



**Facultad de Ingeniería Mecánica  
Colectivo de Mecánica Aplicada**

**Análisis de las causas de las averías del  
motor Mercedes Benz Modelo OM-662.**

**Autor: Yenisbell Cañizares Díaz**

**Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa.  
M.Sc. Yabiel Pérez Gómez.**

**Junio 2014  
“Año 56 de la revolución”**

*Pensamiento*

*“....no hay tareas imposibles, sino hombres incapaces....”*

*Fidel Castro Ruz.*

# *Dedicatoria*

*A mi madre, hijos, familia y seres queridos.*

# *Agradecimientos*

*El hecho de que esta investigación llegara a buen término ha sido el resultado del apoyo de muchos compañeros que no escatimaron horas de trabajo y que siempre brindaron su contribución personal cuando se requirió la misma.”*

*A mi tutor Rafael Antonio Goytisoló Espinosa y Yabiel Pérez Gómez por arriesgarse, creer en mí y acompañarme durante todo este tiempo con tanta profesionalidad.*

*A mi familia por su apoyo en cada momento y etapa de la tesis;*

*A mis compañeros de estudio, por su inestimable y siempre oportuno apoyo;*

*A mis profesores, porque contribuyeron al crecimiento de una cultura en mí; como ser humano y profesional;*

*A la revolución por darme la oportunidad de estudiar un nivel superior.*

*Reciban pues el mayor agradecimiento a todos.*

*Muchas Gracias*

*Resumen*

## **RESUMEN**

El presente trabajo se realiza un estudio documental sobre los motores de combustión interna, la metodología clásica para el cálculo térmico de un motor diesel de cuatro tiempos, se obtiene la presión de los gases y las fuerzas que provocan estos, la fuerzas de inercia provocadas por las aceleraciones de los distintos elementos del mecanismo manivela – biela- corredera y las que actúan en la biela. Se evalúan la biela en el software inventor de diseño en condiciones normales de explotación y comprobando los cálculos obtenidos. Consta de tres capítulos: un primer capítulo donde se caracterizan los distintos tipos de motores Diesel y la metodología de cálculo térmico de motores de cuatro tiempos. En el capítulo dos se describe la teoría general del cálculo de cigüeñales y pistones. Finalmente en el tercer capítulo se desarrolla la metodología del cálculo de biela y comprobado por el Software Inventor de diseño arrojando resultados satisfactorios.

### **Palabras Claves.**

Combustión, Biela, diesel, manivela.

## **ABSTRACT.**

The present work a desk study on internal combustion engines, the classic methodology for thermal calculation of a four-stroke diesel engine, gas pressure and the forces that cause these is obtained, making the inertial forces caused by accelerations of the various elements of the crank mechanism - crank-slider and acting on the connecting rod. Rod are evaluated in software design inventor normal operation and checking the estimates obtained. It consists of three chapters: the first chapter where the different types of Diesel engines and thermal calculation methodology of four-stroke engines are characterized. In chapter two the general theory of calculation of crankshafts and pistons described. Finally in the third chapter the methodology of calculation of rod develops and verified by Inventor design Software throwing satisfactory results.

### **Keywords.**

Combustion, Biela, diesel, crank.

# *Indice*

## ÍNDICE

INTRODUCCION .....	1
Capítulo I. Metodología para el cálculo térmico de los motores Diesel y cálculo térmico del Motor Mercedes Benz OM 662. ....	3
1.1 Motor Diesel .....	3
1.2 Funcionamiento de un motor Diesel. ....	4
1.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel.....	7
1.4 Características específicas del Motor MERCEDES BENZ OM 662.....	8
1.5 Metodología para el cálculo térmico de un motor Diesel.....	9
1.6) Determinación de la relación de compresión $\xi$ .....	9
1.7) Determinación del coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla: .....	10
1.8) Parámetros del ciclo de trabajo.....	10
1.8.1) Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible.....	10
1.8.2) Cantidad de mezcla fresca. ....	10
1.8.3) Cantidad individual de los productos de la combustión de un Kg de combustible. ....	11
1.8.4) Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo. ....	11
1.9) Condiciones ambientales. ....	11
1.10) Parámetros de los gases residuales. ....	11
1.11) Proceso de admisión.....	12
1.11.1) Incremento de la temperatura $\Delta T_o$ de la mezcla fresca admitida debido al caldeo; se asume sobre la base de datos estadísticos de motores existentes de construcción similar. ....	12
1.11.2) Densidad de la mezcla admitida al cilindro durante la admisión.....	12
1.11.3) Pérdida de presión durante el proceso de admisión.....	12
1.11.4) Coeficiente de gases residuales.....	13
1.11.5) Temperatura al final de la admisión.....	13

1.11.6) Coeficiente de llenado ( $y_v$ ).....	13
1.12) Proceso de compresión.....	13
1.12.1) Coeficiente politrópico del proceso de compresión ( $y_1$ ) . .....	13
1.12.2) Presión al final de la compresión ( $P_c$ ). .....	14
1.12.3) Temperatura al final de la compresión ( $T_c$ ) .....	14
1.13) Proceso de combustión.....	14
1.13.1) Coeficiente efectivo de modificación molecular. ....	14
1.13.2) Pérdidas de calor por combustión incompleta de un kg de combustible. .....	14
1.13.3) Energía calórica de la mezcla.....	14
1.13.4) Temperatura de los gases al final de la combustión.....	14
1.13.5) Presión máxima de combustión y relación de incremento de la presión } . .....	14
1.14) Proceso de expansión y escape. ....	15
1.14.1) Valor medio del coeficiente politrópico de expansión $n_2$ .....	15
1.14.2) Presión final de la expansión $P_b$ .....	15
1.14.3) Temperatura al final de la expansión ( $T_e$ ). ....	15
1.14.4) Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida ( $T_r$ ). .....	15
1.15) Coeficiente indicado del ciclo de trabajo. ....	15
1.15.1) Presión media indicada teórica ( $\frac{MN}{m^2}$ ). .....	15
1.15.2) Presión media indicada $P_i$ .....	16
1.15.3) Rendimiento indicado. ....	16
1.15.4) Consumo específico indicado de combustible ( $g_i$ ). ....	16
1.16) Diagrama indicado del motor.....	16
1.17) Combustible y aspectos de la compresión del motor Diesel Mercedes Benz OM 662. ....	17
1.17.1) Combustible Diesel típico con índice de cetano 45 cuya composición elemental en fracciones molares es prácticamente igual a:.....	17

1.17.2 Determinación de la relación de compresión $\xi$ Diesel con cámara de combustión no dividida con preparación volumétrica. ....	17
1.7.3 Determinación del coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) diesel con precámara: .....	17
1.18 Parámetros del ciclo de trabajo. ....	17
1.18.1 Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible.....	17
1.18.2 Cantidad de mezcla fresca. ....	18
1.18.3 Cantidad de productos de la combustión por un kg de combustible. ....	18
1.18.4 Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo. ....	18
1.18.5. Condiciones ambientales.....	19
1.18.6 Parámetros de los gases residuales. ....	19
1.19 Proceso de admisión.....	19
1.19.1 Incremento de la temperatura de la mezcla, por caldeo. ....	19
1.19.2 Densidad de la mezcla.....	19
1.19.3 Pérdida de presión durante el proceso de admisión. ....	19
1.19.4 Coeficiente de gases residuales. ....	19
1.19.5 Temperatura al final de la admisión.....	20
1.19.6 Coeficiente de llenado ( $y_v$ ).....	20
1.20 Proceso de compresión.....	20
1.20.1 Coeficiente politrópico del proceso de compresión.....	20
1.20.2 Presión al final de la compresión ( $P_c$ ).....	20
1.20.3 Temperatura al final de la compresión ( $T_c$ ). ....	20
1.21 Proceso de combustión.....	21
1.21.1 Coeficiente efectivo de modificación molecular. ....	21
1.21.2 Pérdidas de calor por combustión incompleta de un Kg de combustible.21	
1.21.3 Energía calórica de la mezcla.....	21
1.21.4 Temperatura de los gases al final de la combustión. ....	21
1.21.5 Presión máxima de combustión y relación de incremento de presión } .21	
1.21.6 Coeficiente de expansión previa ... y de expansión ulterior u ..... 21	

1.22	Proceso de expansión y escape.....	22
1.22.1	Coeficiente politrópico del proceso de expansión.....	22
1.22.2	Presión final de la expansión $P_b$ .....	22
1.22.3	Temperatura al final de la expansión (Te). .....	22
1.22.4	Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida (Tr). 22	
1.23	Coeficiente indicado del ciclo de trabajo. ....	23
1.23.1	Presión media indicada teórica ( $\frac{MN}{m^2}$ ) .....	23
1.23.2	Presión media indicada $P'_i$ . ....	23
1.23.3	Rendimiento indicado. ....	23
1.23.4	Consumo específico indicado de combustible ( $g_i$ ). ....	24
1.24.	Datos para la construcción del diagrama de presiones del proceso contra ángulo de giro del cigüeñal.....	24
1.25.	Conclusiones parciales.....	25
	Capitulo II. Teoría general del cálculo de cigüeñales y pistón.....	26
2.1.	Esquemas de análisis generales empleados en el cálculo.....	26
2.2.	Cargas que actúan sobre los árboles cigüeñales.....	28
2.2.1.	Cálculo de la fuerza provocada por la presión del gas. ....	31
2.3.	Metodología del cálculo del pistón. ....	32
2.3.1.	Las tensiones de compresión en esta sección. ....	33
2.3.2.	Las tensiones equivalentes por la tercera teoría de la resistencia:.....	35
2.4.	Cálculo de las tensiones permisibles en el fondo del pistón.....	37
2.4.1.	Tensión de combustión.....	37
2.4.2.	Régimen de potencia nominal: .....	37
2.4.3.	Comprobación de la flexión: .....	37
2.4.4.	Las tensiones equivalentes por la tercera teoría de la resistencia:.....	38
2.4.5.	Comprobación del diámetro de la falda: .....	38
2.5.	Conclusiones parciales.....	38
	Capitulo III. Evaluación de resistencia de cuerpo de la biela. ....	40
3.1.	Metodología de cálculo de la cabeza de biela.....	40
3.2.	Cuerpo de la biela. ....	45

3.3. Cálculo del extremo del pie de biela.....	47
3.4. Cálculo de la cabeza de biela.....	49
3.5. Cuerpo de la biela. ....	52
3.6. Cálculo del extremo del pie de biela.....	54
3.7. Cálculo de la pérdida de estabilidad de la biela. ....	55
3.8. Comparación de los resultados de la biela en el software Inventor (diseño)..	60
3.9. Conclusiones parciales.....	62
Conclusiones.....	63
Recomendaciones.....	64
Bibliografía. ....	65
Anexos .....	69

# *Introducción*

## INTRODUCCION

La empresa ECOA-37 (Empresa de construcción de obras arquitectónicas) han adquirido motores Mercedes Benz de modelo OM- 662 para la remotorización del parque de camiones, estos son la mayoría de diferentes marcas, como Gaz-53, Kamaz3, Zil 130 y 331, Howo Sinotruk y Maz-500. El Modelo Gaz-53 fue remotorizado, durante la explotación del mismo se produce la avería provocando la falla de una biela, esta pierde la estabilidad y se tuerce como se puede apreciar en la figura 1.



Fig.1. Biela.

Esta situación motivó la realización de una investigación para esclarecer las causas de esta avería, que constituyen el **Objeto de Estudio** del presente **Trabajo de Diploma**, ya que de la investigación previa realizada se plantea la siguiente **Situación Problémica**: La falla por perdida de la estabilidad de la biela del motor Mercedes Benz OM-662, se piensa que haya ocurrido por un problema del pistón que se dilato tanto, hasta provocar un paro a mitad de su carrera, por razones aún desconocidas. Para poder realizar un análisis de las condiciones de la biela se requiere conocer las fuerzas existentes sobre estos. Estas fuerzas están compuestas por una componente inercial, debida a las masas y aceleraciones que se producen en el motor, se pueden calcular las masas y aceleraciones de las distintas partes y elementos del mecanismo manivela – biela – corredera que conforman el cigüeñal, las bielas y pistones, y otra componente debido a las fuerzas de los gases de la combustión. Para poder calcular esta última componente se requiere realizar el cálculo térmico del motor. Para darle solución a esta situación problémica se propone la siguiente.

**Hipótesis:**

Es posible aplicar la metodología clásica para el cálculo térmico de un motor Diesel de cuatro tiempos, pistón y biela, obtener la presión de los gases y las fuerzas que provocan estos, conocida la velocidad de giro del mismo, hallar las fuerzas de inercia, provocadas por las aceleraciones de los distintos elementos del mecanismo manivela – biela- corredera, todas a través de todo el ángulo de giro del cigüeñal y las fuerzas que actúan en la biela.

**Objetivo General:**

Es por lo tanto, realizar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre la biela del motor Diesel de cuatro tiempos Mercedes Benz OM-662, y evaluar la influencia de las condiciones térmicas del motor.

Como **Objetivos Específicos** se plantean:

1. Búsqueda bibliográfica de las características generales de los motores Diesel y en particular del Mercedes Benz OM-662.
2. Describir la metodología general existente en la literatura especializada para el cálculo térmico de los motores Diesel, pistón y biela, para obtener el comportamiento de la presión de los gases a través del ángulo de giro del cigüeñal.
3. Calcular las fuerzas sobre el pistón y biela provocada por los gases de la combustión y por las fuerzas de inercia.
4. Obtener conclusiones acerca de la avería de esta biela y del motor.

**“Estructura de la Tesis.”**

Con vistas a alcanzar los objetivos planteados para la investigación el trabajo se encuentra estructurado en tres capítulos, conclusiones generales, recomendaciones, bibliografía y anexos.

En el **Capítulo I** se realiza un estudio profundo de la metodología de los motores de cuatro tiempos Diesel y del mismo Mercedes Benz OM-622.

En el **Capítulo II** se realiza la metodología general del cálculo del cigüeñal y pistón.

En el **Capítulo III** se realiza la metodología de la biela y un análisis de los resultados del cálculo.

# Capítulo 1

## Capítulo I. Metodología para el cálculo térmico de los motores Diesel y cálculo térmico del Motor Mercedes Benz Om 662.

### 1.1 Motor Diesel

El motor Diesel es un motor térmico de combustión interna alternativo en el cual el encendido del combustible se logra por la temperatura elevada que produce la compresión del aire en el interior del cilindro, según el principio del ciclo del diesel. También llamado motor de combustión interna, a diferencia del motor de explosión interna comúnmente conocido como motor de gasolina. Fue inventado y patentado por Rudolf Diesel en 1892, del cual deriva su nombre. Fue diseñado inicialmente y presentado en la feria internacional de 1900 en París como el primer motor para "biocombustible", como aceite puro de palma o de coco. Diesel también reivindicó en su patente el uso de polvo de carbón como combustible, aunque no se utiliza por lo abrasivo que es.

El motor Diesel existe tanto en el ciclo de 4 tiempos (4T - aplicaciones de vehículos terrestres por carretera como automóviles, camiones y autobuses) como de 2 tiempos (2T - grandes motores de tracción ferroviaria y de propulsión naval). El motor Diesel de 4T está formado básicamente de las mismas piezas que un motor de gasolina, algunas de las cuales son:

- Aro de pistón
- Bloque
- Culata
- Cigüeñal
- Volante
- Pistón
- Árbol de levas
- Válvulas
- Cárter

Mientras que las siguientes son características específicas del motor Diesel:

- Bomba inyectora
- Ductos
- Inyectores

- Bomba de transferencia
- Toberas

## **1.2 Funcionamiento de un motor Diesel.**

Un motor Diesel funciona mediante la ignición (encendido) del combustible al ser inyectado muy pulverizado y con alta presión en una cámara (o precámara, en el caso de inyección indirecta) de combustión. Por cámara de combustión se entiende el volumen cerrado encima del pistón cuando se comienza la inyección de combustible, esto es, cuando el pistón está llegando al punto muerto superior en la carrera de compresión. En esta cámara ha sido confinado todo el aire que entró al cilindro durante la admisión en forma comprimida y por lo tanto muy caliente. Aquí es donde el inyector suministra el combustible. En los motores Diesel juega un papel fundamental en el comportamiento y rendimiento del motor la forma y posición de la cámara de combustión.

En la práctica las cámaras de combustión pueden separarse en dos grupos, cada una de las cuales puede subdividirse en diferentes tipos:

- **Cámaras separadas, cámaras divididas o inyección indirecta.**
  - Celda de energía
  - Precámara
- **Cámaras de inyección directa.**
  - Inyección directa
  - Cámara MAN o cámara M

En la Figura 1.1 se muestra un esquema de una cámara de inyección directa con el pistón en la carrera de fuerza. En este caso el aerosol de combustible pulverizado se inyecta directamente sobre la cabeza del pistón, donde se ha practicado una oquedad de forma especial para producir turbulencia en el aire. En esta oquedad es donde se acumula casi todo el aire del cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior, por tal razón es común denominarla como cámara de combustión, aunque en realidad la verdadera cámara de combustión es todo el volumen cerrado sobre el pistón.

En el dibujo se ha representado el motor cuando ya el pistón está en la carrera de fuerza; en el punto muerto superior, el pistón está muy cerca de la superficie inferior

de la culata o tapa y prácticamente el aire está dentro del hueco del pistón. En este caso el incremento de presión se produce sobre el pistón, por lo que este recibe toda la fuerza generada por los gases, esto hace que sea un motor de funcionamiento brusco y ruidoso.

Como la cámara de combustión solo tiene una pequeña superficie refrigerada por agua (superficie de la culata) la pérdida de calor del aire comprimido es poca y estos motores tienen una gran facilidad de arranque en frío y son muy eficientes.

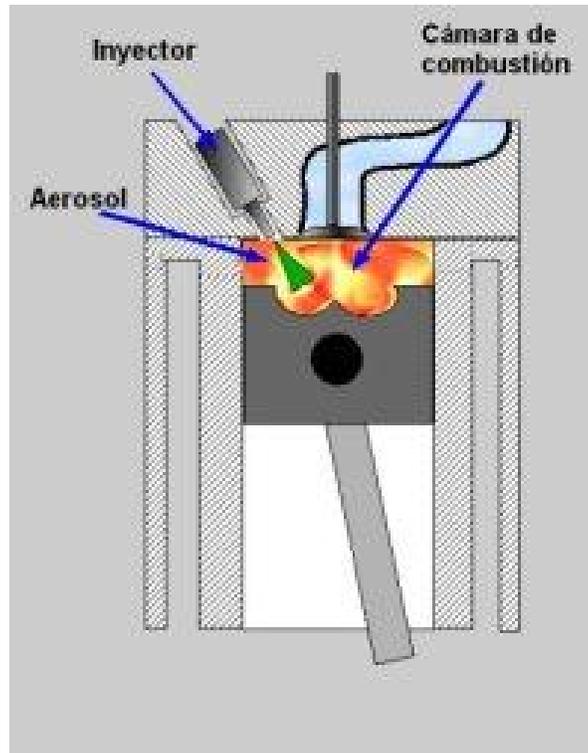


Figura 1.1. Motor con cámara de inyección directa.

En el caso de la cámara de combustión separada como la que se muestra en la Figura 2, la oquedad donde se acumula el aire en la carrera de compresión se ha practicado en la masa metálica de la culata, y la comunicación entre el volumen sobre el pistón y esta cámara es un pasaje relativamente estrecho. Este pasaje estrecho hace que el aire en la carrera de compresión, circule a alta velocidad hacia la cámara en un flujo muy turbulento que favorece la formación de la mezcla del aire y el combustible una vez comenzada la inyección.

Los gases a elevada presión producto de la combustión también tienen que pasar por este pasaje estrecho, por lo que van a parar a la cabeza del pistón con cierta

gradualidad, que hace que las presiones máximas que tiene que soportar el mecanismo pistón-biela-manivela nos sean tal elevadas como en el caso de la inyección directa.

Estos motores son en general de un funcionamiento más silencioso y elástico que los de inyección directa, pero el aumento del área de transferencia de calor (debido a la cámara) al agua de enfriamiento produce pérdidas y la eficiencia es menor así como se dificulta el arranque en frío.

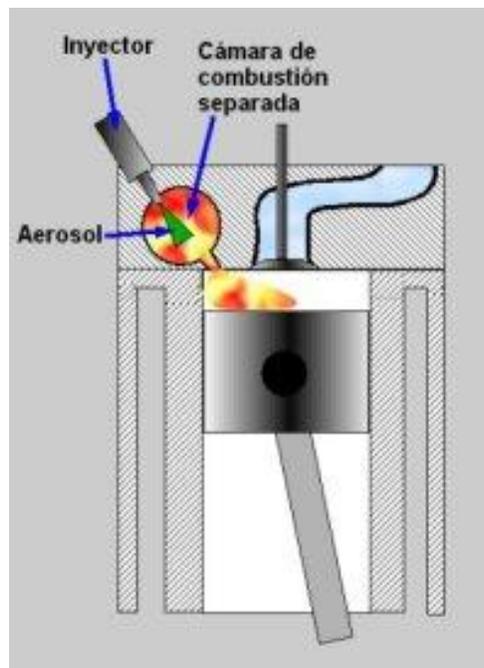


Figura 1.2. Motor con cámara de combustión separada.

La temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la presión que se produce en el segundo tiempo del motor, la compresión. El combustible se inyecta en la parte superior de la cámara de combustión a gran presión desde unos orificios muy pequeños que presenta el inyector de forma que se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura y presión (entre 700 y 900 C) Como resultado, la mezcla se inflama muy rápidamente. Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo.

La Figura 1.3 muestra de manera esquemática como se monta el inyector en el motor Diesel. Este dispositivo encargado de producir el aerosol de combustible dentro de la cámara de combustión, es un conjunto de piezas dentro de un cuerpo de acero que atraviesa en cuerpo metálico de motor y penetra hasta el interior de la

cámara de combustión. Por el extremo externo se acopla el conducto de alta presión procedente de la bomba de inyección.

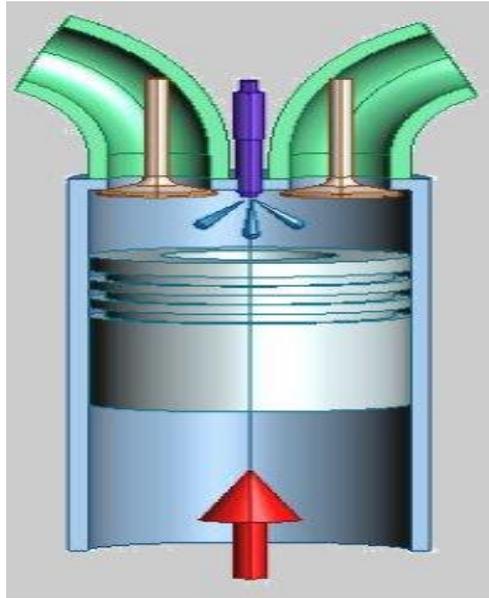


Figura 1.3. Posición del inyector en un motor Diesel.

Esta expansión, al revés de lo que ocurre con el motor de gasolina, se hace a presión constante ya que continúa durante la carrera de trabajo o de expansión. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación.

Para que se produzca el auto inflamación es necesario alcanzar la temperatura de inflamación espontánea del gasóleo. En frío es necesario pre-calentar el gasóleo o emplear combustibles más pesados que los empleados en el motor de gasolina, empleándose la fracción de destilación del petróleo fluctuando entre los 220°C y 350 C, que recibe la denominación de gasóleo o gasoil en Inglés.

### **1.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel.**

La principal ventaja de los motores Diesel, comparados con los motores a gasolina, es su bajo consumo de combustible. Debido a la constante ganancia de mercado de los motores diesel en turismos desde la década de 1990 (en muchos países europeos ya supera la mitad), el precio del combustible ha superado a la gasolina debido al aumento de la demanda. Este hecho ha generado quejas de los consumidores de gasóleo, como es el caso de transportistas, agricultores o pescadores.

En automoción, las desventajas iniciales de estos motores (principalmente precio, costos de mantenimiento y prestaciones) se están reduciendo debido a mejoras como la inyección electrónica y el turbocompresor. No obstante, la adopción de la precámara para los motores de automoción, con la que se consiguen prestaciones semejantes a las de los motores de gasolina, presenta el inconveniente de incrementar el consumo, con lo que la principal ventaja de estos motores prácticamente desaparece.

Actualmente se está utilizando el sistema common-rail en los vehículos automotores pequeños. Este sistema brinda una gran ventaja, ya que se consigue un menor consumo de combustible, mejores prestaciones del motor, menor ruido (característico de los motores diesel) y una menor emisión de sección de un diesel 2T, con las válvulas de escape y el compresor mecánico para las lumbreras de admisión.

#### **1.4 Características específicas del Motor Mercedes Benz Om 662.**

El motor Mercedes Benz Om 662 es un motor diesel de cuatro tiempos, de cinco cilindros, para un diesel con precámara, con relación de compresión:  $v = 17.5$ , que emplea combustible Diesel Tipo L con índice de cetano 45, sin sobrealimentación del aire. En la Figura 1.4 se muestra una vista general del mismo.



Fig. 1.4 Vista General del Motor Mercedes Benz Om 662

### 1.5 Metodología para el cálculo térmico de un motor Diesel.

El cálculo térmico se realiza para el régimen correspondiente a la potencia nominal según la característica exterior de velocidad  $N_e v_s n$ . Los parámetros necesarios son los siguientes:

El indicador fundamental de combustible diesel, lo constituye su índice de cetano. En la Tabla 1.1 se muestra el índice de cetano de los combustibles diesel.

**Tabla 1.1 Índices de cetano de los combustibles Diesel.**

Índice de cetano	Tipo de combustible (según Gost)			
	A	Z	L	C
Índice cetano	45	45	45	50

Los combustibles de marca A y Z se utilizan para trabajar a bajas temperaturas.

La composición elemental en fracciones molares es prácticamente igual a:

$$c \cong 0.87, \quad h \cong 0.126, \quad o \cong 0.004$$

La masa molecular de los combustibles Diesel.

$$m_t = 190 \text{ kg/kmol}$$

Y su valor calórico

$$Hu = 4200 \text{ kJ/kg}$$

### 1.6) Determinación de la relación de compresión $\xi$

De acuerdo con la forma de la cámara de combustión y con tipo de preparación de la mezcla utilizada en el motor tomado como prototipo, se puede asumir un valor de la relación de compresión teniendo en cuenta los siguientes datos:

- Diesel con cámara de combustión no dividida con preparación de la mezcla volumétrica y mixta (pelicular y volumétrica).

$$v = 14 \div 17$$

- Para motores de cámara dividida:

$$v = 16 \div 20$$

- Para los diesel con precámara y por preparación pelicular:

$$v = 16,5 \div 21$$

### **1.7) Determinación del coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla:**

De acuerdo con la forma de la cámara y con el tipo de preparación de la mezcla, el coeficiente  $\alpha$  correspondiente al límite de humo de la característica exterior de velocidad, se determina de los rangos siguientes:

- Diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla

$$r = 1.4 \div 1.65$$

- Diesel con cámara única con preparación pelicular de la mezcla

$$r = 1.1 \div 1.35$$

- Diesel con cámara dividida

$$r = 1.115 \div 1.3$$

- Diesel con precámara

$$r = 1.2 \div 1.35$$

### **1.8) Parámetros del ciclo de trabajo.**

#### **1.8.1) Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible.**

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \tag{1.1}$$
$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8C}{3} + 8H - O \right) \frac{Kg_{aire}}{Kg_{comb}}$$

#### **1.8.2) Cantidad de mezcla fresca.**

$$M_1 = r * L_o \tag{1.2}$$

### 1.8.3) Cantidad individual de los productos de la combustión de un Kg de combustible.

$$\begin{aligned} - CO_2 \quad M_{CO_2} &= \frac{c}{12} \text{ kmol/kg} \\ - H_2O \quad M_{H_2O} &= \frac{H}{2} \text{ kmol/kg} \\ - O_2 \quad M_{O_2} &= 0.21(r-1) * L_o \text{ kmol/kg} \\ - N_2 \quad M_{N_2} &= 0.79 * r * L_o \text{ kmol/kg} \\ - CO \quad M_{CO} &= 0 \\ - H_2 \quad M_{H_2} &= 0 \end{aligned} \tag{1.3}$$

### 1.8.4) Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo.

$$\begin{aligned} \sim_o &= \frac{M_2}{M_1} \\ \sim_o &= 1.01 \div 1.06 \end{aligned} \tag{1.4}$$

Nota: Mientras menor sea el valor asumido de  $r$  menor será  $\sim_o$ .

### 1.9) Condiciones ambientales.

Para los motores sin sobrealimentación se asume en los cálculos un valor de  $P_o$  y  $T_o$  equivalente a las condiciones de presión y temperatura existentes en la zona de futura explotación del motor en cuestión.

$$\begin{aligned} P_0 &= 0.1 \text{ MN/m}^2 \\ T_0 &= 298 \text{ } ^\circ K \end{aligned}$$

### 1.10) Parámetros de los gases residuales.

La presión  $P_r$  y la temperatura de los gases residuales se asumen según los datos estadísticos existentes para construcciones análogas.

$$Tr = 700 \div 900 \text{ [} ^\circ K \text{]}$$

- Al asumir este rango para la temperatura de los gases residuales es imprescindible tener presente que un aumento de relación de compresión  $\xi$  disminuye la magnitud de dicha temperatura.
- Al igual que un aumento del número de revoluciones del cigüeñal provoca un aumento a la referida magnitud.

$$Pr = (1.05 \div 1.25) * P_o \text{ (MPa)}. \tag{1.5}$$

Los mayores valores de  $P_r$  corresponden a los motores rápidos.

- Un aumento de la duración del tiempo de intercambio de gases y una disminución de las pérdidas en el múltiple de escape originan una disminución de  $P_r$ .

### 1.11) Proceso de admisión.

#### 1.11.1) Incremento de la temperatura $\Delta T_o$ de la mezcla fresca admitida debido al caldeo; se asume sobre la base de datos estadísticos de motores existentes de construcción similar.

$$\Delta T_o = 10 \div 40^\circ$$

- Al disminuir el valor  $\Delta T_o$  se deberá recordar que su aumento engendra una disminución del llenado de los cilindros debido al aumento del volumen específico de la mezcla.
- Al disminuir el número de revoluciones del motor; disminuye también el valor de  $\Delta T_o$ .

#### 1.11.2) Densidad de la mezcla admitida al cilindro durante la admisión.

Según los valores de presión y temperatura ambiente asumidos, la densidad de la carga en la admisión para un motor sin sobrealimentación viene dada por:

$$\ell_0 = 1.17 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

#### 1.11.3) Pérdida de presión durante el proceso de admisión.

$$\Delta Pa = (S^2 + c_{pr}) \frac{V_{pr}^2}{2} * \ell_0 * 10^{-6} \quad (1.6)$$

$(S^2 + c_{pr})$  Coeficiente sumario que tiene en cuenta la pérdida de velocidad y la resistencia del sistema de admisión referida a la sección media de la válvula:

$$(S^2 + c_{pr}) = 2.5 \div 3.0$$

La disminución de las pérdidas  $\Delta Pa$  se garantiza mediante el aumento de la sección de paso, la adopción de perfiles más aerodinámicos para las válvulas y los asientos biselados a  $45^\circ$ .

La magnitud de  $\Delta Pa$  para todos los motores contemporáneos oscila:

$$\Delta Pa = (0.04 \div 0.18) * P_o \quad (1.7)$$

Las pérdidas  $\Delta Pa$  pueden ser considerablemente reducidas mediante el empleo de varios carburadores en el sistema de admisión, y en particular utilizando sistemas de admisión individuales para los cilindros.

#### 1.11.4) Coeficiente de gases residuales.

$$x_R = \frac{T_o + \Delta T_o}{T_r} * \frac{Pr}{vPa - Pr} * 100[\%] \quad (1.8)$$

$x_R$  -disminuye al aumentar  $V$  y crece al reducirse el régimen de revoluciones del motor.

Los valores del coeficiente  $x_R$  característicos de los motores automotores son:

$$x_R = 2 \div 6 [\%]$$

#### 1.11.5) Temperatura al final de la admisión.

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_o + 0.01x_R * T_r}{1 + 0.01 * x_R} (K) \quad (1.9)$$

En los motores modernos el valor de  $T_a$  se encuentra entre los límites siguientes:

$$T_a = 310 \div 350 [^{\circ}K]$$

#### 1.11.6) Coeficiente de llenado ( $y_v$ )

$$y_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T_o} * \frac{1}{v - 1} * \frac{1}{P_o} (\xi_s * vPa - \xi_p * Pr) \quad (1.10)$$

$\xi_s$  -coeficiente de sobrealimentación  $\xi_s = 1.02 \div 1.06$

$\xi_p$  -coeficiente de barrido  $\xi_p \approx 1.0$

Con los valores óptimos de las fases del sistema de distribución, el coeficiente  $\xi_s$  crece con el aumento del número de revoluciones del motor.

Nota: Los valores característicos del coeficiente de llenado

$$y_v = 0.8 \div 0.9$$

### 1.12) Proceso de compresión.

#### 1.12.1) Coeficiente politrópico del proceso de compresión ( $y_1$ ).

$$y_1 = 1.32 \div 1.4$$

Los mayores valores de  $y_1$  son característicos de los motores rápidos y de carrera corta, así como para los de enfriamiento por aire.

### 1.12.2) Presión al final de la compresión (Pc).

$$P_c = P_a * v^{n_1} \left[ \frac{MN}{m^2} \right] \quad (1.11)$$

### 1.12.3) Temperatura al final de la compresión (Tc)

$$T_c = T_a * v^{(n_1-1)} \quad (1.12)$$

### 1.13) Proceso de combustión.

#### 1.13.1) Coeficiente efectivo de modificación molecular.

$$\tilde{\gamma} = \frac{M_2 + 0.01x_R * M_1}{M_1(1 + 0.01x_R)} \quad (1.13)$$

#### 1.13.2) Pérdidas de calor por combustión incompleta de un kg de combustible.

$$\Delta H_{u0} = 0$$

#### 1.13.3) Energía calórica de la mezcla.

$$H_{pc} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + 0.01x_R)} \quad (1.14)$$

#### 1.13.4) Temperatura de los gases al final de la combustión.

Los valores de  $T_z = t_z + 273$  característicos de los motores automotores son:

$$T_z = 1800 \div 2300 [^{\circ}K]$$

#### 1.13.5) Presión máxima de combustión y relación de incremento de la presión

} .

La magnitud de } determinada de datos estadísticos para motores Diesel de construcción análoga:

- Diesel con cámara de combustión única ( } = 1.8 ÷ 2.5 )
- Diesel con cámara dividida ( } = 1.8 ÷ 2.5 )
- Diesel con precámara ( } = 1.4 ÷ 2.6 )

$$P_z' = P_z = 9 \text{ MPa}$$

#### 1.13.6) Coeficiente de expansión previa u y coeficiente de expansión ulterior ... .

$$u = \frac{v}{\dots} \quad (1.15)$$

$$\dots = \frac{\tilde{\gamma} * T_z}{\} * T_c} \quad (1.16)$$

## 1.14) Proceso de expansión y escape.

### 1.14.1) Valor medio del coeficiente politrópico de expansión $n_2$ .

El coeficiente  $n_2$  se determina según los datos estadísticos existentes para este parámetro:

$$n_2 = 1.18 \div 1.28$$

- Los mayores valores son característicos de motores con una relación  $S/D > 1$  y de bajas revoluciones. El coeficiente  $n_2$  está íntimamente vinculado al coeficiente de aprovechamiento de calor de la zona de combustión visible.
- Un aumento de  $v_z$  conduce a un aumento de  $n_2$ .

### 1.14.2) Presión final de la expansión $P_b$

$$P_b = \frac{P_z}{u^{n_2}} (Mpa) \quad (1.17)$$

### 1.14.3) Temperatura al final de la expansión ( $T_e$ ).

$$T_e = \frac{T_z}{u^{(n_2-1)}} (^{\circ}K) \quad (1.18)$$

### 1.14.4) Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida ( $T_r$ ).

$$T_r^* = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{P_e}{P_r}}} (^{\circ}K) \quad (1.19)$$

$$\Delta = \frac{T_r^* - T_r}{T_r} * 100(\%) \quad (1.20)$$

Si como resultado de los cálculos de la expresión anterior se obtiene que  $\Delta \leq 10\%$ , será necesario repetir los cálculos a partir del punto 6, asumiendo un nuevo valor de  $T_r$  tal que  $T_r = T_r^*$ .

## 1.15) Coeficiente indicado del ciclo de trabajo.

### 1.15.1) Presión media indicada teórica ( $\frac{MN}{m^2}$ ).

$$P'_i = \frac{P_c}{v-1} \left[ \left\{ (\dots - 1) + \frac{\dots}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{u^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{v^{n_1-1}} \right) \right\} \right] \left( \frac{MN}{m^2} \right) \quad (1.21)$$

### 1.15.2) Presión media indicada $P_i$ .

$$P_i = P'_i * \left\{ \left( \frac{MN}{m^2} \right) \right. \quad (1.22)$$

{ -coeficiente de redondez del diagrama:  $\{ = 0.92 \div 0.95$

### 1.15.3) Rendimiento indicado.

$$y_i = \frac{P_i * l_0 * r}{H_u * \dots y_v * 10^{-3}} \quad (1.23)$$

### 1.15.4) Consumo específico indicado de combustible ( $g_i$ ).

$$g_i = \frac{3600}{H_u y_i * 10^{-3}} \quad (1.24)$$

### 1.16 Diagrama indicado del motor.

En la Figura 1.5 se muestra el diagrama indicado de un motor Diesel de cuatro tiempos, donde se pueden apreciar las cuatro carreras del pistón: admisión, compresión, expansión y escape. En la Figura 1.5 se muestra también el diagrama que de presiones del proceso contra ángulo de giro del cigüeñal.

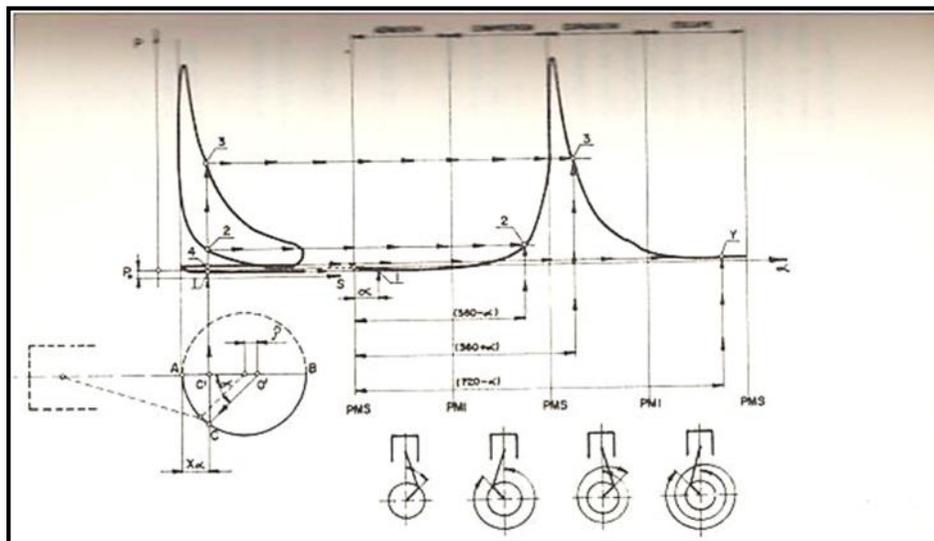


Figura 1.5 Diagrama indicado y gráfico de presión contra ángulo de giro del cigüeñal para un motor Diesel de cuatro tiempos.

Fuente: Elemento de construcción y cálculo de motores de combustión interna. (L/T).

## 1.17 Combustible y aspectos de la compresión del motor Diesel Mercedes Benz OM 662.

1.17.1 Combustible Diesel típico con índice de cetano 45 cuya composición elemental en fracciones molares es prácticamente igual a:

$$c \cong 0.87$$

$$h \cong 0.126$$

$$o \cong 0.004$$

La masa molecular de los combustibles Diesel.

$$m_t = 190 \text{ kg/kmol}$$

Y su valor calórico

$$Hu = 4200 \text{ kJ/kg}$$

1.17.2 Determinación de la relación de compresión  $\xi$  Diesel con cámara de combustión no dividida con preparación volumétrica.

Para el motor Mercedes Benz Om 662 la relación de compresión es:

$$v = 17.5$$

1.7.3 Determinación del coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) diesel con precámara:

$$r = 1.2 \div 1.35$$

$$r = 1.3$$

1.18 Parámetros del ciclo de trabajo.

1.18.1 Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible.

$$Lo = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$$

$$Lo = \frac{1}{0.21} \left( \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} + \frac{0.004}{32} \right) \quad (1.1)$$

$$Lo = 0.497 \text{ Kmole/Kg}$$

$$L_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8C}{3} + 8H - O \right)$$

$$L_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8 \cdot 0.87}{3} + 8 \cdot 0.126 - 0.004 \right)$$

$$L_o = 14.46 \text{ kg aire / kg comb}$$

### 1.18.2 Cantidad de mezcla fresca.

$$M_1 = r * L_o$$

$$M_1 = 1.3 * 0.497$$

$$M_1 = 0.646 \text{ Kmole / Kg} \tag{1.2}$$

### 1.18.3 Cantidad de productos de la combustión por un kg de combustible.

$$-CO_2 \quad M_{CO_2} = \frac{c}{12} = \frac{0.87}{12} = 0.073 \text{ Kmole / Kg}$$

$$-H_2O \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063 \text{ Kmole / Kg}$$

$$-O_2 \quad M_{O_2} = 0.21(r - 1) * L_o$$

$$M_{O_2} = 0.21(1.3 - 1) * 0.497$$

$$M_{O_2} = 0.031 \text{ Kmole / Kg}$$

$$-N_2 \quad M_{N_2} = 0.79 * r * L_o$$

$$M_{N_2} = 0.79 * 1.3 * 0.497$$

$$M_{N_2} = 0.51 \text{ Kmole / Kg}$$

$$-CO \quad M_{CO} = 0$$

$$-H_2 \quad M_{H_2} = 0 \tag{1.3}$$

### 1.18.4 Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo.

$$M_o = \frac{M_2}{M_1},$$

$$M_o = \frac{0.677}{0.646},$$

$$M_o = 1.05,$$

$$\dots M_o = 1.01 \div 1.06 \tag{1.4}$$

### 1.18.5. Condiciones ambientales.

$$P_0 = 0.1 \frac{MN}{m^2}$$

$$T_0 = 298^0 K$$

### 1.18.6 Parámetros de los gases residuales.

$T_r = 700 \div 900 [^0 K]$  → Temperatura de los gases residuales.

$$T_r = 850^0 K$$

Presión de los gases residuales.

$$Pr = (1.05 \div 1.25) * P_0 = 0.12 \text{ MPa} \quad (1.5)$$

### 1.19 Proceso de admisión.

#### 1.19.1 Incremento de la temperatura de la mezcla, por caldeo.

$$\Delta T_o = 10 \div 40^0$$

$$\Delta T_o = 25^0 K$$

#### 1.19.2 Densidad de la mezcla.

$$\dots_0 = 1.17 \frac{Kg}{m^3}$$

#### 1.19.3 Pérdida de presión durante el proceso de admisión.

$$\Delta Pa = (S^2 + c_{pr}) \frac{V_{pr}^2}{2} * \dots_0 * 10^{-6} \quad (1.6)$$

La magnitud de  $\Delta Pa$  para todos los motores contemporáneos oscila:

$$\Delta Pa = (0.04 \div 0.18) * P_0$$

$$\Delta Pa = 0.00816 \quad (1.7)$$

Donde  $(S^2 + c_{pr})$ - coeficiente sumario que tiene en cuenta las pérdidas de velocidad y la resistencia del sistema de admisión, referidas a la sección media de la válvula.

#### 1.19.4 Coeficiente de gases residuales.

$$X_R = \frac{T_o + \Delta T_o}{T_r} * \frac{Pr}{\sqrt{Pa} - Pr} * 100[\%]$$

$$X_R = \frac{298 + 25}{850} * \frac{0.12}{17.5 * 0.094 - 0.12} * 100$$

$$X_R = 2.96$$

$$\dots X_R = 2 \div 6[\%] \quad (1.8)$$

### 1.19.5 Temperatura al final de la admisión.

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_o + 0.01x_R * Tr}{1 + 0.01 * x_R}$$

$$T_a = \frac{298 + 25 + 0.01 * 2.96 * 850}{1 + 0.01 * 2.96}$$

$$T_a = 338^0 K \quad (1.9)$$

Nota: En los motores modernos el valor de  $T_a$  se encuentra entre los límites siguientes:

$$T_a = 310 \div 350 [^0 K]$$

### 1.19.6 Coeficiente de llenado ( $y_v$ )

$$y_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T_o} * \frac{1}{v - 1} * \frac{1}{P_o} (\xi_s * \sqrt{P_a} - \xi_a * P_r)$$

$$y_v = \frac{298}{298 + 25} * \frac{1}{17.5 - 1} * \frac{1}{0.1} (1.04 * 17.5 * 0.094 - 1.0 * 0.12)$$

$$y_v = 0.88 \quad (1.10)$$

Nota: Los valores característicos del coeficiente de llenado  $y_v = 0.8 \div 0.9$

## 1.20 Proceso de compresión.

### 1.20.1 Coeficiente politrópico del proceso de compresión.

$$y_v = 1.32 \div 1.4$$

$$y_v = 1.36$$

### 1.20.2 Presión al final de la compresión ( $P_c$ ).

$$P_c = P_a * v^{n_1} \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$P_c = 0.094 * 17.5^{1.36}$$

$$P_c = 4.61 Mpa \quad (1.11)$$

### 1.20.3 Temperatura al final de la compresión ( $T_c$ ).

$$T_c = T_a * v^{(n_1-1)}$$

$$T_c = 338 * 17.5^{(1.36-1)} \quad , \quad (1.12)$$

$$T_c = 947^0 K$$

## 1.21 Proceso de combustión.

### 1.21.1 Coeficiente efectivo de modificación molecular.

$$\begin{aligned}\tilde{\nu} &= \frac{M_2 + 0.01x_R * M_1}{M_1(1 + 0.01x_R)} \\ \tilde{\nu} &= \frac{0.677 + 0.01 * 2.96 * 0.646}{0.646(1 + 0.01 * 2.96)} \\ \tilde{\nu} &= 1.05\end{aligned}\tag{1.13}$$

### 1.21.2 Pérdidas de calor por combustión incompleta de un Kg de combustible.

$$\Delta Hu = 0$$

### 1.21.3 Energía calórica de la mezcla.

$$\begin{aligned}H_{pc} &= \frac{Hu - \Delta Hu}{M_1(1 + 0.01x_R)} \\ H_{pc} &= \frac{42000}{0.646(1 + 0.01 * 2.96)} \\ H_{pc} &= 63157\end{aligned}\tag{1.14}$$

### 1.21.4 Temperatura de los gases al final de la combustión.

$$T_z = 1800 \div 2300 [^{\circ}K]$$

$$T_z = 1950^{\circ}K$$

### 1.21.5 Presión máxima de combustión y relación de incremento de presión }

Para Diesel con pre cámara.

$$\} = 1.4 \div 1.6$$

$$\} = 1.5$$

$$Pz' = Pz = 6.92 MPa$$

### 1.21.6 Coeficiente de expansión previa ... y de expansión ulterior u .

$$\begin{aligned}u &= \frac{v}{\dots} \\ u &= \frac{17.5}{1.73} \\ u &= 10.12\end{aligned}\tag{1.15}$$

$$\begin{aligned}
 \dots &= \frac{\sim \cdot T_z}{\} \cdot T_c \\
 \dots &= \frac{1.05 \cdot 1950}{1.5 \cdot 947} \\
 \dots &= 1.44
 \end{aligned}
 \tag{1.16}$$

## 1.22 Proceso de expansión y escape.

### 1.22.1 Coeficiente politrópico del proceso de expansión.

$$n_2 = 1.18 \div 1.28$$

$$n_2 = 1.23$$

### 1.22.2 Presión final de la expansión $P_b$ .

$$P_b = \frac{P_z}{u^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{6.92}{10.12^{1.23}}$$

$$P_b = 0.40 \text{ MPa}$$

(1.17)

### 1.22.3 Temperatura al final de la expansión ( $T_e$ ).

$$T_e = \frac{T_z}{u^{(n_2-1)}}$$

$$T_e = \frac{1950}{10.12^{(1.23-1)}}$$

$$T_e = 1145^0 K$$

(1.18)

### 1.22.4 Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida ( $T_r$ ).

$$T_r^* = \frac{T_e}{\sqrt[3]{\frac{P_e}{P_r}}}$$

$$T_r^* = \frac{1145}{\sqrt[3]{\frac{0.40}{0.12}}}$$

$$T_r^* = 766^0 K$$

(1.19)

$$\Delta = \frac{T_r^* - T_r}{T_r} * 100$$

$$\Delta = \frac{766 - 850}{850} * 100$$

$$\Delta = 9.88\%$$

$$\Delta \leq 10\% \tag{1.20}$$

### 1.23 Coeficiente indicado del ciclo de trabajo.

#### 1.23.1 Presión media indicada teórica ( $\frac{MN}{m^2}$ )

$$P'_i = \frac{P_c}{v-1} \left[ \left\{ (\dots - 1) + \frac{\dots}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{u^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{v^{n_1-1}} \right) \right\} \right]$$

$$P'_i = \frac{4.61}{17.5 - 1} \left[ 1.5(1.73 - 1) + \frac{1.5 * 1.73}{1.23 - 1} \left( 1 - \frac{1}{10.12^{1.23-1}} \right) - \frac{1}{1.36 - 1} \left( 1 - \frac{1}{17.5^{1.36-1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 1.10 \frac{MN}{m^2} \tag{1.21}$$

#### 1.23.2 Presión media indicada $P'_i$ .

$$P'_i = P'_i * \{$$

-Donde  $\{ = 0.92 \div 0.95$

$$P'_i = 1.10 * 0.93$$

$$P'_i = 1.02 \frac{MN}{m^2} \tag{1.22}$$

#### 1.23.3 Rendimiento indicado.

$$y_i = \frac{P_i * l_o * r}{H_u * \dots_0 * y_v * 10^{-3}}$$

$$y_i = \frac{1.10 * 14.46 * 1.3}{42000 * 1.44 * 0.89 * 10^{-3}}$$

$$y_i = 0.38 \tag{1.23}$$

### 1.23.4 Consumo específico indicado de combustible ( $g_i$ ).

$$g_i = \frac{3600}{H_u * y_i * 10^{-3}}$$

$$g_i = \frac{3600}{42000 * 0.38 * 10^{-3}}$$

$$g_i = 226 \frac{gr}{kW * h} \quad (1.24)$$

### 1.24. Datos para la construcción del diagrama de presiones del proceso contra ángulo de giro del cigüeñal.

1. Presión en la admisión:  $P_a = -0,00816$  MPa.
2. Presión en la cámara al final del proceso de compresión:  $P_c = 4,61$  MPa.
3. Presión máxima durante la combustión:  $P_{max} = 6.92$  MPa.
4. Presión en el cilindro al final de la carrera de expansión:  $P_b = 0.40$  MPa.
5. Presión del cilindro durante la carrera de escape.  $P_e = 0,40$  MPa.

En la Figura 1.6 se muestra el diagrama indicado obtenido.

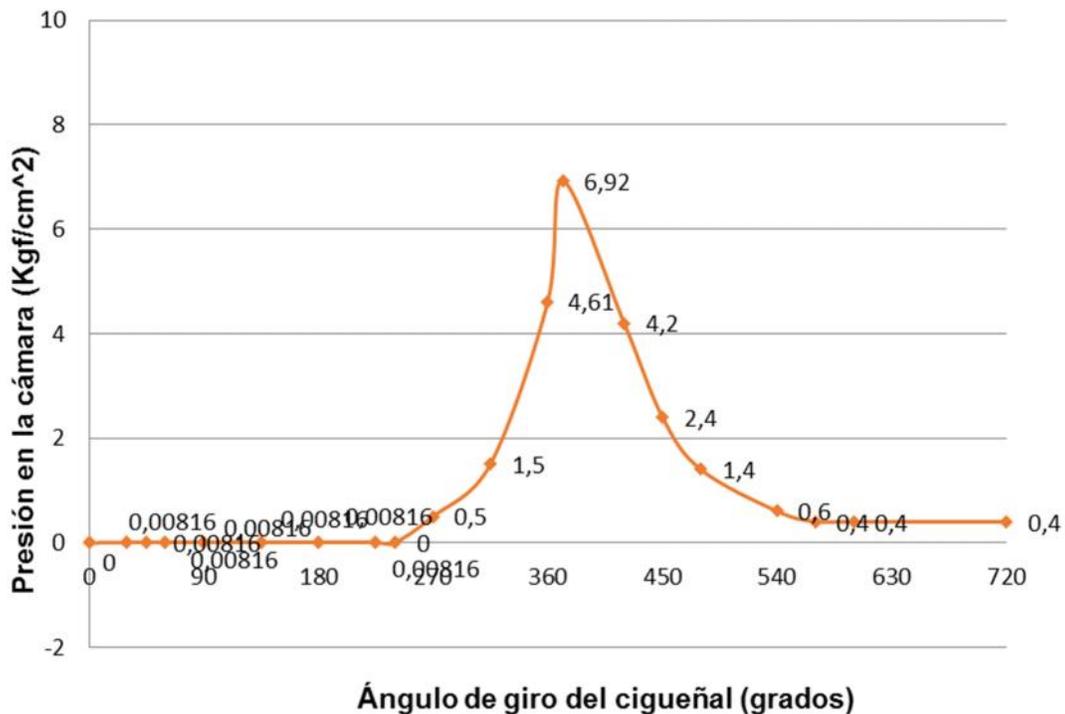


Figura 1.6 Diagrama indicado del Motor Mercedes Benz Om-662.

### **1.25. Conclusiones parciales.**

1. Se profundizó en las características y parámetros generales de los motores Diesel y se localizaron los datos necesarios del motor para realizar su cálculo térmico.
2. Se investigó en la literatura especializada la metodología necesaria para realizar el cálculo térmico obteniendo las presiones y temperaturas de cada uno de los procesos del ciclo de trabajo de un motor Diesel de cuatro tiempos.
3. Se realizó el cálculo térmico del motor Diesel Mercedes Benz Om-662 y se obtuvieron los datos necesarios para construir el diagrama de presiones de los puntos característicos del ciclo de trabajo contra ángulo de giro del cigüeñal.

## *Capítulo 2*

## Capítulo II. Teoría general del cálculo de cigüeñales y pistón.

### 2.1. Esquemas de análisis generales empleados en el cálculo.

El árbol cigüeñal, en el caso más complejo constituye un sistema tridimensional repetido, hiperestático de rigidez variable y apoyada sobre soportes elásticos, como se muestra en la Figura 2.1. (Goytisolo, 2000).

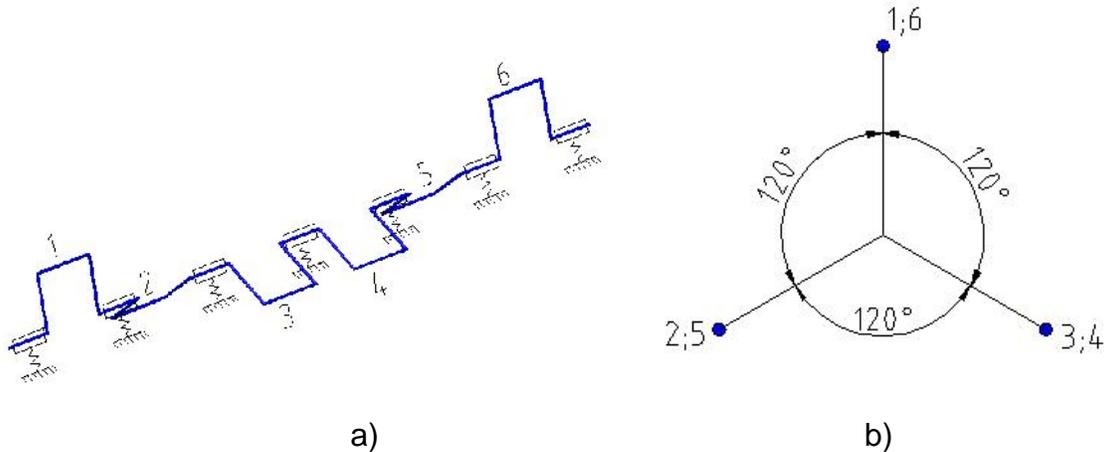


Fig. 2.1. Esquema de un cigüeñal de un motor de seis cilindros.

El cálculo exacto del cigüeñal tomando en cuenta la existencia de múltiples apoyos elásticos, las deformaciones del cárter, la propia elasticidad de los alojamientos de los apoyos, la coaxialidad de los mismos, las diferencias de holguras provocadas por el desgaste, etc., es extremadamente complejo y consume un tiempo excesivo, por esta razón en los cálculos se utilizan realmente esquemas de análisis simplificados. Los esquemas fundamentales son:

a) Esquema seccionado, con apoyo rígidos, isostáticos.

b) Esquema no seccionado, con apoyos rígidos múltiples, hiperestáticos.

En ninguno de los esquemas mencionados se toman en cuenta las deformaciones del cárter, la elasticidad de los alojamientos y la diferencia de coaxialidad y de holgura entre los apoyos.

En el esquema seleccionado el cigüeñal se supone dividido en manivelas que están vinculadas entre si únicamente por la transmisión del momento. Este esquema se muestra en la Figura 2.2.

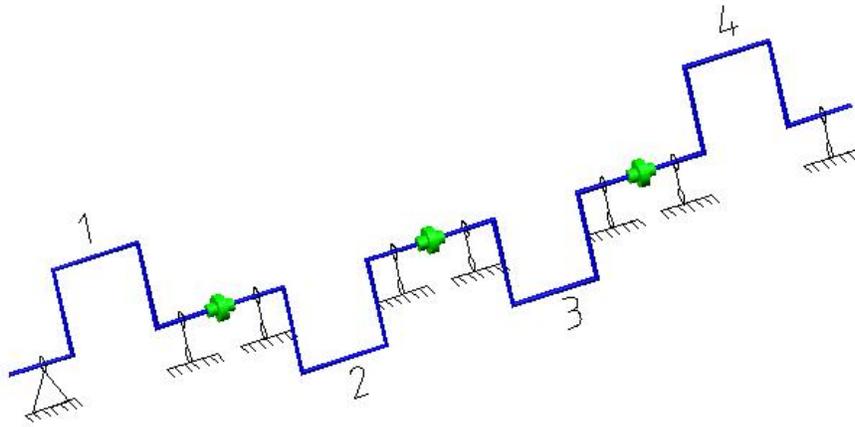


Fig.2.2. Esquema seccional para un motor de cuatro cilindros.

Las manivelas isostáticas están unidas entre sí por articulaciones cardánicas capaces solo de transmitir el momento torsor. El esquema implica por lo tanto que se consideren nulos los momentos flectores que se transmiten de una manivela a otra.

En el esquema no seccionado el cigüeñal se considera como un árbol quebrado multiapoyo y por consiguiente hiperestático Figura 2.3. En este caso se toman en cuenta los momentos flectores y flectores que se transmiten a través de los muñones de apoyo pero indudablemente el cálculo es mucho más complejo.

El análisis comparativo de los resultados obtenidos para árboles cigüeñales calculados por uno u otro método, indica que las diferencias no son extremadamente grandes (Goytisoló, 2000). En el caso del factor de seguridad en los muñones de apoyo, la diferencia es solo del 5-8% y en los. No obstante estas diferencias, el esquema de análisis seccionado es el que se utiliza con más frecuencia debido a su sencillez.

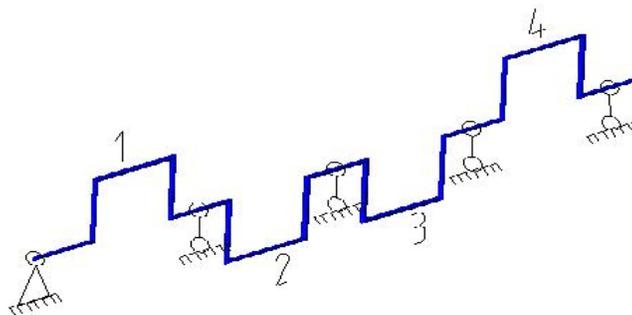


Figura 2.3. Esquema no seccionado para un motor de cuatro cilindros.

## 2.2. Cargas que actúan sobre los árboles cigüeñales.

Las cargas fundamentales que actúan sobre los árboles cigüeñales son según (Birger, 1986):

- Fuerzas provocadas por la presión del gas en el interior del cilindro.
- Fuerzas de inercia originadas por las aceleraciones que surgen durante el movimiento del mecanismo manivela-biela-corredera.
- Cargas vibrantes originadas por las vibraciones del árbol.

La presión del gas en el interior del cilindro ( $p_g$ ) para diferentes ángulos de giro de la manivela del cigüeñal se obtiene el diagrama indicado. La fuerza provocada por el gas en la dirección normal a la cabeza del pistón es:

$$P_g = (p_g - p_o) \cdot A_p \text{ kgf / cm}^2 \quad (2.1)$$

Donde:

$P_g$  – Fuerza provocada por el gas en la cabeza del pistón.

$p_g$  – presión del gas en el cilindro.

$p_o$  – presión en el interior del cárter.

Esta fuerza se transmite a través de la biela hasta el muñón de biela del árbol cigüeñal. De las ecuaciones de equilibrio de la biela Figura 2.4. Se obtiene:

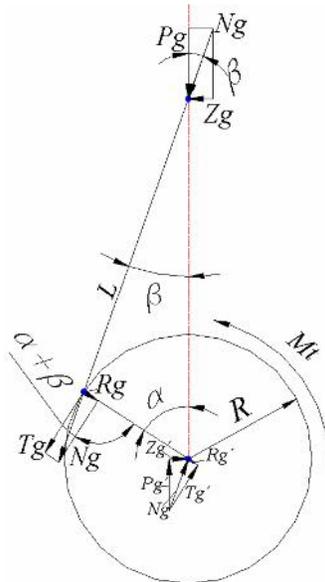


Fig. 2.4 Esquema de fuerzas provocadas por la presión del gas.

$$Zg = Pg * \tan S \quad (2.2)$$

$$Ng = \frac{Pg}{\cos S} \quad (2.3)$$

$$Tg = Pg \frac{\text{sen}(\gamma + S)}{\cos S} \quad (2.4)$$

$$Rg = Pg \frac{\cos(\gamma + S)}{\cos S} \quad (2.5)$$

En los apoyos del árbol aparece la reacción Ng que puede ser descompuesta en Pg" y Zg" o en Rg" y Tg".

El momento torsor provocado por la fuerza tangencial o circunferencial Tg será:

$$Mt = Tg \cdot R = Pg \cdot R \frac{\text{sen}(\gamma + S)}{\cos S} \quad (2.6)$$

Un momento de igual magnitud que está formado por las fuerzas Zg y Zg" se transmite al bastidor del motor. El momento reactivo es de signo contrario.

Durante el movimiento de los elementos del mecanismo manivela-biela-corredera se generan fuerzas y pares de inercia, cuyo cálculo se realiza por las conocidas ecuaciones:

$$Pi = -m \frac{dv}{dt} \quad (2.7)$$

$$Mi = -i \frac{dw}{dt} \quad (2.8)$$

El signo menos indica que estas fuerzas son contrarias a las respectivas aceleraciones. En estas expresiones:

m– masa.

i –momento de inercia de masa.

$\frac{dv}{dt}$  –aceleración lineal del centro de masa.

$\frac{dw}{dt}$  –aceleración angular del elemento.

La biela tiene un movimiento complejo, de aquí que para los cálculos de las fuerzas de inercia su masa se considera reducida en dos masas equivalentes concentradas en la cabeza y pie Fig. 2.5 cuyas magnitudes son:

$$m_{cb} = m_b \frac{L_p}{L} \quad (2.9)$$

$$m_{pb} = m_b \frac{L_c}{L} \quad (2.10)$$

Generalmente:  $\frac{L_c}{L} = 0.25 \div 0.40$  y  $\frac{L_p}{L} = 0.6 \div 0.75$

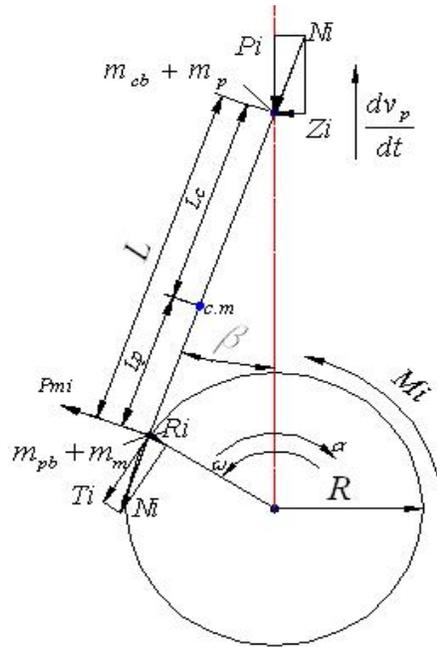


Fig. 2.5 Fuerzas provocadas sobre el árbol cigüeñal por la fuerza de inercia  $P_i$ .

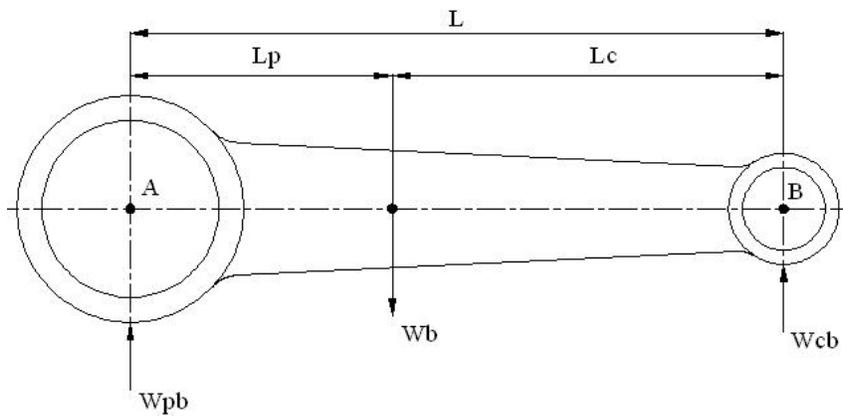


Fig. 2.6. Peso de la cabeza y del pie de biela para calcular el centro de masa de la biela.

Pesando por separado la cabeza de la biela tratando de mantener el otro apoyo como articulado se obtuvieron los valores siguientes:

$$W_{pb} = 0.56 \text{ Kg.}$$

$$W_{cb} = 0.28 \text{ Kg.}$$

$$W_b = 0.84 \text{ Kg.}$$

Cálculo de la fuerza provocada por el gas en la dirección normal a la cabeza del pistón

$$\begin{aligned} P_g &= (p_g - p_o) \cdot A_p \\ P_g &= (0.4 - 0.1) \cdot 0.00636 \\ P_g &= 0.0019 \text{ MN} \end{aligned} \tag{2.1}$$

### 2.2.1. Cálculo de la fuerza provocada por la presión del gas.

En la tabla 2.1 se muestra los datos obtenidos por la fuerza resultante provocada por la presión de los gases y representada en la fig. 2.7. Diagrama de la fuerza Ng contra giro del cigüeñal.

$$\begin{aligned} N_g &= \frac{P_g}{\cos S} \\ N_g &= \frac{0.0019}{\cos 16.33} \\ N_g &= 0.00198 \text{ MN} \end{aligned} \tag{2.3}$$

$$\begin{aligned} N_g &= \frac{P_g}{\cos S} \\ N_g &= \frac{0.0019}{\cos -16.33} \\ N_g &= 0.00197 \text{ MN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_g &= \frac{P_g}{\cos S} \\ N_g &= \frac{0.0019}{\cos 3.33} \\ N_g &= 0.00190 \text{ MN} \end{aligned}$$

$$Ng = \frac{Pg}{\cos S}$$

$$Ng = \frac{0.0019}{\cos -14.09}$$

$$Ng = 0.00195MN$$

Tabla 2.1.- Valores de las fuerzas resultantes con respecto al ángulo de giro de la manivela.

	0°	90°	180°	270°	360°	372°	450°	540°	600°	720°
	0°	16.33°	0°	-16.33°	0°	3.33°	16.33°	0°	-14.09°	0°
<b>Ng(N)</b>	0	0.00198	0	0.00197	0	0.00190	0.00198	0	0.00195	0

### 2.3. Metodología del cálculo del pistón.

El pistón es el elemento más solicitado del grupo del pistón pues recibe grandes cargas de los gases, tanto inerciales como térmicos.

El cálculo de comprobación de los elementos del pistón se efectúa sin considerar las cargas variables y estas se tienen en cuenta al establecer las correspondientes tensiones permisibles. En el cálculo se comprueba: el fondo del pistón, la pared de la cabeza del pistón, el primer tabique entre aros, la superficie de apoyo de todo el pistón y la falda de este (ver el esquema de cálculo del pistón en la figura 2.8).

Las tensiones permisibles en el fondo del pistón, si lo consideramos como una placa circular uniforme cargada que se apoya libremente en el cilindro:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = 1.25 p_{z_{max}} \frac{D_i^2}{\delta} \text{ MN/m}^2$$

Donde:

$$M_f = \frac{1}{3} p_{z_{max}} \frac{D_i^3}{2} \text{ (momento flector en MN - m)}$$

$$M_f = \frac{1}{3} \left( \frac{D_i}{2} \right)^2 \quad (\text{momento de resistencia a la flexion del fondo del piston, en } m^3)$$

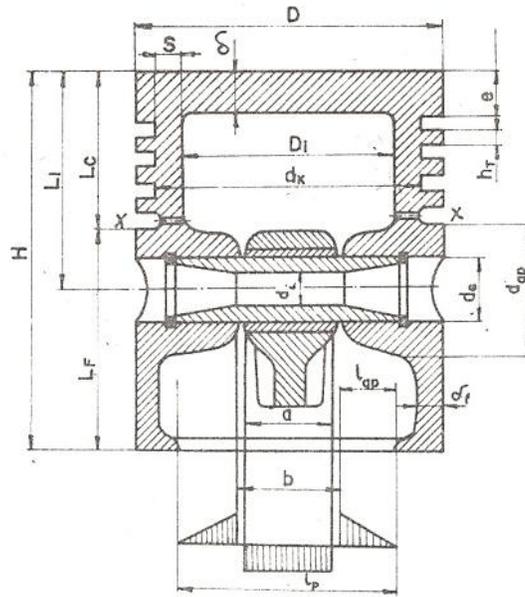


Fig.2.8. Esquema de cálculo del pistón.

$p_{z_{max}}$ : Presión máxima de la combustión, en  $MN/m^2$

$D_i$ : Diametro interior del pistón

$\delta$ : Espesor del fondo del pistón

Las tensiones permisibles a la flexión, para pistones de aluminio son, con el fondo sin nervios de refuerzos:  $\sigma_f = 19-24 MN/m^2$ , y con nervios de refuerzos resulta igual a  $\sigma_f = 50-150 MN/m^2$ .

Para pistones de hierro fundido con el fondo sin nervios de refuerzos:  $\sigma_f = 40-50 MN/m^2$ , y con nervios de refuerzos resulta igual a  $\sigma_f = 80-200 MN/m^2$

La parte cilíndrica del pistón se comprueba a compresión en la sección más debilitada (sección X-X de la figura 2.7) ubicada encima de los apoyos del bulón, es decir, en las ranuras para los aros de aceite que poseen orificios para el paso del mismo desde el aro hacia la cavidad interior del pistón.

### 2.3.1. Las tensiones de compresión en esta sección.

$$\sigma_c = \frac{P_{z_{max}}}{F}$$

Dónde:

$P_{z_{max}}$ : Fuerza máxima de la presión de los gases sobre el pistón.

$F$ : Area de la sección:

$$F = 0.785 d_k^2 - D_i^2 - F'$$

Aquí:

$d_k$ : Diámetro exterior del pistón en la ranura anular.

$D_i$ : Diámetro interior del pistón en la sección de la ranura.

$F'$ : Área sumaria de los orificios.

Las tensiones permisibles a la compresión para pistones son: para hierro:  $\sigma_c=60-80$  MN/m<sup>2</sup> y para aluminio  $\sigma_c=30-40$  MN/m<sup>2</sup> ..

La parte guía se comprueba según las presiones específicas  $q$  que actúan entre la falda del pistón y la pared del cilindro .El cálculo se realiza en el régimen de potencia nominal:

$$q = \frac{N_{max}}{DL_f}$$

Donde:

$N_{max}$ : Fuerza máxima que comprime el pistón contra la pared del cilindro.

$D$ : Diámetro del pistón

$L_f$ : Longitud de la biela del pistón que se apoya sobre la pared del cilindro.

Para motores de automóviles de carga:

$$q=0.2-0.3 \text{ MN/m}^2$$

Y para automóviles con motores rápidos:

$$q=0.3-0.6 \text{ MN/m}^2$$

El primer tabique entre aros del pistón  $\varnothing_t$  a veces se comprueba a flexión (y se expresa en mega newton por metros cuadrados):

$$\sigma_f = 0.0045 p_{z_{max}} \frac{D^2}{\varnothing_t}$$

Y a cortante:

$$t: 0.0314 p_{z_{max}} \frac{D}{\varnothing_t}$$

### 2.3.2. Las tensiones equivalentes por la tercera teoría de la resistencia:

$$\sigma_{\text{e}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 4r^2}$$

Las tensiones permisibles son, para aleaciones de aluminio:  $\sigma_{\text{e}}: 30 - 40 \text{ MN/m}^2$ , y para hierro fundido:  $\sigma_{\text{e}}: 60 - 80 \text{ MN/m}^2$ . El régimen de cálculo utilizado es el momento torsor máximo para el motor de carburación, y el régimen de potencia nominal para el motor Diesel.

Los pistones de los motores trabajan en contacto con los gases que poseen altas temperaturas, por esto al fabricar pistones se prevén holguras de montaje que evitan el atascamiento del pistón. Además, se comprueban las tensiones sumarias en el fondo del pistón debidas a la flexión ( $\sigma_f$ ) y al influencia de las diferencias de temperaturas ( $\sigma_t$ ) fundamentalmente en el caso de pistones de hierro con enfriamiento por aceite.

$$\sigma_{\text{e}} = \sigma_f + \sigma_t = 0.25 p_{z_{\text{max}}} \cdot \frac{D_i^2}{\delta} + \alpha E \frac{q\delta}{2003\lambda}$$

Dónde:

$\alpha$ : Coeficiente de dilatación lineal del hierro, es igual a  $11 \cdot 10^{-6}$  grados.

$E$ : Módulo de elasticidad del hierro, es igual a  $E = 1.0 - 1.2 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$

$q$ : Carga térmica específica ( $\text{W/m}^2$ )

$\delta$ : Espesor del fondo del pistón (cm)

$\lambda$ : Coeficiente de conductividad térmica para el hierro ( $\lambda = 58 \text{ W/m} \cdot \text{grados}$ )

Para motores de cuatro tiempos:

$$q = (70000 + 300n) P_i \text{ W/m}^2$$

Dónde:

$n$ : Frecuencia del giro del cigüeñal ( $\text{min}^{-1}$ )

Para motores de automóviles los valores permisibles son:

$$\sigma_{\text{e}} = 150 - 250 \text{ MN/m}^2$$

En la tabla 3.1 se ofrecen los valores de las holguras de montaje entre el pistón y el cilindro en motores con falda del pistón rígida.

Tabla 3.1. Valores de holgura.

Pistón	Borde superior	Borde inferior
Aluminio	(0.006-0.008)D	(0.001-0.003)D
Hierro fundido	(0.004-0.006)D	(0.001-0.002)D

Para comprobar si el valor seleccionado del diámetro de la falda  $D_f$  es el correcto, se utiliza la siguiente expresión:

$$D_f = \frac{1 + \alpha_{cil} (t_{cil} - t_0) - \lambda' D}{1 + \alpha_p (t_p - t_0)}$$

Dónde:

$t_{cil}$ : Temperatura del cilindro aproximadamente igual a  $110^{\circ}C$

$t_p$ : Temperatura del pistón: para el aluminio en la zona del borde superior de la cabeza se toma  $250 - 300^{\circ}C$ , en la zona del borde inferior,  $110 - 130^{\circ}C$  y en la parte media del pistón  $130 - 160^{\circ}C$ . Para pistones de hierro fundido: en la zona en la zona del borde superior se toma  $300 - 400^{\circ}C$ , en la zona del borde inferior,  $110 - 130^{\circ}C$  y en la parte media  $150 - 160^{\circ}C$ .

$\alpha_{cil}$ : Coeficiente de dilatación lineal del material del cilindro.

$\alpha_p$ : Coeficiente de dilatación lineal del material del pistón.

$\lambda'$ : Holgura diametral relativa en estado caliente para el borde superior,  $\lambda' = 0.0025$  mientras que para el borde inferior y la parte media  $\lambda' = 0.0005 - 0.001$

$t_0$ : Temperatura inicial (ambiente) del cilindro y el pistón, igual a  $25^{\circ}C$

En algunos pistones, para compensar la expansión del pistón durante el calentamiento, se le hacen cortes a la falda.

El ancho de este corte longitudinal se encuentra entre los valores 1.5 y 2 milímetros. Análogamente comprueba el diámetro de la cabeza  $D_c$  por la misma expresión anterior.

## 2.4. Cálculo de las tensiones permisibles en el fondo del pistón.

### 2.4.1. Tensión de combustión.

$$\sigma_f = 0.25 p_{z_{max}} \frac{D_i^2}{\delta}$$

$$\sigma_f = 0.25 \cdot 6.92 \frac{0.072^2}{0.010}$$

$$\sigma_f = 89.6832 \text{ MN/m}^2$$

Tensión de compresión

$$\sigma_f = \frac{P_{z_{max}}}{F}$$

Donde:

$$F = 0.785 (d_k^2 - D_i^2) - F'$$

$$F = 0.785 (84^2 - 72^2) - \frac{\pi \cdot 0.029^2}{2}$$

$$F = 0.1484 \text{ m}^2$$

**Sustituyendo:**

$$\sigma_f = \frac{4.61}{0.1484}$$

$$\sigma_f = 31.064 \text{ MN/m}^2$$

Aluminio:  $\sigma_f = 30 - 40 \text{ MN/m}^2$

### 2.4.2. Régimen de potencia nominal:

$$q = \frac{N_{max}}{DL_f}$$

$$q = \frac{0.0019}{0.09 \cdot 0.049}$$

$$q = 0.4308 \text{ MN/m}^2$$

Motores rápidos:  $q = 0.3 - 0.6 \text{ MN/m}^2$

### 2.4.3. Comprobación de la flexión:

$$\sigma_f = 0.004 \cdot 5 p_{z_{max}} \frac{D^2}{\sigma_t}$$

$$\sigma_f = 0.004 \cdot 5 \cdot 6.92 \frac{0.09^2}{0.005}$$

$$\sigma_f = 44.84 \text{ MN/m}^2$$

Y a cortante:

$$\tau = 0.031 \cdot 4 \cdot p_{zmax} \frac{D}{2t}$$

$$\tau = 0.031 \cdot 4 \cdot 6.92 \frac{0.09}{0.005}$$

$$\tau = 15.44 \text{ MN/m}^2$$

#### 2.4.4. Las tensiones equivalentes por la tercera teoría de la resistencia:

$$\sigma_{\bar{e}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{\bar{e}} = \sqrt{44.84^2 + 4 \cdot 15.44^2}$$

$$\sigma_{\bar{e}} = 54.44 \text{ MN/m}^2$$

$$\text{Aluminio: } \sigma_{\bar{e}} = 30 - 40 \text{ MN/m}^2$$

#### 2.4.5. Comprobación del diámetro de la falda:

$$D_f = \frac{1 + \frac{c_{il}}{p} \frac{t_{cil} - t_0}{t_p - t_0} - \lambda D}{1 + 0}$$

$$D_f = \frac{1 + 0 \cdot \frac{110^0 - 25^0}{300^0 - 25^0} - 0.0025 \cdot 0.09}{1 + 0}$$

$$D_f = 0.0897 \text{ m}$$

Convirtiendo de  $m$  a  $mm$  obtenemos que:

$$D_f = 89.7 \text{ mm}$$

### 2.5. Conclusiones parciales.

1. Se han caracterizado a través del estudio de la bibliografía las ecuaciones fundamentales para el cálculo de la presión del gas, la aceleración del pistón, la fuerza de inercia del pistón, la posición del centroide de la biela y como se transmiten estas fuerzas hasta el muñón de biela del cigüeñal, para una máquina reciprocante cualquiera.
2. Se han obtenido las ecuaciones generales que caracterizan el comportamiento de las fuerzas provocadas por el gas y por las fuerzas de inercia sobre el muñón de biela en un codo del cigüeñal.

3. Se procesaron las ecuaciones anteriores para los datos del Mercedes Benz Om-662 y se obtuvieron los gráficos de la fuerza que actúa sobre fuerzas resultantes con respecto al ángulo de giro de la manivela y resultados del pistón.
4. Con los cálculos realizados en el capítulo se demostró que el pistón no sufre ninguna dilatación en el ciclo de trabajo del motor, no se tranca o se para a mitad de carrera.

## *Capítulo 3*

### Capítulo III. Evaluación de resistencia de cuerpo de la biela.

#### 3.1. Metodología de cálculo de la cabeza de biela.

Sobre la cabeza de la biela actúa la fuerza resultante.

$$N_r = N_g + N_i$$

La cual varía con el ángulo de giro del cigüeñal

La fuerza  $N_r$  alcanza su valor mínimo de compresión al inicio de la carrera de expansión, cuando el pistón se encuentra en su punto muerto superior.

$$N_{min} = - p_{gmax} - p_0 A_p + m_p + m_{pb} RW^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3.1)$$

El valor algebraico máximo de la fuerza  $N$  (tracción) se produce al comienzo de la carrera de admisión.

$$N_{max} = m_p + m_{pb} RW^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3.2)$$

La sección AA de la cabeza de la biela (Fig. 3.1) está rígidamente unida al cuerpo de la biela de aquí que la distribución de las tensiones posee diferente carácter cuando la fuerza  $N < 0$ , dirigida hacia abajo, comprimiendo la biela, que cuando  $N > 0$ , dirigida hacia arriba, traccionando la biela.

Investigaciones experimentales realizadas mediante extensimetría de resistencia eléctrica han demostrado que, cuando la carga  $N$  es de compresión, la distribución de carga en la porción inferior de la cabeza de la biela se distribuye de la forma cosinusoidal (Fig.3.2 a) y cuando la biela esta traccionada, la carga distribuida en la mitad superior es prácticamente uniforme (fig.3.2 b). En ambos casos la sección más peligrosa es la correspondiente al ángulo donde comienza la unión del aro de la de la biela con el cuerpo. En general este ángulo está entre  $= 90^\circ$  a  $140^\circ$

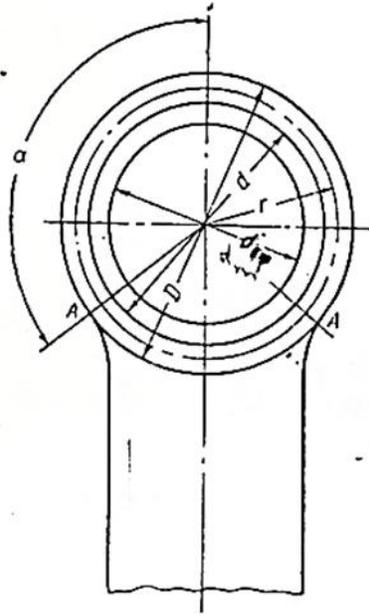


Fig.3.1. Esquema de la cabeza de biela del pistón.

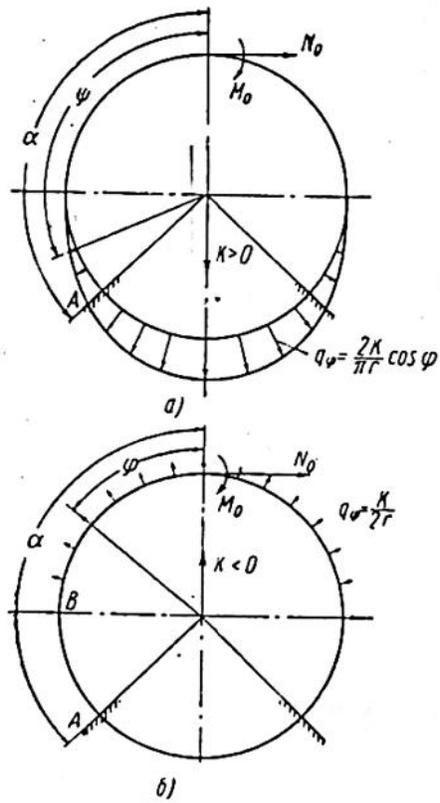


Fig. 3.2. Distribución de la carga sobre la cabeza de biela del pistón, para compresión de la biela (a), para tracción de la biela (b).

Considerando esta porción de la biela como una barra curva empotrada en la sección A-A y sometida a la acción de una carga distribuida como la mostrada en Fig. 3,2 a), y aplicando los métodos de la Resistencia de los Materiales, se pueden determinar la fuerza normal  $N$  y el momento  $M$ . Estos valores se dan en la Fig. 3.3. En función del ángulo  $(\alpha)$ . La tensión en esa sección se calculará entonces por la expresión:

$$\sigma = \frac{1}{ah} \left( N + \frac{6M}{h} \right)$$

Donde:

$a$ -ancho de la biela en la cabeza

$h$  -espesor de la pared del aro de la cabeza

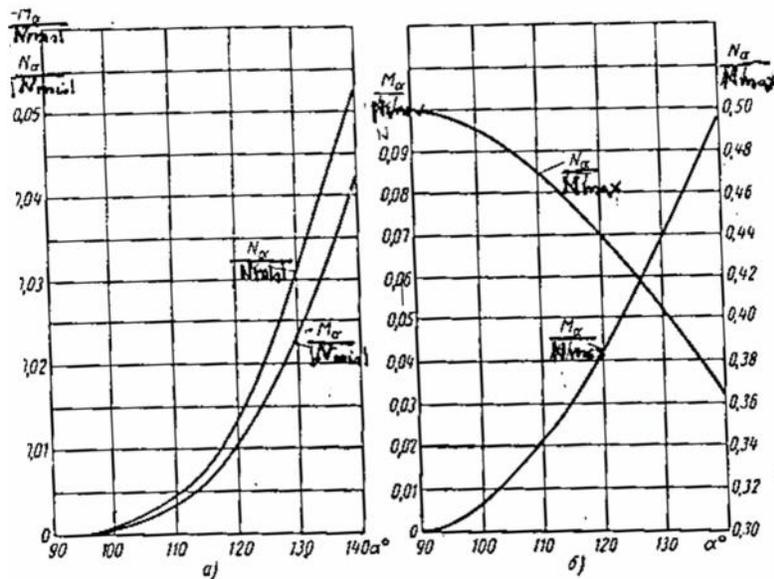


Fig.3.3. Valores de  $M$  y  $N$ ,

a) Esquema de la Fig. 3.2 a)

b) Esquema de la Fig. 3.2 b)

En la cabeza de la biela activa además una presión de contacto entre el metal de la biela y la cabeza.

El metal es colocado por interferencia en su posición y además producto del calentamiento de esa zona se provoca una interferencia equivalente suplementaria.

La presión sobre la superficie cilíndrica interior del aro será

$$p = \frac{E_b + m - b t d}{d \frac{D^2+d^2}{D^2-d^2} + \mu_b + \frac{E_b}{E_m} \frac{d^2+d_m^2}{d^2-d_m^2} - \mu_m} \frac{kgf}{cm^2} \quad (3.3)$$

Donde:

-interferencia del ajuste entre el metal y el aro de la biela a temperatura ambiente en cm

$m, b$  -coeficiente de dilatación lineal del metal y de la biela respectivamente.

Para el bronce  $m = 18 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$  y para el acero  $b = 10 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

$E_m, E_b$ .- módulos de elasticidad del metal y de la biela respectivamente en kgf/cm<sup>2</sup>

$D, d, d_m$  –dimensiones de la biela y el metal en cm.

$t$  - temperatura de calentamiento de la cabeza en  $^\circ\text{C}$ .

$\mu_m, \mu_b$ -coeficientes de Poisson del metal y de la biela respectivamente

La tensión circunferencial provocada por esta presión considerando el aro de la biela como una bóveda cilíndrica

$$\sigma_p = \frac{p r}{h} \quad (3.4)$$

Donde:

$r = \frac{D+d}{4}$ , radio medio del aro de la biela

$h = \frac{D-d}{2}$ , espesor de la pared del aro de la biela

El material del aro de la biela se encuentra sometido entonces a un ciclo de tensiones variables cuya razón de asimetría será:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.5)$$

Donde  $\sigma_{min}$  y  $\sigma_{max}$  son las tensiones calculadas por la expresión correspondiente con los valores de  $N_i$  y  $M_i$  obtenidas de la fig.1.3 para los valores de  $N_{min}$  y  $N_{max}$  respectivamente sumadas a la tensión  $\sigma_p$ . Las tensiones amplitud y media del ciclo serán:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.6)$$

$$\sigma_m = \sigma_p + \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.7)$$

El cálculo a la fatiga se hace para la sección A por el método clásico estudiado en la Resistencia de Materiales. El factor de seguridad a la fatiga recomendado debe ser  $n > 3$

Para elevar la resistencia a la fatiga de la zona del pie de la biela se recomienda disminuir al máximo el ángulo Fig.3.2 y por supuesto no colocar los orificios de lubricación próximas a la zona critica analizada.

Para garantizar un adecuado régimen de contacto entre la cabeza de la biela y el pasador del pistón se limita la presión de contacto entre estas partes por debajo de cierto valor admisible .La comprobación se realiza por la siguiente ecuación.

$$p_m = \frac{N_{gmax}}{a d_m} < p_m \quad (3.8)$$

Donde

$$N_{gmax} = p_{gmax} - p_o A_p \quad (3.9)$$

Para los motores estacionarios  $[p_m]= 250\text{kgf/cm}^2$ .

Otros aspectos que son necesario evaluar para el correcto del grupo de la biela es la deformación diametral del aro de biela con pasador flotante.

En las cabezas de biela ocurre su ovalación bajo la acción de la carga distribuida Fig.3.4.

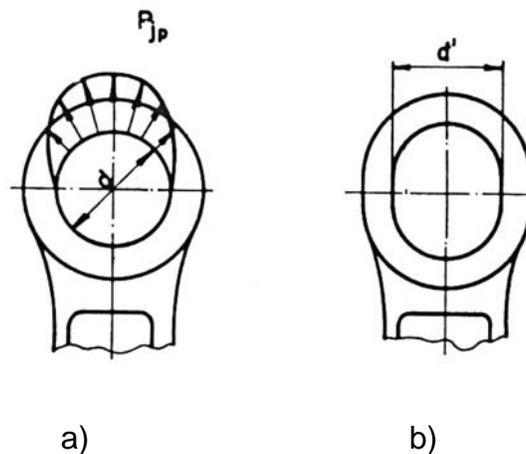


Fig.3.4. Ovalación de la cabeza de la biela con pasador flotante. a) carga distribuida, b) ovalación.

La disminución excesiva del diámetro horizontal del aro de la biela puede llevar al atascamiento del bulón en el mismo e incluso su rotura, por esto la deformación diametral de aro de biela  $\delta = d - d' \quad \frac{\delta_d}{2}$  no debe ser mayor que la mitad de la holgura diametral entre el aro de la biela y el bulón  $\delta_d$  aquí  $d'$  es el diámetro del orificio en el plano horizontal después de la ovalación del aro de la biela. Dicha

ovulación alcanza su valor máximo de tracción bajo la acción de la fuerza máxima de tracción al inicio de la carrera de admisión.

$$N_{max} = m_p + m_{pb} R w_{max}^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3.10)$$

Como esta carga es la fuerza de inercia y esta alcanza su valor máximo para la velocidad máxima de giro del cigüeñal, este cálculo se realiza para el régimen de marcha en vacío del motor donde la velocidad es máxima  $n_{max_{mv}}$ .

Por lo tanto:

$$w_{max} = \frac{\pi n_{max_{mv}}}{30} \quad (3.11)$$

El cálculo de la deformación diametral máxima se realiza por la siguiente ecuación:

$$\delta_1 = \frac{N_{max} d_m^3 \frac{\pi}{2}}{64 \cdot 10^6 E_b I} \quad (3.12)$$

Donde:

$N_{max}$  – fuerza máxima de tracción (fórmula 3.10).

$d_m$  -diámetro medio del aro de biela.

$E_b$ -módulo de elasticidad del material de la biela.

– ángulo de transición con el cuerpo de la biela (fig.3.2).

$$I = \frac{a h^3}{12} \quad (3.13)$$

Momento de inercia de la sección del aro de biela.

Generalmente la deformación diametral límite de los aros de biela de los motores modernos no supera el valor de 0.02 a 0.03mm.

### 3.2. Cuerpo de la biela.

Se calculan a fatiga por tracción –compresión en la sección mínima bajo el ciclo de tensiones:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{min}}} \quad (3.14)$$

$$\sigma_{min} = \frac{N_{min}}{A_{b_{min}}} \quad (3.15)$$

Donde:

$N_{max}$  y  $N_{min}$  –fórmulas 3.1 y 3.2 respectivamente

$A_{b_{min}}$  - área de la sección mínima de la biela

O a fatiga por compresión y flexión en la sección mediante ambos extremos de la biela. En la sección media además de la compresión existe flexión provocada por la excentricidad de la carga y la flexión provocada por las fuerzas de inercia perpendiculares al eje de la biela. La tensión máxima del ciclo se calcula por la expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{med}}} \quad (3.16)$$

Donde:

$N_{max}$ -formula 3.2.

$A_{b_{med}}$  - área de la sección media de la biela.

Y la mínima por la fórmula siguiente:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{min}}} \left( 1 + 0.000526 \frac{L}{i_x} \right)^2 \quad (3.17)$$

Donde:

L-longitud entre centros de las cabezas

$$i_x = \frac{\sqrt{I_{x_{med}}}}{A_{b_{med}}} \quad (3.18)$$

$I_x$ -momento de inercia de la sección media de la biela con relación al eje perpendicular a su plano de giro

$$\sigma_{min} = \frac{N_{min}}{A_{b_{min}}} \left( 1 + 0.000132 \frac{L_i}{i_y} \right)^2 \quad (3.19)$$

Donde:

$$L_i = L - \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.20)$$

$d_1$  y  $d_2$  – diámetro de los orificios de las cabezas de biela del pistón y del cigüeñal respectivamente.

$$i_y = \frac{\sqrt{I_{y_{med}}}}{A_{b_{med}}} \quad (3.21)$$

De las dos tensiones  $\sigma_{min}$  se toma la de mayor valor absoluto.

El factor de seguridad a la fatiga se recomienda en el rango  $n=1.8$  a  $2.0$ .

### 3.3. Cálculo del extremo del pie de biela.

El pie de biela, a diferencia de la cabeza se tiene que construir dividida en dos mitades, o sea que una mitad pertenece al cuerpo de la biela y la otra construye la tapa del pie de la biela.

El cálculo del pie de biela al cual con frecuencia falla por la fatiga, se realiza de acuerdo con el método de cálculo convencional desarrollado por Kinasoschvili, el cual toma en cuenta la influencia de la complejidad constructiva de la biela en su rigidez y resistencia.

El esquema de análisis se muestra en la fig.3.5. La fuerza P es la fuerza sobre la tapa de la cabeza de la biela en el momento del comienzo de la carrera de admisión.

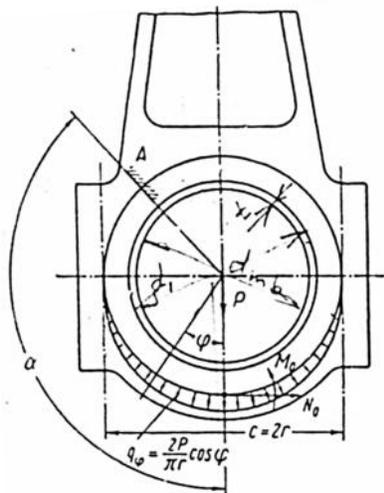


Fig.3.5. Esquema de análisis de la cabeza de la biela.

En valor absoluto la fuerza P es:

$$P = m_p + m_{cb} R w^2 \left( 1 + \frac{R}{L} + m_{pb} R w^2 \right) \quad (3.22)$$

La sección más peligrosa es la sección media de la tapa de biela donde actúan la fuerza normal  $N_o$  y el momento flector  $M_o$ .

Los valores de  $N_o$  y  $M_o$  se pueden calcular de las graficas de la fig. 3.6 si se conoce el ángulo  $\alpha$ . En esta grafica C es la distancia entre los pernos de la tapa.

La tensión normal en la sección media de la tapa se calcula tomando en cuenta que una parte del momento  $M_o$  y de la fuerza  $N_o$  son asimiladas por el metal del cojinete, el cual se coloca en su orificio por interferencia.

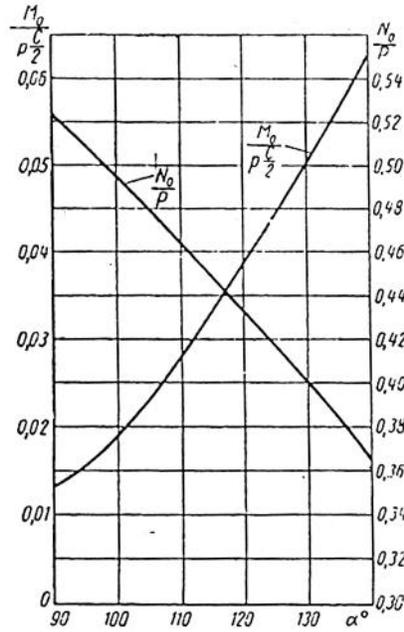


Fig.3.6. Valores de  $N_0$  y  $M_0$  en la sección media de la tapa de la cabeza de la biela.

La parte del momento  $M_0$  y de la fuerza  $N_0$  que asimila la tapa es:

$$M = \frac{M_0}{1 + \frac{I_c}{I_t}} \quad (3.23)$$

$$N = N_0 = \frac{N_0}{1 + \frac{A_c}{A_t}} \quad (3.24)$$

Donde:

$A_c$  y  $A_t$ - área de la sección transversal del cojinete y de la tapa respectivamente  
 $I_c$  y  $I_t$  -momento de inercia de la sección del cojinete y de la tapa respectivamente  
con relación a los respectivos ejes centroides perpendiculares al plano de giro de la biela.

$$A_c = l \cdot t \quad (3.25)$$

$$A_t = (c - d_1) \frac{l}{2} \quad (3.26)$$

$$I_c = \frac{1}{12} l \cdot t^3 \quad (3.27)$$

$$I_t = \frac{l}{96} (c - d_1)^3 \quad (3.28)$$

$$d_1 = d_{mb} + 2 \cdot t \quad (3.29)$$

Donde:

$l$  -ancho de la cabeza de biela.

$t$ -espesor de la pared del metal del cojinete.

$c$  -distancia entre los perno de la tapa.

$d_{mb}$ — diámetro del muñón de la biela.

$d_1$ — diámetro exterior del metal del cojinete.

La tensión en la sección media será:

$$\sigma = \frac{M}{w_t} + \frac{N}{F_t} = \frac{M_o}{w_t} \frac{1+c}{1+I_t} + \frac{N_o}{A_t} \frac{1+A_c}{1+A_t} \quad (3.30)$$

Donde:

$$w_t = \frac{l(c-d_1)^2}{48} \quad (3.31)$$

Para las tapas de las cabezas de biela de los motores modernos la tensión debe estar entre los límites  $[\sigma] = 1000$  a  $1500 \text{ kgf/cm}^2$ .

### 3.4. Cálculo de la cabeza de biela.

Sobre la cabeza de la biela actúa la fuerza resultante

$$N_r = N_g + N_i$$

La cual varía con el ángulo de giro del cigüeñal

La fuerza  $N_r$  alcanza su valor mínimo de compresión al inicio de la carrera de expansión, cuando el pistón se encuentra en su punto muerto superior.

$$N_{min} = - p_{gmax} - p_0 A_p + m_p + m_{pb} R W^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3.1)$$

$$N_{min} = - 70.56 - 0.083 \cdot 63.6 + 1 + 0.84 \cdot 7 \cdot 251^2 \left(1 + \frac{7}{13.2}\right)$$

$$N_{min} = 1 \, 237 \, 286.28 \text{ kgf}$$

$$N_{max} = m_p + m_{pb} R W^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3.2)$$

$$N_{max} = 1 + 0.84 \cdot 7 \cdot 251^2 \left(1 + \frac{7}{13.2}\right)$$

$$N_{max} = 1 \, 241 \, 768.80 \text{ kgf} = 12 \, 177 \text{ kN}$$

Cálculo de tensión para la compresión de la biela para  $\alpha = 125^\circ$

$$\sigma = \frac{1}{a^2} N_i + \frac{6M_i}{I}$$

$$\sigma = \frac{1}{3.2 \cdot 0.4} \cdot 0.0225 + \frac{6 \cdot 0.0117}{0.4}$$

$$\sigma = 0.1546 \text{ kgf/cm}^2$$

Calculo de tensión para la tracción de la biela para  $n = 125^0$

$$\sigma = \frac{1}{a^2} N_i + \frac{6M_i}{a^2}$$

$$\sigma = \frac{1}{3.2 \cdot 0.4} 0.063 + \frac{6 \cdot 0.005}{0.4}$$

$$\sigma = 0.1078 \text{ kgf/cm}^2$$

Presión sobre la superficie cilíndrica interior del aro

$$p = \frac{E_b + m - b t d}{d \frac{D^2+d^2}{D^2-d^2} + \mu_b + \frac{E_b}{E_m} \frac{d^2+d_m^2}{d^2-d_m^2} - \mu_m} \quad (3.3)$$

$$p = \frac{2.0 \cdot 10^6 \cdot 0 + 18 \cdot 10^{-6} - 10 \cdot 10^{-6} \cdot 674 \cdot 5.7}{5.7 \frac{8^2 + 5.7^2}{8^2 - 5.7^2} + 0.3 + \frac{2.0 \cdot 10^6}{1.2 \cdot 10^6} \frac{5.7^2 + 5.4^2}{5.7^2 - 5.4^2} - 0.3}$$

$$p = 319.83 \text{ kgf/cm}^2$$

La tensión circunferencial provocada por esta presión considerando el aro de la biela como una bóveda cilíndrica:

$$\sigma_p = \frac{p r}{h} \quad (3.4)$$

$$\sigma_p = \frac{319.83 \cdot 3.425}{1.15}$$

$$\sigma_p = 952.53 \text{ kgf/cm}^2$$

Razón de simetría

$$r = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \quad (3.5)$$

$$r = \frac{0.1546}{0.1078}$$

$$r = 1.43$$

Las tensiones amplitud y media del ciclo

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.6)$$

$$\sigma_p = \frac{0.1546 - 0.1078}{2}$$

$$\sigma_p = 0.0234 \text{ kgf/cm}^2 = 0.0023 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_p + \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.7)$$

$$\sigma_m = 0.0234 + \frac{0.1546 + 0.1078}{2}$$

$$\sigma_m = 0.1546 \text{ kgf/cm}^2$$

Para garantizar un adecuado régimen de contacto entre la cabeza de la biela y el pasador del pistón se limita la presión de contacto entre estas partes por debajo de cierto valor admisible. La comprobación se realiza por la siguiente ecuación.

$$p_m = \frac{N_{gmax}}{a d_m} < p_m \quad (3.8)$$

Donde

$$N_{gmax} = p_{gmax} - p_o A_p \quad (3.9)$$

$$N_{gmax} = 4482.53 \text{ kgf}$$

Sustituyo:

$$p_m = \frac{4482.53}{3.2 \cdot 5.4}$$

$$p_m = 259.41 \text{ kgf/cm}^2$$

La ovalación alcanza su valor máximo de tracción bajo la acción de la fuerza máxima de tracción al inicio de la carrera de admisión.

$$N_{max} = m_p + m_{pb} R w_{max}^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) \quad (3.10)$$

Como esta carga es la fuerza de inercia y esta alcanza su valor máximo para la velocidad máxima de giro del cigüeñal, este cálculo se realiza para el régimen de marcha en vacío del motor donde la velocidad es máxima  $n_{max_{mv}}$ .

Por lo tanto:

$$w_{max} = \frac{\pi n_{max_{mv}}}{30} \quad (3.11)$$

$$w_{max} = \frac{\pi \cdot 2400}{30}$$

$$w_{max} = 251.32 \text{ rad/s}$$

$$N_{max} = m_p + m_{pb} R w_{max}^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right)$$

$$N_{max} = 1.84 \cdot 7 \cdot 251^2 \cdot \left(1 + \frac{7}{13.25}\right)$$

$$N_{max} = 1241768.80 \text{ kgf}$$

El cálculo de la deformación diametral máxima se realiza por la siguiente ecuación:

$$\delta_1 = \frac{N_{max} d_m^3}{64 \cdot 10^6 E_b I} \cdot \frac{\pi}{2} \quad (3.12)$$

Donde:

$N_{max}$  – fuerza máxima de tracción (fórmula 3.10)

$d_m$  -diámetro medio del aro de biela

$E_b$ -módulo de elasticidad del material de la biela

– ángulo de transición con el cuerpo de la biela (Fig.3.2)

$$I = \frac{a h^3}{12} \quad (3.13)$$

Momento de inercia de la sección del aro de biela

$$I = \frac{0.032 \cdot 0.004^3}{12}$$

$$I = \frac{3.2 \cdot 0.4^3}{12}$$

$$I = 0.017 \text{ cm}^4$$

$$\delta_1 = \frac{N_{max} d_{in}^3 \frac{\pi^2}{2}}{64 \cdot 10^6 E_b I}$$

$$\delta_1 = \frac{1241768.80 \cdot 0.054^3 \cdot 125 \cdot \frac{\pi^2}{2}}{64 \cdot 10^6 \cdot 2.0 \cdot 10^6 \cdot 1.7 \cdot 10^{-10}}$$

$$\delta_1 = 0.003 \text{ cm}$$

### 3.5. Cuerpo de la biela.

Se calculan a fatiga por tracción –compresión en la sección mínima bajo el ciclo de tensiones:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{min}}} \quad (3.14)$$

$$\sigma_{min} = \frac{N_{min}}{A_{b_{min}}} \quad (3.15)$$

Donde:

$N_{max}$  y  $N_{min}$  –formulas 3.1 y 3.2 respectivamente.

$A_{b_{min}}$  - área de la sección mínima de la biela.

$$A_{b_{min}} = 3520 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{min}}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{1241768.8}{3520}$$

$$\sigma_{max} = 352.77 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{min} = \frac{N_{min}}{A_{b_{min}}}$$

$$\sigma_{min} = \frac{1237286.28}{3520}$$

$$\sigma_{min} = 351.50 \text{ kgf/cm}^2$$

O a fatiga por compresión y flexión en la sección mediante ambos extremos de la biela. En la sección media además de la compresión existe flexión provocada por la excentricidad de la carga y la flexión provocada por las fuerzas de inercia perpendiculares al eje de la biela. La tensión máxima del ciclo se calcula por la expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{med}}} \quad (3.16)$$

Donde:

$N_{max}$ -formula 3.2.

$A_{b_{med}}$  - área de la sección media de la biela

Y la mínima por la formula semiemplífica [s]

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A_{b_{min}}} \left( 1 + 0.000526 \frac{L}{I_x} \right)^2 \quad (3.17)$$

Donde:

L-longitud entre centros de las cabezas

$I_x$ -momento de inercia de la sección media de la biela con relación al eje perpendicular a su plano de giro

$$I_x = 488.75 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{max} = \frac{1241768.8}{3520} \left( 1 + 0.000526 \frac{13.25}{488.75} \right)^2$$

$$\sigma_{max} = 352.77 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{min} = \frac{N_{min}}{A_{b_{min}}} \left( 1 + 0.000132 \frac{L_i}{I_y} \right)^2 \quad (3.19)$$

Donde:

$$L_i = L - \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.20)$$

$d_1$  y  $d_2$  – diámetro de los orificios de las cabezas de biela del pistón y del cigüeñal respectivamente.

De las dos tensiones  $\sigma_{min}$  se toma la de mayor valor absoluto

$$\sigma_{min} = \frac{1237286.28}{3520} \left( 1 + 0.000132 \frac{4.6}{36.65} \right)^2$$

$$\sigma_{min} = 351.50 \text{ kgf/cm}^2$$

### 3.6. Cálculo del extremo del pie de biela.

Valor absoluto la fuerza P:

$$P = m_p + m_{cb} R w^2 \left( 1 + \frac{R}{L} \right) + m_{pb} R w^2 \quad (3.22)$$

$$P = 1 + 0.28 \cdot 7 \cdot 251^2 \left( 1 + \frac{7}{13.2} \right) + 0.56 \cdot 7 \cdot 251^2$$

$$P = 1108839.16 \text{ kgf}$$

Momento  $M_o$  y de la fuerza  $N_o$  que asimila la tapa

$$M = \frac{M_o}{1 + \frac{I_c}{I_t}} \quad (3.23)$$

$$M = \frac{0.478}{1 + \frac{0.1}{0.022}}$$

$$M = 0.086 \text{ kgfcm}$$

$$N = \frac{N_o}{1 + \frac{A_c}{A_t}} \quad (3.24)$$

$$N = \frac{0.0287}{1 + \frac{1.2}{1.35}}$$

$$N = 0.0542 \frac{\text{kgfcm}}{s} = 0.5315 \text{ Ncm/s}$$

La tensión en la sección media

$$\sigma = \frac{M}{w_t} + \frac{N}{F_t} = \frac{M_o}{w_t \left( 1 + \frac{I_c}{I_t} \right)} + \frac{N_o}{A_t \left( 1 + \frac{A_c}{A_t} \right)} \quad (3.30)$$

Donde:

$$w_t = \frac{l(c-d_1)^2}{48} \quad (3.31)$$

$$w_t = \frac{3(6.6-5.7)^2}{48}$$

$$w_t = 0.05625 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_o}{w_t \left( 1 + \frac{I_c}{I_t} \right)} + \frac{N_o}{A_t \left( 1 + \frac{A_c}{A_t} \right)}$$

$$\sigma = \frac{0.086}{0.05625 \left( 1 + \frac{0.1}{0.022} \right)} + \frac{0.054}{1.35 \left( 1 + \frac{1.2}{1.35} \right)}$$

$$\sigma = 1\,528.04 \text{ kgf/cm}^2$$

### 3.7. Cálculo de la pérdida de estabilidad de la biela.

- **Método Clásico de Euler.**

Según este método se parte de la ecuación diferencial aproximada de la curva elástica de una viga:  $E I \frac{d^2y}{dz^2} = M_f$ , donde el momento flector  $M_f$  se expresa en función de la carga axial y de la flecha máxima del elemento comprimido, obteniéndose una ecuación diferencial que, como regla, puede ser resuelta por los métodos clásicos de solución de ecuaciones diferenciales y de donde se puede obtener la expresión de la carga crítica para diferentes condiciones de apoyo y de carga (Feodosiev, V.I, 1986) e incluso se pueden obtener soluciones exactas para columnas de rigidez variable (Fogiel, M, 1988). La expresión generalizada de la Carga Crítica de Euler se puede escribir de la siguiente manera:

$$P_{\text{crit}} = \frac{^2 E I_{\text{min}}}{(\epsilon l)^2} \quad (3.32)$$

Donde  $\epsilon$  es un coeficiente que depende de las condiciones de carga y de apoyo existentes en la columna y se conoce como coeficiente de reducción de la longitud. En Pisarenko (Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.K, 1989) aparecen los valores de este coeficiente para numerosas variantes de elementos comprimidos con diferentes condiciones de carga y apoyos, incluso algunos casos de elementos de rigidez variable.

- **Fórmulas Empíricas.**

El Método Clásico de Euler presenta una gran limitación, es solamente aplicable en elementos esbeltos (gran longitud y pequeñas dimensiones en la sección transversal) para los cuales el comportamiento carga – deformación del elemento es lineal y las tensiones no exceden el límite de proporcionalidad del material, tal como se determinó en los experimentos mencionados anteriormente. En términos de Tensión Crítica la expresión de Euler se escribe de la siguiente manera:

$$\dagger_{\text{crit}} = \frac{^2 E}{(\})^2} \quad (3.33)$$

Donde:

$\lambda = v L / i_{\min}$ , término conocido como razón de esbeltez.

La expresión de la Tensión Crítica de Euler es válida solamente para los miembros esbeltos, o sea, cuando  $\lambda \geq \lambda_{\lim}$ , donde la razón de esbeltez límite es igual a:

$$\lambda_{\lim} = \sqrt{\frac{f^2 \cdot E}{\dagger_p}} \quad (3.34)$$

Este inconveniente ha obligado históricamente a la obtención de fórmulas empíricas que permitieran hacer pronósticos de la posible pérdida de la estabilidad del equilibrio cuando no se cumplen estas condiciones. Entre estas fórmulas se encuentran la Fórmula del AISC (American Institute of Steel Construction) (Fitzgerald, 1996.) F. Esta institución ha obtenido expresiones tanto para columnas intermedias o cortas (mediana y pequeña esbeltez) como para columnas esbeltas, hechas de acero estructural, aunque esta última es la misma Ecuación de Euler con el módulo de elasticidad específico del acero estructural y un factor de seguridad preestablecido  $n_s = 1,92$ . Si se toma el factor de seguridad  $n_s = 1$ , la misma expresa la tensión crítica para la cual se produce la pérdida de la estabilidad en el elemento, o sea:

$$P_{\text{crit}} = \left( 1 - \frac{\lambda^2}{(\lambda_{\lim})^2} \right) \dagger_f \quad (3.35)$$

El valor particular de  $\lambda$  que separa los miembros esbeltos de los intermedios, se expresa en este caso como:

$$\lambda_{\lim} = \sqrt{\frac{2 \cdot f^2 \cdot E}{\dagger_f}} \quad (3.36)$$

Comparando las expresiones (3.34) y (3.36) se aprecia claramente que esta expresión parte del supuesto que la fórmula de Euler es válida hasta un valor de la tensión de trabajo:

$$\sigma = 0,5 \sigma_f \ll \sigma_p = (0,75 \text{ a } 0,85) \sigma_f \cong 0,8 \sigma_f$$

Esto contradice la Teoría de Mecánica de Materiales e introduce un error ya que está claro que la expresión de Euler es válida siempre que se cumpla la Ley de Hooke, o sea, siempre que la tensión de trabajo sea: menor o igual que el límite de proporcionalidad del material  $\sigma_p$  y en esta expresión se utiliza como límite de aplicabilidad una tensión que está muy por debajo del límite de proporcionalidad.

Otra fórmula reflejada en la literatura es la de J.B. Johnson (Fitzgerald, 1996.), la cual ha sido obtenida para el caso de elementos intermedios particularmente en elementos de máquinas que pueden ser fabricados de cualquier acero y en la cual no se prefija el factor de seguridad dado el carácter variable de las condiciones ambientales y de servicio que caracteriza el comportamiento de los elementos de máquinas. Sin embargo cuando se profundiza en esta expresión se observa que la misma es idéntica a la fórmula de la AISC cuando el factor de seguridad se toma  $n_s = 1$ , o sea, que en el caso analizado en el presente trabajo, las conclusiones serían las mismas que las obtenidas para la ecuación de la AISC.

En la literatura de la antigua URSS (Dubejkoskij, E. N, 1985) se utiliza para el caso de los miembros intermedios la Fórmula Empírica conocida como de Tetmaüer – Yasinski o simplemente Fórmula de Yasinski obtenida sobre la base de numerosos experimentos para diferentes materiales, donde la tensión crítica se expresa como una correlación del tipo:

$$\tau_{crit} = a - b \lambda + c \lambda^2 \quad (3.37)$$

Los coeficientes de la correlación a, b y c aparecen en la literatura para diferentes materiales. La ecuación (6), tiene la gran limitación desde el punto de vista práctico que las constantes a, b y c han sido obtenidas sólo para un número reducido de materiales, lo que limita enormemente su utilización práctica. La Tabla 3.1 se dan los valores de a, b y c dados por Pisarenko para algunos aceros.

Tabla 3.1. Valores de a, b y c para miembros intermedios.

Material	$\sigma_f$ kgf/cm <sup>2</sup>	$\sigma_p$ kgf/cm <sup>2</sup>	E kgf/cm <sup>2</sup>	$\lambda_{lim}$	$\lambda_c$	a kgf/cm <sup>2</sup>	b kgf/cm <sup>2</sup>	c kgf/cm <sup>2</sup>
Acero Ct 3	2 400	2 000	$2 \times 10^6$	100	40	3 100	11,4	0
Acero Ct 5	2 800	2 400	$2 \times 10^6$	90	-	4 640	32,6	0
Acero 40	3 400	2 600	$2,135 \times 10^6$	90	-	3 210	11,6	0

• **Método Analítico**

En el presente epígrafe se pretende obtener una expresión analítica general aproximada para estimar el valor de la tensión crítica para los miembros cortos e intermedios partiendo del razonamiento simple de que para  $\lambda = 0$ , la tensión que provoca la falla del elemento comprimido en caso de los aceros y en general para los materiales dúctiles es el límite de fluencia, o sea,  $\sigma_{crit.} = \sigma_f$  y para  $\lambda = \lambda_{lim.}$ , la tensión que provoca la pérdida de la estabilidad del equilibrio del elemento comprimido es la tensión crítica de Euler obtenida para  $\lambda = \lambda_{lim.}$ , donde

$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{f^2 \cdot E}{\sigma_p}}$ . Si se inscribe una parábola entre estos dos puntos tal como se

muestra en la Fig. 3.7 del diagrama  $\sigma_{crit}$  v.s.  $\lambda$ , se obtiene la expresión 7 de la tensión crítica que será exacta para  $\lambda = 0$  y para  $\lambda = \lambda_{lim}$ . Para los restantes valores de  $\lambda$  sólo será una aproximación pero en la comparación con las formulas empíricas existentes la correspondencia con la Teoría es mucho más adecuada.

$$\sigma_{cr} = \sigma_f - \frac{\sigma_p \sigma_f - \sigma_p}{\pi^2 E} \lambda^2 \tag{3.38}$$

$$\lambda_{lim} = \frac{\sqrt{\pi^2 E}}{\sigma_p}$$

$$\lambda_{lim} = \frac{\sqrt{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6}}{2400}$$

$$\lambda_{lim} = 90.68$$

Atendiendo que la  $\lambda_{lim}$  es menor que 100, se demuestra que los cálculos a seguir son de los elementos cortos o intermedios (en este caso la biela - caso de estudio) el método utilizado es método analítico. (Ver anexo 3 y 4)

$$i_{mimx} = \frac{\sqrt{I_x}}{A}$$

$$i_{mimx} = \frac{488.75}{41.81}$$

$$i_{mimx} = 3.41 \text{ cm}$$

$$\lambda_x = \frac{\mu l}{i_{mimx}}$$

$$\lambda_x = \frac{1 \cdot 132.5}{3.41}$$

$$\lambda_x = 38.8 \text{ (miembro corto)}$$

$$i_{mimy} = \frac{\sqrt{I_y}}{A}$$

$$i_{mimy} = \frac{36.65}{10.62}$$

$$i_{mimy} = 1.85$$

$$\lambda_y = \frac{\mu l}{i_{mimy}}$$

$$\lambda_y = \frac{0.5 \cdot 132.5}{1.85}$$

$$\lambda_y = 35.7 \text{ (miembro corto)}$$

$$\sigma_{cr} = \sigma_f - \frac{\sigma_p \sigma_f - \sigma_p}{\pi^2 E} \lambda^2 \quad (3.38)$$

$$\sigma_{cr} = 2800 - \frac{2400 \cdot 2800 - 2400}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6} \cdot 90.68^2$$

$$\sigma_{cr} = 2406.07 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{crit x} = \sigma_{crt} Ax$$

$$P_{crit x} = 2406 \cdot 41.81$$

$$P_{crit x} = 100594.86 \text{ kgf} = 986 \text{ kN}$$

$$P_{crit y} = \sigma_{crit} A_y$$

$$P_{crit y} = 2406 \cdot 10.62$$

$$P_{crit y} = 25551.72 \text{ kgf} = 250.57 \text{ kN}$$

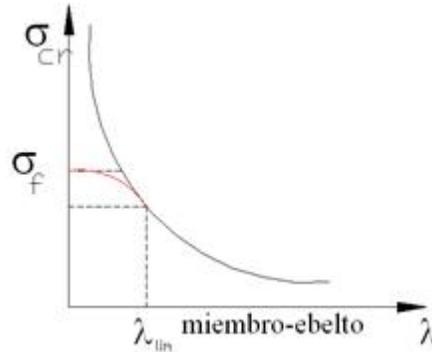


Fig. 3.7. Parábola inscrita entre  $\sigma_f$  y  $\sigma_{crit}$  para  $\lambda_{lim}$

Sobre la biela tiene que haber actuado una fuerza mayor que  $P_{max} = 986 \text{ kN}$  para que la misma pierda la estabilidad en los dos planos como la perdió:



Fig. 3.8 Pérdida a la estabilidad en los dos planos x-x e y-y

Esta fuerza es mucho mayor que la fuerza norma de trabajo del ciclo:

$$P_{max. \text{ ciclo}} = P_{m\acute{a}x} \cdot A_{pist\acute{o}n} = 44 \text{ kN.}$$

Y es incluso mayor que la fuerza máxima que se pudiera generar de compresión en la biela si se tranca el pistón. Es necesario aceptar que lo ocurrido fue un mal manejo del operario en el mantenimiento y limpieza del motor, provocó la presencia de agua dentro de la cámara de combustión que frenara bruscamente el movimiento del motor y debían haberse producido averías en otras partes del mismo, lo cual no fue así.

### 3.8. Comparación de los resultados de la biela en el software Inventor (diseño).

La biela (ver anexo 2) del motor Mercedes Benz Om-662 con el plano (Ver anexo 1), se diseñó y comprobó en el software Inventor, con el objetivo de simular lo que pasa en condiciones reales de trabajo, primero se hace un comparación con los datos obtenidos en los cálculos por la metodología y se llevan al software (ver la figura 3.8). Resumen de los resultados (software Inventor). Estos resultados en condiciones normales no fallan al igual que los cálculos ya realizados (ver figura 3.9).

#### ☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	77485,5 mm <sup>3</sup>	
Mass	0,609811 kg	
Von Mises Stress	0,00808883 MPa	113,773 MPa
1st Principal Stress	-19,7752 MPa	130,701 MPa
3rd Principal Stress	-137,736 MPa	21,3756 MPa
Displacement	0,0114128 mm	0,0321983 mm
Safety Factor	3,04932 ul	15 ul
Stress XX	-37,8271 MPa	37,9206 MPa
Stress XY	-36,3159 MPa	30,4522 MPa
Stress XZ	-12,0691 MPa	17,2935 MPa
Stress YY	-113,976 MPa	107,295 MPa
Stress YZ	-39,7185 MPa	35,2807 MPa
Stress ZZ	-45,0125 MPa	43,549 MPa
X Displacement	-0,0169462 mm	0,0321982 mm
Y Displacement	-0,0226337 mm	0,0226635 mm
Z Displacement	-0,000742036 mm	0,000626688 mm
Equivalent Strain	0,0000000348408 ul	0,000522793 ul
1st Principal Strain	0,0000000223221 ul	0,000583286 ul
3rd Principal Strain	-0,00061843 ul	-0,00000000853056 ul
Strain XX	-0,000170823 ul	0,000173777 ul
Strain XY	-0,000234238 ul	0,000196416 ul
Strain XZ	-0,0000778455 ul	0,000111543 ul
Strain YY	-0,00046518 ul	0,000438345 ul
Strain YZ	-0,000256184 ul	0,00022756 ul
Strain ZZ	-0,000126005 ul	0,000107561 ul

Fig. 3.8. Resumen de los resultados.

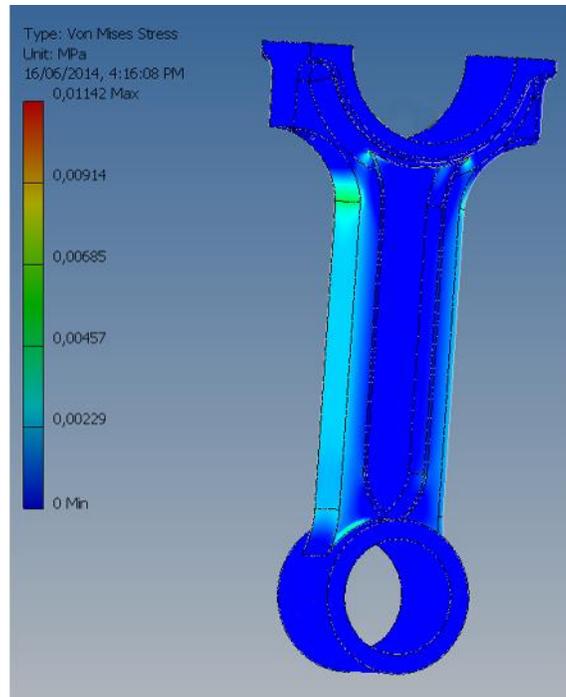


Fig. 3.9. Biela.

### 3.9. Conclusiones parciales.

1. Se aplicó la metodología para el cálculo de la biela, pudiendo comprobar la resistencia a la fatiga de la zona del pie y se calculó la pérdida de estabilidad de la misma.
2. Se comprobó los resultados en el software Inventor, con el objetivo de simular lo que pasa en condiciones reales de trabajo, arrojando resultados satisfactorios de no fallar, además se demostró que la sumatorias de las  $P_{crit}$  en los dos planos(x;y) provoca un fallo de la biela y
3. La biela pierde la estabilidad al equilibrio a causa de una fuerza mayor que  $P_{crit}$  provocada por un golpe de agua que ocurre a causa de un mal manejo del operario en el mantenimiento y limpieza del motor que provocó la presencia de agua dentro de la cámara de combustión que frenará bruscamente el movimiento del motor

*Conclusiones*

## Conclusiones

1. Se investigó en la literatura especializada la metodología necesaria para realizar el cálculo térmico obteniendo las presiones y temperaturas de cada uno de los procesos del ciclo de trabajo de un motor Diesel de cuatro tiempos Mercedes Benz OM-662 y se obtuvieron los datos necesarios para construir el diagrama de presiones de los puntos característicos del ciclo de trabajo contra ángulo de giro del cigüeñal.
2. Se han caracterizado a través del estudio de la bibliografía las ecuaciones fundamentales para el cálculo de la presión del gas, la aceleración del pistón, la fuerza de inercia del pistón, la posición del centroide de la biela y como se transmiten estas fuerzas hasta el muñón de biela del cigüeñal, para una máquina recíproca cualquiera.
3. Se procesaron las ecuaciones anteriores para los datos del Mercedes Benz Om-662 y se obtuvieron los gráficos de la fuerza que actúa sobre fuerzas resultantes con respecto al ángulo de giro de la manivela y resultados del pistón.
4. Se aplicó la metodología para el cálculo de la biela, pudiendo comprobar la resistencia a la fatiga de la zona del pie y se calculó la pérdida de estabilidad de la misma.
5. La pérdida de la estabilidad al equilibrio fue a causa de una fuerza mayor provocada por un golpe de agua que ocurre a causa de un mal manejo del operario en el mantenimiento y limpieza del motor que provocó la presencia de agua dentro de la cámara de combustión que frenará bruscamente el movimiento del motor.
6. Se comprobaron los resultados en el software Inventor, con el objetivo de simular lo que pasa en condiciones reales de trabajo, arrojando resultados satisfactorios de no fallar, además se demostró que la sumatoria de las  $P_{crit}$  en los dos planos(x; y) provoca un fallo de la biela, lo que queda demostrado que fue una mala operación del mecánico.

*Recomendaciones*

## **Recomendaciones**

1. Se recomienda controlar adecuadamente el ajuste de los metales de las bielas con relación a los muñones con vistas a garantizar que este se encuentre dentro de límites aceptables.
2. Se recomienda profundizar en las recomendaciones del fabricante del motor en cuanto manejo y mantenimiento, y se debe tener en cuenta la característica tractiva del vehículo con respecto al motor.

# *Bibliografia*

## **Bibliografía.**

Benítez Cárdenas. F (1975). *Construcción y cálculo del automóvil* (Primera edición.). La Habana: Gente nueva.

Choy Pérez, R & Alexxevev. I, (1984). *Elementos de construcción y cálculo de los motores de combustión interna*. (Vol. Tomo II). Dpto de ediciones.

Dobrovolski, V., 1970. *Elementos de Máquinas*, Moscú: MIR.

Dubejkoskij, E. N. Resistencia de los Materiales. Moscú. Editorial Nauka. 1985.

Feodosiev, V.I. Resistencia de los Materiales. Moscú. Editorial Nauka. 1986.

Fernández Leyva, G., 1983. *Resistencia de Materiales*, La Habana: Pueblo y Educación.

Fernández, L.G. Resistencia de los materiales. Habana. Editorial Pueblo y Educación. 1985.

Fitzgerald F. Mecánica de Materiales. México: Editorial Alfa omega S.A. de C.V.1996.—  
560 p.

Fogiel M. Problem solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids. New Jersey:  
Editorial REA, 1988.—1140 p.

Galambos, T.V. Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures, John Wiley & Sons,  
Inc., New York, 1988.

Goytisolo R. Diseño de elementos de Máquinas. Las Villas: Editado por el Dpto. Mecánica  
Teórica y Aplicada. UCLV, 1973.

Goytisolo, R., 2005. *Análisis y solución de la Avería del molino de Planta de Plástico Mixto de Cienfuegos*, Cienfuegos.

Guliáev A. P. Metalografía, Editorial MIR – MOSCU, 1990 – 12.

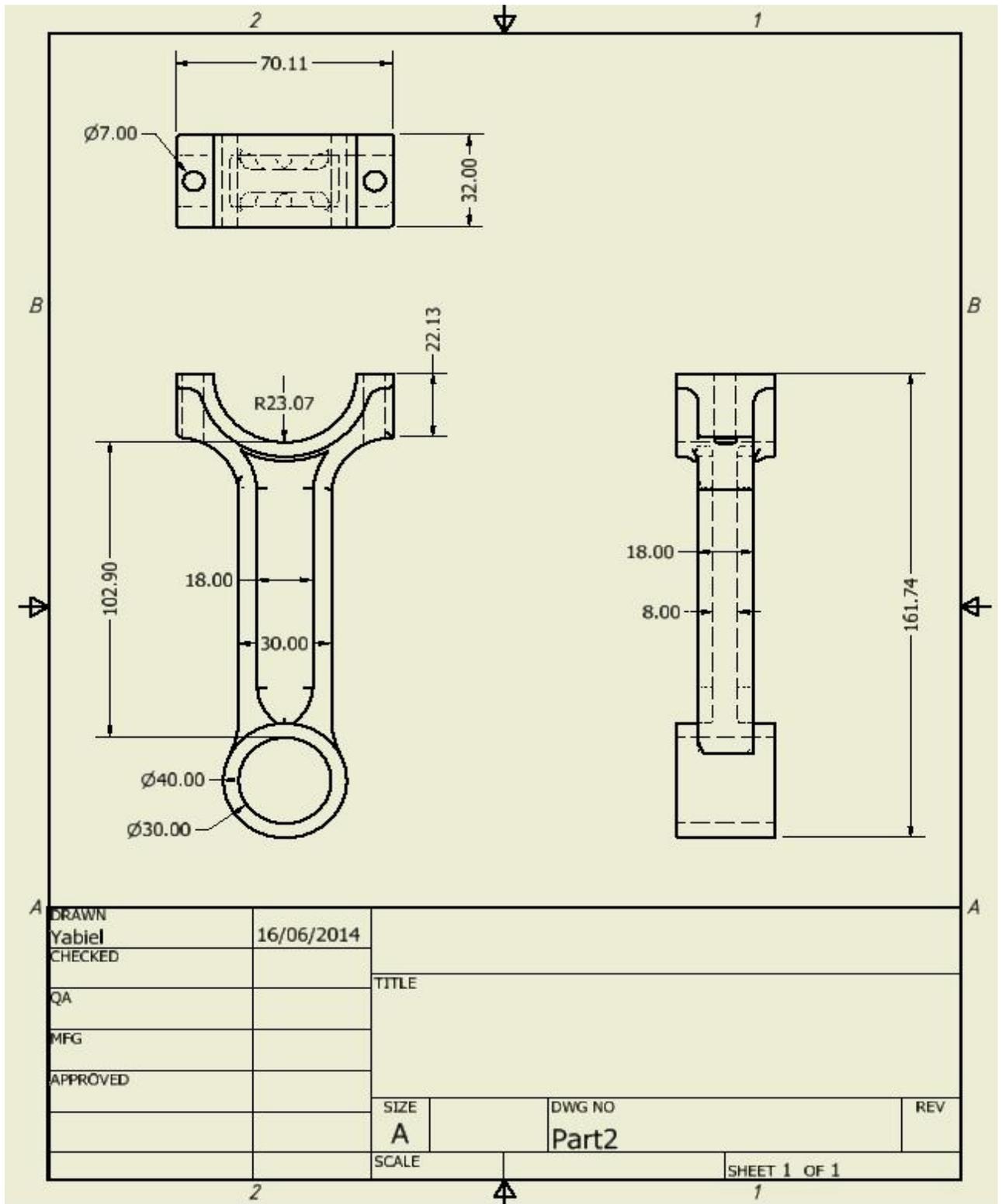
- Hernández Herrera, H. Análisis de la estabilidad de cilindros hidráulicos telescópicos de varias etapas en posición vertical. Trabajo de Diploma. Ing. Víctor G. Gómez Rodríguez. Tutor. 2000.
- Hoblit, F.M. Buckling load of a stepped column. Journal of the Aeronautical Sciences, Vol 18 February, 1951, pp. 124 – 126 and 138
- Hugot, E., 1974. *Manual para Ingenieros Azucareros*, México: Continental.
- Igor Aelexeev, & Fernández, E. (1975). *Elemento de construcción y cálculo de motores de combustión interna*. (Vol. Tomo III). La Habana: Pueblo y educación.
- Iusilievich, G., 1988. *Elementos de Máquinas*, Moscú: Mashinostroenie.
- Ivanov, M., 1991. *Elementos de Máquinas*, Moscú: Vischaya Schkola.
- Jovaj, M.S. & Maslov, G., 1987. *Motores de Automóvil*, La Habana: Pueblo y Educación.
- M.S jovas, & G:S. Máslov. (1985). *Motores de automóviles*. Pueblo y educación.
- Pareto, 1980. *Formulario de Mecánica*, Barcelona: CEAC S.A.
- Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.K. Manual de Resistencia de Materiales. Moscú: Editorial MIR, 1989.
- Reshetov, D., 1985. *Elementos de Máquinas*, La Habana: Pueblo y Educación.
- Rodríguez Pérez, Héctor. “Metalurgia de la soldadura”
- Shigley, J., 2001. *Diseño en Ingeniería Mecánica*, México: McGraw Hill Interamericana.
- Shigley, J.E y Mischkie, C., Diseño en Ingeniería Mecánica. México: Editorial McGraw Hill Interamericana. 2001.
- Stiopin, P., 1985. *Resistencia de Materiales*, Moscú: MIR.

Troshenko, V., 1987. *Resistencia a la fatiga de los metales y aleaciones*, Moscú: Kiev:  
Naukova Dumka.

*Anexos*

## Anexos

Anexo 1.Plano de la biela.

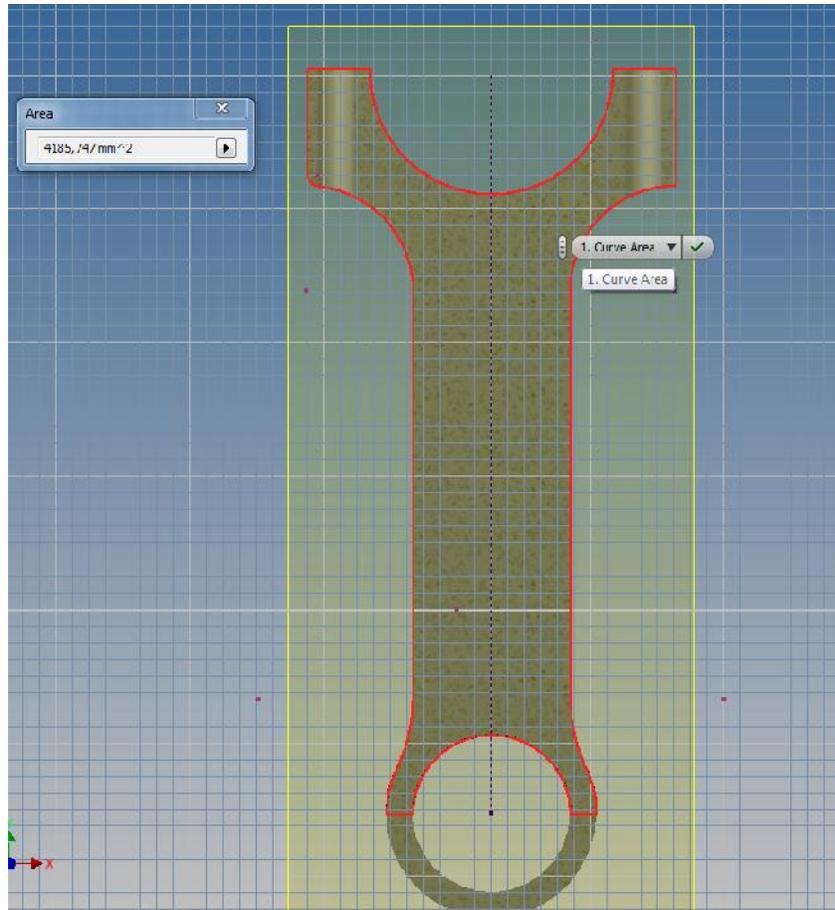


Anexo 2. Fotos de la biela.



Fig.1. Biela

Anexo 3. Área de la sección en el plano x-x.



#### Anexo 4. Área de la sección en el plano y-y.

