$$

$$Z = 37 \text{ dientes}$$

Habiendo encontrado un número máximo de dientes se procede a realizar un recalcu del engrane con los datos completos:

$$Do = zm / \cos \theta = 37 * 2 / \cos 15 = 76,6 \text{ mm}$$

$$De = Do + 2*m = 76,6 + 2*2 = 80,6$$

$$h = 2,1677*m = 2,167*2 = 4,33 \text{ mm}$$

$$hf = 1,167*m = 1,167 * 2 = 2,334 \text{ mm}$$

$$hk = m = 2 \text{ mm}$$

$$t = m*3,1415 = 2*3,1415 = 6,28 \text{ mm}$$

$$ta = t/\cos \theta = 6,28 / \cos 15 = 6,5$$

$$s = e = t / 2 = m*3,1415 / 2 = 2 * 3,1415 / 2 = 3,1415 \text{ mm}$$

$$b = 12,5 * m = 12,5 * 2 = 25 \text{ mm}$$

Si por ejemplo para el cálculo del flujo desplazado en un motor de combustión interna de 2 lt y se considera un área máxima de 115,31 mm y despreciando el área mínima entre los dientes del engrane ya que es muy pequeña con B=8 mm y N=10.

Donde:

Amáx: área máxima

Amín: área mínima

Q: flujo

$$Q = N * (Amáx - Amín) * B$$

$$Q = 10 * (1,1531 \text{ E-}4 - 0) * 0,008$$

$$Q = 9,2248 \text{ E-}6 \text{ m}^3/\text{rev.}$$

$$Q = 9,2248 \text{ E-}6 \text{ m}^3/\text{rev} * 1000 \text{ lts} = 0,0092248 \text{ lts/rev}$$

$$Q = 0,0092248 \text{ lts/rev}$$

El flujo desplazado en litros por revoluciones es el siguiente:

$$Q = 0,0092248 \text{ lts/rev.}$$

En la tabla V se muestra el flujo a distintas Rpm

Tabla V. **Revoluciones por minuto vs caudal**

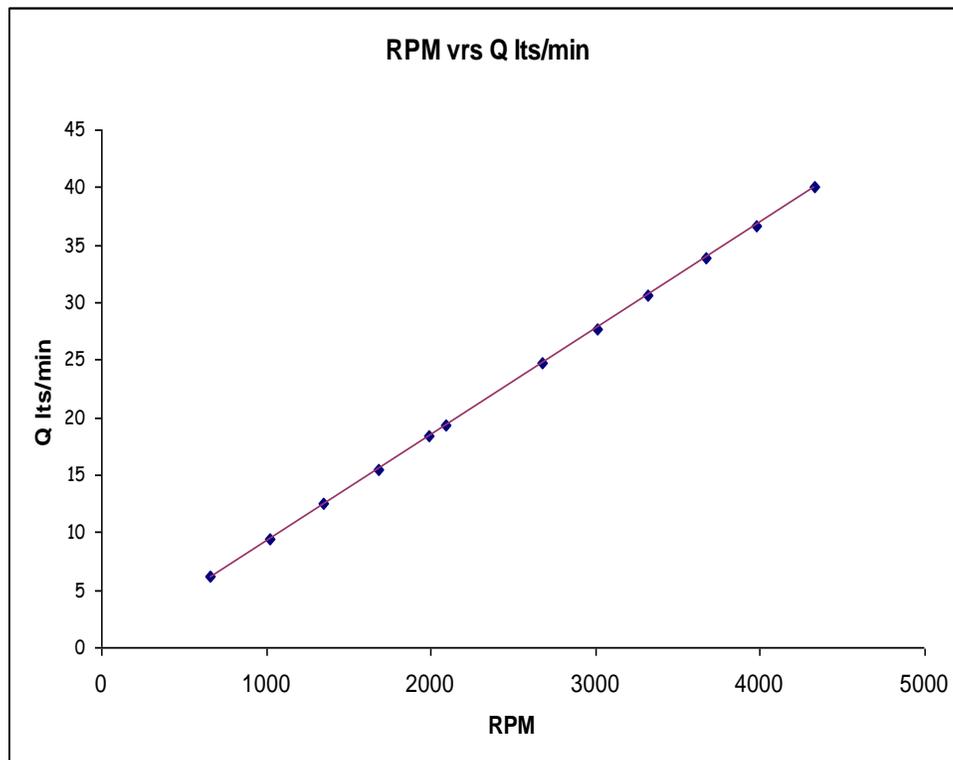
Rpm	Q l/min
663	6,116
1020	9,409
1351	12,462
1683	15,525
1988	18,338

Continuación de la tabla V.

2090	19,279
2677	24,694
3008	27,748
3314	30,570
3671	33,864
3977	36,687
4334	39,980

Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

Figura 23. **Comportamiento de la bomba a revoluciones variadas**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

- Cálculo de cuña, ranura de cuña y buje

El cálculo de las dimensiones de la cuña, de la ranura de la cuña sobre el cigüeñal y de la ranura de buje, se lleva a cabo por medio de la selección de la cuña; esta será una cuña tipo *Woodruff*, para facilitar el ensamble de las piezas. La selección de la cuña se realizó tomando en cuenta el diámetro del cigüeñal para un motor de combustión interna de 2 lt, el cual es de $\varnothing = 35$ mm, según la siguiente figura 24.

Figura 24. Selección de cuña tipo *Woodruff*

KEY SECTION	RANGE OF SHAFT DIA, d				KEY				KEYSLOT IN SHAFT		KEYSLOT IN HUB			RADIUS		
	b (h9)	h (h12)	Group I		Group II		Diameter of Key d ₁	Tolerance on d ₁	Chamfer or Radius r	Tolerance on r	Depth, t		Depth, t ₁		Nom.	Tot.
			Up to and including	Up to and including	Series A	Series B					Series A	Series B				
1	1.4	3	4	6	8	4.0	0.2	0.2	3.32	1.0	1.0	0.6	0.6	0.2		
1.5	2.6	4	6	8	10	7.0	0.2	0.2	6.76	2.0	2.0	0.8	0.8	0.2		
2	2.6	6	8	10	12	7.0	0.2	0.2	6.76	1.8	1.8	1.0	1.0	0.2		
2	3.7	6	8	10	12	10.0	0.2	0.2	9.66	2.9	2.9	1.0	1.0	0.2		
2.5	3.7	8	10	12	17	10.0	0.2	0.2	9.66	2.9	2.9	1.0	1.0	0.2		
3	3.7	8	10	12	17	10.0	0.2	0.2	9.66	2.5	2.8	1.4	1.1	0.2		
3	5	8	10	12	17	13.0	0.2	+0.1	12.65	3.8	4.1	1.4	1.1	0.2		
3	6.5	—	—	16	17	16.0	0.2	0.2	15.72	5.3	5.6	1.4	1.1	0.2	-0.	
4	5	10	12	17	22	13.0	-0.1	0.2	12.65	3.5	4.1	1.7	1.1	0.2		
4	6.5	10	12	17	22	16.0	0.2	0.2	15.72	5.0	5.6	1.7	1.1	0.2		
4	7.5	—	—	17	22	19.0	0.2	0.2	18.57	6.0	6.6	1.7	1.1	0.2		
5	6.5	12	17	22	30	16.0	0.2	0.2	15.72	4.5	5.4	2.2	1.3	+0.1	0.2	
5	7.5	12	17	22	30	19.0	0.2	0.2	18.57	5.5	6.4	2.2	1.3	0.2		
5	9	—	—	22	30	22.0	0.2	0.2	21.63	7.0	7.9	2.2	1.3	0.2		
6	7.5	17	22	30	38	19.0	0.4	0.4	18.57	5.1	6.0	2.6	1.7	0.4		
6	9	17	22	30	38	22.0	0.4	0.4	21.63	6.6	7.5	2.6	1.7	0.4		
6	(10)	17	22	30	38	25.0	0.4	0.4	24.49	7.6	8.5	2.6	1.7	0.4		
6	11	—	—	30	38	28.0	-0.2	0.4	27.35	8.6	9.5	2.6	1.7	0.4		
8	9	22	30	38	—	22.0	-0.1	0.4	+0.2	21.63	6.2	7.5	3.0	1.7	0.4	-0.
8	11	22	30	38	—	28.0	0.4	0.4	27.35	8.2	9.5	3.0	1.7	0.4		
8	13	—	—	38	—	32.0	0.4	0.4	31.43	10.2	11.5	3.0	1.7	0.4		
10	11	30	38	38	—	28.0	-0.2	0.4	27.35	7.8	9.1	3.4	2.1	0.4		
10	13	30	38	38	—	32.0	0.4	0.4	31.43	9.8	11.1	3.4	2.1	0.4		
10	16	—	—	38	—	45.0	0.4	0.4	43.08	12.8	14.1	3.4	2.1	0.4		

Note 1—The dimensions d-t and d+t₁ may be specified on workshop drawings
 Note 2—The key size 6 x 10 is non-preferred
 Note 3—The key size 2.5 x 3.7 shall be used in automobile industries only
 IS 2294—1963

Fuente: MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico, 2006. 495 p.

Suponiendo que el diámetro del cigüeñal es de 35 mm. Se ha seleccionado una cuña con las siguientes dimensiones:

$B = 6$ mm, (ancho de la cuña)

$h = 7,5$ mm (altura de la cuña)

$L = 18,57$ mm (longitud total de la cuña)

$t = 5,1$ mm (altura de la ranura en el cigüeñal)

$t_h = 2,6$ mm (altura de la ranura sobre el buje)

$r = 0,4$ mm (radio de la cuña)

$r_t = 0,4$ mm (radio de la ranura del cuñero en el cigüeñal y en el buje)

El espesor de pared es tomado como 5 mm, ya que en la tabla presentada anteriormente el diámetro del cigüeñal donde será montada está entre 1" y 1½", si se toma en cuenta que será un buje delgado relativamente entonces podemos tomar el valor de 1/8" o 3,175 mm.

- Válvula reguladora de presión

Para analizar la válvula reguladora de presión, el procedimiento será por medio de los cálculos de un resorte de paso constante esto significa que genera una fuerza proporcional al desplazamiento. Si se considera que el diámetro del alambre sea de 1,4 mm y el material del alambre sea ASTM A228 de especificación estándar para un alambre de acero de alta calidad que puede estar sometido a altas presiones y con una buena fatiga.

Si por ejemplo para el siguiente análisis de una válvula de presión para un motor de combustión interna de 2 lt con las siguientes características:

$$OD = Dm + Dw$$

$$OD = 10,6 + 1,4$$

$$OD = 12 \text{ mm}$$

$$ID = Dm - Dw$$

$$ID = 10,6 - 1,4$$

$$ID = 9,2 \text{ mm}$$

Donde:

OD: diámetro exterior

ID : diámetro interior

Dw: diámetro del alambre

Razón de resorte:

$$K = \frac{Fo}{Lf - Lo}$$

Para obtener el valor k, es necesario tomar en cuenta un valor Fx, esta fuerza es la necesaria para obtener la razón del resorte, la cual será calculada por las fórmulas descritas a continuación:

$$Fx = P \times A$$

$$Fx = 1200000 \frac{N}{M^2} \times 6,36 \times 10^{-5} m^2$$

$$Fx = 76,34 \text{ N}$$

Sustituyendo F_x , en la fórmula de k se obtiene:

$$K = \frac{76,34 \text{ N}}{0,06 - 0,030 \text{ m}}$$

$$K = 2545 \text{ N/m}$$

Índice de resorte:

$$C = \frac{Dm}{Dw} = \frac{10,6}{1,4}$$

$$C = 7,57$$

Consideración de instalación

$$C = 0,1 * Dw$$

$$C = 0,1 * 1,4$$

$$C = 0,14 \text{ mm}$$

Factor Wahl

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,0615}{C}$$

$$K = \frac{4 \times 7,57 - 1}{4 \times 7,57 - 4} + \frac{0,615}{7,57}$$

$$K = 1,195$$

Esfuerzo de corte

$$T = \frac{8 \times K \times Fx \times C}{\pi \times Dw^2}$$

$$T = \frac{8 \times 1,195 \times 76,34 \times 7,57}{\pi \times 0,0014^2}$$

$$T = 897 \text{ Mpa}$$

Fuerza del resorte comprimido

$$Fs = k(Lf - Ls)$$

$$Fs = 2545(0,06 - 0,0182)$$

$$Fs = 106,381 \text{ N}$$

Comparando el esfuerzo de corte del resorte comprimido con el esfuerzo de corte máximo del resorte:

$$Ts = \frac{To \times Fs}{Fo}$$

$$Ts = \frac{897E^6 \times 106,381}{76,34}$$

$$Ts = 1250 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo de corte del resorte comprimido es mucho menor al esfuerzo de corte máximo.

Margen de bobina

$$cc = \frac{(Lx - Ls)}{Na}$$

$$cc = \frac{(0.30 - 0,0182)}{13}$$

$$cc = 0,908mm$$

- Tapa de la bomba

Para el diseño de la tapa de la bomba, hay que tomar en cuenta el espesor correcto, el número de tornillos para poder fijarla, ya que si cuenta con una tapa demasiado delgada recordar que esta está expuesta a altas presiones la cual no soportaría, si es muy gruesa hay que señalar que tiene que ser uniforme en todo aspecto y la presión tiene que ser soportada uniformemente, asimismo, tomando en cuenta los espacios para los tornillo de sujeción de la tapa.

Para el análisis de la tapa hay que tomar en cuenta las regiones donde se alojan los esfuerzos máximos, y donde haya concentradores de esfuerzos. Con esta información se sabe cuales son los puntos críticos y si obtiene algún tipo de deformación plástica en la tapa, si por ejemplo se analiza una placa con 6 agujeros 5 mm de diámetro y con un espesor de 8 mm. La placa hecha de acero ASTM A-514 para aceros estructurales de alta resistencia mecánica, resistencia a la deformación, altas temperaturas y con facilidad de soldar.

5. ANÁLISIS DE LAS PROPIEDADES DE DISEÑO DE LA BOMBA DE ACEITE

Para el análisis de sus propiedades hay que considerar el funcionamiento de la bomba con distintas clases de aceites a diferentes temperaturas y poder observar el cambio de la dependencia con sus propiedades físicas.

La velocidad específica de la bomba está en función de la capacidad de la bomba, presión y máxima eficiencia. Para esto se utiliza la siguiente ecuación:

$$Velocidad\ específica = \frac{velocidad \sqrt{flujo}}{TDHS\ 0,75}$$

TDHS: presión dinámica total

El trabajo que desempeña la bomba está en función de la presión dinámica total y el peso del líquido a bombear en determinado tiempo. Además del poder calculado en el punto de operación, basándose en la siguiente ecuación:

$$Trabajo = \frac{gpm \times H \times SG}{3960 \times eficiencia}$$

SG: gravedad específica

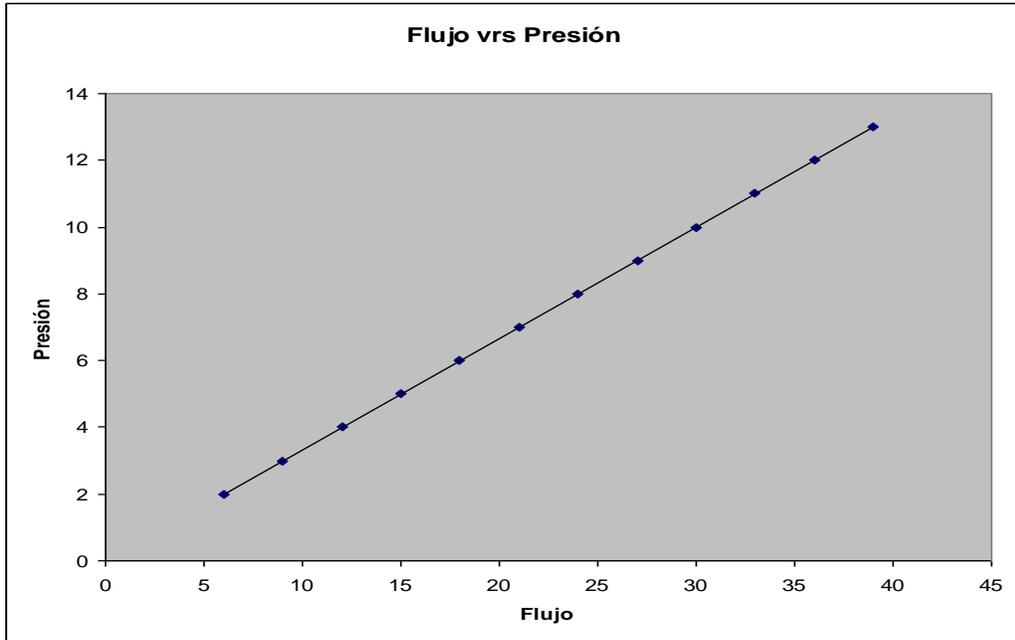
Si por ejemplo se toma un aceite expuesto a una temperatura $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ las condiciones a las cuales trabaja la bomba se muestra en la tabla VI de flujo y presiones.

Tabla VI. **Condiciones de la bomba de aceite sometida a presiones variadas**

Flujo (Its/min)	Presión (bar)
6	2
9	3
12	4
15	5
18	6
24	7
27	8
30	9
33	10
36	11
39	12

Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

Figura 25. **Comportamiento de la bomba de aceite sometidas a presiones varias**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: noviembre de 2012.

Si se toma en cuenta el punto de operación de la bomba a una temperatura $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ se observa que en la siguiente tabla el comportamiento de la misma.

Tabla VII. **Bomba sometida a una temperatura de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$**

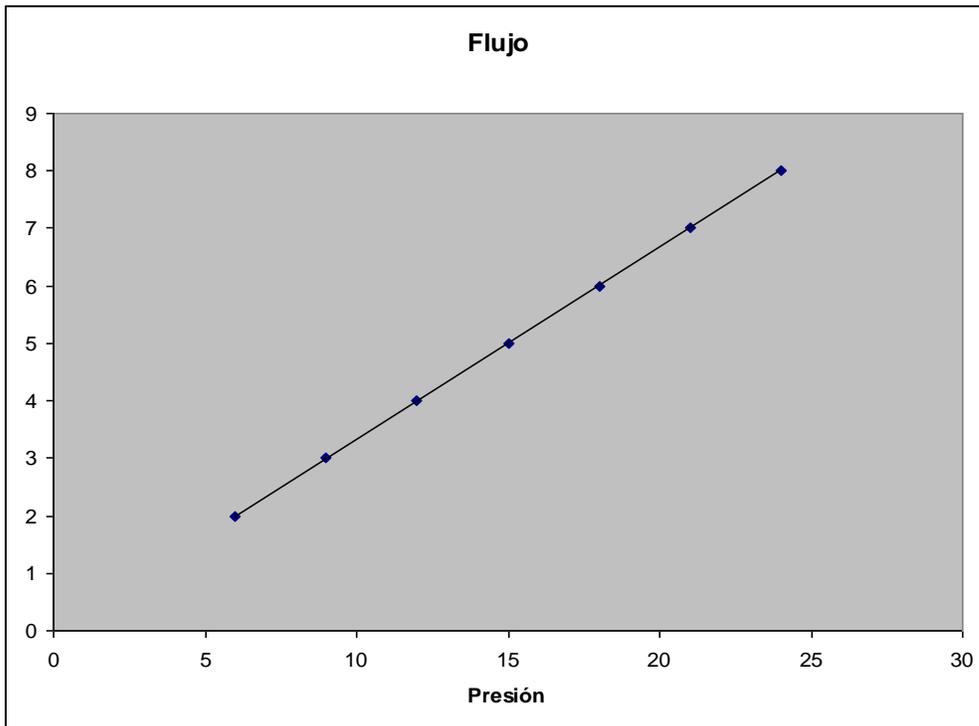
Flujo (lts/min)	Presión (bar)
6	2
9	3
12	4
15	5

Continuación de la tabla VII.

Flujo (lts/min)	Presión (bar)
18	6
24	7
27	8

Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: diciembre de 2012.

Figura 26. **Comportamiento de la bomba sometida a una temperatura de 40 °C**



Fuente: <http://www.fiatduna.com.ar>. Consulta: diciembre de 2012.

El modelo de la bomba de aceite se ha de introducir los fenómenos fluidomecánicos correspondientes a las fugas de fluido. Los caudales de fugas se presentan debido a las tolerancias y movimientos relativos entre piezas y a los gradientes de presión. Con relación a las tolerancias cabe decir que, por una parte, son necesarias ya que si no existiera las ruedas no podrían girar, y por otra parte, son inevitables habida cuenta de los procesos de fabricación.

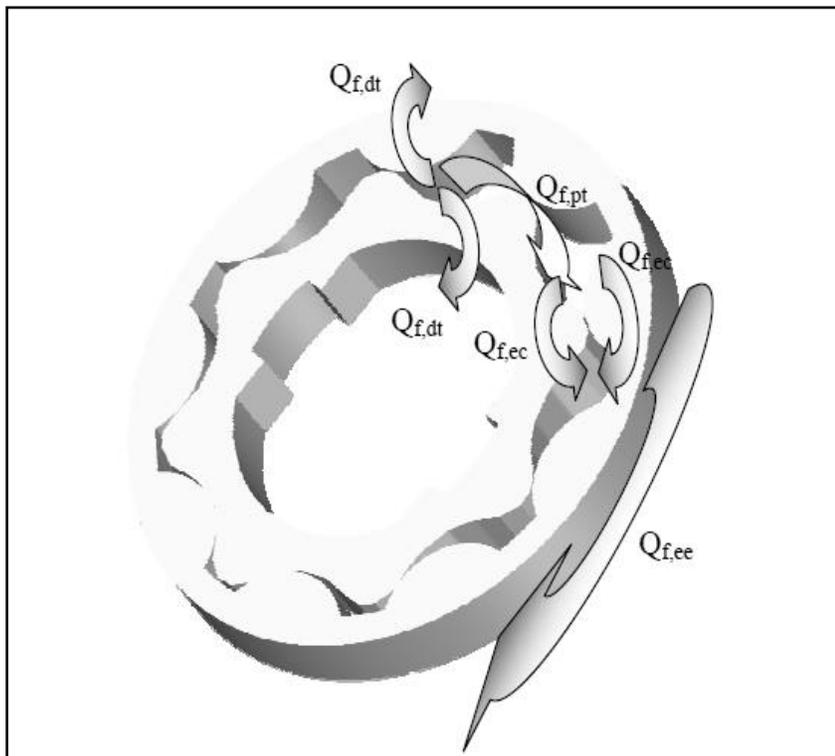
El fenómeno de las fugas tiene efecto principalmente en la capacidad volumétrica de la bomba e indirectamente en las pulsaciones de caudal traducidas posteriormente en pulsaciones de presión. Por tanto, deben ser tenidas en cuenta y predecidas con tanta precisión como sea posible. Los caudales de las fugas se manifiestan en diversas zonas de la bomba como:

- Caudal de fugas entre los perfiles durante el engrane. El caudal de fugas se produce a través del huelgo, entre los dientes de los perfiles trocoidales de las ruedas dentadas debido al gradiente de presión entre las cámaras y a su movimiento relativo.
- Caudal de fugas entre las caras laterales de las ruedas dentadas y el cuerpo de la bomba. El caudal se produce a través del huelgo, entre las caras de las ruedas dentadas y el cuerpo de la bomba debido al gradiente de presión entre las cámaras y su movimiento relativo produciendo arrastre de fluido.
- Caudal de fugas entre las caras laterales de las ruedas dentadas y el cuerpo de la bomba directo al tanque. El caudal de fugas se producen a través del huelgo, entre las caras laterales de las ruedas dentadas y el cuerpo de la bomba directo al tanque.

- Caudal de fugas entre el espesor del engrane y el cuerpo de la bomba. El caudal de fugas se produce a través del huelgo, entre el espesor del engrane y el cuerpo de la bomba.

Suponiendo que los centros de ambas ruedas dentadas permanecen fijos en la rotación, la rueda dentada interior puede y deberá girar un pequeño ángulo antes de establecer contacto con la rueda dentada exterior en sus puntos. De esta forma los perfiles de la rueda dentada presentarán un juego de contacto debido al huelgo no nulo entre ellos.

Figura 27. **Caudal de fugas entre los perfiles en el engrane**



Fuente: <http://www.automotriz.net>. Consulta: diciembre de 2012.

El ruido en este sistema puede manifestarse de tres formas:

- Ruido aéreo. Se define como el ruido sonoro a los efectos de la propagación de las perturbaciones de presión a través del aire ambiente y es detectado de forma audible por el oído.
- Ruido estructural. Se define como el ruido que es consecuencia de las vibraciones mecánicas de los componentes del circuito.
- Ruido fluido. Se define como el ruido que se genera como consecuencia del fluido dinámica del fluido en el interior de un elemento (tubería, válvula, bomba, etc.)

La relación entre los ruidos es extraordinariamente compleja. La transmisión del ruido fluídico a ruido estructural depende de un número importante de factores, incluyendo el tipo y el espaciado entre el montaje de los conductos, el número de codos y la longitud de los conductos rígidos y flexibles. Igualmente la transmisión de ruido estructural al ruido aéreo depende de un número importante de factores, incluyendo las condiciones acústicas del ambiente donde el sistema está situado.

El control de las tres formas de ruido es diferente. Por lo tanto, se habla de cada una de ellas por separado. Así, el control efectivo del ruido depende principalmente en identificar el causante del ruido más severo. Aunque el ruido fluídico no es el que se describe como todo lo relacionado con el ruido en sistemas oleohidráulicos, sí se puede identificar como la causa fundamental del ruido estructural y ruido aéreo. De esta forma, cualquier mejora que pueda realizarse sobre las características del ruido fluídico del sistema, debería transformarse en la consecuente mejora en el ruido estructural y aéreo.

Las principales fuentes de ruido fluídico en estos sistemas tienden a ser las bombas, motores y válvulas. Más del 95 % de los problemas de ruido pueden ser atribuidos a bombas y motores. Las bombas generan un caudal instantáneo pulsatorio. La pulsación de caudal tiende a presentar una forma de onda oscilatoria periódica debido a la propia naturaleza cíclica del principio de funcionamiento de la bomba. Así, bombas de tipos distintos presentan características distintas de la onda de pulsación de caudal y en consecuencia, niveles de ruido distintos.

La medida directa de las pulsaciones de presión a la salida de la bomba debería ser suficiente. Sin embargo, no es factible debido a su fuerte dependencia e interacción con las características de la bomba.

La pulsación de caudal de una bomba puede realizarse de la siguiente manera:

- Pulsación cinemática: es la función de la geometría de la bomba y es independiente de la presión.
- Pulsación dinámica: la pulsación dinámica depende de la presión y puede ser atribuida a la compresibilidad, fugas e inercia del fluido.

CONCLUSIONES

1. Los engranes en una bomba de aceite de engranes internos son de forma lobular, y están acomodados de una manera que asegura el flujo necesario para poder satisfacer las necesidades de lubricación del motor y lleva a una modificación de accesorios para la reducción de costos de construcción, la eliminación de la cadena con la cual funcionaba la bomba al eje de cigüeñal, la bomba de aceite se puede instalar en un lugar donde no esté expuesta a golpes de forma que no se llegue a averiar. El resultado del diseño de los engranes es que son más eficientes ya que se reduce el espacio entre ellos mismos, además de ser engranes más pequeños en su diámetro, con lo cual la excentricidad de los engranes puede colocarse sobre el eje de coordenadas, esto sin que estorbe a los agujeros de sujeción de la carcasa.
2. En el uso de una bomba de aceite de engranes internos se adquiere ciertas ventajas como el bajo costo de mantenimiento, para su óptimo desempeño y funcionamiento, ya que está diseñada con dos piezas en movimiento con descarga continua de fluido sin importar los cambios de presión en la operación de esta, al rotar el flujo de la bomba lo puede realizar en cualquier dirección, el uso de una bomba de engranes internos le permite hacerlo en una gran variedad de aplicaciones en la industria petroquímica, en la marina y servicios ligeros y pesados, pero como en todo elemento diseñado contamos también con sus desventajas ya que opera a presiones medias y velocidades moderadas.

3. Los factores que influyen para que exista una lubricación, principalmente es el desgaste que existe al contacto de dos piezas en movimiento, también influye la dureza del material con el cual están hechas las piezas en movimiento, si no existe una lubricación adecuada y esta es deficiente produce un desgaste mayor entre las piezas que están interactuando por ejemplo entre los anillos de un pistón y el cilindro de un motor de combustión interna, esto conlleva a la elección de un lubricante adecuado y con las características adecuadas como la viscosidad, punto de combustión, punto de congelación y los aditivos del lubricante, esto para evitar complicaciones cuando esté en uso o funcionamiento el sistema.

4. Las funciones básicas de un lubricante es prevenir el desgaste, la disipación de calor y la dispersión de los contaminantes, la reducción de la fricción se lleva mediante una película de lubricante entre las superficies que están en constante movimiento previniendo un daño superficial entre ambas partes, la lubricación dentro del motor de combustión interna depende de la bomba de aceite ya que esta es la que envía el líquido lubricante a determinada presión por los conductos de lubricación para prevenir desgaste interno de las piezas como lo son cojinetes que se sitúan en el cigüeñal, los pistones, cilindros, partes muy importantes del motor, asimismo, se habló de las características que tienen los lubricantes como los aditivos, agentes limpiadores la elección de un aceite adecuado dependiendo de sus características como viscosidad, presión de trabajo, temperatura ambiente y temperatura de trabajo.

5. El óptimo funcionamiento de la bomba de engranes internos se basa en las consideraciones de sus propiedades con cuales trabajará, y depende de la velocidad específica, temperatura de operación, viscosidad del elemento lubricante, presión y las condiciones climáticas a las cuales estará expuesta, se tomará en cuenta el flujo de fugas a considerar por el desajuste de las piezas ya que con el tiempo estas estarán dando de si o se producirá un desgaste entre las piezas, debido a la fricción que tienen estas, aunque es muy importante determinar que el desgaste no es totalmente controlable con la lubricación ya que lo que se hace es prevenir el desgaste máximo entre las piezas.

RECOMENDACIONES

1. Realizar un análisis más detallado en función de costos totales, a lo investigado en este trabajo, ya que se ha hecho una pequeña comparación directa entre la bomba de aceite de cadena y la bomba de aceite de engranes internos, no se ha tomado en cuenta los aspectos económicos de maquinado del cigüeñal y si es necesario en otros aditamentos del motor tomando en cuenta sus respectivos aspectos técnicos como los componentes que la conforman en su diseño.
2. Se puede recomendar realizar una prueba en un banco de pruebas para bombas de aceite y observar su comportamiento, la dependencia de la temperatura del aceite y las propiedades físicas de este, asimismo, realizar una comparación de resultados, aplicando las fórmulas necesarias para obtener un resultado aplicado con sus respectivas gráficas y tablas descritas en este trabajo.
3. Realizar una comparación en función del material y de la calidad con la cual están construidas las bombas de aceite de engranes internos, ya que en el mercado se encuentran varios fabricantes dedicados a la construcción y diseño de estas, lo cual varía el costo de venta y esto llevará a un resultado positivo al consumidor en la selección de la mejor calidad que se adecue a sus necesidades.

BIBLIOGRAFÍA

1. CROUSE, William H. *Mecánica del automóvil*. 3a ed. Barcelona, España: Boixar editor, 1993. 313 p.
2. GAMEZ MONTERO, Pedro Javier. *Bomba oleohidráulica de engranes internos*. Santiago de Chile, Universidad Politécnica de Catalunya: Prentice-Hall, 2004. 184 p.
3. GOODING GARAVITO, Nestor. *Lubricación industrial*. 3a ed. Colombia: Universidad Nacional de Colombia, 1998. 301 p.
4. HERSEY, Mayo Dyers; MARTÍNEZ de VEDIA, Rodolfo. *Teoría de la lubricación*. 6a ed. Mexico: El Ateneo, 1987. 202 p.
5. HUERGA MUÑOZ, Marcos Miguel. *Programa de diseño y cálculo de engranes*. 6a ed. Universidad de Salamanca, España, 1999. 101 p.
6. JAIME, Jilardi. *Motores de combustión interna*. 2a ed. San José, Costa Rica, 1985. 67 p.
7. MEZQUITA FONT, José; DOLS RUÍZ, Juan F. *Tratado sobre el automóvil: tecnología del automóvil*. Universidad Politécnica de Valencia, 2004. 77 p.
8. MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. 4a ed. México: Pearson educación, 2006. 944 p.

9. SÁNCHEZ MARIN, Francisco T. *Mantenimiento mecánico de máquinas*.
Universidad de Jaume, España, 2006. 58 p.

ANEXO

Una bomba de aceite está diseñada para durar la vida del motor para lo cual en modelos recientes en vehículos livianos y camiones es de aproximadamente 240 mil kilómetros o según el fabricante, pero al igual que cualquier otro componente mecánico está sujeta al desgaste. La bomba de aceite es la que sufre mayor desgaste en el motor ya que es la única que trabaja con el lubricante sin filtrar, cuando hablamos del filtro de aceite es el que protege a los cojinetes y a otras piezas del motor, ya que este atrapa las virutas que desembocan en el cárter, el único protector de la bomba es un colador que se sitúa al extremo del tubo recolector pero este accesorio solo puede detener las virutas grandes, algunos tubos recolectores tienen ranuras que permiten al aceite frío desviarse del colador cuando el motor inicia el ciclo de lubricación ya que si existe suciedad en el aceite, esta será hacia la bomba.

La falla en una bomba de aceite puede ocurrir si a esta se le penetra algún objeto suficientemente grande y llegará a atascar los engranes, una vez que los engranes de la bomba dejan de girar el eje de la bomba se dobla o se quiebra, puede que esta llegue a partir un diente del árbol de levas dependiendo como opere la bomba.

Debido a las virutas del desgaste que ocurre dentro del motor, aunque la bomba no falle esta va perdiendo su eficiencia pues a largo tiempo el bombeo de lubricante sin filtrar trae como consecuencia rayones y desgaste en los engranes reduciendo la eficiencia del bombeo llegando como resultado a una pérdida gradual de flujo y de la presión del aceite. La presión se genera al inicio del sistema de flujo del aceite y esta se transmite al sistema completo, por

seguridad existe un válvula de alivio de presión cuando esta excede los 60 psi regresando el aceite a la entrada de la bomba, con ello se previene el daño a alguno sello del motor.

Según el fabricante aplica un mínimo de presión de 10 psi de aceite por cada 1 000 rpm de velocidad del motor. Muchos de los constructores de motores reducen las tolerancias para que se requiera menor flujo de aceite y mantener una presión adecuada, este concepto aumenta el rendimiento debido a que se requiere menos fuerza para poder impulsar la bomba a altas revoluciones por minuto, en donde se requiere una cantidad mayor de flujo y presión de aceite para lograr una mejor lubricación de los cojinetes y mayor enfriamiento puede seleccionarse una bomba de aceite con engranes mayores.

Cuando se está reconstruyendo un motor se tiene la opción de realizarlo con la bomba de aceite, los fabricantes de bombas de aceite recomiendan el cambio de esta para evitar cualquier inconveniente ya que la bomba produce desgaste y esto no sería una garantía al personal que está reconstruyendo el motor. En los casos donde el motor haya tenido falle en los cojinetes por la cual caen pequeñas virutas de metal en el cárter la bomba siempre debe ser reemplazada, otro elemento que siempre debe ser reemplazado es el tubo de recolección de aceite y el colador ya que las tuberías son difíciles de limpiar y pueden esconder virutas que dañen a la nueva bomba del motor.

Lo menos que uno quisiera observar en un motor recientemente reconstruido es una lectura de baja presión de aceite. Además de ser ruidoso, la baja presión de aceite aumenta el riesgo de fallas en los cojinetes, en el árbol de levas y en el tren de válvulas. Si eso es así las posibles causas son:

- Tolerancias excesivas en los cojinetes de bancada y de biela (algunos de ellos podrían tener una medida equivocada, tal como STD en un cigüeñal rectificad. Tan solo el 0,001 de tolerancia extra en los cojinetes de bancada puede reducir la presión de aceite hasta en un 20 por ciento.
- Tolerancias excesivas en las bocinas de árbol de levas. Por cierto una bocina pudiera haberse salido de su posición cuando se instaló el eje de levas.
- Tolerancias excesivas dentro de la bomba de aceite
- Fugas entre la bomba y el motor
- La válvula de alivio de la bomba de aceite puede estar pegada, abierta o instalada al revés.
- El tubo recolector del aceite está flojo o mal colocado (demasiado alto en el cárter.
- La válvula de presión de aceite o el indicador de la presión están defectuosos.
- Bajo nivel de aceite dentro del cárter
- Roturas o fugas en las galerías de aceite o en los tapones de las galerías.
- Viscosidad del lubricante demasiado fina para un clima caluroso.

