

**SOFTWARE EDUCATIVO PARA UNA METODOLOGÍA DE DISEÑO DE
PIEZAS MÓVILES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA LA
ASIGNATURA MÁQUINAS TÉRMICAS ALTERNATIVAS**

**CARLOS FERNANDO MOLINA MOLINA
FREDYS DONEL GÓMEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.007

**SOFTWARE EDUCATIVO PARA UNA METODOLOGÍA DE DISEÑO DE
PIEZAS MÓVILES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA LA
ASIGNATURA MÁQUINAS TÉRMICAS ALTERNATIVAS**

**CARLOS FERNANDO MOLINA MOLINA
FREDYS DONEL GÓMEZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
JORGE LUIS CHACÓN
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.007

DEDICATORIA

A Jehová Dios,

A mis padres, por su esfuerzo al ayudarme a sacar esta carrera adelante

A mis hermanos, por su excelente carácter.

DEDICATORIA

A Dios,

A mi querida abuela Miriam y mi tío Edgar, por su esfuerzo al ayudarme a sacar esta carrera adelante

AGRADECIMIENTOS

A Jorge Luis Chacón, ingeniero mecánico director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A nuestros padres y familiares.

A todos nuestros amigos.

Carlos Fernando Molina Molina.

Fredys Donel Gómez

CONTENIDO

	Pág.
Introducción	7
1. Motores de combustión interna	8
1.1. Historia	8
1.2. Elementos de los de motores de combustión interna	9
1.3. Diseño de motores	10
1.3.1. Historia del diseño de motores	10
1.4. Modelo termodinámico de combustión de MCI	13
1.4.1. Ciclo de aire aplicado a los motores de combustión interna	13
1.4.2. Reacciones químicas de combustión del carburante	16
1.4.3. Reacciones de combustión del carburante líquido	16
1.4.3.1. Determinación de la cantidad teórica de aire necesaria para que se quemara totalmente el carburante líquido.	17
1.4.3.2 Coeficiente de exceso de aire	17
1.4.3.3 Cantidad de mezcla fresca	18
1.4.3.4 Cantidad de productos de combustión	19
1.4.3.5 Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a < 1$ (combustión incompleta del carburante).	20
1.4.3.6 Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a \geq 1$ (combustión incompleta del carburante).	21
1.4.4 Cálculo de los parámetros del ciclo de un motor Otto	23
1.4.4.1 Proceso de admisión	23
1.4.4.1.1. Presión al finalizar la admisión.	23
1.4.4.1.2. Cantidad de gases residuales	25
1.4.4.1.3. Temperatura al finalizar la admisión	26
1.4.4.2 Parámetros de la compresión	27
1.4.4.3 Proceso de combustión	28
1.4.4.4 Expansión	31

1.4.4.5 Parámetros indicados	32
1.4.4.5.1. Presión media indicada.	32
1.4.4.5.2. Potencia indicada.	34
1.4.4.5.3. Rendimiento indicado y gasto específico indicado de combustible.	34
1.4.4.6. Parámetros efectivos	34
1.4.4.6.1. Potencia efectiva y pérdidas mecánicas.	34
1.4.4.6.2. Escogencia de la velocidad media del pistón	36
1.5. Dinámica del mecanismo biela-manivela	36
1.5.1. Cinemática del mecanismo biela-manivela	38
1.5.2. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela	39
1.5.3. Equilibrado del motor	45
1.5.4. Torque motor	47
1.5.5. Uniformidad de la marcha del motor	47
1.5.6. Dimensionamiento del volante	49
1.6. Cálculo de las piezas debido a las cargas	51
1.6.1. Cálculo de las piezas considerando cargas variables	51
1.6.2. Elementos del grupo pistón	64
1.6.2.1. Condiciones de trabajo y cálculo del émbolo	65
1.6.2.2. Condiciones de trabajo y cálculo de los bulones	71
1.6.3. Cálculo de resistencia estructural de los elementos de la biela	76
1.6.3.1. El pie de biela.	77
1.6.3.2. Cuerpo de biela	85
1.6.3.3. Cabeza de biela.	86
1.6.3.4. Los pernos de biela.	88
1.6.4. Condiciones de trabajo y cálculo del cigüeñal	89
1.6.4.1. Cálculo de un cigüeñal simple	91
1.6.4.1.2. Muñones de bancada	92
1.6.4.1.3. Muñones de biela	93
1.6.4.1.4. Brazos	99

1.6.4.1.5. Cálculo de cigüeñales con disposición en serie de las bielas en el muñón.	102
1.6.4.1.6. Cálculo de cigüeñales con dos manivelas	103
2. Simulación del diseño de piezas móviles de motores de combustión interna	106
2.1. Pasos para la simulación del ciclo y del diseño de piezas móviles de MCI	106
3. Software para la enseñanza de la metodología de diseño de piezas móviles de motores de combustión interna (Dimot)	115
3.1 plataforma de desarrollo	115
3.1.1. Características de visual Basic 6.0	115
3.1.2. Declaración de variables en visual Basic	116
3.1.3. Nombres de variables en Dimot	117
3.2. Descripción del software Dimot	118
3.2.1. Esquema general.	119
3.2.1.1. Procedimiento de introducción de datos:	119
3.2.1.2. Procesamiento de datos	119
3.2.1.3. Presentación de resultados	119
3.2.2. Descripción de los menús y cuadros de diálogo	120
3.2.2.1 menú archivo	120
3.2.2.2. Menú acerca de	120
3.2.3. Descripción de las pantallas del software	121
3.2.3.1. Pantalla de presentación.	121
3.2.3.2 Pantalla principal	121
3.3. Descripción del método de cálculo usado	131
3.4. Limitaciones del software	131
4. Validación de la metodología por comparación mediante ingeniería inversa	132
5. CONCLUSIONES	137
6. RECOMENDACIONES	139
BIBLIOGRAFÍA	140
ANEXOS	142

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Mecanismo Biela-Manivela.	10
Figura 2. Ciclo de aire a volumen constante	14
Figura 3. Modelo del proceso de admisión de un motor de carburador	23
Figura 4. Curvas de p_c y T_c en función de ε	28
Figura 5. Diagrama del proceso de combustión	28
Figura 6. Diagrama teórico y diagrama real redondeado	32
Figura 7. Mecanismos biela manivela a) centrado y b) descentrado	37
Figura 8. Modelado de la biela	42
Figura 9. Modelado de la manivela	42
Figura 10. Sumatoria de fuerzas de presión y de inercia que actúan sobre el pistón	43
Figura 11. Fuerzas presentes en el mecanismo biela-manivela	44
Figura 12. Equilibrado de cigüeñales de manivela única	45
Figura 13. Diagrama para el cálculo del volante	48
Figura 14. Ciclo de fatiga a) simétrico b) asimétrico c) de pulsación unívoca	53
Figura 15. Diagrama de amplitudes fatiga de piezas	60
Figura 16. Pistón y sus partes	65
Figura 17. Dimensiones relativas de los pistones	67
Figura 18. Sección de menor área transversal del pistón	68
Figura 19. Sección transversal del pistón mostrando los tabiques	69
Figura 20. Bulón flotante y diagrama de carga	73

Figura 21. Diagrama de las tensiones del bulón debidas a la ovalización	75
Figura 22. Medidas del pie de biela	77
Figura 23. <i>a)</i> esquema de sollicitación para la tracción <i>b)</i> diagrama de tensiones	81
Figura 24. Distribución de tensiones en el pie de biela en compresión	83
Figura 25. Sección transversal de cálculo del cuerpo de biela	
Figura 26. Medidas para el cálculo de la cabeza de biela	85
Figura 27. Esquema utilizado para calcular una unidad de manivela	88
Figura 28. Fuerzas Z y T en el mecanismo biela manivela	91
Figura 29. Diagrama polar de carga sobre el muñón de biela	94
Figura 30. Ángulo correspondiente al orificio de aceite	95
Figura 31. Cigüeñal con bielas en serie entre apoyos	102
Figura 32. Cigüeñal de dos manivelas entre apoyos	104
Figura 33. Diagrama de flujo sencillo de una metodología de diseño	106
Figura 34. Etapa termodinámica de diseño	108
Figura 35. Etapa dinámica de diseño	111
Figura 36. Etapa de resistencia de materiales	112
Figura 37. Parte del código fuente utilizado en el software DIMOT	118
Figura 38. Estructura general de los procesos del programa.	119
Figura 39. Diagrama de opciones del menú	120
Figura 40. Pantalla de presentación de Dimot	121
Figura 41. Descripción de las pestañas de la presentación principal	121
Figura 42. Pestaña [1. Datos] en la pantalla principal	122
Figura 43. Pestaña [2. Teoría] en la pantalla principal	122
Figura 44. Pestaña [3. Tablas] en la pantalla principal	123
Figura 45. Pestaña [4. Modelos] en la pantalla principal	124
Figura 46. Formulario de ingreso de datos del bulón	124

Figura 47. Formulario de ingreso de datos del pistón	125
Figura 48. Formulario de ingreso de datos de la biela	126
Figura 49. Formulario de ingreso de datos del cigüeñal	126
Figura 50. Pestaña [5. Gráficas] en la pantalla principal	127
Figura 51. Pestaña [6. Gráficas] en la pantalla principal	128
Figura 52. Pestaña [7. Gráficas] en la pantalla principal	129
Figura 53. Pestaña [8. Registro] en la pantalla principal	130
Figura 54. Formulario de dimensiones del pistón	130
Figura 55. Pistón de un motor comercial	133
Figura 56. Bulón de un motor comercial	134
Figura 57. Biela de un motor comercial	135
Figura 58. Cigüeñal de un motor comercial	136

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Propiedades de la gasolina	18
Tabla 2. Parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles	27
Tabla 3. Coeficiente ξ_z	30
Tabla 4. Parámetros de expansión de un motor de carburador	32
Tabla 5. Parámetros A y B de las pérdidas mecánicas	35
Tabla 6. Aproximación a las masas de las piezas del mecanismo biela-manivela	43
Tabla 7. Valores de los factores de escala $K_{d\sigma}$ y $K_{d\tau}$ para los aceros de construcción	56
Tabla 8. Valores de los factores tecnológicos $K_{F\sigma}$ y $K_{F\tau}$ según el maquinado	57
Tabla 9. Valores del coeficiente K_σ	58
Tabla 10. Coeficientes de reducción para aceros con diferentes límites de rotura	62
Tabla 11. Características de las propiedades mecánicas de los aceros al carbono en Mpa	64
Tabla 12. Principales dimensiones relativas del pistón	66
Tabla 13. Principales dimensiones de los bulones	72
Tabla 14. Principales medidas de la biela	77
Tabla 15. Valores relativos de M_0 y N_0 para diferentes ángulos de anclaje	84
Tabla 16. Dimensiones relativas de los muñones de biela y bancada	91
Tabla 17. Valor de μ_{brazo} para distintas geometrías del brazo de cigüeñal	101
Tabla 18. Ejemplo de declaración de variables en Dimot para VB	117
Tabla 19. Datos técnicos del motor de un automóvil Renault 12 TS	132

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Ejemplos de cálculo de piezas	143
Anexo B. Ejemplo de aplicación de Dimot	165
Anexo C. Tablas para los cálculos termodinámicos del ciclo	170
Anexo D. Instalación y desinstalación del programa dimos	172
Anexo E. Solid edge (software cad)	173

RESUMEN

TÍTULO:

SOFTWARE EDUCATIVO PARA UNA METODOLOGÍA DE DISEÑO BÁSICO DE PIEZAS MÓVILES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA EL LABORATORIO DE LA ASIGNATURA MÁQUINAS TÉRMICAS ALTERNATIVAS *

AUTORES:

Carlos Fernando Molina Molina.

Fredys Donel Gómez. **

PALABRAS CLAVES:

Diseño de motores, Motores de Combustión Interna, Piezas móviles de motores, Metodología de diseño.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, de un programa que pueda utilizarse como complemento en la asignatura Máquinas Térmicas Alternativas titulado **“Software educativo para una metodología de diseño básico de piezas móviles de motores de combustión interna”**.

Las partes consideradas son el pistón, el bulón, la biela y el cigüeñal.

El algoritmo del programa se diseñó con base en las ecuaciones matemáticas clásicas de diseño de motores, ordenadas de manera adecuada, utilizando como lenguaje de programación el Visual Basic 6.0 por su facilidad de uso y por la posibilidad de interactuar con programas como Solid Edge, de dibujo en CAD, y Macromedia Flash MX para presentaciones e interfaces gráficas.

El resultado es un software de que permite al estudiante aprender una metodología de diseño de piezas móviles de MCI y al profesor le brinda una buena herramienta de enseñanza, presentado los resultados en un formato claro y de fácil interpretación, que incluye texto y algunas gráficas complementarias. Estas características hacen el programa muy útil tanto para estudiantes y profesores ya que evita tediosos y largos procedimientos de cálculo, facilitando más tiempo para el análisis y comprensión.

El programa consta de una presentación donde se muestra la teoría pertinente y controles gráficos apropiados para mostrar los resultados. Consta de una ayuda para guiar al usuario y una barra de estado donde se explica la información principal. Permite también guardar y abrir archivos con los datos necesarios para los cálculos.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Jorge Chacón.

SUMMARY

TITLE:

EDUCATIONAL SOFTWARE FOR A METHODOLOGY FOR THE BASIC DESIGN OF MOBILE PARTS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES FOR THE LABORATORY OF THE SIGNATURE ALTERNATIVE THERMICAL MACHINES *

AUTHORS:

Carlos Fernando Molina Molina.

Fredys Donel Gómez. **

KEY WORDS:

Engine Design, Internal combustión Engines, Engine Parts, Design Methodology, Educational Software.

DESCRIPTION:

The objective of this Project is to provide the School of mechanical engineering of the Santander's Industrial University with an educational software for the teaching of a methodology for the design of mobile parts of ICE. It is titled "SOFTWARE FOR A METHODOLOGY FOR THE BASIC DESIGN OF MOBILE PARTS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES". It is based on the theory by Russian authors Jovaj and Zhelesko and U.S. C.F. Taylor, and can be used as a support to the subject of Thermal Alternative Machines.

The parts considered here are the piston, piston pin, connecting rod and crankshaft.

The software design's algorithm is based on mathematical equations taken from M.S Jovaj and Zhelesko, put along in an ordered fashion, using Microsoft Visual Basic 6.0 as the programming language. Macromedia Flash MX is used for the making of the theory part for its excellent graphical capabilities.

The result is software that allows for the student to learn a design methodology of ICE mobile parts and for the teacher to have a good teaching tool, presenting the results in a clear and understandable way, and make some appropriate calculations to illustrate the methodology. These characteristics make the program very useful, since it avoids tedious and long calculation procedures, facilitating more time for the analysis and understanding of the problems to analyze.

The program has a slide show with the relevant theory and appropriate graphical controls to show the results. It counts with an online help window to guide the user and a state bar for the explanation of relevant information. It allows saving and opening data files with data for the calculations.

* Degree Work.

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Jorge Chacón.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el desarrollo de aplicaciones computacionales en el campo de la ingeniería ha originado un cambio total en nuestra visión. Antiguamente los estudiantes o profesores e ingenieros dedicaban gran parte de su tiempo al proceso de aplicar cálculos dispendiosos y repetitivos con el fin de solucionar un problema. Hoy, esto ha cambiado gracias al uso de los computadores y de los lenguajes de programación, los cuales permiten modelar un sinnúmero de problemas, reduciendo al mínimo el tiempo de ejecución de los cálculos y permitiendo el análisis de diversas situaciones, con sólo modificar cualquiera de las variables que intervienen en el mismo.

En la escuela de ingeniería mecánica, muchas asignaturas se están beneficiando con la introducción de paquetes de software versátiles y amigables, que le permiten al estudiante y al profesor familiarizarse con el uso de las herramientas computacionales y al mismo tiempo aplicarlas a la solución de problemas de ingeniería.

En este documento se da información acerca de la creación de un software para la enseñanza de una metodología de diseño de piezas móviles de Motores de Combustión Interna. Se estructuró con base en libros autorizados en la materia.

El nuestro es un intento por dar inicio a un estudio sistemático de diseño de MCI en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, ahora que están a su disposición medios tecnológicos para emprender este tipo de proyectos, como la construcción de un Motor de Combustión Interna. Además, se dan pautas para lograr integrar esta herramienta dentro de un proceso más complejo.

El capítulo 1 tiene como fin presentar los conceptos fundamentales de los Motores de Combustión Interna. Por ello la mayor parte de la información que se encuentra, esta dedicada a la teoría de diseño de MCI, que a su vez pasa a ser la estructura básica de los procedimientos, análisis y cálculos que se utilizaron para elaborar el programa.

En esta parte se consideran las principales áreas con las cuales tiene que ver el diseño de MCI, las cuales son: Termodinámica, Dinámica, Resistencia de Materiales. Cada uno de estos temas será analizado por separado.

En el capítulo 2 se presentan las características del software tales como la presentación (pantalla principal y la interfase de cálculo), los diferentes tipos de problema que se pueden analizar, el método de cálculo utilizado y las limitaciones del programa.

El capítulo 3 muestra la descripción del flujo interno de información del software, para manejar el API de Solid Edge y generar plantillas de diseño de las piezas.

El capítulo 4 muestra la validación del modelo por medio de una comparación con un motor comercial.

1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

La invención, en el siglo XIX, de los motores de combustión interna impulsados por hidrocarburos revolucionó el mundo de formas inimaginables. El nuevo invento representó una forma más eficiente y rápida de generar potencia, así como de trasladarse de un lugar a otro. A medida que se desarrollaba una nueva industria alrededor de los motores de combustión interna, el hombre buscó mejorar la forma de diseñarlos, probarlos y construirlos, hasta llegar, en la actualidad, a aprovechar otra de las grandes revoluciones de la historia: la de la informática.

1.1. HISTORIA

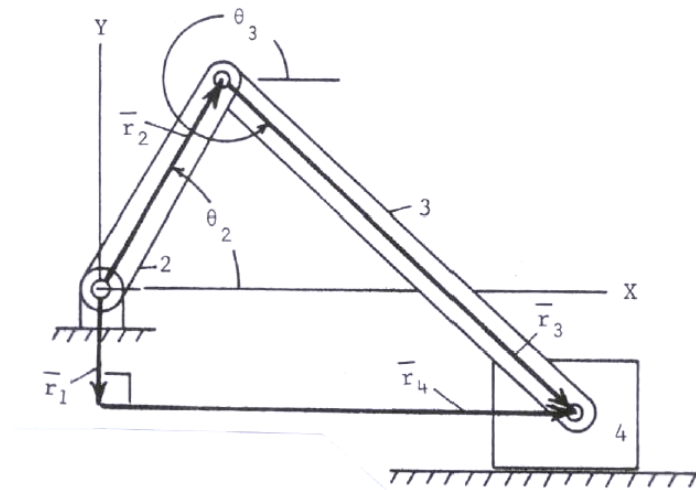
En la segunda mitad del siglo XIX, el mecánico alemán Nikolaus August Otto construyó un motor de gas de cuatro tiempos. Gottlieb Daimler, también de Alemania, creó años después con la ayuda de Wilhelm Maybach un motor de combustión interna de alta velocidad con un carburador que hacía posible la utilización de gasolina como combustible. Los motores de combustión interna ideados por estos pioneros finalmente se impusieron al motor de vapor y al motor eléctrico como medios de suministrar potencia.

1.2. ELEMENTOS DE LOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

El principio básico de funcionamiento de un motor de combustión interna se basa en el aprovechamiento de la energía química contenida en un combustible, que es liberada por medio de una combustión en un espacio cerrado conocido como cilindro.

La energía liberada se transmite por medio de un mecanismo llamado biela-manivela, que se puede ver en la figura 1. En los motores, este mecanismo está conformado por un pistón, una biela y un cigüeñal que hace las veces de manivela. El conjunto de las tres piezas mencionadas anteriormente se denomina comúnmente “Conjunto móvil”.

Figura 1. Mecanismo Biela-Manivela.



1.3. DISEÑO DE MOTORES

1.3.1 HISTORIA DEL DISEÑO DE MOTORES

Los acontecimientos que marcaron la historia de la evolución del Motor de Combustión Interna de acuerdo a su importancia son:

- 1823. Samuel Brown patentó el primer motor de combustión interna de aplicación industrial. Funcionaba sin comprimir la mezcla.
- En 1838 se concedió una patente a un inglés llamado William Barnet. Esta patente es el primer registro escrito de una compresión dentro del cilindro.

Aparentemente, Barnet no se dio cuenta de sus ventajas, y no desarrolló el ciclo lo suficiente.

- En 1872, un alemán llamado Otto desarrolló el ciclo del motor de cuatro tiempos.

Los primeros motores tenían una configuración horizontal, que se abandonó debido al desgaste que se producía. El motor diseñado y construido en seis semanas por Charles Taylor para los hermanos Wright no tenía bomba de combustible, carburador o bujías. Es obvio el progreso que se ha hecho a lo largo del tiempo en el diseño de motores.

En 134 años, el Motor de Combustión Interna ha pasado por muy pocos cambios significativos a partir de la configuración básica; la mayoría de las modificaciones han sido a componentes externos.

- Inyección de combustible. 1889. Frederick William Lanchester llevó a cabo lo que posiblemente se puede considerar como los primeros experimentos con la inyección de combustible.
- Ignición. 1839. La primera bujía conocida fue inventada por Edmond Berger. Otras formas de ignición fueron probadas con anterioridad, pero ninguna tuvo la utilidad esperada
- Turbocargadores. 1905. Fue inventado por el ingeniero Suizo Alfred Buchi. En 1920 empezaron a aparecer turbocargadores en los barcos y las locomotoras Diesel. Fueron usados en aviones ya que podían eliminar las pérdidas de potencia que se presentan en los motores de combustión interna como resultado de la altitud.

La falta de éxito en encontrar nuevos conceptos de diseño que den un verdadero giro a la investigación y el desarrollo comercial es evidencia de las dificultades técnicas e ingenieriles implicadas.

La diferencia más significativa entre los motores modernos y aquellos primeros motores es el uso de la compresión y, en particular, la compresión dentro de los cilindros. Los motores de combustión interna iniciales producían solo unos pocos caballos de fuerza, por lo que no pudieron reemplazar a los motores de vapor sino hasta 1890. En esa época, eran los suficientemente potentes para las necesidades de los pequeños fabricantes, incluso en lugares remotos.

La fabricación de motores de combustión interna es aún una industria mundialmente extendida, produciendo cada año 150 millones de motores y miles de millones de dólares en ganancias. La naturaleza multidisciplinaria del mercado de motores de combustión interna hace de su fabricación una de las industrias más grandes y dinámicas del mundo, acerca de la cual aún se conducen cientos de investigaciones.

El avance que más ha ayudado a la fabricación de MCI es, sin duda, el computador.

En la Industria, ahora los computadores están ayudando en la fabricación de motores por medio de paquetes de software que permiten simular el comportamiento de las piezas y el conjunto que forman las mismas cuando se enfrentan a las condiciones de trabajo reales. Para ello se utilizan paquetes como los CAD (dibujo asistido por computador) que permite modelar una pieza de forma rápida y con flexibilidad absoluta a cambios en el diseño para probar cual es el mejor comportamiento bajo condiciones extremas. Estos diseños son evaluados por los ingenieros a través de los paquetes CAE (ingeniería asistida por computador) que aplican cargas, temperaturas, torques, etc. a la pieza o conjunto, analizando su comportamiento y brindando resultados que permiten rediseñar las partes para un mejor desempeño. Los productos desarrollados son luego manufacturados a través de los paquetes CAM (manufactura asistida por

computador) los cuales toman los diseños creados con los paquetes CAD y los transforman en las piezas semejantes con gran exactitud.

1.4 MODELO TERMODINÁMICO DE COMBUSTIÓN ¹

Al seleccionar un proceso idealizado, siempre nos encontraremos con el hecho de que, mientras más simples sean las suposiciones, más fácil será el análisis pero más alejados estarán los resultados de la realidad. Es, por lo tanto, peligroso perder de vista las limitaciones del modelo y tratar de emplearlo más allá de su utilidad real. El valor de construir modelos simples de este tipo de sistemas complejos, como un motor, se incrementa con la complejidad del sistema que se diseñará.

1.4.1 CICLO DE AIRE APLICADO A LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

En los motores de combustión interna, un proceso idealizado llamado *ciclo de aire* ha sido ampliamente usado para representar el proceso real. Este ciclo tiene la ventaja de estar basado en unas pocas suposiciones simples y de una tendencia hacia un manejo matemático fácil.

Un *ciclo de aire* es un proceso cíclico en el cual el medio es un gas perfecto que bajo toda circunstancia posee el calor específico y la masa molecular del aire a temperatura ambiente.

Un ciclo de aire particular se utiliza para representar una aproximación de algún ciclo real que se tenga en mente. Cuando se utiliza un ciclo de aire para modelar un proceso real, se llama “ciclo de aire equivalente” de ese proceso. Para motores reciprocantes de encendido por chispa el ciclo de aire equivalente usado es conocido como “ciclo de aire de volumen constante”. Este se compone de las siguientes cuatro etapas (figura 2).

¹ Fuente: Taylor

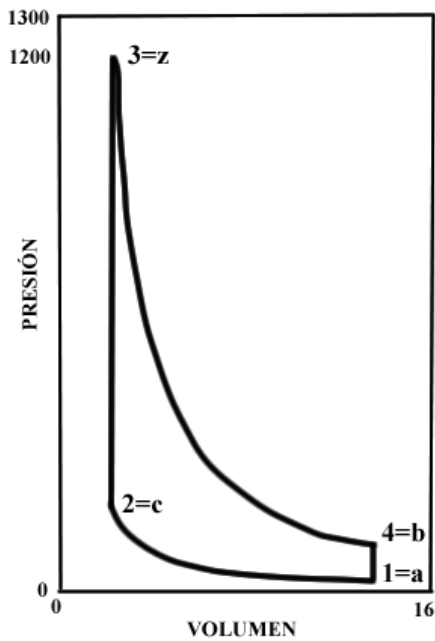
1-2 Compresión adiabática reversible.

2-3 Adición de calor a volumen constante para incrementar la presión.

3-4 Expansión adiabática reversible.

4-1 Extracción de calor a volumen hasta el punto inicial.

Figura 2. Ciclo de aire a volumen constante



Un ciclo de aire de este tipo se conoce como ciclo Otto.

Debemos recordar en este momento la definición de gas perfecto: es aquel que tiene un calor específico constante y sigue la ley de estado

$$pV = \frac{m}{M} R_u T \quad (1)$$

Donde: p = presión del gas

V = volumen del gas

m = masa del gas

\bar{m} = peso molecular del gas

R_u = constante universal del gas

T = temperatura absoluta

Para un proceso adiabático reversible de un gas perfecto del estado (1) al (2), como aquellos que se presentan en el ciclo Otto

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (3)$$

Donde: n = coeficiente politrópico de expansión o de compresión.

Este modelo es útil debido a su manejo matemático fácil, exento de la necesidad de recurrir al uso de tablas de valores termodinámicos y se puede obtener valores del estado del gas en ciertos puntos que se quieren analizar.

El ciclo equivalente tiene, en general, las siguientes características en común con el ciclo real que modela:

1. Una secuencia similar de procesos.
2. La misma relación entre el volumen máximo y mínimo (motores reciprocantes) o entre las presiones máxima y mínima.
3. La misma presión y temperatura en un punto de referencia escogido.
4. Una cantidad de calor por unidad de masa de aire añadido apropiada.

Un *ciclo aire-combustible* se define como un proceso termodinámico idealizado que modela el proceso que ocurre en algún tipo particular de motor usando como medio de trabajo gases reales que representen los usados en el motor

correspondiente. Para construir tal ciclo, son necesarios datos termodinámicos de los fluidos presentes en el motor.

En el caso del ciclo aire-combustible, no se añade calor, sino una mezcla aire-combustible que es quemada al tiempo apropiado, desprendiendo calor como resultado.

1.4.2. REACCIONES QUÍMICAS DE COMBUSTIÓN DEL CARBURANTE

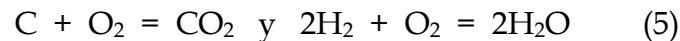
Analicemos las reacciones químicas finales de los elementos componentes del combustible con el oxígeno del aire, sin tener en cuenta las etapas intermedias del proceso de combustión.

1.4.3. REACCIONES DE COMBUSTIÓN DEL CARBURANTE LÍQUIDO.

Se denomina composición química al contenido másico de cada elemento en el combustible. Se expresa en unidades de masa, acorde con la siguiente expresión

$$C + H_c + O_c = 1 \text{ Kg.} \quad (4)$$

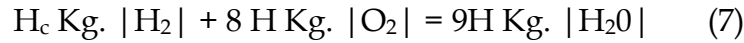
Cuando la combustión del combustible es completa se supone que, como resultado de las reacciones del carbono y del hidrógeno con el oxígeno del aire, se forman anhídrido carbónico y vapor de agua, respectivamente. En este caso la oxidación del carbono y del hidrógeno del combustible corresponde a las ecuaciones químicas:



En los cálculos de los productos iniciales y finales de la reacción en unidades másicas obtenemos: para C Kg. | C |

$$C \text{ Kg. } | C | + \frac{8}{3} C \text{ Kg. } | O_2 | = \frac{11}{3} C \text{ Kg. } | CO_2 | \quad (6)$$

para H_c Kg. | H_2 |



1.4.3.1. Determinación de la cantidad teórica de aire necesaria para que se quemem totalmente el carburante líquido. La menor cantidad de oxígeno O_0 que se necesita suministrar desde el exterior al combustible para su completa oxidación se denomina cantidad teórica de oxígeno. De las ecuaciones (5) y (6) se deduce que para la combustión completa de 1Kg. de combustible se necesita la siguiente cantidad de oxígeno:

$$O_o = \frac{8}{3}C + 8H_c - O_c \quad (8)$$

Considerando que el contenido en masa de oxígeno en el aire es aproximadamente 23% y en volumen 21%, obtendremos respectivamente la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1Kg. de combustible, en Kg:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H_c - O_c \right) \quad (9)$$

o en kmol

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{21} + \frac{H_c}{4} - \frac{O_c}{32} \right) \quad (10)$$

La masa molecular aparente del aire es $\mu_a = 28,97$, por lo tanto:

$$l_0 = \mu_a L_0 = 28,97 L_0 \quad (11)$$

1.4.3.2. Coeficiente de exceso de aire. En el motor de automóvil la cantidad de aire realmente consumida puede ser, en función del tipo de formación de la mezcla, de las condiciones de encendido y combustión, así como del régimen de funcionamiento, mayor, igual o menor que la necesaria teóricamente para la combustión completa. La relación entre la cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor (l , en Kg. o L , en kmol) y la cantidad de aire teóricamente

necesaria para la combustión de 1Kg. de carburante, se denomina coeficiente de exceso de aire y se designa con la letra α_a :

$$\alpha_a = \frac{l}{l_0} \quad \text{o} \quad \alpha_a = \frac{L}{L_0} \quad (12)$$

Siendo la mezcla estequiométrica $L = L_0$ ($l = l_0$) el coeficiente de exceso de aire $\alpha_a = 1$; si $\alpha_a < 1$ (insuficiencia de oxígeno), la mezcla se denomina rica; cuando $\alpha_a > 1$ (exceso de oxígeno), la mezcla se denomina pobre.

En caso de $\alpha_a < 1$, debido a la insuficiencia de oxígeno, el combustible no se quema totalmente, como consecuencia de lo cual durante la combustión el desprendimiento de calor es incompleto y en los gases de escape aparecen los productos de la oxidación incompleta (CO, H, CH₄ y otros).

1.4.3.3. Cantidad de mezcla fresca. En el motor de encendido por chispa el aire y el combustible, forman una mezcla la cual se suministran en el proceso de admisión al cilindro. La cantidad total de mezcla carburante necesaria (en kmol), constituida por vapores de combustible y aire, en caso de combustión completa de 1Kg. de carburante es

$$M_1 = \alpha_a L_0 + \frac{1}{\mu_c} \quad (13)$$

Donde: μ_c es la masa molecular del combustible y está entre 110 y 120 según la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades de la gasolina	
Composición másica elemental	
C	0,855
H	0,145
O	-
Masa Molecular Media μ_c Kg/Kmol	110-120
Poder calorífico del combustible H_u Mj/Kg.	44
Característica β_c del combustible	0,402
Fuente: Jovaj pág. 62	

Para cualquier combustible la masa de la mezcla (en Kg.)

$$G_1 = 1 + \alpha_a l_0 \quad (14)$$

Cuando el combustible arde totalmente ($\alpha_a > 1$) los productos de la combustión están constituidos por anhídrido carbónico, vapor de agua, oxígeno sobrante y nitrógeno que se han formado como resultado de la reacción química.

1.4.3.4. Cantidad de productos de combustión. La cantidad de productos de combustión se halla mediante la siguiente fórmula

$$M_2 = \frac{H_c}{2} + \alpha_a L_0 - \frac{\beta_c C}{12 * 0,79} \quad (15)$$

En esta ecuación, β_c es llamado "Característica β_c del combustible", que depende de la composición química del combustible y de la cantidad de oxígeno del aire. La característica β_c se encuentra según la expresión

$$\beta_c = \frac{2,37}{C} \left(H_c - \frac{O_c}{8} \right) \quad (16)$$

El valor de β_c para la gasolina puede encontrarse en la tabla 1.

Del hecho de que esta ecuación se diferencia de la ecuación (13) se desprende que existe una cierta variación en el volumen cuando se comparan los productos de combustión y la mezcla fresca. La variación en el número de moles se denota como ΔM y se define como

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (17)$$

No obstante, esta variación es mejor expresarla mediante un solo coeficiente: el coeficiente teórico de variación molecular μ_0 , que se define como

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (18)$$

1.4.3.5. Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a < 1$ (combustión incompleta del carburante). En estas condiciones, debido a la escasez de oxígeno, parte del carbono del combustible se oxida formando monóxido de carbono y parte del hidrogeno no reacciona con el oxígeno. El análisis de los gases de escape (para $\alpha_a < 1$) muestra que la relación entre el número de moles de hidrógeno y del monóxido de carbono es aproximadamente constante para el combustible dado y no depende de la magnitud α_a . Designemos esta relación por:

$$K_r = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \quad (19)$$

Donde: M_{H_2} = fracción molar del H₂ en los productos

M_{CO} = fracción molar del CO en los productos

De acuerdo a experimentos efectuados con gasolinas cuyo $H/C = 0,17...0,19$, la relación K_r está entre 0,45 y 0,50 y en caso de $H/C = 0,13$, $K_r = 0,30$.

La cantidad (en Kmol) de cada componente que integra los productos de combustión se determina por las siguientes fórmulas, obtenidas transformando las expresiones anteriores

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (20)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{2} - 0,42 \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (21)$$

$$M_{H_2} = 0,42 K_r \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (22)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42 \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (23)$$

y

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha_a L_0 \quad (24)$$

La suma de estos valores es igual a M_2

1.4.3.6. Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a \geq 1$ (combustión incompleta del carburante). En este caso el combustible arde totalmente los productos de la combustión están constituidos por anhídrido carbónico, vapor de agua, oxígeno sobrante y nitrógeno que se han formado como resultado de la reacción química. La cantidad (en kmol) de los componentes por separado de los productos de la combustión se hallan aplicando las siguientes fórmulas:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad (25)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (26)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha_a - 1)L_0 \quad (27)$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha_a L_0 \quad (28)$$

La calidad del combustible se determina por el poder calorífico, es decir, por la cantidad de calor desprendido al quemar por completo una unidad másica de combustible líquido.

El poder calorífico del combustible puede determinarse quemando una muestra en una bomba calorimétrica especial. Como resultado de la combustión completa del combustible se forman anhídrido carbónico y vapor de agua. Al determinar la cantidad de calor desprendida en el calorímetro, los productos de combustión que se han formado en el proceso de la reacción se enfrían hasta la temperatura inicial. En este caso, el vapor de agua se condensa desprendiendo respectivamente calor. De esta manera se determina el poder calorífico superior H_0 , es decir, todo el calor que se ha desprendido por efecto de la reacción. Sin embargo, en el motor de combustión interna los gases de escape se expulsan a alta temperatura, cuando no se produce la condensación del vapor de agua. Por eso, es más conveniente

efectuar los cálculos con el poder calorífico inferior H_u , el cual es menor que el superior en la magnitud del calor latente de vaporización del agua.

No obstante, si se conoce su composición química, el poder calorífico inferior de un combustible se puede calcular aproximadamente aplicando una fórmula empírica. Según Mendeleiev² se puede calcular el poder calorífico inferior de un combustible líquido (en J/Kg.) así:

$$H_u = [34,013C + 125,6H_c - 10,9(O_c - S) - 2,512(9H_c + W)] * 10^6 \quad (29)$$

Según esta fórmula, para una gasolina común H_u está cerca de los 44MJ/Kg.

Donde: W y S son la humedad contenida en 1Kg. De combustible y el porcentaje de azufre respectivamente, en Kg.

Cuando $\alpha_a < 1$, debido a la combustión incompleta, la cantidad de calor desprendida disminuye:

$$(H_u)_{\alpha < 1} = H_u - (\Delta H_u)_{CO} - (\Delta H_u)_{H_2} \quad (30)$$

Donde: $(\Delta H_u)_{CO}$ y $(\Delta H_u)_{H_2}$ son las fracciones del calor no desprendido debido a la presencia del monóxido de carbono e hidrógeno.

Se puede calcular la fracción sumaria del calor que no se desprendió $(\Delta H_u)_{quím} = (\Delta H_u)_{CO} + (\Delta H_u)_{H_2}$, si se conoce α_a . En este caso

$$(\Delta H_u)_{quím} = A_u (1 - \alpha_a) L_0 \quad (31)$$

Donde: $(\Delta H_u)_{quím}$ se expresa en J/Kg.

Para $K_r = 0,5 \dots 0,45$, $A_u = 114 * 10^6$; para $K_r = 0,3$, $A_u = 116 * 10^6$ (³).

El modelo de la sección 1.4.2. servirá para calcular los parámetros de la combustión, que se estudiará con mayor profundidad en la sección 1.4.4.2.

² Jovaj Pág. 61

³ Jovaj Pág. 63

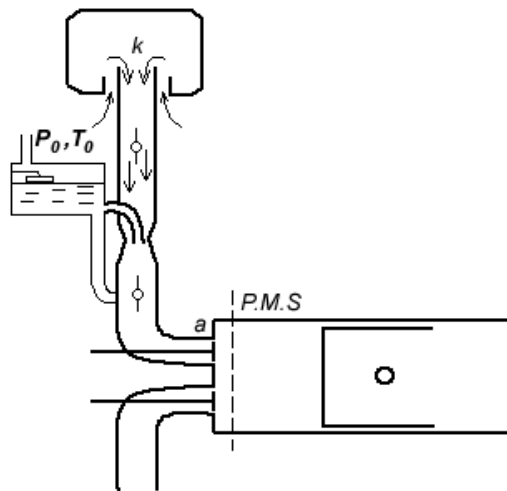
1.4.4. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CICLO DE UN MOTOR OTTO

1.4.4.1 PROCESO DE ADMISIÓN⁴

1.4.4.1.1. Presión al finalizar la admisión.

Todos los fenómenos relacionados con la recarga del cilindro y su barrido se evalúan por coeficientes experimentales. Para simplificar la tarea, en adelante se supone que el proceso de admisión comienza en el punto k y termina en el punto a (véase la figura 3).

Figura 3. Modelo del proceso de admisión de un motor de carburador



La existencia de resistencias en el sistema de admisión hace que la cantidad de carga fresca que entra en el cilindro del motor disminuya debido al decrecimiento de la densidad de la carga. La influencia de las pérdidas hidráulicas sobre el llenado puede determinarse si se conocen las pérdidas de presión Δp en el sistema de admisión (véase la Fig. 3) o la presión en el cilindro p_a en el instante en que se supone finalizado el proceso de admisión. Se puede determinar aproximadamente la presión dentro del cilindro durante la admisión considerando este proceso como estacionario. Utilizando la ecuación de Bernoulli podemos escribir

⁴Jovaj pág. 81

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{w_k^2}{2} + gZ_k = \frac{p_a}{\rho_a} + \beta_{ad} \frac{w_{ad}^2}{2} + \xi_{ad} \frac{w_{ad}^2}{2} + gZ_a \quad (32)$$

Donde: ρ_k y ρ_a son las densidades de la carga en la entrada y en el cilindro respectivamente; w_k y w_{ad} , respectivamente la velocidad del aire en la entrada del sistema de admisión y la velocidad media del aire en todo el proceso de admisión, (medida en la válvula o en las lumbreras de barrido por ser la sección mas estrecha del sistema de admisión por la que fluye la carga fresca) en m/s; Z_k y Z_a , las alturas de nivel respectivamente desde el eje del sistema de admisión y el eje de la válvula de admisión; β_{ad} , el coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro, $\beta_{ad} = w_c/w_{ad}$ (w_c es la velocidad media del aire en la sección examinada del cilindro); ξ_{ad} , el coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a su sección más estrecha.

Adoptando que $w_k = 0$, las alturas de nivel $Z_k = Z_a$, y despreciando la variación de la densidad de la carga fresca durante su movimiento en el sistema de admisión ($\rho_k = \rho_a$), obtendremos

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p_a}{\rho_a} + (\beta_{ad} + \xi_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \quad (33)$$

y

$$p_k - p_a = (\beta_{ad} + \xi_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_k \quad (34)$$

Para el caso del motor de cuatro tiempos sin sobrealimentación, $p_k = p_0$ y $\rho_k = \rho_0$

$$p_0 - p_a = (\beta_{ad} + \xi_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_0 \quad (35)$$

Según datos experimentales obtenidos al investigar motores de automóviles, para la apertura completa de la válvula en el régimen nominal, la velocidad de

movimiento de la carga en la sección de paso es $w_{ad} = 50...130m/s$,
 $(\beta_{ad} + \xi_{ad}) = 2,5...4$ ⁵

En los motores de cuatro tiempos sin sobrealimentación los datos experimentales muestran que $p_a = (0,8...0,9)p_0$ ⁶

Para calcular ρ_0 se utiliza la fórmula de gas ideal $\rho_0 = P_a \mu_a / R_a T$

1.4.4.1.2. Cantidad de gases residuales.

En el proceso de escape no se logra desalojar por completo del cilindro los productos de combustión, ocupando estos cierto volumen a presión p_r y temperatura T_r respectivas. En el proceso de admisión los gases residuales se expanden y, mezclándose con la carga fresca que ingresa, hacen disminuir el llenado del cilindro. La cantidad de gases residuales M_r , depende del procedimiento empleado para limpiar el cilindro, así como de la posibilidad de barrido del cilindro por la carga fresca.

La cantidad de gases residuales se caracteriza por una magnitud relativa denominada coeficiente de gases residuales γ_r .

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (36)$$

o

$$\gamma_r = M_r / M_1 \quad (37)$$

Donde: ε es la relación de compresión.

ΔT es el aumento de temperatura que experimenta la mezcla al pasar por el sistema de admisión.

⁵ Jovaj Pág. 89

⁶ Jovaj Pág. 89

Al calcular el coeficiente γ_r se puede asumir que la presión de los gases residuales $p_r = (1,1...1,25)p_a$ y la temperatura $T_r = (900...1000K)$ para los motores a gasolina.

Durante el cálculo térmico del motor la temperatura ΔT se adopta basándose en los resultados experimentales y en cálculos indirectos. Si el sistema de intercambio de gases ha sido diseñado correctamente, la carga fresca que ingresa al cilindro del motor de carburador, con formación externa de la mezcla, experimenta un aumento de temperatura $\Delta T = 0...20^\circ C$ (7)

1.4.4.1.3. Temperatura al finalizar la admisión

La temperatura T_a puede calcularse sobre la base del balance térmico, compuesto para la carga fresca y para los gases residuales, antes y después de su mezcla. Se supone que el proceso de mezclado tiene lugar a presión constante. Considerando que el calor específico de la mezcla c'_p es igual al calor específico de la carga fresca c_p y el calor específico de los gases residuales $c_p = \varphi c_p$, escribiremos la ecuación del balance térmico asumiendo que $\varphi = 1$:

$$c_p M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi c_p M_r T_r = c_p (M_1 + M_r) T_a \quad (38)$$

Puesto que

$$M_1 + M_r = M_1 (1 + \gamma_r) \quad (39)$$

Entonces

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (40)$$

Cuando el motor de cuatro tiempos trabaja sin sobrealimentación $T_a = (310...350K)$ (8)

⁷ Jovaj Pág. 92

⁸ Jovaj Pág. 93

El rendimiento volumétrico η_v del ciclo que estamos analizando se calcula según la siguiente expresión

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \quad (41)$$

1.4.4.2 PARÁMETROS DE LA COMPRESIÓN

Resulta difícil determinar analíticamente los parámetros al final de la compresión puesto que el exponente politrópico varía. Se ha adoptado calcular la temperatura y la presión al final de la compresión a partir del valor medio de la politrópica, considerándolo constante para todo el proceso. Asumiendo que el comienzo de la compresión coincide con el P.M.I, obtenemos

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (42)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (43)$$

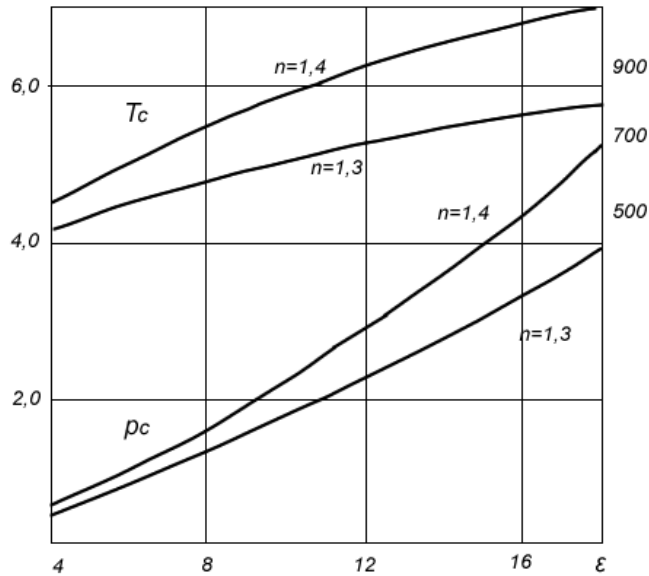
En la figura 4 se representa cómo varían los valores de p_c y T_c , calculados a partir de dos valores de p_a y T_a . Puede verse cómo cambian considerablemente. En consecuencia, los valores de n_1 hay que elegirlos basándose en resultados experimentales de motores similares al que se calcula, en lo que se refiere a las dimensiones de los cilindros, rapidez y parámetros estructurales.

En la tabla 2 se muestran los parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles y tractores.

Tabla 2. Parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles

Parámetros	Motores a gasolina y gas
Relación de compresión ε	6 – 9 (hasta 11)
Exponente politrópico de compresión n_1	1,30-1,37
Presión al final de la compresión p_c , Mpa.	0,90-1,50
Temperatura al final de la compresión T_c , K	550-750
Fuente: Jovaj pág. 118	

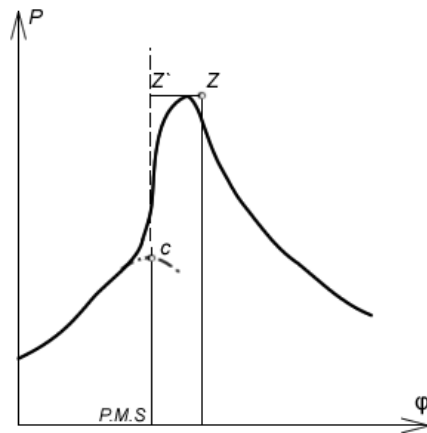
Figura 4. Curvas de p_c y T_c en función de ε



1.4.4.3 PROCESO DE COMBUSTIÓN

En caso de motores de carburador se supone que la combustión se efectúa instantáneamente a volumen constante de la cámara de combustión V_c , es decir, la curva real de la elevación de presión en el diagrama indicado durante el proceso de combustión es reemplazada por la isocora cZ (figura 5). Al hacer esto los gases no efectúan trabajo exterior en el periodo de la combustión y todo el calor desprendido se consume solamente en incrementar su energía interna.

Figura 5. Diagrama del proceso de combustión



Siendo la combustión a volumen constante, las pérdidas totales de calor debidas a la combustión incompleta y otros factores como la disociación y a la emisión de calor a las paredes son consideradas por el coeficiente de aprovechamiento del calor de combustión ξ_z , determinado experimentalmente. Para 1Kg. De combustible, según el primer principio de la termodinámica, tendremos:

$$\xi_z H_u = U_z - U_c + l_{z'z} \quad (44)$$

El trabajo que efectúan los gases en el tramo $z'z$ durante el período de la combustión será

$$l_{z'z} = p_z V_z - p_c V_c \quad (45)$$

En caso de motores a gasolina y a gas de encendido por chispa para los cuales se supone que la combustión se realiza a volumen constante y, consiguientemente, $l_{z'z} = 0$; la ecuación (44) adquiere una forma más simple

$$\xi_z H_u = U_z - U_c \quad (46)$$

Después de algunas transformaciones, obtenemos

$$\xi_z H_u + M_1 U_c + M_r U_c = (M_2 + M_r) U_z \quad (47)$$

donde U_z y U_c son la energía interna de 1kmol de productos de la combustión a la temperatura en los puntos z y c respectivamente; U_c , la energía interna de 1kmol de carga fresca en el punto c ; M_1 , M_r , M_2 la cantidad (en kmol) de carga fresca, gases residuales y productos de la combustión respectivamente por 1Kg. De combustible introducido al motor.

Considerando que $M_r/M_1 = \gamma_r$ y $M_2 + M_r/(M_1 + M_r) = \mu_r$, (donde μ_r es el coeficiente real de variación molecular), se puede presentar la ecuación (47) en una forma más cómoda

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_{uquím})]}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z \quad (48)$$

El coeficiente real de variación molecular μ_r se puede hallar de otra forma, relacionándolo con el coeficiente teórico de variación molecular μ_0 . En primer lugar se ha de recordar que $\gamma_r = M_r/M_1$. Por lo tanto:

$$\mu_r = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (49)$$

A partir de las ecuaciones (44) a (49), denominadas ecuaciones de combustión, se determina la temperatura máxima del ciclo T_z .

Para calcular los calores específicos y las energías internas del aire y de los productos de combustión, que son indispensables al determinar T_z , hay que utilizar los datos mostrados en las tablas C1 y C2 en los anexos. La temperatura de combustión T_z se calcula aplicando el método de interpolación. Valores comunes del coeficiente se encuentran en la tabla 3.

El coeficiente de aprovechamiento del calor ξ_z se fija basándose en los resultados experimentales en correspondencia con el tipo de motor, su rapidez, condiciones de refrigeración y particularidades estructurales de las cámaras de combustión.

Este coeficiente depende de los regímenes de carga y velocidad del motor. Los valores bajos de ξ_z indican no solo una fuerte emisión de calor a las paredes, sino también un considerable tiempo que abarca la extinción de la combustión en el proceso de expansión. A continuación vienen expuestos los límites de variación del coeficiente ξ_z cuando los motores funcionan a plena carga:

Tabla 3. Coeficiente ξ_z	
Motores de carburador	0,85-0,90
Motores a gas	0,80-0,85
Fuente: Jovaj pág. 157	

Para calcular la presión al final del proceso de combustión, se utiliza la siguiente fórmula

$$p_z = \lambda_p p_c \quad (50)$$

Donde: $\lambda_p = \mu_r T_z / T_c$ es el grado de elevación de la presión. (51)

Los valores reales de la presión máxima en los cilindros de los motores de gasolina son necesarios para poder realizar los cálculos dinámicos y de resistencia mecánica y se determinan multiplicando los valores calculados de p_z por un coeficiente empírico de disminución de la presión φ_z que está relacionado con el aumento del volumen de la cámara de combustión cuando se alcanza la presión máxima. Este coeficiente generalmente se adopta igual a 0,85.

$$p_{z.redo} = \varphi_z p_z \quad (52)$$

1.4.4.4 EXPANSIÓN

Al calcular el ciclo se admite que el proceso de expansión comienza en el punto z siendo máximos los valores calculados p_z y T_z . Se considera que en el ciclo de cuatro tiempos, el proceso termina en el P.M.I. (punto b).

Determinar el exponente politrópico de expansión a partir del diagrama indicado en el tramo hasta 3-4 es prácticamente imposible. En vista de las dificultades que aparecen al determinar los valores variables del exponente n_2 que sirvan para calcular los parámetros al final del proceso de expansión, se utilizan valores promedios del exponente n_2 .

Para el proceso politrópico, siendo el exponente medio n_2 , la presión y la temperatura en el punto b se determinan acorde con las fórmulas

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (53)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (54)$$

Los valores de los parámetros del proceso de expansión para los motores de cuatro y dos tiempos se exponen a continuación en la tabla 4.

Tabla 4. Parámetros de expansión de un motor de carburador		
n_2	p_b , Mpa	T_b , K
1,23-1,30	0,35-0,50	1200-1500
Fuente: Jovaj pág. 161		

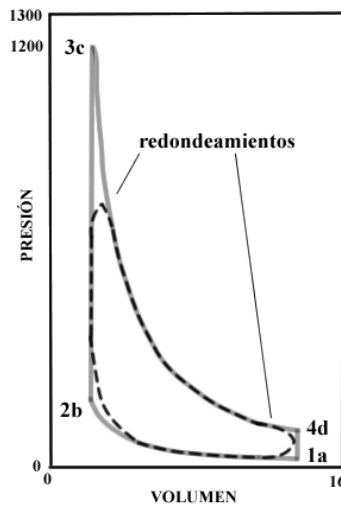
1.4.4.5 PARÁMETROS INDICADOS

1.4.4.5.1. Presión media indicada.

El redondeamiento del diagrama en los lugares que determinan el paso de un proceso a otro, se efectúa a partir de los resultados obtenidos en investigaciones de motores análogos. En el esquema teórico esto se toma en cuenta introduciendo uno o más coeficientes especiales.

En la figura 6 se muestra, en calidad de ejemplo, el diagrama teórico y el diagrama real redondeado con la introducción de coeficientes

Figura 6. Diagrama teórico y diagrama real redondeado



Para el diagrama teórico no redondeado el trabajo indicado del ciclo es:

$$L_i = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \quad (55)$$

El trabajo en el tramo $z'z$ a presión constante es:

$$L_{z'z} = p_z V_z - p_z V_c \quad (56)$$

El trabajo L_{zb} siendo el proceso de expansión politrópico,

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] \quad (57)$$

El trabajo L_{ac} del proceso de compresión, siendo este politrópico, es

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] \quad (58)$$

haciendo $\rho = V_z/V_c$ y $\delta = V_b/V_z$, podemos sumar las ecuaciones y, al dividir el resultado entre el volumen de trabajo del cilindro V_h en m^3 , obtendremos la presión media indicada del ciclo P_{it} según la siguiente ecuación,

$$P_{it} = 10^{-6} \frac{L_i}{V_h} \text{ en Mpa}$$

Por lo tanto,

$$P_{it} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (59)$$

Para el motor de encendido por chispa, donde el calor se suministra únicamente a volumen constante, $\rho = 1$ y $\delta = \varepsilon$

Del diagrama indicado (véase la figura 6) se desprende que el trabajo indicado del ciclo real es menor que el teórico por ser el ciclo redondeado. Su magnitud depende del proceso de combustión así como del instante en que se inicia la apertura de la válvula de escape. La desviación de los valores reales de p_i con respecto a los calculados se evalúa a través del coeficiente de redondeamiento (plenitud) del diagrama φ_i .

La presión media indicada del ciclo real p_i es

$$p_i = \varphi_i P_{it} \quad (60)$$

Según resultados experimentales, $\varphi_i = 0,92 \dots 0,97$ ⁹

1.4.4.5.2. Potencia indicada.

El trabajo indicado (en Nm), ejecutado por un cilindro en un ciclo, es

$$L_i = P_i V_h \quad (61)$$

La potencia indicada del motor tiene relación con su velocidad n en RPM y el número de cilindros i de acuerdo con la siguiente fórmula

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i i V_h n \quad (62)$$

Donde: τ es el número de tiempos del motor.

1.4.4.5.3. Rendimiento indicado y gasto específico indicado de combustible.

El gasto específico indicado de combustible g_i se define como la cantidad necesaria de combustible por cada unidad de potencia que entrega el motor. Si G_c es el consumo de combustible horario calculado para la prueba del motor en el régimen estacionario dado en Kg./h, entonces

$$g_i = \frac{G_c * 10^3}{N_i} \quad \text{o} \quad g_i = \frac{3600 \eta_v \rho_0}{P_i \alpha_a l_0} \quad (63)$$

Si se conoce el poder calorífico del combustible, entonces el rendimiento indicado η_i es :

$$\eta_i = \frac{1}{H_u g_i} \quad \text{y} \quad \eta_i = \frac{3600}{H_u g_i} \quad \text{si } H_u \text{ está en MJ/Kg. Y } g_i \text{ en g/kWh} \quad (64)$$

1.4.4.6 PARÁMETROS EFECTIVOS

1.4.4.6.1. Potencia efectiva y pérdidas mecánicas.

La potencia que puede obtenerse en el cigüeñal del motor se denomina efectiva. La potencia efectiva N_e es menor que la indicada N_i en la magnitud de la potencia

⁹ Jovaj Pág. 170

que se gasta en las pérdidas mecánicas N_m , es decir

$$N_e = N_i - N_m \quad (65)$$

La presión media efectiva p_e , o “presión al freno”, del ciclo, se halla de la siguiente ecuación

$$p_e = p_i - p_m \quad (66)$$

donde p_m es una fracción de p_i que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares del motor. Depende de la velocidad media del pistón v_p según una relación lineal y se determina conforme a la siguiente expresión

$$p_m = A + Bv_p \quad (67)$$

Los coeficientes A y B se determinan de la tabla 5. El valor de v_p se halla según promedios experimentales ¹⁰

Tabla 5. Parámetros A y B de las pérdidas mecánicas

Tipo de motor	A	B
$S/D > 1$	0,05	0,0155
$S/D < 1$	0,04	0,0135
Fuente: Jovaj pág. 212		

p_m también se expresa de la siguiente manera

$$p_m = 30 \frac{N_m \tau}{iV_h n} \quad (68)$$

Y p_e se relaciona con la potencia nominal de acuerdo a la expresión:

$$p_e = 30 \frac{N_e \tau}{iV_h n} \quad (69)$$

¹⁰ Jovaj Pág. 212

El rendimiento mecánico η_m para un motor de cuatro tiempos de carburador tiene valores de entre 0,7 y 0,85¹¹ y se halla de la siguiente forma

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} = \frac{P_e}{P_i} \quad (70)$$

La relación entre el rendimiento efectivo η_e del ciclo y el rendimiento mecánico se expresa de la siguiente manera

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (71)$$

1.4.4.6.2. Escogencia de la velocidad media del pistón. Para calcular los datos geométricos principales del motor se debe hacer un estimado de la velocidad media del pistón. La velocidad media del pistón está limitada por uno de los siguientes factores, si no ambos:

1. Esfuerzos mecánicos. Los esfuerzos mecánicos se incrementan con el cuadrado de la velocidad del pistón. Debido a que es difícil analizar, incluso con la ayuda de computadores, los esfuerzos presentes en piezas complejas, el límite en la velocidad media del pistón se establece por medio de la experiencia previa con motores en servicio similar.
2. Economía de combustible. En aplicaciones donde la economía de combustible es importante, la elección de la velocidad del pistón se verá influenciada por este factor.

Una herramienta computacional utiliza la velocidad media del pistón para deducir las pérdidas mecánicas y así poder dar un valor a la presión media efectiva.

1.5. DINÁMICA DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA

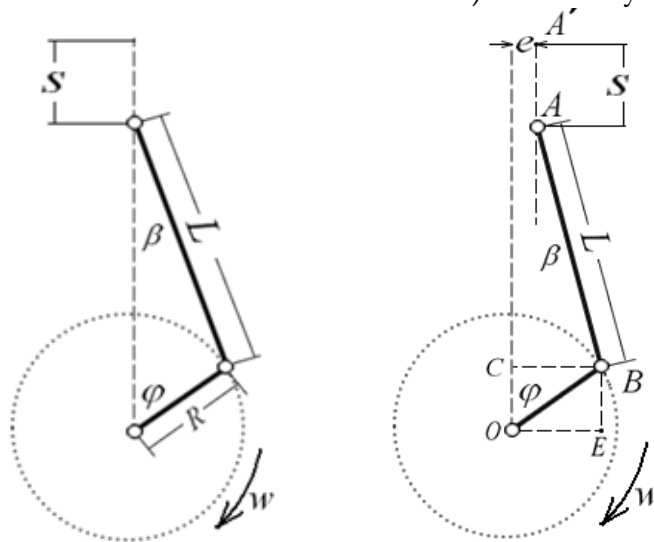
En la figura 7 se aprecian los esquemas de los mecanismos biela-manivela centrado y descentrado. En este último, el eje del cilindro no se cruza con el eje del cigüeñal,

¹¹ Jovaj Pág. 178

sino que está desplazado a una pequeña distancia. Esto se hace para mejorar las condiciones de operación del pistón dentro del cilindro o por consideraciones de diseño.

El análisis de las fuerzas que actúan en el mecanismo biela manivela es indispensable para calcular la resistencia mecánica de las piezas del motor y para determinar las cargas sobre los cojinetes. Este análisis se efectúa para un determinado régimen de funcionamiento del motor. Al calcular el mecanismo biela-manivela del motor se consideran las cargas provenientes de las fuerzas de presión de los gases en el cilindro y las fuerzas de inercia de las masas en movimiento, mientras que las fuerzas de fricción se desprecian. El cárter del motor se considera inmóvil y se adopta que el cigüeñal gira con velocidad angular constante. Además, las fuerzas de inercia de las masas en movimiento del mecanismo biela-manivela se dividen en fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y fuerzas de inercia con movimiento giratorio.

Figura 7. Mecanismos biela manivela a) centrado y b) descentrado



Donde:

β = ángulo que forma el eje de la biela en el plano de su movimiento.

e = desplazamiento del eje del bulón con respecto al eje del cigüeñal.

ω = velocidad angular del cigüeñal

φ = ángulo de rotación de la manivela

La presión de los gases sobre el pistón y, respectivamente, la fuerza de presión de los gases, se determina del diagrama indicado, el cual se construye a partir de los resultados del cálculo térmico (generalmente a la potencia nominal y velocidad de rotación respectiva).

1.5.1. CINEMÁTICA DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA

Los mecanismos biela-manivela se caracterizan por dos parámetros adimensionales: la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0,25 \dots 0,30 \quad (72)$$

Y el descentrado relativo

$$k = \frac{e}{R} = 0 \dots 0,15 \quad (73)$$

El desplazamiento del pistón S , desde su punto de partida A' (P.M.S), para el caso general de un mecanismo descentrado, es:

$$S = A'A = A'E - AD - DE = (L + R) \cos \varphi_1 - L \cos \beta - R \cos \varphi \quad (74)$$

La oblicuidad de la biela β de la biela puede hallarse de la ecuación

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (\operatorname{sen} \varphi - k)^2} \quad (75)$$

Esta ecuación puede desarrollarse como una serie según exponentes del parámetro λ^2 y limitarse a los dos primeros términos de la serie, de orden λ^2 y $k\lambda^2$

$$\cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{4}(1 - \cos 2\varphi) + k\lambda^2 \operatorname{sen} \varphi \quad (76)$$

Si reemplazamos esta ecuación en la fórmula de desplazamiento, tenemos

$$S = R \left[(\cos \varphi_1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \operatorname{sen} \varphi \right] \quad (77)$$

El primer armónico de la ecuación de posición es

$$S_I = R(1 - \cos \varphi - k\lambda \operatorname{sen} \varphi) \quad (78)$$

El segundo armónico es

$$S_{II} = R \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) \quad (79)$$

Que se puede entender como la suma de dos armónicos

La ecuación de velocidad es $v = \frac{ds}{dt}$. Por lo tanto,

$$v_I = R\omega(\operatorname{sen} \varphi - k\lambda \cos \varphi) \quad (80)$$

$$v_{II} = R\omega \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\varphi \quad (81)$$

La ecuación de aceleración es $a = \frac{dv}{dt}$. Por lo tanto,

$$a_{Ip} = R\omega^2(\cos \varphi + k\lambda \operatorname{sen} \varphi) \quad (82)$$

$$a_{IIp} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi \quad (83)$$

$$a_p = a_{Ip} + a_{IIp}$$

1.5.2. FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL MECANISMO BIELA-MANIVELA

Para determinar las fuerzas de inercia es necesario conocer las masas de las piezas del mecanismo biela-manivela. Suponiendo ciertas configuraciones y materiales

razonables se pueden realizar aproximaciones de sus parámetros dinámicos. Con el fin de simplificar los cálculos, el mecanismo real biela- manivela es reemplazado por un sistema dinámico equivalente de masas concentradas. Todas las piezas móviles se subdividen en tres grupos, de acuerdo al carácter de su movimiento:

1. Piezas que efectúan un movimiento alternativo a lo largo del eje del cilindro (grupo pistón).
2. Partes giratorias del cigüeñal. Las masas de estas piezas se reemplazan por una masa que está reducida al radio R de la manivela. La reducción se efectúa manteniendo la igualdad entre las fuerzas de inercia de las masas reales y la masa reducida. A este tipo pertenece el brazo de manivela y el muñón de biela.
3. Piezas que realizan un movimiento complejo planoparalelo (grupo de piezas de la biela). La biela es reemplazada aproximadamente por un sistema de dos masas estáticamente equivalentes: una concentrada en el muñón de biela y la otra en el eje del bulón.

Para obtener un sistema dinámico equivalente deberán respetarse tres condiciones, a saber:

1. Constancia de la masa total ($m_{bp} + m_{br} = m_b$) (84)

m_{bp} = masa de la biela concentrada en el pistón.

m_{br} = masa de la biela concentrada en el cigüeñal.

m_b = masa de la biela.

2. Posición invariable del centro de gravedad de las masas ($m_{bp}L_p = m_{br}L_r$) (85)

L_p = Longitud desde el centro de gravedad de la biela hasta m_{bp}

L_r = Longitud desde el centro de gravedad de la biela hasta m_{br}

3. Momento de inercia constante con respecto al centro de masas

El momento de inercia del sistema reducido

$$I_{red} = m_{bp} L_p^2 + m_{br} L_r^2 = m_b \frac{L_r}{L} L_p^2 + m_b \frac{L_p}{L} L_r^2 = m_b L_r L_p \quad (86)$$

Debe ser igual al momento de inercia de la biela I_b

Para la mayoría de estructuras existentes de motores de automóvil

$$m_{bp} = (0,2...0,3)m_b \text{ y } m_{br} = (0,8...0,7)m_b \quad (87)$$

Así, pues, todo el mecanismo biela-manivela se reemplaza aproximadamente por un sistema de dos masas concentradas (figura 8) unidas por enlaces rígidos imponderables: la masa en el punto A , que tiene movimiento alternativo, y la masa en el punto B , que tiene movimiento rotativo:

$$m_L = m_p + m_{b,p} \quad (88)$$

m_p = masa del grupo pistón.

$$m_R = m_M + m_{b,r} \quad (89)$$

m_M = masa concentrada del cigüeñal, que a su vez es $m_M = m_{muñ.bie} + 2m_{brazo.r}$

$m_{muñ.bie}$ = masa del muñón de biela, $m_{brazo.r}$ = masa del brazo del cigüeñal

Los valores de m_p y m_b se eligen de acuerdo a los datos de estructuras existentes como los sugeridos en la tabla 6.

En conformidad con el sistema adoptado, en el cual dos masas dinámicamente reemplazan el mecanismo biela-manivela, las fuerzas de inercia se reducen a dos: la fuerza de inercia F_i de las masas que tienen movimiento alternativo y la fuerza centrífuga de inercia Z_R de las masas rotativas (figura 9).

Figura 8. Modelado de la biela

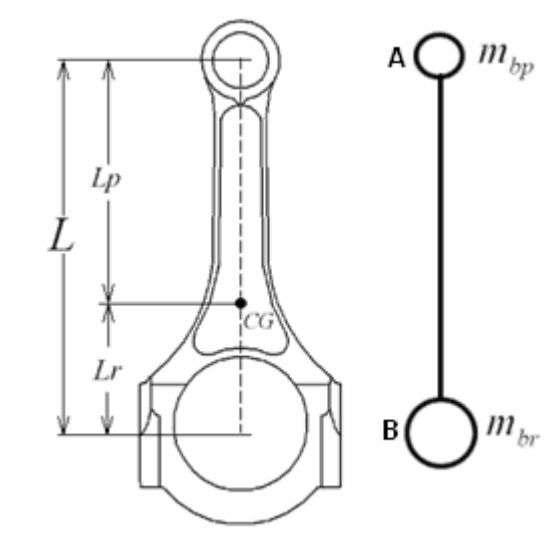
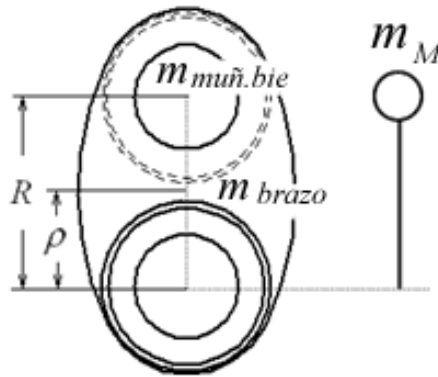


Figura 9. Modelado de la manivela



La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo es:

$$F_i = -m_i a_p = m_L R \omega^2 (\cos \varphi + k \lambda \sin \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (90)$$

La fuerza centrífuga de la masa rotativa del mecanismo biela-manivela que se aprecia en la figura 9 y es:

$$Z_R = -m_R R \omega^2 \quad (91)$$

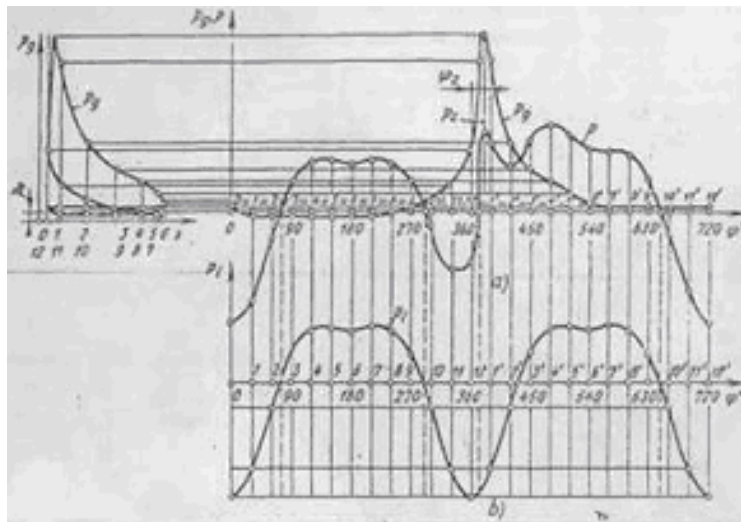
Para llevar a cabo estas aproximaciones, se eligen las masas constructivas de las piezas de antemano, ya sea por datos estadísticos o por suposiciones de material. La curva de fuerza total, que puede verse en la figura 10 es la sumatoria de las fuerzas de presión de los gases y las fuerzas de inercia presentes en el mecanismo.

$$F = F_g + F_i \quad (92)$$

Tabla 6. Aproximación a las masas de las piezas del mecanismo biela-manivela

Masa constructiva de las piezas del mecanismo biela manivela, en Kg./m ²	
Masa del pistón de aleación de aluminio m_p	Masa de la biela m_b
100-150	120-200
Fuente: Jovaj pág. 391	

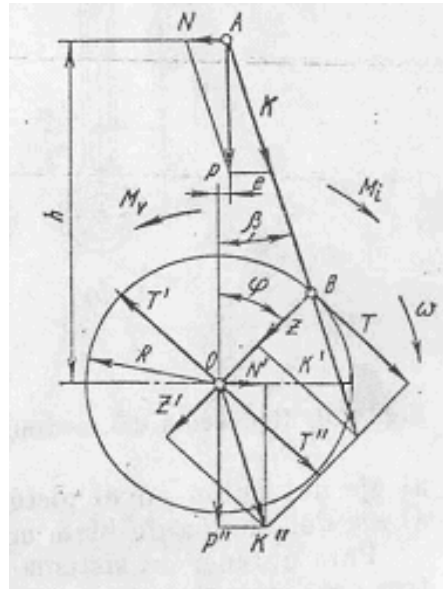
Figura 10. Sumatoria de fuerzas de presión y de inercia que actúan sobre el pistón



Fuente: Jovaj pág. 388

Otras fuerzas presentes en el mecanismo biela manivela se ven en la figura 11.

Figura 11. Fuerzas presentes en el mecanismo biela-manivela



Fuente: Jovaj pág. 393

La fuerza N lateral sobre la falda del pistón

$$N = Ftg\beta = P\lambda(\text{sen}\varphi - k) \quad (93)$$

La fuerza K longitudinal a lo largo de la biela

$$K = F \frac{1}{\cos\beta} \quad (94)$$

La fuerza Z radial sobre la manivela

$$Z = F \cos(\varphi + \beta) \quad (95)$$

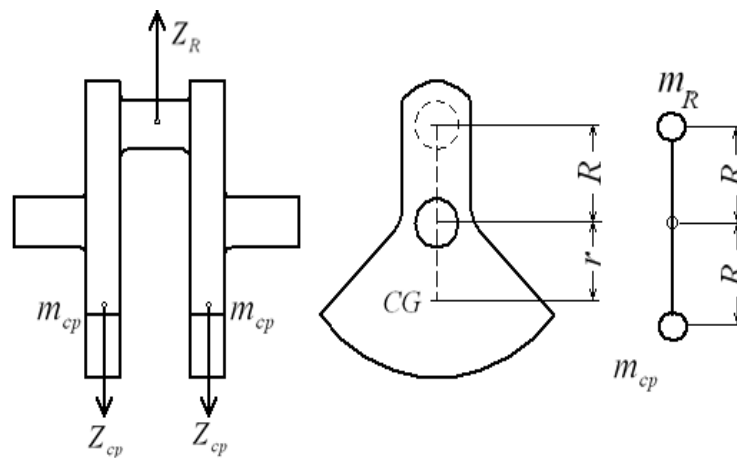
La fuerza T tangencial sobre la manivela

$$T = F \text{sen}(\varphi + \beta) \quad (96)$$

1.5.3. EQUILIBRADO DEL MOTOR

El equilibrado del motor en la práctica se realiza eligiendo correspondientemente el número y la posición de los cilindros, la disposición de las manivelas del cigüeñal, así como la colocación de los contrapesos. Para conocer el grado de equilibrado generalmente se limitan al análisis de las fuerzas de inercia, y de sus momentos de primer y segundo orden, además sin considerar el posible descentrado que puedan tener los ejes de los cilindros ($e = kR = 0$). La figura 12 ilustra la forma en que se equilibra un cigüeñal simple.

Figura 12. Equilibrado de cigüeñales de manivela única



Donde: Z_{cp} es la fuerza centrífuga de los contrapesos.

Para obtener el equilibrado constructivo previsto se presenta también una serie de requisitos ante la producción de las piezas individuales del motor en cuanto a las tolerancias en sus masas y dimensiones.

La fijación de estas tolerancias está condicionada por la necesidad de cumplir en mayor o menor grado las condiciones siguientes:

- 1) Igualdad de masas en los juegos de piezas del pistón.

- 2) Igualdad de masas de las bielas e idéntica posición de sus centros de gravedad.
- 3) Equilibrado dinámico del cigüeñal.

El equilibrado de las fuerzas de inercia de las masas giratorias del mecanismo biela-manivela se consigue colocando las masas giratorias en las manivelas o los contrapesos, de tal manera que se cumplan las dos condiciones siguientes:

- 1) El centro de gravedad del sistema reducido del cigüeñal se encuentre en el eje de rotación;
- 2) La suma de los momentos de las fuerzas centrífugas de inercia de las masas giratorias con respecto a cualquier punto del eje del cigüeñal es nula.

El cumplimiento de la primera condición se obtiene aplicando el equilibrado estático y se comprueba montando el cigüeñal sobre prismas.

Para la ejecución de la segunda condición es necesario (cumpliéndose simultáneamente la primera) asegurarse mediante el equilibrado dinámico, el cual se comprueba haciendo girar el cigüeñal en máquinas equilibradoras.

En un cigüeñal de una sola manivela la suma de las fuerzas centrífugas desarrolladas por los dos contrapesos deberá ser igual y de dirección contraria a la fuerza centrífuga Z_R :

$$2Z_{cp} = Z_R \quad \text{o} \quad 2m_{cp}\rho\omega^2 = m_R R\omega^2 \quad (97)$$

Por lo tanto, la masa de cada contrapeso será:

$$m_{cp} = \frac{1}{2} \frac{R}{\rho} m_R \quad (98)$$

1.5.4. TORQUE MOTOR

La fuerza tangencial T puede trasladarse al centro del cigüeñal agregando el par de fuerzas con el momento M_t denominado momento torsor o par motor.

El par motor

$$M_t = TR \quad (99)$$

Donde: R = radio de la manivela

se transmite al volante y a la transmisión mediante el volante. La gran variabilidad en el valor de este torque motor implica la adición de contrapesos para equilibrar el movimiento del cigüeñal tanto estática como dinámicamente.

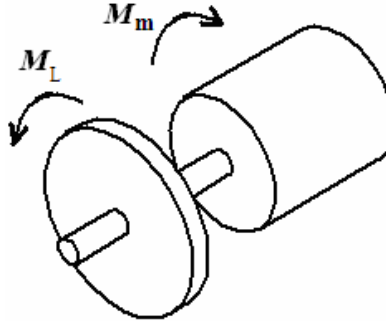
1.5.5. UNIFORMIDAD DE LA MARCHA DEL MOTOR

La dinámica y el equilibrado del motor se han investigado suponiendo que el cigüeñal es absolutamente rígido y que gira a velocidad angular $w = \text{constante}$, a la cual corresponden determinadas fuerzas de inercia y fuerzas en el sistema biela-manivela. En realidad, incluso durante el régimen estacionario del motor la velocidad angular del cigüeñal no permanece constante, sino que varía periódicamente: $w=f(t)$.

El par requerido para impulsar el cigüeñal a una velocidad constante o casi constante implica una variación grande en el valor del torque motor. Por lo tanto, sería conveniente proporcionar algún medio para suavizar o eliminar las oscilaciones del par de torsión durante el ciclo. Un medio de lograr que un motor proporcione un par de torsión promedio en lugar de un par de torsión máximo y, a la vez, reducir las oscilaciones en forma relativamente barata es agregar un volante al sistema.

Consideremos el esquema de la figura 13.

Figura 13. Diagrama para el cálculo del volante



En la figura, el volante representa, dinámicamente, un torque de resistencia aplicado sobre el eje en movimiento. Se empezará por escribir la primera ley de Newton para el diagrama de cuerpo libre de la figura (α = aceleración angular, I = momento de inercia total, γ = ángulo de giro del cigüeñal, M = momento o torque aplicado)

$$\sum M = I\alpha \quad (100)$$

$$M_L - M_M = I\alpha \quad (101)$$

pero se quiere

$$M_M = M_{PROM}$$

así:

$$M_L - M_{PROM} = I\alpha \quad (102)$$

sustituyendo

$$\alpha = \frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{\partial \omega}{\partial t} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \omega} \right) = \omega \frac{\partial \omega}{\partial \varphi}$$

se obtiene

$$M_L - M_{PROM} = I\omega \frac{\partial \omega}{\partial \varphi} \quad (103)$$

$$(M_L - M_{PROM}) \partial \varphi = I\omega \partial \omega$$

e integrando:

$$\int_{\varphi @ \omega_{mín}}^{\varphi @ \omega_{máx}} (M_L - M_{PROM}) \partial \varphi = \int_{\omega_{mín}}^{\omega_{máx}} I\omega \partial \omega$$

$$\int_{\varphi @ w_{mín}}^{\varphi @ w_{máx}} (M_L - M_{PROM}) \partial \varphi = \frac{1}{2} I (\omega_{máx}^2 - \omega_{mín}^2) \quad (104)$$

El lado izquierdo representa el cambio de energía E entre la w máxima y mínima del eje. El lado derecho de la ecuación es el cambio de energía almacenada en el volante. La manera en que se puede extraer energía del volante es desacelerándolo. Para esto se puede minimizar la variación de la velocidad ($w_{máx} - w_{mín}$) proporcionando un volante con I suficientemente grande.

1.5.6. DIMENSIONAMIENTO DEL VOLANTE

Ahora se debe determinar el tamaño del volante necesario para absorber esta energía con un cambio aceptable en la velocidad. El cambio de velocidad del eje durante un ciclo se llama fluctuación Fl y es igual a:

$$Fl = \omega_{máx} - \omega_{mín} \quad (105)$$

Esta ecuación se puede normalizar a una relación sin dimensiones dividiéndola entre la velocidad promedio del eje. A esta relación se le llama coeficiente de fluctuación (k)

$$k_f = \frac{(\omega_{máx} - \omega_{mín})}{\omega_{prom}} \quad (106)$$

El coeficiente de fluctuación k es un parámetro de diseño que será elegido por el diseñador. Este normalmente tiene un valor entre 0,01 y 0,05 que corresponde a una fluctuación de 1 a 5% de la velocidad del eje. Cuanto más pequeño se elija el valor, el volante será más grande. Un volante más grande agregará costo y peso al sistema. Estos factores deben sopesarse con respecto a la suavidad de funcionamiento deseada.

El cambio en la energía se determina integrando la curva del par de torsión entre el ángulo de giro γ del cigüeñal para el cual la velocidad es mínima y aquel para el cual la velocidad angular es máxima

$$\int_{\varphi @ \omega_{\min}}^{\varphi @ \omega_{\max}} (M_L - M_{PROM}) d\varphi = E \quad (107)$$

Y ahora se puede igualar con el lado derecho de la ecuación

$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad (108)$$

Factorizando esta expresión:

$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{\max} + \omega_{\min}) (\omega_{\max} - \omega_{\min}) \quad (109)$$

Suponiendo que la función par-tiempo es armónica, su valor promedio es entonces

$$\omega_{prom} = \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})}{2} \quad (110)$$

La función del par de torsión pocas veces será armónica pura, pero el error que se comete al usar esta expresión como una aproximación del promedio, es aceptablemente pequeño. Ahora se puede obtener una expresión del momento de inercia I_s del volante necesario para el sistema.

$$E = \frac{1}{2} I (2\omega_{prom}) (k_f \omega_{prom}) \quad (111)$$

$$I_s = \frac{E}{k_f \omega_{prom}} \quad (112)$$

El cálculo del volante es la culminación de un proceso de diseño preliminar de las piezas móviles de un MCI. Un software realizará el cálculo de I_s de forma rápida permitiéndole al diseñador realizar varias iteraciones en busca de la relación costo/beneficio al seleccionar el volante.

1.6. CÁLCULO DE LAS PIEZAS DEBIDO A LAS CARGAS¹²

1.6.1. CÁLCULO DE LAS PIEZAS CONSIDERANDO CARGAS VARIABLES

Las piezas principales de los motores se calculan en una primera aproximación sin tomar en cuenta los regímenes no estacionarios que son característicos durante la operación rutinaria de los motores de transporte.

La resistencia mecánica de las diferentes piezas (conjunto del pistón, culata, camisas de los cilindros, válvulas de escape, etc.) queda definida no solo por las tensiones y deformaciones, sino que también por las temperaturas que alcanzan unos valores tales con los cuales las propiedades mecánicas de los materiales se reducen considerablemente, apareciendo tensiones complementarias debido al calentamiento desigual de las piezas por todo el volumen.

El estado de tensión no queda caracterizado con plenitud por las tensiones obtenidas mediante el cálculo, pues estas se determinan sin tener en cuenta las deformaciones en las piezas, conjugadas con las calculadas, así como las variaciones de las dimensiones durante su operación. Así por ejemplo, las tensiones en los elementos del cigüeñal se calculan sin considerar los desplazamientos posibles de los apoyos en el cárter por falta de una adecuada rigidez del mismo y el aumento de las holguras en los cojinetes debido al desgaste; al calcular los espárragos de ajuste se desprecian las deformaciones que aparecen en la culata de los cilindros y en la empaquetadura de culata; al calcular los pernos de las bielas también se menosprecian las deformaciones en la cabeza de biela, etc.

En algunos casos tampoco se puede considerar totalmente el carácter dinámico de aplicación de los esfuerzos. Esto sucede por ejemplo, cuando se calculan los elementos de la biela para el caso de un atascamiento del pistón, siendo elevada la velocidad de crecimiento de la presión y el aumento de las holguras durante el

¹² Jovaj pág. 425

servicio. Por estas razones las tensiones y deformaciones obtenidas en el cálculo mayormente son convencionales y estadísticas.

Para esfuerzos estáticos, los cálculos se realizan aplicando las fórmulas dadas en Resistencia de Materiales, estas se deducen a partir de la condición de elasticidad absoluta del metal. En este caso se admiten las deformaciones solo hasta el límite de elasticidad, es decir, sin deformación de las piezas. Las tensiones están caracterizadas por los límites de fluencia σ_f y τ_f , así como los de **rotura** σ_r y τ_r (para las tensiones normales y de corte, respectivamente). Siendo cíclicas las cargas, provocan tensiones de magnitud y signo variables (por ejemplo, en las piezas del cigüeñal, biela, espárragos de ajuste, resortes de las válvulas y otras), en este caso las características de resistencia mecánica vienen a ser los límites de fatiga σ_{-1} , σ_{-1r} y τ_{-1} (para la flexión, tracción-compresión y torsión, respectivamente) y los límites de fluencia σ_f y τ_f . En estas condiciones las piezas deben poseer tenacidad (resistencia cíclica) y trabajar sin destruirse ante las cargas alternativas.

El límite de fatiga de una pieza depende de una serie de factores, entre los cuales fundamentalmente figuran la forma y dimensiones de la pieza, el tipo de ciclo de la carga, la naturaleza de las tensiones, el estado de la superficie, la tecnología de fabricación, etc. Al pasar de un modelo cilíndrico a una pieza fabricada del mismo material, se introducen correcciones que consideren la forma y medidas de la pieza, así como la rugosidad de la superficie.

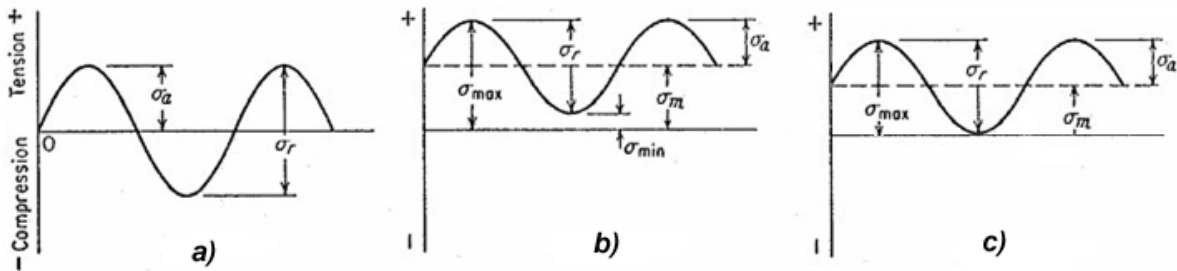
El estado tensional de una pieza se evalúa por las tensiones máximas $\sigma_{m\acute{a}x}$ y mínima $\sigma_{m\acute{i}n}$ del ciclo, por σ_m (componente constante del ciclo) y por la amplitud de las tensiones σ_a (componente variable del ciclo). La amplitud y la tensión media del ciclo son respectivamente iguales a la semidiferencia y semisuma algebraica:

$$\sigma_a = (\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})/2 \text{ y } \sigma_m = (\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})/2 \quad (113)$$

La tensión máxima del ciclo es igual a $\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_a$

En la figura 14 se dibujan las relaciones entre las tensiones $\sigma_{m\acute{a}x}$, $\sigma_{m\acute{i}n}$, σ_m , σ_a para los ciclos simétricos y asimétricos alternativos así como de pulsación unívoca.

Figura 14. Ciclo de fatiga a) simétrico b) asimétrico c) de pulsación unívoca



El grado de asimetría de un ciclo se expresa a través de su coeficiente de asimetría r .

$$r = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (114)$$

Las tensiones normales y cortantes máximas del ciclo deben ser menores que los respectivos límites de fluencia, es decir, $\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_f$ y $\tau_{m\acute{a}x} < \tau_f$ (condiciones limitantes), mientras que las amplitudes de las mismas no deben exceder las amplitudes límites ($\sigma_a < \sigma_{a.l\acute{i}m}$ y $\tau_a < \tau_{a.l\acute{i}m}$) que corresponden a los ciclos asimétricos dados.

El ciclo simétrico, cuya amplitud es $\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x}$, resulta el más peligroso desde el punto de vista de las roturas por fatiga.

El valor de la amplitud en caso de rotura por fatiga es mayor que la tensión máxima.

La experiencia de servicio cotidiano de los motores de automóvil muestra que la mayoría de las roturas son causadas por la fatiga. Las destrucciones tienen lugar en

las zonas de concentración de las tensiones, en los sitios donde se forma una estructura cristalina no homogénea, debida a los defectos internos en el metal (rechupes, grietas) y a los deterioros de las superficies externas (ralladuras, picaduras, corrosión).

Cuando la estructura del metal no es uniforme, las deformaciones elásticas repetidas periódicamente se distribuyen por todo el volumen de la pieza en forma desigual. En este caso, las estrías iniciales aparecen en primer lugar en los microespacios, debilitados por los defectos locales, o que resultan orientados incorrectamente respecto a la acción de la carga. Al aumentar el número de ciclos de trabajo, la zona de destrucción abarca cada vez mayor volumen, llegando inclusive hasta la rotura repentina. Como resultado del endurecimiento, las roturas por fatiga tienen una superficie parcialmente lisa.

Las roturas por fatiga pueden surgir debido a los siguientes tipos de cargas: alternativas, de impacto, de contacto y térmicas. El límite de resistencia a la fatiga, por otro lado, se ve afectado por diversos factores, como son los siguientes

- 1) concentración de tensiones (factor de forma)
- 2) las dimensiones absolutas de las piezas (factor de escala);
- 3) la rugosidad de la superficie (factor tecnológico);
- 4) la simetría del ciclo;
- 5) el tipo de estado tensional (están sometidas a la flexión, tracción-compresión, torsión);
- 6) el tratamiento térmico y químico-térmico, así como de los métodos de endurecimiento mecánico de la superficie.

Si en las piezas la forma o las dimensiones de las secciones transversales varían longitudinalmente (por ejemplo, en el cigüeñal, biela válvulas, espárragos, etc.), entonces los lugares donde se modifica la forma, en los redondos, en los bordes de los orificios y estrías de las chavetas, en las roscas y dientes de piñones, entre las aletas que aumentan la rigidez de la pieza, etc., aparece la concentración de

tensiones, la cual crece a medida que disminuye la plasticidad del metal y aumentan las características estáticas de la resistencia mecánica.

Siendo cíclicas las cargas, la irregularidad de las tensiones se caracteriza por los coeficientes efectivos de concentración de tensiones K_σ y K_τ , o sea, por los factores de forma, que también dependen del carácter de la carga, de las propiedades mecánicas del metal y otros.

El coeficiente efectivo de concentración se expresa por la relación entre los límites de fatiga de un modelo liso, sin concentración de tensiones ($\sigma_{-1.mod}$ o $\tau_{-1.mod}$), fabricado del mismo material y con la misma calidad de acabado superficial que la pieza a calcular y el límite de fatiga de la pieza $\sigma_{-1.pieza}$, $\tau_{-1.pieza}$ en la que hay concentración de tensiones. Para las tensiones normales y de corte, respectivamente

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1.mod}}{\sigma_{-1.pieza}} > 1 \quad \text{y} \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1.mod}}{\tau_{-1.pieza}} > 1 \quad (115)$$

ya que los límites de fatiga de los modelos lisos siempre son mayores que los límites de las piezas de forma natural con concentración de tensiones.

La relación entre los coeficientes K_σ y K_τ , según datos experimentales, puede expresarse a través de la función $K_\tau \approx (0,4 \dots 0,6)K_\sigma$.

El valor del factor de forma también depende tanto de las propiedades mecánicas del material, como de los métodos de tratamiento superficial empleados [térmico, químico-térmico y mecánico (endurecimiento)]. Los aceros aleados, de elevados índices de resistencia mecánica, poseen mayor sensibilidad a la concentración de tensiones y en consecuencia, se caracterizan por tener mayores magnitudes de los coeficientes K_σ y K_τ .

Los valores de K_σ y K_τ se aducen más abajo, al exponer los cálculos de las piezas individuales.

La probabilidad de que surja una estructura heterogénea del metal con la consecuente aparición de microfisuras en caso de cargas variables aumenta al incrementar las dimensiones absolutas de la pieza. Las microfisuras, al difundirse por el volumen del metal, poco a poco se transforman en macrofisuras alrededor de las cuales se manifiesta la concentración de tensiones. Las dimensiones absolutas de una pieza al hacer los cálculos, se toman en cuenta mediante los llamados factores de escala $K_{d\sigma}$ y $K_{d\tau}$, iguales a la relación entre los límites de fatiga de la pieza de tamaño natural ($\sigma_{-1.pieza}$ y $\tau_{-1.pieza}$) y los modelos lisos ($\sigma_{-1.mod}$ y $\tau_{-1.mod}$) con diámetro de 10 mm, fabricados del mismo material que aquella, es decir:

$$K_{d\sigma} = \frac{\sigma_{-1.pieza}}{\sigma_{-1.mod}} < 1 \quad \text{y} \quad K_{d\tau} = \frac{\tau_{-1.pieza}}{\tau_{-1.mod}} < 1 \quad (116)$$

En la tabla 7 se muestran los valores de los factores de escala correspondientes a los aceros de construcción para las tensiones normales y de corte.

Los valores mínimos de los coeficientes $K_{d\sigma}$ y $K_{d\tau}$ corresponden a los aceros aleados.

Tabla 7. Valores de los factores de escala $K_{d\sigma}$ y $K_{d\tau}$ para los aceros de construcción

Factor de escala		Diámetro del árbol en mm							
		10	10,0-15,0	15,0-20,0	20,0-30,0	30,0-40,0	40,0-50,0	50-100	100-200
$K_{d\sigma}$	Jovaj				0,8-0,9		0,7-0,8	0,6-0,7	0,55-0,60
	Zhelesko	1	1,0-0,95	0,95-0,9	0,9-0,85	0,85-0,8	0,8-0,75	0,75-0,65	0,65-0,55
$K_{d\tau}$	Jovaj				0,85		0,7	0,55	0,5
	Zhelesko	1	1,0-0,94	0,94-0,88	0,88-0,83	0,83-0,78	0,78-0,72	0,72-0,6	0,6-0,5
Para diámetros menores de 10, $K_{d\sigma}$ y $K_{d\tau}$ están entre 1,1 y 1,2									
Jovaj Pág. 429									

La rugosidad de la superficie de una pieza influye sobre los límites de fatiga, ya que por los bordes de las asperezas que se forman en la superficie después del maquinado aparecen concentraciones de tensiones. La influencia de la calidad del acabado superficial se evalúa a través de los llamados factores tecnológicos $K_{F\sigma}$ y

$K_{F\tau}$, los cuales representan la relación entre los límites de fatiga de una pieza con dada rugosidad $\sigma_{-1}^{\prime\prime}$, $\tau_{-1}^{\prime\prime}$ y el límite de fatiga de un modelo liso pulido $\sigma_{-1.pul}^{\prime\prime}$, $\tau_{-1.pul}^{\prime\prime}$

$$K_{F\sigma} = \frac{\sigma_{-1}^{\prime\prime}}{\sigma_{-1.pul}^{\prime\prime}} < 1 \quad \text{y} \quad K_{F\tau} = \frac{\tau_{-1}^{\prime\prime}}{\tau_{-1.pul}^{\prime\prime}} < 1 \quad (117)$$

Los valores máximos de los coeficientes $K_{F\sigma}$ y $K_{F\tau}$ se refieren a las superficies pulidas. El desmejoramiento de la calidad del acabado superficial, en comparación con la superficie pulida, va acompañado con la disminución de los límites de fatiga.

Los valores de los factores tecnológicos $K_{F\sigma}$ y $K_{F\tau}$ dependen del tipo de acabado y se encuentran en la tabla 8

Tabla 8. Valores de los factores tecnológicos $K_{F\sigma}$ y $K_{F\tau}$ según el maquinado

Tipo de acabado o tratamiento superficial de la pieza	$K_{F\sigma} \approx K_{F\tau}$
Pulido fino sin endurecimiento superficial	1
Pulido sin endurecimiento superficial	0,97-0,85
Desbaste de limpieza sin endurecimiento superficial	0,94-0,84
Desbaste basto sin endurecimiento superficial	0,88-0,8
Desbaste basto sin acabado y sin endurecimiento superficial	0,88-0,6
Sin procesar	0,76-0,5
Endurecimiento con laminación por rodillos	1,1-2
Endurecimiento con perdigones	1,1-2,2
Cementación y posterior temple	1,2-2,5
Temple	1,2-2,8
Nitruración	1,2-3
Fuente: Zhelesko	

Cuando se hace un acabado de calidad de la superficie de las piezas y no existen transiciones fuertes en sus formas, el único factor que produce concentraciones de esfuerzos es la estructura no homogénea de la estructura interna del material.

El valor de K_{σ} puede hallarse con la siguiente relación experimental

$$K_{\sigma} = 1,2 + 1,8 * 10^{-4} (\sigma_B - 400) \quad (118)$$

σ_B es el límite de rotura.

El valor de K_σ para cuando existe una perforación se puede determinar por medio de la siguiente relación

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (K_{\sigma r} - 1) \quad (119)$$

donde q_σ es el coeficiente de sensibilidad del material y concentración de esfuerzos que depende principalmente de las propiedades del material. Para fundición gris, $q_\sigma = 0$, para fundición gris de alta resistencia, $q_\sigma = 0,2-0,4$, para aceros $q_\sigma = 0,6-0,8$ y para aceros aleados $q_\sigma = 1$. Los valores de $K_{\sigma r}$ se pueden extraer de la tabla 9.

Tabla 9. Valores del coeficiente K_σ	
Relación entre el radio de la perforación y el radio del eje	K_σ
0,1	2
0,5	1,16
1	1,2
2	1,1
Relación entre el diámetro de entalladura y el diámetro del eje	
0,0625	1,75
0,125	1,5
0,25	1,25
0,5	1,1
Ángulo recto	2
Ángulo en V (cuando hay rosca)	3-4,5
Orificio (cuando el diámetro y el diámetro del eje es de 0,1 a 0,33)	2,3-3
Herramienta	1,2-1,4

Para los aceros aleados con elevado límite de resistencia los coeficientes $K_{F\sigma}$ y $K_{F\tau}$ se aproximan a los valores inferiores.

Estos tres factores (K_σ , $K_{d\sigma}$ y $K_{F\sigma}$) se refieren a la componente variable del ciclo (la amplitud de las tensiones σ_a), debido a que, para los casos de cargas estáticas, en

las piezas fabricadas de materiales plásticos la concentración de tensiones no conduce a la disminución del límite de resistencia.

Teniendo en cuenta los factores indicados la máxima tensión del ciclo resultará igual a

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma} K_{F\sigma}} \sigma_a + \sigma_m \quad (120)$$

El límite de fatiga depende mucho del tipo de estado tensional. Así por ejemplo, los límites de fatiga a la torsión son menores que a la flexión simétrica de signo variable $[\tau_{-1} \approx (0,55 - 0,6)\sigma_{-1}]$ mientras que para la tracción-compresión es mayor $[\sigma_{-1r} \approx (1,1 - 1,5)\sigma_{-1}]$

Para aumentar la resistencia a la fatiga se emplean diferentes procedimientos tecnológicos, los más importantes de los cuales son:

1. Endurecimiento creando deformaciones plásticas con ayuda de rodillos o bolas, tratamiento con chorro de perdigones, etc. Aplicando este método en la capa superficial se originan tensiones residuales de compresión y se eliminan las fisuras submicroscópicas.
2. Temple por inducción eléctrica con corriente de alta frecuencia. En este caso, aparecen igualmente en la superficie templada tensiones residuales de compresión, alcanzándose así un efecto de endurecimiento considerable.
3. Tratamientos químico-térmicos, como la nitruración y cementación, que aseguran el aumento a la resistencia por fatiga, debido a que en la capa superficial aparecen tensiones residuales de compresión, aumentando la dureza y resistencia al desgaste.

El límite de fatiga también depende de la asimetría del ciclo, caracterizada por la relación $r = \sigma_{m\acute{i}n} / \sigma_{m\acute{a}x}$. Al aumentar la componente constante del σ_m , la tensión máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ correspondiente al límite de rotura de la pieza, crece, mientras que la componente variable σ_a (amplitud) disminuye.

mientras que la ecuación de la recta AB tiene la forma $\sigma_{a.lím} = \sigma_{-1} - \alpha_{\sigma} \sigma_{m.lím}$, donde α_{σ} es el coeficiente para reducir el ciclo asimétrico dado al ciclo simétrico equivalente.

El factor de seguridad de una pieza, siendo las tensiones de trabajo σ_a y σ_m , se determina a base de la semejanza de los ciclos de trabajo y del ciclo límite (véase los triángulos semejantes ODJ y OEG):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{a.lím}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{m.lím}}{\sigma_m} \quad (124)$$

Sustituyendo la amplitud límite $\sigma_{a.lím}$ por $\sigma_{a.lím} = \sigma_{-1} - \alpha_{\sigma} \sigma_{m.lím}$ y realizando una serie de transformaciones obtendremos la expresión para el factor de seguridad a la fatiga:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_{\sigma} \sigma_m} \quad (125)$$

El factor de seguridad para las tensiones normales y por corte, considerando los factores de forma, escala y tecnológico, respectivamente, será:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{[K_{\sigma} / (K_{d\sigma} K_{F\sigma})] \sigma_a + \alpha_{\sigma} \sigma_m} \quad (126)$$

y

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{[K_{\tau} / (K_{d\tau} K_{F\tau})] \sigma_a + \alpha_{\tau} \tau_m} \quad (127)$$

En la tabla 10 se dan los coeficientes de reducción α_{σ} y α_{τ} para las tensiones normales y de corte en los aceros con diferentes límites de rotura σ_B .

Para los aceros con límite de rotura $\sigma_B < 550 \text{ MN} / \text{m}^2$ los coeficientes α_{σ} y α_{τ} son nulos.

Tabla 10. Coeficientes de reducción para aceros con diferentes límites de rotura

Valores de los coeficientes a_σ y a_τ			
Límite de resistencia del acero	Tipo de deformación		
	Flexión	Tracción-Compresión	Torsión
350-400	0,06-0,10	0,06-0,08	0
450-600	0,08-0,13	0,07-0,10	0
600-800	0,12-0,18	0,09-0,14	0-0,08
800-1000	0,16-0,22	0,12-0,17	0,06-0,1
1000-1200	0,20-0,24	0,16-0,20	0,08-0,16
1200-14000	0,22-0,25	0,16-0,23	0,10-0,18
1400-1600	0,25-0,30	0,23-0,25	0,18-0,20

Fuente: Zhelesko

En función de la asimetría del ciclo las destrucciones pueden ocurrir debido a las roturas por fatiga, que poseen un carácter frágil, sin formarse anticipadamente deformaciones plásticas o después de aparecer estas. En el primer caso, la resistencia queda caracterizada por el límite de fatiga y en el segundo, por la resistencia a las deformaciones plásticas, es decir, por el límite de fluencia.

El margen de seguridad «a la fluencia» se determinará de la expresión

$$n_{f\sigma} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{\sigma_f}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (128)$$

Si se toma en cuenta la influencia de las concentraciones de tensiones, las dimensiones de la pieza y la calidad del acabado superficial, entonces las expresiones de los factores de seguridad «a la fluencia» para las tensiones normales y por corte tendrán las siguientes formas

$$n_{f\sigma} = \frac{\sigma_f}{[K_\sigma / (K_{d\sigma} K_{F\sigma})] \sigma_a + \sigma_m} \quad (129)$$

$$n_{f\tau} = \frac{\tau_f}{[K_\tau / (K_{d\tau} K_{F\tau})] \tau_a + \tau_m} \quad (130)$$

Las investigaciones mediante cálculos han demostrado que para ciertos ciclos asimétricos el margen de seguridad, referido al límite de fatiga [véanse las expresiones (126) y (127)], resulta más elevado que el factor de seguridad referido al límite de fluencia, es decir, aquél que se calcula mediante las ecuaciones (129) y (130).

En el diagrama de la figura 15 se puede determinar el lugar geométrico de los puntos correspondientes a $n_\sigma = n_{f\sigma}$ para los ciclos asimétricos:

$$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + a_\sigma \sigma_m} = \frac{\sigma_f}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (131)$$

Después de una serie de transformaciones, determinamos la tangente del ángulo de la recta límite OF que divide el área del diagrama de las amplitudes límites en las zonas *I* y *II* para las tensiones normales y de corte:

$$\sigma_a / \sigma_m = (b_\sigma - a_\sigma) / (1 - b_\sigma) \quad (132)$$

y

$$\tau_a / \tau_m = (b_\tau - a_\tau) / (1 - b_\tau) \quad (133)$$

Donde:

$$b_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_f \quad \text{y} \quad b_\tau = \tau_{-1} / \tau_f$$

En todos los puntos que corresponden a los diversos ciclos asimétricos y están ubicados en la zona *I*, las relaciones de las coordenadas serán las siguientes:

$$\sigma_a / \sigma_m > (b_\sigma - a_\sigma) / (1 - b_\sigma) \quad (134a)$$

y

$$\tau_a / \tau_m > (b_\tau - a_\tau) / (1 - b_\tau) \quad (134b)$$

mientras que para la zona *II*

$$\sigma_a / \sigma_m < (b_\sigma - a_\sigma) / (1 - b_\sigma) \quad (134c)$$

y

$$\tau_a / \tau_m < (b_\tau - a_\tau) / (1 - b_\tau) \quad (134d)$$

En correspondencia con esto, los factores de seguridad para los ciclos que se refieren a la zona *I*, se deben calcular mediante las fórmulas (126) y (127) las que se

refieren a la zona II se calculan con ayuda de las fórmulas (129) y (130), es decir, por fluencia.

Las características principales de los aceros de construcción se encuentran en la tabla 11.

Tabla 11. Características de las propiedades mecánicas de los aceros al carbono en Mpa

Tipo de acero	σ_B	σ_f	σ_{-1}	σ_{-1t}	τ_f	τ_{-1}
10	320-420	180	160	120-150	140	80-120
15	350-450	200	170	120-160	140	85-130
20	400-500	240	170-220	120-160	160	100-130
30	480-600	280	200-270	170-210	170	110-140
35	520-650	300	220-300	170-220	190	130-180
40	570-700	310-400	230-320	180-240	400#	140-190
45	600-750	340	250-340	190-250	220	150-200
45G2	700-920	420	310-400	210	260	180-220
50	630-800	350	270-350	220-260	-	160-210
60G	670-870	340	250-320	210	250	170
65G	820-920	400	300	220	260	180

Fuente: # Jovaj pág. 434

En caso de no disponer de las características del material se puede utilizar valores aproximados del límite de desgaste a través de las siguientes relaciones empíricas para los aceros $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_B$, $\sigma_{-1t} = 0,28\sigma_B$, $\tau_{-1} = 0,22\tau_B$, $\sigma_{-1t} = (0,7...0,9)\sigma_{-1}$, $\tau_{-1} = (0,7...0,9)\sigma_{-1}$

1.6.2. ELEMENTOS DEL GRUPO PISTÓN

El grupo pistón incluye el émbolo, el bulón, los anillos y los elementos de sujeción del bulón. La función del pistón es 1) formar las superficies de la cámara de combustión con volumen variable 2) suministrar a la biela la presión de los gases absorbida por el émbolo 3) transmitir los esfuerzos laterales a las paredes del cilindro y 4) distribuir el aceite de lubricación

1.6.2.1. CONDICIONES DE TRABAJO Y CÁLCULO DEL ÉMBOLO

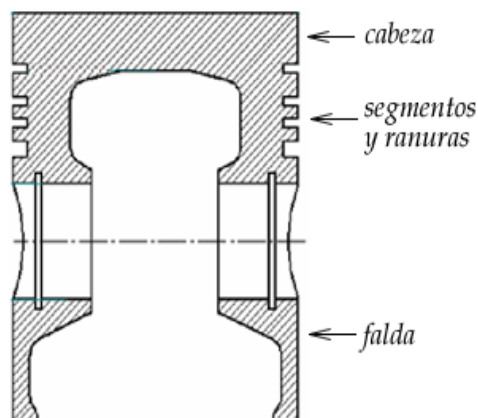
Trabaja en condiciones realmente difíciles, ya que está sometido a las altas presiones de los gases y a altas fuerzas de inercia cercanas a esfuerzos de impacto, así como a esfuerzos térmicos producidos por las altas temperaturas. Además, su velocidad es altamente variable en unas condiciones donde no hay muy buena lubricación.

Los émbolos para trabajo normal deben cumplir las siguientes condiciones:

- tener una masa lo más pequeña posible.
- asegurar menor toma de calor de gases en la cabeza del pistón.
- transferir el calor de los gases hacia las paredes del cilindro para ser disipado.
- conservar las propiedades mecánicas requeridas en el respectivo rango de trabajo de temperatura.
- tener gran resistencia a las altas temperaturas con un pequeño coeficiente de dilatación lineal.

Las partes principales del émbolo son cabeza, falda y partes laterales. Estas pueden verse en la figura 16.

Figura 16. Pistón y sus partes



Los émbolos generalmente se hacen de aluminio o fundición gris, con superficie plana y con cámara de combustión y otros con morro. Los planos son los más usados, debido a que son más fáciles de fabricar tecnológicamente y absorben menos calor con el tiempo. No obstante, los pistones con cámara son elegidos por los diseñadores porque permiten dar una forma más cercana a la esférica, que es más resistente.

Las faldas de los pistones de los motores de carburador son hechas de aleación de aluminio. La compensación de la dilatación térmica se alcanza con la forma elíptica de la falda. El eje mayor de la elipse se hace perpendicular al eje del bulón. Cuando los esfuerzos sean mayores, la forma elíptica se abandona a favor de una forma más circular.

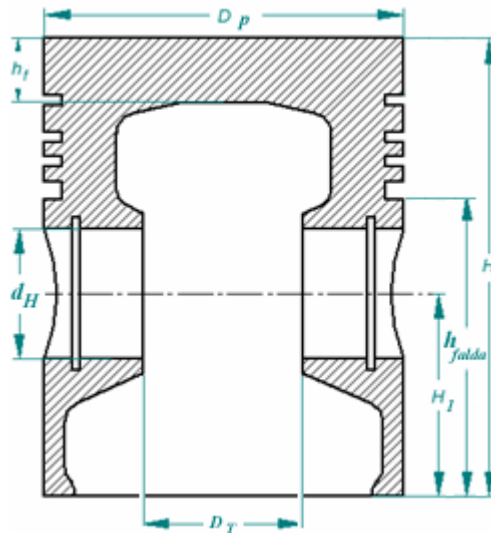
Con el objetivo de limitar la dilatación térmica del émbolo se introducen insertos de distintos materiales para sus partes. Estos pistones se conocen como pistones bimetalicos termorregulados. La dilatación térmica se determina a partir de la suma de los coeficientes de dilatación de las partes y del material del émbolo. La relación del espesor de la pared del inserto es generalmente de 2 a 1 del espesor de la pared. La nomenclatura para entender estas ecuaciones se encuentra en la figura 17. Las principales dimensiones relativas del pistón se encuentran en la tabla 12.

Tabla 12. Principales dimensiones relativas del pistón

Parámetro	Van Basshuysen [#]	Jovaj ^Δ
Diámetro D_p	65 - 100mm	----
Altura H	0,8 - 1	0,9-1,3
Altura de compresión	0,4 - 0,55	----
Diámetro del bulón d_H	0,2 - 0,25	0,24 - 0,28
Altura de la zona de fuego h_f	2,5 - 3,5mm	0,05 - 0,08
Altura del primer tabique h_r	0,045 - 0,06	0,06 - 0,09
Altura de la parte directriz h_{falda}	0,55 - 0,7	0,68 - 0,74
Distancia entre los tetones para los bulones flotantes D_T	0,25 - 0,35	0,4

Fuente: [#] Van Bashuysen Pág. 81 ^Δ Jovaj Pág. 467

Figura 17. Dimensiones relativas de los pistones



En un primer cálculo para determinar la configuración del pistón, se calcula el esfuerzo por flexión sobre la cabeza del pistón:

$$\sigma_{flexión} = 0,25P_{zMáx} \left(\frac{d_b}{\delta_d} \right)^2 \quad (135)$$

Donde: d_b = diámetro interno de la cabeza

δ_d = profundidad de la cabeza

El esfuerzo de compresión se calcula en la sección del pistón con menor área. Esta es la sección A-A, donde se encuentran los orificios de salida del aceite (véase la figura 18).

$$\sigma_{com.p.AA} = F_{zMáx} / A_{A-A} \quad (136)$$

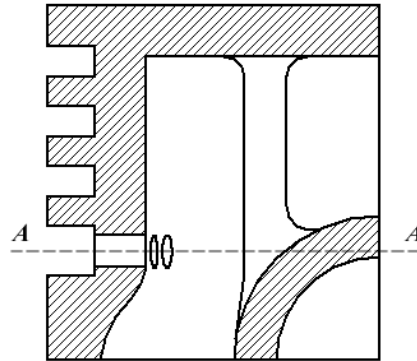
donde A_{A-A} es el área de la sección transversal A-A.

$\sigma_{com.p}$ no debe sobrepasar 30-40Mpa para pistones de aleación de aluminio ni de 60-80MPa para pistones de fundición gris. Los esfuerzos a tensión debidos a la

fuerza de inercia del grupo pistón sobre la sección A-A de los orificios de aceite se calcula según la siguiente ecuación.

$$\sigma_{p.AA} = F_{p.AA} / A_{A-A} \quad (137)$$

Figura 18. Sección de menor área transversal del pistón



Donde: $F_{p.AA}$ es la fuerza de inercia del grupo pistón + los anillos que está por encima de la sección A-A

$$F_{p.AA} = -m_{pA-A} R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (138)$$

La masa de la cabeza del pistón se determina por geometría, y generalmente corresponde a 0,4 - 0,6 del grupo pistón. El $\sigma_{tracción}$ máximo es de 4 - 10Mpa en los pistones de aleación de aluminio y de 8 - 20Mpa en los pistones de hierro fundido.

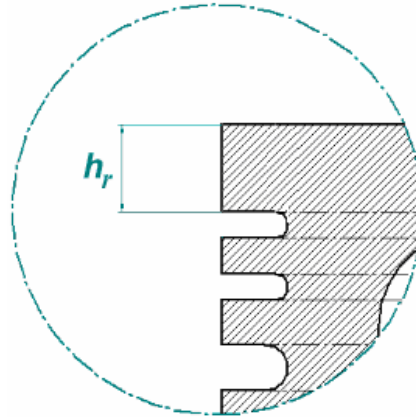
El primer tabique se calcula como un aro alrededor de la circunferencia ya que está cargado en su superficie debido a la presión de los gases. Las tensiones a la flexión en la ranura en Mpa son:

$$\sigma_{flex.pis.r} = 0,0045 P_{zMáx} \left(\frac{D}{h_r} \right)^2 \quad (139)$$

$$\tau_{flex.pis.r} = 0,0314 P_{zMáx} \left(\frac{D}{h_r} \right) \quad (140)$$

Donde: h_r es la altura del primer tabique (figura 19).

Figura 19. Sección transversal del pistón mostrando los tabiques



Los esfuerzos totales son:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_{flex.pis.r}^2 + 4\tau_{flex.pis.r}^2} \quad (141)$$

Este esfuerzo no debe pasar de 30 - 40Mpa en pistones de aleación de aluminio ni de 60 - 80Mpa en pistones de fundición gris.

El cálculo de la falda del pistón consiste en la determinación de la máxima presión unitaria sobre la superficie del cilindro

$$P_{falda} = \frac{N_{máx}}{h_{falda} D_p} \quad (142)$$

Donde: $N_{máx}$ es la fuerza normal máxima que actúa sobre el cilindro y h_{falda} es la altura de la falda. En los motores, la presión normal está entre 0,3 y 1Mpa.

Los huelgos de montaje dependen principalmente del diferencial de temperatura y de las propiedades de los materiales de los elementos en contacto. Su magnitud se determina para una $T = t_0$ inicial que generalmente se toma igual a 15° C. Los huelgos del diámetro teóricos para la cabeza y la falda en estado frío se determinan por las siguientes fórmulas

$$\Delta_{cab.p} = D - d_{cab.p} \quad (143)$$

$$\Delta_{falda.p} = D - d_{falda.p} \quad (144)$$

Los valores de $d_{cab.p}$ y $d_{falda.p}$, sin embargo, se determinan partiendo de las condiciones necesarias del trabajo normal del motor en caliente. Los huelgos entre el pistón y la pared de la camisa deben ser iguales en toda la longitud del pistón y se encuentran entre 0,02 y 0,04mm.

$$\Delta'_{cab.p} = D' - d'_{cab.p} \quad (145)$$

$$\Delta'_{falda.p} = D' - d'_{falda.p} \quad (146)$$

$\Delta'_{cab.p}$, D' , $d'_{cab.p}$, $d'_{falda.p}$ en estado caliente del motor. Estas ecuaciones en estado caliente se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\Delta'_{cab.p} = [D + D\alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_0)] - [d + d\alpha_{pistón}(t_{cab.p} - t_0)] \quad (147)$$

$$\Delta'_{falda.p} = [D + D\alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_0)] - [d + d\alpha_{pistón}(t_{falda.p} - t_0)] \quad (148)$$

Donde: $\alpha_{cilindro}$ y $\alpha_{pistón}$ son los coeficientes de dilatación del cilindro y del pistón respectivamente.

$t_{cilindro}$ es la temperatura correspondiente a la pared del cilindro. $t_{cilindro}$ está entre 110 y 115°C

$t_{cab.p}$ es la temperatura correspondiente a la cabeza del pistón. t_{cabeza} está entre 220 y 320°C para aleación de aluminio y 250 y 400°C para fundición gris.

$t_{falda.p}$ es la temperatura del émbolo en la zona de la falda. $t_{falda.p}$ está entre 150 y 200°C para aleación de aluminio y 180 y 240°C para fundición gris.

Para los motores con enfriamiento con aire $t_{cab.p}$ y $t_{falda.p}$ se pueden aumentar entre 30 y 40% aproximadamente, y $t_{cilindro}$ entre 170-190%.

Reemplazando en las ecuaciones anteriores los valores conocidos y resolviendo con respecto al $d_{cab.p}$ y $d_{falda.p}$, encontramos los diámetros del pistón en estado frío.

$$d_{cab.p} = \frac{D[1 + \alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_o)] - \Delta_{cab.p}}{1 + \alpha_{pistón}(t_{cab.p} - t_o)} \quad (149)$$

$$d_{falda.p} = \frac{D[1 + \alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_o)] - \Delta_{falda.p}}{1 + \alpha_{pistón}(t_{falda.p} - t_o)} \quad (150)$$

En estado no caliente tendremos huelgos grandes entre el pistón y la camisa. Por eso, durante el trabajo del motor en frío es posible que aparezcan ruidos, vibraciones y otros fenómenos negativos. Con el fin de eliminar estos problemas, los pistones se hacen en sección de óvalo y con ranuras de dilatación. La correspondencia entre las medidas de diseño de los elementos del pistón se da en la tabla 12.

1.6.2.2. CONDICIONES DE TRABAJO Y CÁLCULO DE LOS BULONES

El bulón tiene como función la unión del émbolo y el pie de biela y es el eje alrededor del cual se realiza el movimiento oscilante de la biela.

Actualmente los bulones más utilizados son los libres, que tienen la posibilidad de moverse en el orificio del émbolo o en el pie de biela. Esto se debe a que este tipo de bulones presenta un desgaste longitudinal y radial menor y más uniforme, mientras que al mismo tiempo presenta menor riesgo de calado y gran facilidad de montaje.

Los bulones no se diferencian mucho en cuanto al diseño. Se fabrican como ejes vaciados de superficie cilíndrica y de un solo diámetro en toda su longitud. Las medidas del bulón en primer lugar se pueden determinar aproximadamente por datos estadísticos y posteriormente se prueban mediante el cálculo. La tabla 13 muestra los datos estadísticos de las principales medidas de los bulones

Tabla 13. Principales dimensiones de los bulones

Parámetros del bulón	Motor	
	Encendido por chispa	Diesel
Diámetro externo d_H	(0,25-0,30) $D^{\#1}$	(0,30-0,40) $D^{\#}$
	(0,24-0,28) D^*	(0,34-0,38) D^*
	(0,20-0,26) D^{Δ}	(0,32-0,40) D^{Δ}
Diámetro interno d_B	(0,65-0,75) $d_H^{\#}$	(0,50-0,70) $d_H^{\#}$
	(0,64-0,72) d_H^*	(0,52-0,58) d_H^*
	(0,55-0,70) d_H^{Δ}	(0,48-0,52) d_H^{Δ}
Longitud del bulón L_B	(0,78-0,88) $D^{\#}$	(0,80-0,89) $D^{\#}$
	0,80 D^*	0,85 D^*
Fuente: #Zhelesko * Jovaj Δ van Bashuysen		
1 Los límites inferiores se refieren a los bulones sujetos		

La destrucción del bulón se debe principalmente a las fuerzas de flexión y de corte durante la ovalización. La resistencia al desgaste del bulón depende de las tensiones por unidad de área en el pie de biela y en la falda del émbolo. Las dimensiones consideradas en estas ecuaciones, así como el diagrama de carga, pueden verse en la figura 20.

La tensión por unidad de área sobre la superficie de apoyo es:

En el émbolo

$$P_{bulón-émbolo} = \frac{P_{zmáx} A_p + k_M F_{i.pis}}{d_H (L_B - D_T)} \quad (151)$$

En la biela

$$P_{\text{bulón-biela}} = \frac{P_{\text{zmáx}} A_p + F_{i,\text{pis}}}{d_H a} \quad (152)$$

Donde:

k_M = coeficiente que depende de la masa del bulón

L_B = longitud del bulón

$F_{i,\text{pis}}$ = Fuerza de inercia del grupo pistón en MN (el émbolo y los anillos sin el bulón)

$$F_{i,\text{pis}} = -m_p w^2 R(1 - \lambda) \quad (153)$$

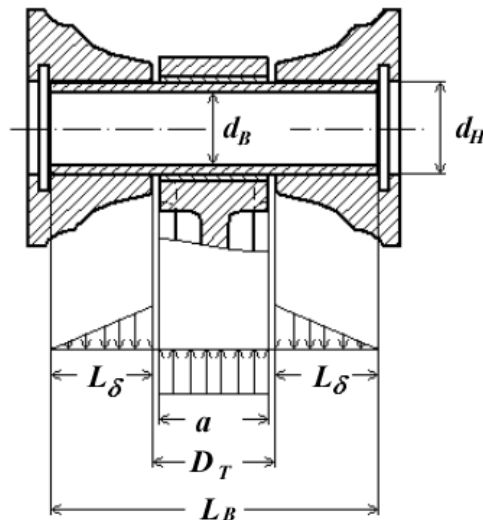
D_T = distancia entre los tetones del pistón en mm

a = ancho del pie de biela en mm

Para los motores de carburador,

$$k_M = (0,76 - 0,86)$$

Figura 20. Bulón flotante y diagrama de carga



Para los motores de tractores y automóviles modernos, $P_{bulón-émbolo}=(15-50)Mpa$ y $P_{bulón-biela}=(20-60)Mpa$. Valores altos están relacionados con motores diesel rápidos y valores menores con motores de tractores. La fórmula para la determinación de las tensiones a la flexión del bulón en correspondencia con la distribución de fuerzas de la figura 20 es.

$$\sigma_{flex.bulón} = \frac{F(L_B + 2D_T - 1,5a)}{[1,2d_H^3(1 - \gamma_B^4)]} \quad (154)$$

Donde: $F = P_{zmáx} A_p + k_M F_{i.pis}$ (155)

$$\gamma_B = \frac{d_B}{d_H}$$

La tensión normal máxima permitida durante la flexión $\sigma_F = 200 - 500Mpa$

La máxima tensión de corte o cizallamiento del bulón aparece en las secciones ubicadas entre los apoyos de los tetones del émbolo y las caras del pie de biela, y se calcula así:

$$\tau_{bulón} = \frac{0,85F(1 + \gamma_B + \gamma_B^2)}{(1 - \gamma_B^4)d_H^2} \quad (156)$$

La tensión de corte $\tau_{bulón}$ permitida es igual a (80-250)Mpa.

Durante el trabajo del motor el bulón se deforma en su sección transversal y se produce la ovalización. El máximo valor de la deformación con respecto al diámetro es:

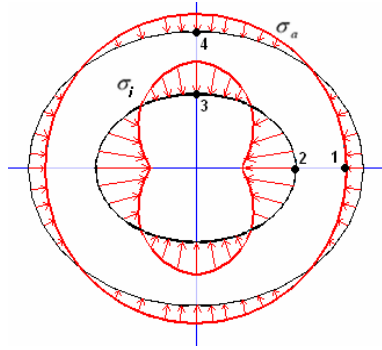
$$\Delta d_{máx} = \frac{0,09 * F}{E_{bulón} L_B} \left(\frac{1 + \gamma_B}{1 - \gamma_B} \right)^3 K_R \quad (157)$$

Donde: K_R = coeficiente de corrección

$$K_R = 1,5 - 15(\gamma_B - 0,4)^3 \quad (158)$$

La deformación del diámetro no debe sobrepasar $0,001d_H$.

Figura 21. Diagrama de las tensiones del bulón debidas a la ovalización



En la figura 21 se observan las tensiones que se producen durante la ovalización del bulón.

En la superficie externa del bulón en el plano horizontal (punto 1)

$$\sigma_{a1} = \frac{F}{L_B d_H} \left[0,19 \frac{(2 + \gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2} - \frac{1}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (159)$$

En la superficie interna en el plano horizontal (punto 2)

$$\sigma_{i2} = -\frac{F}{L_B d_H} \left[0,19 \frac{(1 + 2\gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2 \gamma_B} + \frac{1}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (160)$$

En la superficie externa en el plano vertical (punto 3)

$$\sigma_{a3} = -\frac{F}{L_B d_H} \left[0,174 \frac{(2 + \gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2} + \frac{0,636}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (161)$$

En la superficie interna en el plano vertical (punto 4)

$$\sigma_{i4} = \frac{F}{L_B d_H} \left[0,174 \frac{(1 + 2\gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2 \gamma_B} - \frac{0,636}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (162)$$

Del análisis de estas ecuaciones y de la gráfica se observa que las máximas tensiones ocurren en la superficie interna del bulón en el plano horizontal. Estas tensiones son los valores límite y no deben sobrepasar los 300-500Mpa

Los huelgos entre el bulón y la biela y el émbolo en estado de operación se escogen de la siguiente relación

$$\Delta H = 0,001d_H \quad (163)$$

Y, por lo tanto, el ajuste de montaje, por ejemplo, entre el bulón y el émbolo, será

$$\Delta = \Delta H + d_H (\alpha_{bulón} \Delta t_B - \alpha_{pistón} \Delta t_P) \quad (164)$$

Donde: $\alpha_{bulón}$ y $\alpha_{pistón}$ son los coeficientes de dilatación lineal de los materiales correspondientes al bulón y al émbolo

Δt_B y Δt_P = grado de calentamiento del bulón y del émbolo (en una primera aproximación, $\Delta t_B = 100 - 120^\circ C$ y $\Delta t_P = 120 - 140^\circ C$)

1.6.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS DE LA BIELA

El cálculo de la biela se reduce a la determinación de las tensiones, deformaciones y factores de seguridad en el pie, cuerpo, cabeza y pernos de apriete.

Los diferentes elementos de la biela funcionan en condiciones de esfuerzos alternativos y de signo variable, además cambian dentro de amplios límites.

Las amplitudes de los ciclos de tensiones alcanzan elevados valores, especialmente durante el funcionamiento y elevada frecuencia de rotación y con sobrealimentación, cuando la máxima presión de combustión se incrementa hasta 12,5MN/m². En algunos casos las tensiones máximas se acercan al límite de

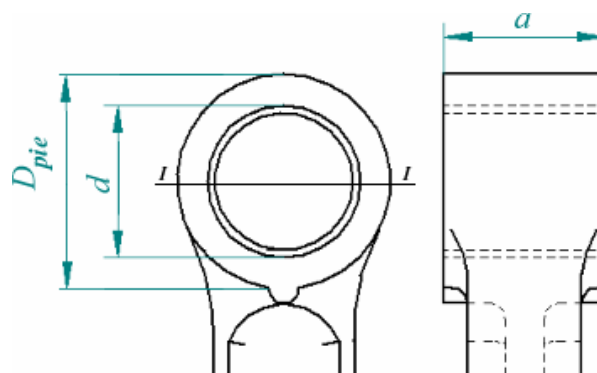
fluencia. Las principales medidas de la biela se encuentran consignados en la tabla 14.

Tabla 14. Principales medidas de la biela

Medida de la biela	Carburador	Diesel
Diámetro interno del pie de biela d	$(1,1-1,25) d_H$	$(1,1-1,25) d_H$
Diámetro externo del pie de biela D_{pie}	$(1,25-1,65) d_H$	$(1,3-1,7) d_H$
Ancho del pie de biela a . Bulón flotante Bulón no flotante	$(0,33-0,45) D$ $(0,28-0,32) D$	
Altura mínima de la sección en I de la biela $h_{b\text{mín}}$	$(0,5-0,55) D_{pie}$	
Altura de la sección en I de la biela ubicada en el centro de masa. h_b	$(1,2-1,4) h_{b\text{mín}}$	
Ancho centro de masa b_b .	$(0,6-0,7) h_b$	
Ancho de la cabeza de la biela L_{KT} .	$(0,45-0,95) d_{i.cojinete}$	
Distancia entre los pernos C_B .	$(0,75-0,9) D$	$(0,85-0,97) D$
Fuente: Zhelesko		

1.6.3.1. El pie de biela. durante los procesos de admisión y escape está sometido a la tracción por las fuerzas de inercia $F_{i,pis}$ del conjunto del pistón, que alcanzan su máximo valor cuando el pistón se encuentra en el P. M. S. y a la compresion por la fuerza de presión de los gases F_z descontando la fuerza de inercia $F_{i,pis}$. Las principales dimensiones del pie de biela se ven en la figura 22.

Figura 22. Medidas del pie de biela



Las tensiones en las paredes del pie de biela originadas por las fuerzas de inercia se calculan en el régimen de la máxima frecuencia de rotación a marcha en vacío $N_{w\text{máx}}$ fijada por el regulador. En este caso,

$$\sigma_{\text{máx}} = F_{i,\text{pie.II}} / (2\delta_{\text{pie}} a) \quad (165)$$

Donde $F_{i,\text{pie.II}} = (m_{\text{pie.bie.II}} + m_p) \omega_{\text{máx}}^2 R(1 + \lambda)$ (166)

Donde: $m_{\text{pie.bie.II}}$ es la masa de la parte superior del pie de biela, a partir del plano $I-I$, que se puede determinar a partir de las relaciones geométricas o se toma como un 6 a 9% de la masa de la biela. a es el ancho del pie de biela.

Cuando el pistón se encuentra en el P. M. S. la fuerza tensora de inercia que se debe calcular es:

$$F_{i,\text{pis}} = -m_p \omega^2 R(1 + \lambda) \quad (167)$$

y la fuerza de compresión

$$F_{\text{com.pie}} = F_Z + F_{i,\text{pis}} = p_z A_p - m_p \omega^2 R(1 + \lambda) \quad (168)$$

Generalmente se desprecia cierto desplazamiento que tienen los máximos valores de $F_{\text{com.pie}}$ con respecto al P. M. S. dentro de los límites de 15 . . . 20° de rotación de la manivela (la presión de los gases es máxima pasado el P.M. S.).

Además de las tensiones originadas por las fuerzas de tracción y compresión, en el pie de biela aparecen tensiones preliminares debido al ajuste a presión Δ del casquillo de bronce y del posterior incremento de dicho ajuste en la magnitud Δ , por efecto de los diferentes coeficientes de dilatación lineal de los materiales del pie y del casquillo, cuando la biela se calienta durante el funcionamiento del motor en 100 . . . 120 °C. El valor de Δ se encuentra entre 0,04 y 0,12.¹³

Al calcular las tensiones que aparecen a cuenta del encaje del casquillo y su incremento debido a la temperatura, este último se halla por la fórmula

¹³ Jovaj Pág. 505

$$\Delta_t = dt(\alpha_b - \alpha_{biela}) \quad (169)$$

Donde: d es el diámetro interno del pie o diámetro externo del casquillo de bronce; t , la temperatura de calentamiento de la biela y del casquillo; $\alpha_{casquillo}$, el coeficiente de dilatación térmica del material del casquillo; para el bronce tenemos $\alpha_{casquillo} = 18 * 10^{-6} [1/^\circ\text{C}]$; α_{biela} , el coeficiente de dilatación térmica del material del pie de biela; para el acero $\alpha_{biela} = 11 * 10^{-6} [1/^\circ\text{C}]$.

Debido a los ajustes $\Delta + \Delta_t$, en la superficie de contacto del casquillo de bronce con el pie de biela aparece una presión que puede ser determinada, teniendo en cuenta su valor constante en toda la superficie cilíndrica, de acuerdo con la fórmula

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left[\frac{(D_{pie}^2 + d^2)/(D_{pie}^2 - d^2) + \mu}{E_{biela}} + \frac{(d^2 + d_i^2)/(d^2 - d_i^2) - \mu}{E_{casquillo}} \right]} \quad (170)$$

Donde: D_{pie} es el diámetro exterior del pie (véase la Fig. 22); d_i , el diámetro interior del casquillo; μ , el coeficiente de Poisson, $\mu = 0,3$; E_{biela} = el módulo de elasticidad del material de la biela, $E_{biela} = 2,2 * 10^5 \text{ MN/m}^2$; $E_{casquillo}$, el módulo de elasticidad del material del casquillo, $E_{casquillo} = 1,15 * 10^5 \text{ MN/m}^2$.

Conociendo la presión p del casquillo sobre el pie de biela, aplicando las siguientes fórmulas se pueden calcular las tensiones que surgen en las superficies interna y externa del pie de biela.

La tensión en la superficie exterior del pie es:

$$\sigma'_e = p \frac{2d^2}{D_p^2 - d^2} \quad (171)$$

La tensión en la superficie interna:

$$\sigma'_i = p \frac{D_p^2 + d^2}{D_p^2 - d^2} \quad (172)$$

Las tensiones σ'_e y σ'_i pueden alcanzar 100-150MN/m² (14)

Para calcular las tensiones en el pie de biela, originadas por las fuerzas tensoras de inercia del grupo pistón, es indispensable establecer la ley de la distribución de presiones que se transmiten por el bulón al casquillo y al pie de biela. La distribución de presiones depende de la rigidez del pie y del bulón, de la holgura entre el bulón y el casquillo.

La presión radial p' hacia el pie de biela se considera uniformemente distribuida en semicírculo:

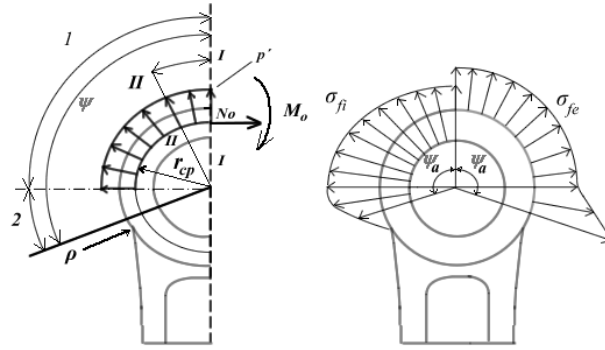
$$p' = \frac{F_{i,pis}}{2r_m} \quad (173)$$

Donde: r_m es el radio medio del pie de biela; $r_m = (D_p + d)/4$

Las tensiones se calculan recurriendo a las ecuaciones de una viga de pequeña curvatura. El esquema para el cálculo se representa en la figura 23, a. Se asume que la viga encorvada está sujeta en los lugares de conjugación de la superficie exterior del pie de biela y la superficie de transición con radio ρ . Se supone condicionalmente que la parte interior del pie de biela, que se apoya en la caña de alta rigidez, no se deforma. El pie se corta a lo largo del eje longitudinal de simetría de la biela. La acción de la parte derecha del pie se reemplaza por el momento de flexión M_o y la fuerza normal N_o , que se determinan bajo la suposición de que la sección $I-I$ en dirección horizontal no se desplaza por efecto de la acción de la carga simétrica.

¹⁴ Jovaj Pág. 505

Figura 23. a) esquema de sollicitación para la tracción b) diagrama de tensiones



Los momentos de flexión M_{j_0} y las fuerzas normales N_{j_0} para la sección II – II del pie, situada formando el ángulo ψ con respecto al plano vertical en el tramo 1 desde $\psi' = 0^\circ$ hasta $\psi' = 90^\circ$, pueden determinarse conforme a las fórmulas:

$$M_{j_0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) - 0,5 F_{i.pis} r_m (1 - \cos \psi) \quad (174)$$

$$N_{j_0} = N_0 \cos \psi + 0,5 F_{i.pis} (1 - \cos \psi) \quad (175)$$

Respectivamente para el tramo 2 desde $\psi = 90^\circ$ hasta el ángulo ψ_a

$$M_{j_0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) - 0,5 F_{i.pis} r_m (\text{sen } \psi - \cos \psi) \quad (176)$$

$$N_{j_0} = N_0 \cos \psi + 0,5 F_{i.pis} (\text{sen } \psi - \cos \psi) \quad (177)$$

El momento M_0 y la fuerza normal N_0 en la sección para la cual $\psi = 0$, se halla de las expresiones empíricas:

$$M_0 = F_{i.pis} r_m (0,00033 \psi_a - 0,0297) \quad (178)$$

$$N_0 = F_{i.pis} (0,572 - 0,0008 \psi_a) \quad (179)$$

El ángulo de anclaje ψ'_a en las dos últimas expresiones se expresa en grados.

Después de hallar el momento M_0 y la fuerza normal N_0 para la sección dada del pie se calculan las tensiones en la fibra externa

$$\sigma_{ext.pie.tens} = \left[2M \frac{6r_m + \delta_{pie}}{\delta_{pie} (2r_m + \delta_{pie})} + K_{pie} N \right] \frac{1}{a \delta_{pie}} \quad (180)$$

y en la fibra interna

$$\sigma_{\text{int. pie.tens}} = \left[-2M \frac{6r_m - \delta_{\text{pie}}}{\delta_{\text{pie}}(2r_m - \delta_{\text{pie}})} + K_{\text{pie}} N \right] \frac{1}{a\delta_{\text{pie}}} \quad (181)$$

Donde: M y N son el momento y la fuerza normal, respectivamente, determinados aplicando las fórmulas (174) a (177); a , la longitud del pie de biela (véase la Fig. 22); δ_{pie} , el grosor de la pared del pie $\delta_{\text{pie}} = (D_p - d)/2$; K_{pie} , un coeficiente que tiene en cuenta la presencia del casquillo de bronce encajado a presión.

Se considera que en caso de ajuste a presión el casquillo y el pie se deforman conjuntamente y una parte de la fuerza normal, proporcional a la magnitud $(1 - K_{\text{pie}})$, es percibida directamente por el casquillo

El coeficiente K_{pie} se determina de la relación entre la rigidez a la tracción del pie y del casquillo, es decir,

$$K_{\text{pie}} = E_{\text{biela}} A_{\text{pie}} / (E_{\text{biela}} A_{\text{pie}} + E_{\text{casquillo}} A_{\text{casquillo}}) \quad (182)$$

Donde: A_{pie} y $A_{\text{casquillo}}$ son las áreas de las secciones del pie y del casquillo, respectivamente.

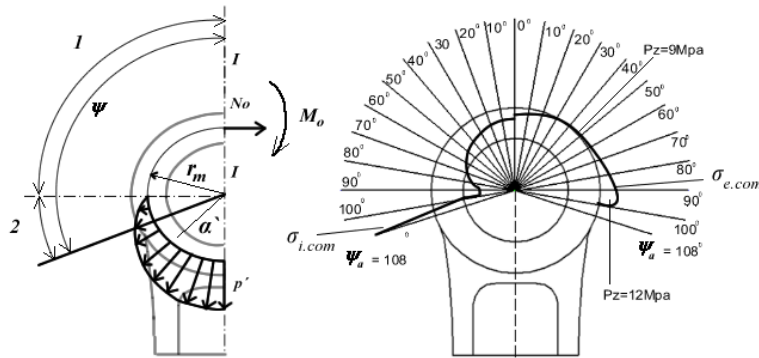
Las máximas tensiones en la fibra exterior σ_{fe} surgen en los lugares de anclaje siendo el ángulo igual a ψ'_a (Fig. 23), tal como se ve en el diagrama de tensiones; los valores absolutos de las tensiones σ_{fe} crecen a medida que aumenta el ángulo ψ'_a . Para reducir las tensiones en la fibra exterior pueden recomendarse dos métodos: la disminución del ángulo ψ'_a (hasta 90°) y el aumento del radio ρ del arco de conjugación. Las tensiones en la fibra interna σ_{fi} alcanzan los máximos valores siendo el ángulo $\psi'_a = 90^\circ$.

La investigación de las tensiones, originadas por la fuerza de compresión, ha permitido establecer que la mayor coincidencia entre los resultados experimentales y los calculados se obtiene con una distribución cosenoidal de la carga sobre la

parte inferior del pie de biela, $p' = \frac{2F_{com.pie} \cos \alpha'}{\pi r_m}$, tal como se muestra en la figura

24.

Figura 24. Distribución de tensiones en el pie de biela en compresión



El carácter de la distribución de la carga depende, también en este caso, de la rigidez de la orejeta o cuerpo y del bulón, así como de la holgura en la articulación. El esquema para el cálculo queda el mismo en caso de las fuerzas de tracción. Los momentos flectores y las fuerzas normales para cualquier sección en el tramo 1 se determinan según las ecuaciones:

$$M_{j0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) \quad (183)$$

$$N_{j0} = N_0 \cos \psi \quad (184)$$

Respectivamente para el tramo 2:

$$M_{j0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) - F_{com.pie} r_m \left(\frac{\sin \psi}{2} - \frac{\psi}{\pi} \sin \psi - \frac{1}{\pi} \cos \psi \right) \quad (185)$$

$$N_{j0} = N_0 \cos \psi + F_{com.pie} \left(\frac{\sin \psi}{2} - \frac{\psi}{\pi} \sin \psi - \frac{1}{\pi} \cos \psi \right) \quad (186)$$

En las ecuaciones 194 y 195 el ángulo ψ en la relación ψ/π se introduce en radianes. El valor del momento M_0 y de la fuerza normal N_0 se buscan en la tabla 15, siendo conocidos los ángulos ψ_a y las magnitudes relativas de $N_0/F_{com.pie}$ y $M_0/F_{com.pie} r_m$.

Tabla 15. Valores relativos de M_0 y N_0 para diferentes ángulos de anclaje

Parámetro	Ángulo ψ_a en grados						
	100°	105°	110°	115°	120°	125°	130°
N_0/F_{com}	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$N_0/F_{com} r_m$	0	0,0001	0,00025	0,0006	0,0011	0,0018	0,0030

Fuente: Jovaj pág. 508

Las tensiones en las fibras externa $\sigma_{ext.pie.com}$ e interna $\sigma_{int.pie.com}$ del pie de biela se calculan recurriendo a las ecuaciones 150 y 151.

Las mayores tensiones procedentes de las fuerzas de compresión tienen lugar en las zonas de transición del pie al cuerpo de la biela, es decir, para el ángulo ψ_a (figura 24, a). Además, en la fibra externa existen esfuerzos de compresión y en la interna, esfuerzos de tracción.

Las tensiones en el pie de biela varían siguiendo el ciclo asimétrico. El mínimo factor de seguridad resulta en las fibras externas, en las zonas de transición del pie al cuerpo de la biela para el ángulo ψ_a . Este ángulo varía dentro de pequeños límites y en la mayoría de las bielas constituye 120 . . . 125°. ¹⁵

Las tensiones máximas y mínimas del ciclo se determinan aplicando las formulas siguientes:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma'_e + \sigma_{fe}, \quad \sigma_{m\acute{i}n} = \sigma'_e + \sigma_{ec} \quad (187)$$

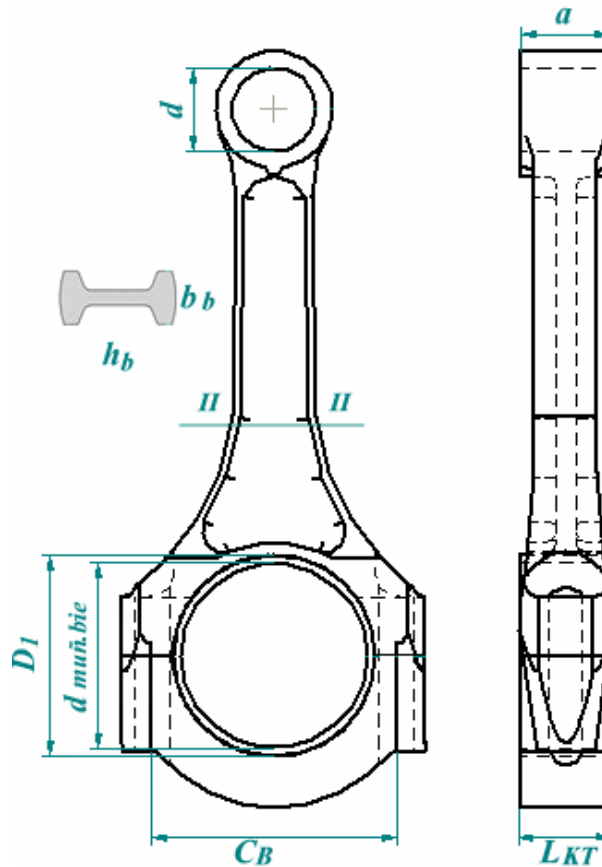
El factor de seguridad se calcula de acuerdo con las fórmulas (127) ó (129) después de hallar las tensiones de amplitud y media del ciclo.

Los factores de seguridad de los pies de biela oscilan entre los límites de 2,5 y 5,0. (Jovaj pág. 509) Estos elevados factores de seguridad garantizan un trabajo fiable del motor, incluso durante el agarrotamiento del motor, cuando prácticamente resulta imposible determinar la magnitud real de la fuerza destructora.

¹⁵ Jovaj Pág. 509

1.6.3.2. Cuerpo de biela. El cuerpo de biela se somete a la tracción por las fuerzas de inercia de las masas con movimiento longitudinal, situadas por encima de la sección que se calcula, y se comprime por la fuerza que se produce en el instante de la combustión, que es igual a la diferencia entre la fuerza de presión de los gases y la fuerza de inercia. La amplitud del ciclo de tensiones no depende de las magnitudes absolutas de las fuerzas de inercia y alcanza su máximo valor siendo máxima la presión de combustión. En la figura 25 se muestran las dimensiones que se tienen en cuenta para el cálculo del cuerpo de biela.

Figura 25. Sección transversal de cálculo del cuerpo de biela



La fuerza que estira la biela cuando se encuentra en el P.M.S. se halla de la siguiente expresión:

$$F_{i.bie.II-II} = -(m_p + m_{b.s})Rw^2(1 + \lambda) \quad (188)$$

Donde: $m_{b.s}$ es la parte de la masa de la biela situada sobre la sección calculada y es alrededor del 30% de la masa de la biela.

La fuerza que comprime la biela alcanza su valor máximo durante el inicio de la carrera de expansión y se halla según la siguiente ecuación

$$F_{com.II-II} = (5,39 - p_0)A_p + F_{i.bie.II-II} \quad (189)$$

Donde: p_0 es la presión atmosférica generalmente igual a 0,1Mpa.

En la sección II-II es donde aparecen las tensiones máximas de compresión debidas a la fuerza $F_{com.II-II}$ y a la flexión en el plano de movimiento de la biela y el plano paralelo al mismo.

$$\sigma_{máxX} = K_X F_{com.II-II} / A_{B-B} ; \sigma_{máxY} = K_Y F_{com.II-II} / A_{B-B} \quad (190)$$

Donde: K_X y K_Y son los coeficientes que toman en cuenta la flexión en los diferentes planos o coeficientes de irregularidad. Para las bielas actuales $K_X \approx K_Y \approx 1,1 \dots 1,2$.

A causa de la fuerza $F_{i.bie.II-II}$ en la sección B-B se halla $\sigma_{mín}$

$$\sigma_{mín} = F_{i.bie.II-II} / A_{B-B} \quad (191)$$

1.6.3.3. Cabeza de biela.

La cabeza de la biela se carga al principio de la carrera de escape a través de las fuerzas de inercia producidas por las masas alternativas y rotativas. Las fuerzas de inercia se distribuyen en la parte superior del plano de la sección de corte de la tapa o plano divisorio de la cabeza de la biela.

$$F_{i.cab.bie} = -[(m_p + m_{b.p})(1 + \lambda) + (m_{b.r} - m_s)] * w_{máx}^2 R \quad (192)$$

Donde: m_s es la masa de la tapa de la biela. Esta se encuentra entre 0,2-0,28 de la masa de la biela. $m_{b,r}$ es la masa de la biela modelada con movimiento rotativo y, como se dijo anteriormente, $m_{br} = (0,8...0,7)m_b$

Las tensiones de flexión de la tapa, teniendo en cuenta conjuntamente la deformación del cojinete de biela, son

$$\sigma_{f.tapa} = F_{i.cab.bie} \left[\frac{0,023 * C_B}{(1 + I_C / I_S) W} + \frac{0,4}{A_G} \right] \quad (193)$$

Donde: C_B es la distancia entre los pernos.

I_C es el momento de inercia de la sección de cálculo correspondiente al cojinete en m^4

$$I_C = L_{KT} * \delta_B^3 \quad (194)$$

Donde: δ_B es el espesor del cojinete y L_{KT} el ancho de la cabeza de biela.

W es el momento de resistencia de la sección de cálculo, y se halla por medio de la siguiente forma

$$W = L_{KT} (0,5C_B - r_1)^2 / 6 \quad (195)$$

I_S es el momento de inercia de la sección de la cabeza o sombrerete de biela en m^4

$$I_S = L_{KT} (0,5C_B - r_1)^3 \quad (196)$$

Donde: r_1 es el radio de la superficie interna de la cabeza

$$r_1 = 0,5(d_{muñ.bie} + 2\delta_B) \quad (197)$$

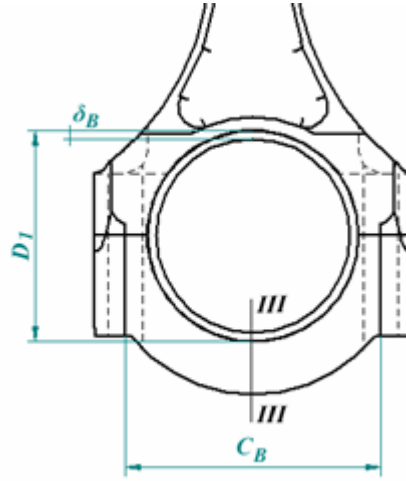
En esta fórmula, $d_{muñ.bie}$ es el diámetro del muñón de biela del cigüeñal, que es lo mismo que $d_{i.cojinete}$, el diámetro interno del cojinete del muñón de biela.

A_G es el área total de la tapa y el cojinete en la sección de cálculo en m^2 , y se calcula así

$$A_G = 0,5L_{KT} (C_B - d_{i.cojinete}) \quad (198)$$

En la figura 26 se ven las medidas y la sección de cálculo de la cabeza de biela.

Figura 26. Medidas para el cálculo de la cabeza de biela



El valor de σ_f se encuentra entre 100 y 300MPa.

1.6.3.4. Los pernos de biela.

Además de la fuerza de apriete previo $F_{APRIETE}$, el perno durante el funcionamiento del motor en el P.M.S. se sobrecarga con la fuerza de inercia $F_{i.cab.bie}$ expuesta en la ecuación (201). La fuerza de apriete inicial se calcula de la siguiente manera, según el análisis de estructuras de bielas modernas:

$$F_{APRIETE} = (2...3) F_{i.cab.bie} / Z_B \quad (199)$$

Donde: Z_B es el número de pernos.

La fuerza total de tracción que estira el perno es, por lo tanto,

$$F_{perno} = F_{APRIETE} + \chi F_{i.cab.bie} / Z_B \quad (200)$$

Donde: χ es el coeficiente de carga principal de la rosca del tornillo, que depende de la deformabilidad las piezas involucradas y está entre 0,15 y 0,28 según Zhelesko y 0,20 y 0,25 según Jovaj.

Las tensiones máximas y mínimas en el perno se determinan recurriendo a las fórmulas A_{op}

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_{perno}}{A_{op}} \text{ y } \sigma_{m\acute{i}n} = \frac{F_{APRIETE}}{A_{op}} \quad (201)$$

Donde: A_{op} es el área de sección mínima del cuerpo del perno, que puede coincidir con el área de diámetro interior de la rosca del perno.

Para evitar la rotura de los pernos, se disminuye la concentración de tensiones de la rosca y se eleva la rigidez de la cabeza de biela.

Una vez encontradas la amplitud y la tensión media del ciclo, se calcula el factor de seguridad conforme a las fórmulas 126 y 127. Para los pernos de la biela el coeficiente de seguridad nunca será menor de 2.

1.6.4. CONDICIONES DE TRABAJO Y CÁLCULO DEL CIGÜEÑAL

El cigüeñal absorbe los esfuerzos de la presión de los gases en los cilindros, las fuerzas de inercia de las masas rotativas y las reacciones sobre los apoyos. Además, sobre el eje actúa el momento de resistencia a la rotación de la transmisión. A causa de la acción de las anteriores fuerzas y momentos de rotación, el cigüeñal tiene una velocidad de rotación variable, lo que a su vez produce vibraciones de deformación elástica en el cigüeñal.

El cigüeñal trabaja sometido a fuerzas y momentos variables. Bajo la acción simultánea de las fuerzas de inercia y de presión de los gases en el cigüeñal surgen tensiones de signo variable.

La resistencia mecánica del cigüeñal queda definida por:

1. Las dimensiones y formas de los elementos individuales de la manivela, o sea, los muñones de biela y de bancada y los brazos;

2. La influencia de factores que reducen la resistencia, es decir, la concentración de tensiones que aparecen en las curvas de acuerdo, y en los bordes de los orificios de lubricación en los muñones;
3. Las características de resistencia mecánica del material del árbol: el límite de fluencia, los límites de resistencia a la flexión y a la torsión de signo variable;
4. Los métodos de endurecimiento que pueden ser tratamientos mecánicos, químico-térmicos y térmicos;
5. La disposición de las fibras que depende del método de formación de las manivelas;
6. La desalineación de los apoyos de bancada (principales) del cárter y el batimiento de los muñones de bancada que dan lugar a las deformaciones elásticas del árbol y a la sobrecarga de los cojinetes con roturas posteriores por fatiga del árbol y de la capa antifricción.

Cuando se hace el primer diseño estructural del motor y se determinan las dimensiones de los elementos del cigüeñal, pueden utilizarse datos estadísticos de las estructuras de motores existentes, que son los que permiten establecer, en una primera aproximación, las dimensiones principales de la manivela. Las dimensiones relativas medias de los muñones de biela y de bancada para los cigüeñales de acero, según datos estadísticos, vienen expuestas en la tabla 16.

La relación entre la carrera y el diámetro influye sobre diversas características y sobre el diseño del motor. Su influencia se hace notar también sobre el cigüeñal. Efectivamente, a igualdad de cilindrada, aumentando el diámetro de los cilindros y disminuyendo correspondientemente la carrera, el cigüeñal se alarga y los brazos de las manivelas se acortan. Reduciendo la longitud del brazo de manivela se disminuyen las fuerzas de inercia causadas tanto por las masas de rotación como

por las masas alternativas. Además, el cigüeñal, al tener un diámetro de giro menor, puede tener una constitución más ligera.

Prácticamente todos los cigüeñales modernos tienen solapado. Este se define como

$$e_c = 0,5(d_{\text{muñ.ban}} + d_{\text{muñ.bie}}) - R \quad (202)$$

donde $d_{\text{muñ.ban}}$ y $d_{\text{muñ.bie}}$ son los diámetros de los muñones de bancada y biela, respectivamente, y R el radio de la manivela

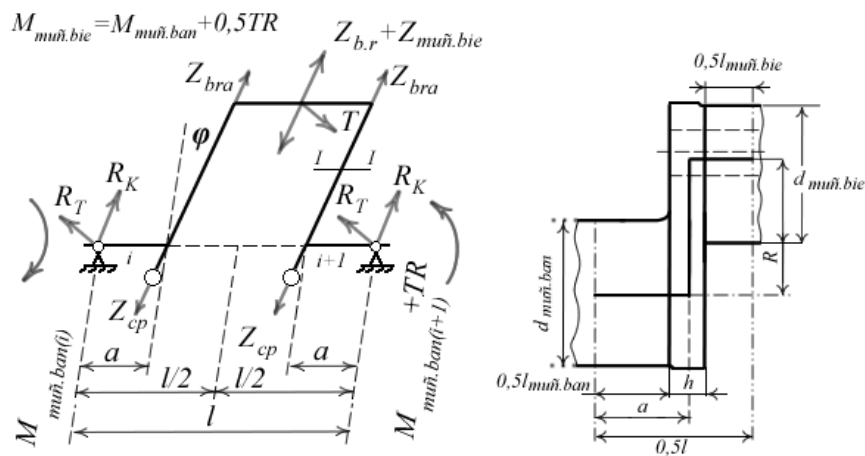
El solapado de muñones puede ser de entre 5 hasta 20mm ¹⁶

Tabla 16. Dimensiones relativas de los muñones de biela y bancada

		$d_{\text{muñ.bie}} / D$	$l_{\text{muñ.bie}} / d_{\text{muñ.bie}}$	$d_{\text{muñ.ban}} / D$	$l_{\text{muñ.ban}} / d_{\text{muñ.ban}}$
En línea	Jovaj	0,55-0,68	0,45-0,62	0,6-0,70	0,45-0,60
	Zhelesko	0,55-0,7	0,45-0,65	0,65-0,8	0,45-0,6
En V con dos bielas por muñón	Jovaj	0,55-0,65	0,8-1,0		
	Zhelesko	0,55-0,65	0,8-1	0,62-0,7	0,45-0,5

1.6.4.1. Cálculo de un cigüeñal simple. El esquema de una unidad de manivela usado para el cálculo de un cigüeñal simétrico con apoyos completos se representa en la figura 27 junto con las principales dimensiones.

Figura 27. Esquema utilizado para calcular una unidad de manivela



¹⁶ Zhelesko

1.6.4.1.2. Muñones de bancada. Estos muñones se hacen cortos, por eso se calculan solamente a la torsión sin considerar las tensiones de flexión, ya que influyen poco sobre el factor de seguridad (unos 3...4%). El coeficiente de concentración de tensiones efectivo, al calcular el muñón de bancada, se adopta igual al que resulta en la sección del orificio de aceite, situado generalmente en el centro del cojinete de la bancada. Los máximos y mínimos valores de los momentos torsores $M_{muñ.ban.i}$ se determinan recurriendo a las curvas de los momentos acumulados.

Si se requiere obtener una solución analítica, se confecciona la tabla (cuadro 1) de los momentos acumulados $M_{muñ.ban.i}$ que se transmiten sucesivamente a cada uno de los muñones de bancada, comenzando por el primer cilindro. Al confeccionar la tabla, los ángulos de giro de la manivela se cuentan desde el primer cilindro. El diagrama de los momentos acumulados se construye desde el primer cilindro siguiendo la dirección de entrega de potencia, considerando el orden de trabajo de cada uno de los cilindros y el ángulo de desplazamiento de las manivelas.

El cálculo de los momentos torsores sobre los muñones de bancada sigue el siguiente esquema.

$$\begin{aligned}
 M_{muñ.ban.2} &= T_1 R \\
 M_{muñ.ban.3} &= M_{muñ.ban.2} + T_2 R \\
 &\cdot \\
 &\cdot \\
 M_{muñ.ban.i+1} &= M_{muñ.ban.i} + T_i R \quad (203)
 \end{aligned}$$

Según los datos de la tabla o de los diagramas de los momentos acumulados, se determina la máxima amplitud del ciclo de torsión alterna.

Cuadro 1

Tabla de los momentos acumulados que se transmiten a los muñones de bancada					
φ	$M_{muñ.ban.2}$	$M_{muñ.ban.3}$	$M_{muñ.ban.4}$	$M_{muñ.ban.5}$	$M_{muñ.ban.6}$

Las tensiones tangenciales máximas y mínimas de un ciclo alterno se calculan por las fórmulas

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_{\mu\tilde{n}.ban.i.m\acute{a}x}}{W_{\tau,\mu\tilde{n}.ban}} \text{ y } \tau_{m\acute{i}n} = \frac{M_{\mu\tilde{n}.ban.i.m\acute{i}n}}{W_{\tau,\mu\tilde{n}.ban}} \quad (204)$$

Donde $W_{\tau,\mu\tilde{n}.ban}$ es el momento resistente del muñón a la torsión;

$$W_{\tau,\mu\tilde{n}.ban} = \frac{\pi}{16} d_{\mu\tilde{n}.ban}^3 \left[1 + \left(\delta_{\mu\tilde{n}.ban} / d_{\mu\tilde{n}.ban} \right)^4 \right] \quad (205)$$

Conociendo las tensiones máximas y mínimas del ciclo se puede determinar la amplitud de las tensiones τ_a y la tensión media τ_m .

El factor de seguridad del muñón de bancada se halla aplicando las fórmulas 126 a 130.

El coeficiente efectivo de concentración de tensiones en los bordes de los orificios de lubricación para la flexión y torsión depende poco, según datos experimentales, del diámetro del árbol. En este caso se adopta que

$$K_{\sigma} / (\varepsilon'_{\sigma} \varepsilon''_{\sigma}) \approx K_{\tau} / (\varepsilon'_{\tau} \varepsilon''_{\tau}) \approx 2,5$$

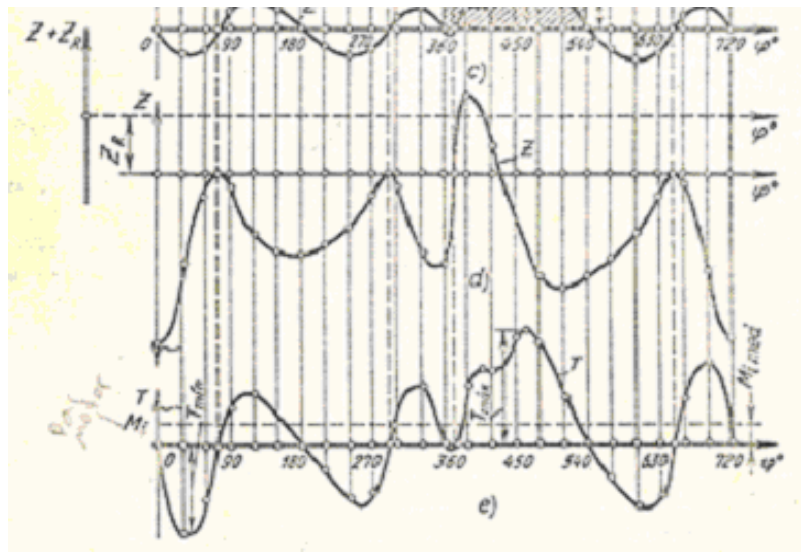
Los factores de seguridad de los muñones de bancada deben ser no menores de 3...

4. Los valores absolutos de los factores de seguridad resultan considerables debido a los gruesos diámetros de los muñones de bancada, elegidos también bajo la condición de asegurar una elevada rigidez y presiones convencionales admisibles. En los motores Diesel los factores de seguridad de los muñones de bancada llegan a 4. ..5.

1.6.4.1.3. Muñones de biela. Estos muñones están sometidos a la flexión y torsión simultáneamente. Los máximos valores de los momentos de flexión y torsión no coinciden en tiempo. El estado tensional del muñón de biela se caracteriza por factores de seguridad a la flexión y torsión, que se determinan independientemente uno del otro, así como por el factor de seguridad común.

Para efectuar el cálculo del muñón de biela, las fuerzas Z , T , $(R_{c\varphi 0})_{\max}$ y $(R_{c\varphi 0})_{\min}$ se determinan del diagrama (véanse las figuras 28 y 29), mientras que el momento torsor $M_{\text{muñ.bi.e}}$ se obtiene del diagrama de los momentos acumulados.

Figura 28. Fuerzas Z y T en el mecanismo biela manivela



Fuente: Jovaj 388

Para comodidad del cálculo analítico se confecciona la tabla (cuadro 2), de la cual se determinan los valores extremos de las fuerzas normales Z y tangenciales T , que actúan en los diferentes muñones de biela. La diferencia de los ángulos $\varphi_2 - \varphi_1$, $\varphi_3 - \varphi_1$, etc. muestran el desplazamiento de los procesos en los cilindros individuales en relación a la primera manivela.

Cuadro 2.

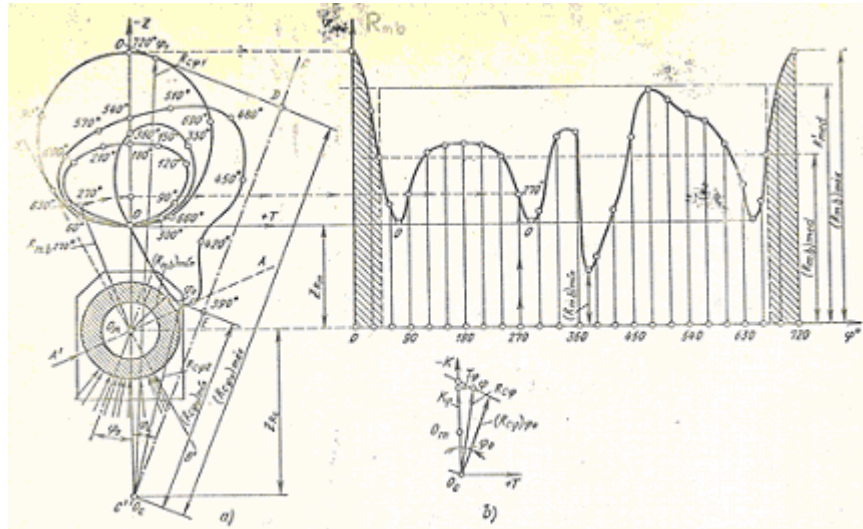
Tabla para determinar los valores de las fuerzas Z y T en un motor de cuatro tiempos y seis codos							
φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	Z	T

Con el objetivo de determinar los momentos de torsión sobre cada uno de los muñones de biela del eje totalmente apoyado, el momento acumulado que está actuando sobre el muñón de bancada que precede se suma con la mitad del momento que actúa en el muñón de biela dado. Por consiguiente, la torsión del i-

ésimo muñón de biela se calcula con el momento del muñón de bancada de esta forma

$$M_{\text{muñ.bie.i}} = M_{\text{muñ.ban.i}} - 0,5TR \quad (206)$$

Figura 29. Diagrama polar de carga sobre el muñón de biela



Fuente: Jovaj 396

Para obtener los momentos de torsión máximo y mínimo se construyen las curvas $M_{\text{muñ.bie.i}} = f(\varphi)$ para todos los muñones de biela o la tabla auxiliar (cuadro 3) sobre la base de los, datos iniciales, tomados de las tres tablas anteriores, en orden sucesivo para todas las manivelas y se encuentra el muñón más cargado del cigüeñal.

Cuadro 3.

Tabla para determinar los momentos de torsión que actúan en los muñones de biela							
φ	$M_{\text{muñ.ban.2}}$	$-0,5TR$	$M_{\text{muñ.bie.1}}$	$M_{\text{muñ.bie.3}}$	$-0,5TR$	$M_{\text{muñ.bie.2}}$	<i>etc...</i>

El factor de seguridad a la flexión del muñón de biela se calcula por la fórmula (126) después de determinar la amplitud de la tensión y la tensión media. Se hallan los valores extremos de las tensiones de corte del ciclo alterno aplicando las fórmulas

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{muñ.bie.i.máx}}}{W_{\tau.\text{muñ.bie}}} \text{ y } \tau_{\min} = \frac{M_{\text{muñ.bie.i.mín}}}{W_{\tau.\text{muñ.bie}}} \quad (207)$$

Donde: $W_{\tau.\text{muñ.bie}}$ es el momento resistente a la torsión de la sección transversal del muñón; $W_{\tau.\text{muñ.bie}} = 2W_{\sigma.\text{muñ.bie}}$.

$$W_{\tau.\text{muñ.bie}} = 0,2d_{\text{muñ.bie}}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{muñ.bie}}}{d_{\text{muñ.bie}}} \right)^4 \right] \quad (208)$$

Después se calcula la amplitud τ_a , la tensión media τ_m y el factor de seguridad n_τ recurriendo a la fórmula (129). Al determinar n_τ se asume que

$$K_\sigma / (\varepsilon'_\sigma \varepsilon''_\sigma) \approx K_\tau / (\varepsilon'_\tau \varepsilon''_\tau) \approx 2,5$$

El punto de mayor concentración de esfuerzo será sin duda el plano donde se encuentra el orificio de aceite. Para poder analizar este punto se calculan los momentos de flexión tangencialmente y sobre el plano de la manivela.

En el plano de la manivela el muñón de biela se flexiona por el momento $M_{\text{muñ.bie.K}}$ (figura 27).

$$M_{\text{muñ.bie.K}} = 0,5R_K l + (Z_{\text{brazo.r}} - Z_{\text{cp.r}})(0,5l - a) \quad (209)$$

Otra forma de definir $M_{\text{muñ.bie.K}}$ es dejarla en función de una fuerza centrífuga F_c definida de la siguiente manera (ver la figura 27)

$$F_c = Z_{br} + Z_{\text{muñ.bie}} + 4 \frac{a}{b} (Z_{bra} - Z_{cp}) \quad (210)$$

La reacción de los apoyos en el plano de la manivela siendo simétrico el codo

$$R_K = \frac{Z}{2} - \frac{Z_{b.r} + Z_{\text{muñ.bie}} + 2Z_{\text{brazo.r}} - 2Z_{\text{cp.r}}}{2} \quad (211)$$

O

$$R_K = \frac{Z - Z_R}{2} \quad (212)$$

donde Z es la fuerza normal que actúa en el plano de la manivela y se debe a la fuerza de presión de los gases y a las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo (véase la figura 10); $Z_{b,r}$, la fuerza centrífuga de masa de la biela referida a la manivela; $Z_{muñ.bie}$, $Z_{brazo.r}$, $Z_{cp.r}$, las fuerzas centrífugas del muñón de biela, brazo y contrapeso respectivamente.

El segundo sumando en la ecuación es igual a la mitad de la fuerza centrífuga de todas las masas giratorias reducidas al eje del muñón de biela, es decir, al radio de la manivela:

$$Z_R = Z_{b,r} + Z_M - 2Z_{cp} = (m_{b,r} + m_M - 2m_{cp})R\omega^2 \quad (213)$$

donde $Z_M = Z_{muñ.bie} + 2Z_{brazo.r}$; $m_M = m_{muñ.bie} - 2m_{brazo.r}$ (214)

El momento que flexiona el muñón de biela en el plano perpendicular al plano de la manivela, para $R_T = 0,5T$, es:

$$M_{muñ.bie.T} = 0,25Tl \quad (215)$$

El momento de flexión resultante es

$$M_{flex.muñ.bie} = \sqrt{M_{muñ.bie.K}^2 + M_{muñ.bie.T}^2} \quad (216)$$

y el plano en que actúa varía al girar el cigüeñal.

La concentración de tensiones aparece en los bordes del orificio de aceite, que en diferentes estructuras puede formar distintos ángulos φ_0 con respecto al eje de la manivela (véase la figura 30).

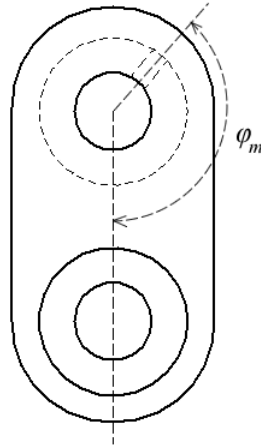
El momento de flexión que actúa en el plano que corta el eje del orificio de aceite es,

$$M_{\varphi_0} = M_{muñ.bie.K} \cos \varphi_0 - M_{muñ.bie.T} \sen \varphi_0 \quad (217)$$

donde φ_0 es el ángulo entre la dirección positiva de la fuerza K y el eje del orificio de suministro de aceite: φ_0 está generalmente entre 130°-150° (ver la figura 30). La ubicación de este orificio se escoge por medio del diagrama de desgaste del muñón.

Los valores extremos del momento de flexión M_{φ_0} en el plano del eje del orificio para la lubricación pueden ser hallados con ayuda del diagrama polar de carga sobre el muñón de biela (véase la figura 29).

Figura 30. Ángulo correspondiente al orificio de aceite



Los valores extremos del momento de flexión M_{φ_0} en el plano del eje del orificio para la lubricación pueden ser hallados con ayuda del diagrama polar de carga sobre el muñón de biela (véase la figura 29).

En caso de determinar analíticamente los valores extremos del momento de flexión M_{φ_0} se confecciona una tabla (cuadro 4).

Los valores de los momentos $M_{\varphi_0máx}$ y $M_{\varphi_0mín}$ para un motor en línea varían dentro de estrechos límites de los ángulos de rotación del cigüeñal. Por eso, el cuadro 4 se hace solamente para un limitado número de valores de ángulos ($\varphi = 0; 30; 375; 390; 405; 690; 705^\circ$).

Cuadro 4.

Tabla para determinar los valores extremos del momento de flexión en el plano del eje del orificio de lubricación.									
φ	Z	$Z - F_c$	$M_{muñ.bie.K}$	$M_{muñ.bie.K} \cos \varphi_0$	T	R_T	$M_{muñ.bie.T}$	$M_{muñ.bie.T} \operatorname{sen} \varphi_0$	M_{φ_0}

Los valores hallados para los momentos máximo $M_{\varphi 0máx}$ y mínimo $M_{\varphi 0mín}$ permiten calcular los valores extremos de las tensiones del ciclo alterno y establecer el factor de seguridad a la flexión para el muñón de biela más peligroso en la sección del orificio de lubricación.

Las tensiones de flexión máximas y mínimas de un ciclo alterno en el plano del orificio de aceite se determinan por las fórmulas

$$\sigma_{máx} = \frac{M_{\varphi 0máx}}{W_{\sigma \text{muñ.bie}}} \text{ y } \sigma_{mín} = \frac{M_{\varphi 0mín}}{W_{\sigma \text{muñ.bie}}} \quad (218)$$

Donde: $W_{\sigma \text{muñ.bie}}$ es el momento resistente a la flexión del muñón de biela;

$$W_{\sigma \text{muñ.bie}} = \frac{\pi}{32} d_{\text{muñ.bie}}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{muñ.bie}}}{d_{\text{muñ.bie}}} \right)^4 \right] \quad (219)$$

Los factores de seguridad de los muñones de bancada de acero deben ser no menores que 2,5...3,0 (2,2...2,7 en caso de sobrealimentación). Los valores mínimos de los factores de seguridad para los muñones de biela son menores que en los muñones de bancada, debido a que los primeros tienen menores diámetros, así como a la influencia que ejerce la tensión de flexión. El aumento del diámetro del muñón de biela está limitado por el crecimiento de las masas giratorias.

1.6.4.1.4. Brazos. Los brazos del cigüeñal están sometidos a la flexión, tracción-compresión y torsión variables. Los factores de seguridad se determinan en los lugares de transición entre el brazo y los muñones en las curvas de acuerdo.

El momento que flexiona el brazo en el plano de la manivela (véase la figura 27) es

$$M_{flex.braz} = R_K 0,5(l_{\text{muñ.ban}} + h) \quad (220)$$

De tal forma que:

$$M_{flex.braz.máx} = R_{Kmáx} 0,5(l_{\text{muñ.ban}} + h)$$

$$M_{flex.braz.mín} = R_{Kmín} 0,5(l_{\text{muñ.ban}} + h)$$

Donde $l_{muñ.ban}$ es la longitud del muñón, h es el espesor del brazo, $R_{Tmáx}$ y $R_{Tmín}$ son los valores máximo y mínimo de las reacciones sobre los apoyos y se determinan durante el cálculo de los muñones de biela.

La compresión o tracción del brazo en la sección $I-I$ se efectúa por la fuerza

$$F_{brazo} = [Z_{máx} - (2Z_{bra.r} + Z_{muñ.bie} + Z_{b.r})]/2 \quad (221)$$

La tensión normal total de flexión y de compresión-tracción es

$$\sigma_{\Sigma} = M_{flex.brazo} / W_{\sigma.brazo} + F_{brazo} / A_{brazo}$$

Las tensiones normales máxima y mínima en la manivela se determinan por estas fórmulas:

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma máx} &= M_{flex.brazo.máx} / W_{\sigma.brazo} + F_{brazo.máx} / A_{brazo} \\ \sigma_{\Sigma mín} &= M_{flex.brazo.mín} / W_{\sigma.brazo} + F_{brazo.mín} / A_{brazo} \end{aligned} \quad (222)$$

Donde: $W_{\sigma.brazo}$ es el momento resistente a la flexión del brazo; $W_{\sigma.brazo} = bh^2/6$ (véanse las notaciones en la figura 27); A_{brazo} , el área de la sección del brazo que se considera para el cálculo; $A_{brazo} = bh$. El ancho del brazo b se adopta el correspondiente a la sección del radio de transición del muñón de biela.

Después de hallar σ_a y σ_m por la fórmula (126) se determina el factor de seguridad del brazo n_{σ} .

El coeficiente efectivo de concentración de tensiones en el radio de transición, en caso de flexión del brazo en el plano de la manivela, depende de la relación entre el radio mencionado y el espesor del brazo ρ/h y del solapado entre los muñones de biela y de bancada, así como de la relación entre el diámetro de las cavidades internas de los muñones y su diámetro exterior ($\delta_{muñ.bie}/d_{muñ.bie}$ y $\delta_{muñ.ban}/d_{muñ.ban}$)

A continuación se expone la variación de la función $K_{\sigma}/K_{d\sigma} = f(\rho/h)$ obtenida por vía experimental:

ρ/h	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
$K_{\sigma}/K_{d\sigma}$	3,7	2,9	2,5	2,2	2,0

La flexión del brazo en el plano perpendicular al codo, especialmente siendo los brazos elípticos y circulares, origina tensiones considerablemente menores a las tensiones obtenidas por la flexión en el plano de la manivela, por eso se determinan por lo común solo a título de comprobación.

La torsión del brazo se realiza por acción del momento

$$M_{tor.brazo} = R_T 0,5(l_{muñ.ban} + h) \quad (223)$$

$$M_{tor.máx.brazo} = R_{Tmáx} * 0,5(l_{muñ.ban} + h)$$

$$M_{tor.mín.brazo} = R_{Tmín} * 0,5(l_{muñ.ban} + h)$$

Los valores máximos y mínimos de la fuerza tangencial se obtienen de la tabla (cuadro 2). Posteriormente se calculan las tensiones

$$\tau_{máx.brazo} = \frac{M_{tot.máx.brazo}}{W_{\tau.brazo}} \quad y \quad \tau_{mín.brazo} = \frac{M_{tot.mín.brazo}}{W_{\tau.brazo}} \quad (224)$$

Donde: $W_{\tau.brazo}$ es el momento resistente a la torsión de una sección transversal rectangular del brazo; $W_{\tau.brazo} = \mu_{brazo} bh^2$. (206)

El coeficiente del momento μ_{brazo} se elige en función de la relación entre el ancho b de la sección a calcular del brazo y su espesor h y se presenta en la tabla 17.

Tabla 17. Valor de μ_{brazo} para distintas geometrías del brazo de cigüeñal

b/h	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
μ_{brazo}	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Fuente: Jovaj pág. 539

El ancho de la manivela se toma en la sección donde se hace la transición hacia el muñón de biela.

Después de hallar τ_a y τ_m se determina el factor de seguridad a la torsión del brazo según la fórmula (129). Para la sección del radio de transición se asume que la relación $K_\tau / \varepsilon_\tau \approx 2$.

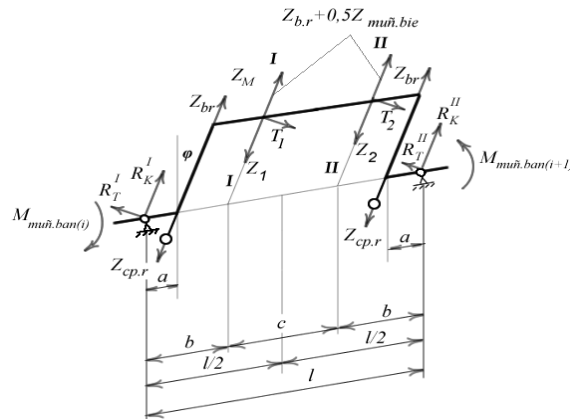
Los factores de seguridad para la torsión en los árboles con brazos redondos o elípticos resultan más elevados, por eso la influencia que ejercen sobre el factor de seguridad total es pequeña.

1.6.4.1.5. Cálculo de cigüeñales con disposición en serie de las bielas en el muñón.

Los muñones de un cigüeñal con apoyos cada dos cilindros se calculan a partir de los valores que tengan los momentos acumulados, siguiendo el mismo método planteado para los muñones de un cigüeñal con un codo entre cada par de cojinetes.

Para el cálculo de los muñones de biela y de los brazos se determina las reacciones en los apoyos, así como los momentos de torsión y flexión. En primer lugar se mostrará el cálculo para un cigüeñal con disposición en serie de las bielas en el muñón (figura 31).

Figura 31. Cigüeñal con bielas en serie entre apoyos.



En el apoyo izquierdo, la reacción debida a las fuerzas $Z_{b,r}$, Z_1 , $Z_{cp,r}$ y Z_M en el plano vertical es:

$$R_K^I = Z_1 + (Z_2 - Z_1)\frac{b}{l} - 0,5Z_r \quad (225)$$

Donde $Z_r = 2Z_{br} + Z_{muñ.bie} - 2Z_{cp} + 2Z_{bra.cig.r}$

Y para el apoyo derecho:

$$R_K^II = Z_2 + (Z_1 - Z_2)\frac{b}{l} - 0,5Z_r \quad (226)$$

Las reacciones a las fuerzas tangenciales en el plano horizontal resultan

$$R_r^I = T_1 + (T_2 - T_1)b/l \quad (227)$$

$$R_r^{II} = T_2 + (T_1 - T_2)b/l \quad (228)$$

Los momentos aumentantes en los muñones de bancada se determinan tomando en cuenta la acción simultánea en cada muñón de biela de las fuerzas que actúan en los cilindros.

$$\begin{aligned} M_{muñ.ban.2} &= T_1R + T_4R \\ M_{muñ.ban.3} &= T_2R + T_5R + M_{muñ.ban.2} \\ &\cdot \\ &\cdot \\ M_{muñ.ban.i} &= T_mR + T_nR + M_{muñ.ban.i} \end{aligned} \quad (229)$$

dependiendo del orden de encendido

1.6.4.1.6. Cálculo de cigüeñales con dos manivelas.

Para un cigüeñal con dos muñequillas de biela entre apoyos (figura 32) la reacción vertical en el apoyo izquierdo es:

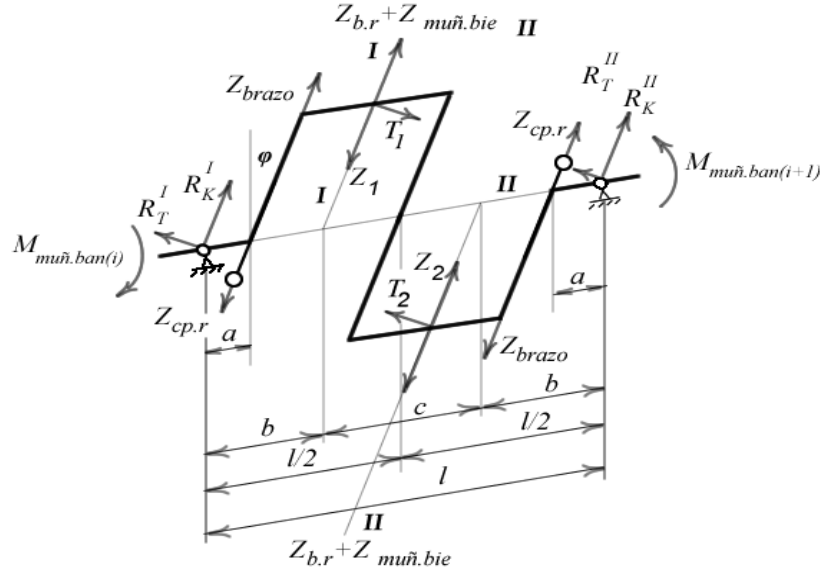
$$R_K^I = Z_1 + (Z_2 - Z_1)\frac{b}{l} - Z_K \quad (230)$$

Respectivamente la reacción en el apoyo derecho será:

$$R_K^II = Z_2 + (Z_1 - Z_2)\frac{b}{l} - Z_K \quad (231)$$

Donde:
$$Z_K = (Z_{b,r} + Z_{muñ.bie})c/l + (Z_{brazo,r} + Z_{cp,r}) \left[1 - \frac{2a}{l} \right] \quad (232)$$

Figura 32. Cigüeñal de dos manivelas entre apoyos.



Las reacciones R_T^I y R_T^{II} en el plano horizontal se determinan de las expresiones 227 y 228 considerando las direcciones de las fuerzas T_1 y T_2 .

Los momentos de flexión en el plano de la manivela, para el cálculo de las tensiones en el plano de acción de las fuerzas Z , se determinan para dos secciones.

Para la sección I-I:

$$M_K^{I-I} = R_K^I b + (Z_{brazo,r} - Z_{cp,r})(b - a) \quad (233)$$

Para la sección II-II:

$$M_K^{II-II} = R_K^{II} (b + c) + (Z_{brazo,r} - Z_{cp,r})(b + c - a) + (Z_{brazo} - Z_{muñ.bie} - Z_1)c \quad (234)$$

Análogamente en el plano perpendicular al plano de la manivela. El momento de flexión para la sección I-I:

$$M_T^{I-I} = R_T^{II} b \quad (235)$$

Para la sección II-II:

$$M_T^{II-II} = R_T^{II} (b + c) - T_1 c \quad (236)$$

El momento de torsión en los muñones de biela del cigüeñal resulta:

$$M_{\text{muñ.bie.i}} = M_{\text{muñ.ban.i}} + 0,5TR \quad (237)$$

Los momentos en los muñones de bancada para este tipo de configuración se determinan por las expresiones

$$\begin{aligned} M_{\text{muñ.ban.2}} &= T_1R + T_2R \\ M_{\text{muñ.ban.3}} &= M_{\text{muñ.ban.2}} + T_3R + T_4R \\ &\cdot \\ &\cdot \\ M_{\text{muñ.ban.i}} &= M_{\text{muñ.ban.i}} + T_{2i-1}R + T_{2i}R \end{aligned} \quad (238)$$

Para hallar los factores de seguridad se hallan los momentos máximos y mínimos actuantes y se calculan las tensiones en forma análogas a como se hizo para el cigüeñal con un codo entre cada dos cojinetes.

Para los brazos se calcula las tensiones normales producidas por los momentos de flexión M_T , M_K y por la fuerza F_{brazo} que estira o comprime el brazo. La torsión del brazo se produce por el momento $M_{\text{muñ.bie.i}}$. Las tensiones y los factores de seguridad de los brazos extremos de la manivela se calculan de la misma manera como se hizo para el cigüeñal con todos los apoyos posibles.

2. SIMULACIÓN DEL DISEÑO DE PIEZAS MÓVILES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

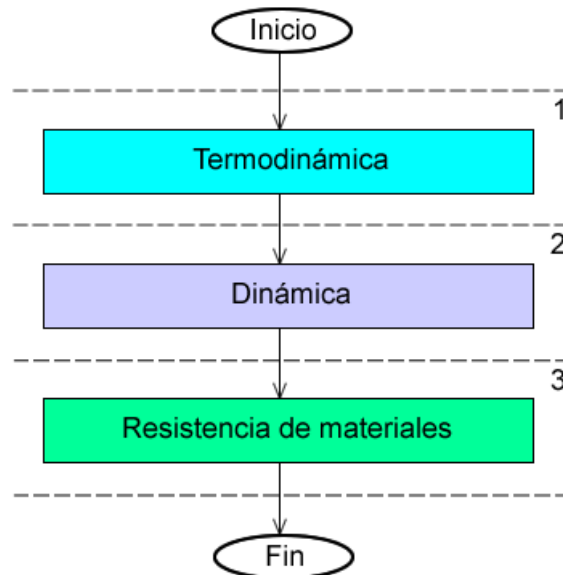
En este capítulo se describe la modelación matemática que permite simular el diseño de piezas móviles de Motores de Combustión Interna

2.1. PASOS PARA LA SIMULACIÓN DEL CICLO Y DEL DISEÑO DE PIEZAS MÓVILES DE MCI

En el software DIMOT se siguieron los pasos enumerados a continuación para simular el ciclo y hacer un esbozo del diseño geométrico básico de las piezas móviles de los motores

A modo general, el software tiene el siguiente flujo de información (ver figura 34):

Figura 33. Diagrama de flujo sencillo de una metodología de diseño



Cada uno de estos procesos se divide a su vez en varias fases.

Los parámetros necesarios para la simulación matemática son:

a. Geométricos: Número de cilindros i , relación de compresión ε , relación carrera/diámetro J , excentricidad e , relación entre la longitud de la manivela o brazo y la longitud de la biela manivela y la biela λ , velocidad media de la carga en el sistema de admisión w_{ad} .

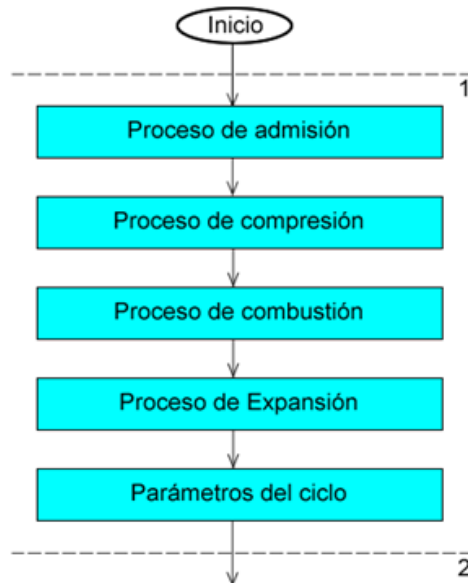
b. Termodinámicos: temperatura del aire en la entrada del sistema de admisión T_k , presión del aire a la entrada del sistema de admisión p_k , coeficiente de exceso de aire α_a , temperatura de los gases residuales T_r , presión de los gases residuales p_r , aumento de temperatura en el sistema de admisión ΔT , coeficiente politrópico de compresión, n_1 , coeficiente politrópico de expansión, n_2 , coeficiente de aprovechamiento de calor ξ_z , coeficiente de redondeamiento del diagrama φ_i , densidad del aire en la entrada del sistema de admisión ρ_k .

c. Composición química del combustible y el carburante: Poder calorífico inferior del combustible H_u , masa molecular media del combustible μ_c , porcentaje de carbono en el combustible C , porcentaje de hidrógeno en el combustible H_c , porcentaje de oxígeno en el combustible O_c , cociente entre el número de moles de H y de CO de los gases residuales K_r , masa molecular aparente del aire μ_a .

d. Datos principales del motor: potencia indicada N_i , coeficiente A de pérdidas mecánicas A , coeficiente B de pérdidas mecánicas B .

Teniendo los datos de entrada, se procede con las etapas de diseño. El flujo en la etapa termodinámica sigue el diagrama de la figura 35.

Figura 34. Etapa termodinámica de diseño



2. Teniendo en cuenta que en el modelamiento se hacen distintas suposiciones, el programa calcula mediante la ecuación (9) la cantidad teórica de aire en masa l_0 y molar L_0 necesaria para la combustión de 1Kg. de combustible y la cantidad de moles de mezcla fresca M_1 . Además, con los valores de α_a , K_r , L_0 calcula la composición química de los gases de combustión que se resume en las fracciones molares M_{CO} , M_{CO_2} , M_{H_2} , M_{H_2O} , M_{N_2} y también la cantidad total de moles del producto total M_2 . El programa decide cómo calcular estos valores dependiendo de si α_a es mayor o menor que 1.

Con los valores hallados de M_1 y M_2 se halla el coeficiente teórico de variación molecular μ_0 que será utilizado más tarde para hallar el real.

Por último se calcula el calor no desprendido en la combustión $(\Delta H_u)_{quím}$ por medio de la ecuación (31).

3. Para el cálculo de los parámetros del proceso de admisión se suministran los valores de p_k , ρ_k , $(\beta_{ad} + \xi_{ad})$, w_{ad} y se calcula p_a mediante la ecuación (35). A continuación, con los valores de T_k , ΔT , T_r , p_r , ε y p_a se halla el coeficiente de gases residuales γ_r mediante la ecuación (36) y posteriormente con este valor la temperatura T_a mediante la ecuación (40). En el intermedio ha de hallarse la eficiencia volumétrica η_v utilizando la ecuación (41).

4. Mediante las ecuaciones (42) y (43) y con los valores de T_a , p_a , n_1 y ε , se calcula la presión al final de la compresión p_c y la temperatura al final de la compresión T_c .

5. Con los valores de ξ_z , γ_r , U_c , $\gamma_r U_c^{\ddot{}}$ se halla el valor del lado izquierdo de la ecuación (48). No obstante, han de hallarse en este mismo apartado, anteriormente, los valores de la energía interna de la mezcla fresca U_c y de la energía interna de los productos de combustión $U_c^{\ddot{}}$ con los valores de las fracciones molares de los productos de combustión M_{CO} , M_{CO_2} , M_{H_2} , M_{H_2O} , M_{N_2} , sacando los valores de los calores específicos necesarios de la tabla C1 que se encuentra en los anexos.

El valor de μ_r para el cálculo del lado derecho de la ecuación se halla con la fórmula (49) teniendo μ_0 y γ_r .

Para hallar el valor del final de la combustión T_z se hace necesario interpolar en la tabla C2 el valor de la energía interna de los productos de combustión $U_c^{\ddot{}}$.

Obtenido este dato, se utiliza junto con p_c , T_c y μ_r para hallar el valor de la presión al final de la combustión p_z . El grado de elevación de la presión λ_p se encuentra usando la expresión (51), y la presión máxima $p_{z.redo}$ considerando el redondeamiento del diagrama según (52) teniendo el valor del coeficiente empírico de disminución de la presión φ_z supuesto por el usuario.

6. Con los valores de p_z , T_z , ε , n_2 , usando las fórmulas (53) y (54), se hallan los parámetros del proceso de expansión: la presión p_b y la temperatura T_b del final del proceso.

7. A partir de aquí se calculan los parámetros principales del motor. Obtenidos p_a , ε , n_1 , n_2 y λ_p , se halla la presión media indicada p_{ii} teórica por medio de la fórmula (59). Con el valor del coeficiente de redondeo o plenitud del diagrama φ_i se halla el valor de la presión media indicada real del ciclo p_i .

Con los parámetros A y B de las pérdidas mecánicas y con el valor de la velocidad media del pistón v_p elegido por el usuario, se calculan las pérdidas por fricción p_m de acuerdo a la fórmula (67).

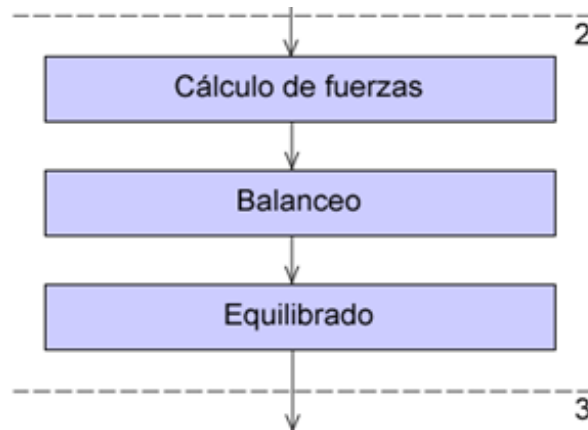
Teniendo este valor, se resta de p_i para obtener la potencia efectiva del motor p_e mediante (66).

Cuando ya se ha calculado este valor, se puede proceder a calcular los datos geométricos del motor. Con p_e , la potencia nominal N_e , el número de tiempos del motor τ , el número de cilindros i y las revoluciones, n puede hallarse el volumen de trabajo V_h de un cilindro por medio de una reordenación de la ecuación (69). Con el valor de V_h y la relación carrera/diámetro J se calculan el

diámetro D del cilindro y la carrera S . En este momento termina la etapa termodinámica.

A continuación se procede a la etapa dinámica del diseño. El diagrama de flujo para esta etapa se encuentra en la figura 36.

Figura 35. Etapa dinámica de diseño



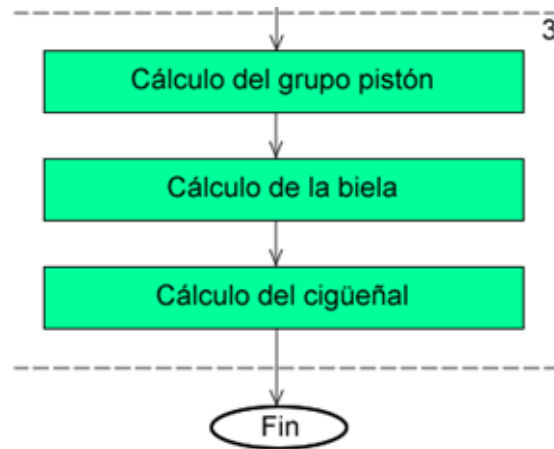
8. Con el valor de la relación λ entre la longitud del brazo de manivela y la longitud de la biela, la excentricidad e y la velocidad angular ω calculada a partir de las rpm dadas por el usuario, se calcula la aceleración del pistón a_p por medio de las ecuaciones (82) y (83). A partir de aquí la etapa dinámica se traslapa con la siguiente: la de cálculo de resistencia de materiales.

A continuación el programa necesita las masas de las partes para modelar las fuerzas de inercia y sumarlas a las fuerzas de presión de los gases. De esta forma se calcularán las fuerzas que actúan sobre el mecanismo. Un diagrama de la etapa de resistencia se encuentra en la figura 37.

9. A partir de las relaciones geométricas dadas en la tabla 11 se hace un modelo del pistón. Esto nos devuelve como dato la masa de la biela m_{biela} . A partir de las relaciones geométricas dadas en la tabla 12 se hace un modelo del bulón.

Esto nos devuelve como dato la masa del bulón $m_{bulón}$. Distintas combinaciones de estas masas sirven como referencia para calcular las fuerzas de inercia que actúan sobre el pistón y el bulón respectivamente según la ecuación (90).

Figura 36. Etapa de resistencia de materiales



Para el bulón, los datos geométricos calculados son d_H , d_B , y L_B . Los datos estructurales comprenden la presión específica en los apoyos del bulón con respecto a la biela $P_{bulón-biela}$ y al émbolo, el ajuste de montaje Δ , el máximo valor de la deformación con respecto al diámetro $\Delta d_{máx}$, y otros.

Para el pistón los datos geométricos calculados son $d_{cab.p}$, $d_{falda.p}$, h_{falda} , h_r , d_H , D_T , $d_{cab.p}$, $d_{falda.p}$, etc. Los datos estructurales comprenden los esfuerzos de flexión en la cabeza del pistón $\sigma_{flexión}$, los esfuerzos de flexión y compresión en la sección A-A de menor tamaño $\sigma_{p.AA}$ y $\sigma_{com.p.AA}$, los esfuerzos $\sigma_{flex.pis.r}$ y $\tau_{flex.pis.r}$ para el primer tabique, la presión específica sobre la falda P_{falda} .

10. Teniendo estos valores, el diseñador debe proveer los datos geométricos correspondientes a la biela, que pueden ser hallados en la tabla 13, para poder

modelarla y encontrar de este modo m_b . Esta masa se divide en una masa concentrada con movimiento alternativo $m_{b,p}$ y otra con movimiento rotativo en el muñón de biela $m_{b,r}$. Para hacer esto el usuario elige la distancia al centro de masa escogiendo el porcentaje que le corresponde a cada una de la masa m_b . Distintas combinaciones de estas masas con m_{biela} y $m_{buló}$ sirven como referencia para calcular las fuerzas de inercia que actúan sobre la biela mediante la ecuación (90).

Para la biela, los datos geométricos calculados son b_b, h_b, a, D_1, d, C_B y otros. Los datos estructurales comprenden los esfuerzos en las secciones *I-I*, correspondiente al pie de biela, *II-II*, correspondiente al cuerpo de biela, y *III-III*, correspondiente a la cabeza de biela. Para cada una de estas secciones se ha de calcular un factor de seguridad a la fatiga n_σ .

10. Teniendo el valor de la masa de la biela concentrada en el muñón de biela del cigüeñal m_{br} , se procede a hacer un modelo para hallar la masa del cigüeñal concentrada en esa misma área. Para eso se hace un modelo que tenga en cuenta la masa del muñón de biela $m_{muñ.bie}$ y la del brazo de manivela m_{brazo} . Los datos de entrada son las proporciones que se toman de la tabla 15.

Para el cigüeñal, los datos geométricos calculados son $d_{muñ.bie}, d_{muñ.ban}, h, b, D_1$, y otros. Ambas masas se concentran en el muñón de biela por medio de operaciones simples y la fuerza de inercia rotativa Z_R se calcula según la ecuación (91). Esta fuerza de inercia se suma a las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo Z y T que se transmiten por medio de la biela. Con estas fuerzas se calculan los momentos torsores sobre los muñones de bancada $M_{muñ.ban}$ y sobre los muñones de biela $M_{muñ.bie}$. Con los datos geométricos y estructurales se halla el muñón más cargado, o con mayor ΔM .

Con los valores del $\Delta M_{m\acute{a}x}$ junto con los de los momentos de resistencia W de las partes del cigüeñal, que se basan en la geometría, se hallan los factores de seguridad a la fatiga del cigüeñal.

3. SOFTWARE PARA LA ENSEÑANZA DE LA METODOLOGIA DE DISEÑO DE PIEZAS MÓVILES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA (DIMOT)

Haciendo uso de la teoría antes vista, se creó el software DIMOT cuya finalidad será complementar la asignatura Máquinas Térmicas Alternativas que se imparte en la Universidad Industrial de Santander en el área de diseño, que no se abarca con profundidad.

3.1 PLATAFORMA DE DESARROLLO

Para llevar a cabo esta labor, se escogió Visual Basic 6.0 debido a su versatilidad y a su uso extendido dentro de nuestro medio, lo que hace posible el intercambio del código final para mejorar el programa.

3.1.1. CARACTERÍSTICAS DE VISUAL BASIC 6.0

Visual Basic 6.0 es un lenguaje de programación desarrollado por Microsoft Visual Basic es un lenguaje visual que descende del lenguaje de programación BASIC. Su primera versión fue presentada en 1991 con la intención de simplificar la programación utilizando un ambiente de desarrollo completamente gráfico que facilitara la creación de interfaces gráficas y en cierta medida también la programación misma. Es un lenguaje de fácil aprendizaje pensado tanto para programadores principiantes como expertos, guiado por eventos, y centrado en un motor de formularios poderoso que facilita el rápido desarrollo de aplicaciones gráficas.

La palabra “visual” hace referencia al método que se utiliza para crear la interfaz gráfica de usuario (GUI). En lugar de escribir numerosas líneas de código para describir la apariencia y la ubicación de los elementos de la interfaz, simplemente puede agregar elementos prefabricados en su lugar dentro de la pantalla

permitiendo al programador construir la interfaz de usuario visualmente, utilizando el ratón del computador, en vez de crearla a partir d código escrito.

En Visual Basic, el IDE (Ambiente de Desarrollo Integrado) consta de un editor de código, un depurador, una barra de herramientas, un editor de imágenes y una barra de Bases de Datos. Esta aplicación ofrece al programador un conjunto de herramientas que operan en armonía y se complementan. El resultado es un desarrollo de aplicaciones complejas más rápido y con menos errores.

Las siguientes son algunas de sus ventajas

- Visual Basic es un lenguaje simple y por tanto fácil de aprender.
- Su mayor facilidad radica en la creación de formularios mediante el arrastre de controles.
- La sintaxis está cercana al lenguaje humano.
- Es un lenguaje centrado en conseguir en el menor tiempo posible los resultados deseados, por eso mismo su mayor uso está en las pequeñas aplicaciones, como gestión de bares, empresas, restaurantes...
- Gran parte del trabajo en el diseño de formularios está realizado, gracias a la gran gama de controles incorporados junto al lenguaje que ahorran costes de tiempo de desarrollo.
- Permite crear controles personalizados fácilmente del mismo modo que el diseño de formularios.

3.1.2. DECLARACIÓN DE VARIABLES EN VISUAL BASIC

En principio cada objeto de Visual Basic 6.0 debe tener un nombre, por medio del cual se hace referencia a dicho objeto. El nombre puede ser el que el usuario desee,

e incluso Visual Basic 6.0 proporciona nombres por defecto para los diversos controles.

Los nombres por defecto no son adecuados porque hacen referencia al tipo de control, pero no al uso que de dicho control está haciendo el programador. Por ejemplo, si se utiliza una barra de desplazamiento para introducir una temperatura, conviene que su nombre haga referencia a la palabra temperatura, y así cuando haya que utilizar ese nombre se sabrá exactamente a qué control corresponde. Un nombre adecuado sería por ejemplo *hsbTemp*, donde las tres primeras letras indican que se trata de una *horizontal scroll bar*, y las restantes (empezando por una mayúscula) para definir que se trata de una temperatura. Seguir estas reglas permitirá la identificación rápida del parámetro correspondiente a una variable y la creación rápida de nombres de variables a partir de los nombres de los parámetros

3.1.3. NOMBRES DE VARIABLES EN DIMOT

A menos que se indique lo contrario para un caso particular, la declaración de variables, tomada de las denominaciones de los parámetros presentes en el programa, se hará siguiendo la siguiente convención: *se utilizan siempre las cuatro primeras letras de las palabras consecutivas del parámetro (la primera mayúscula, a modo de separación) para formar una nueva palabra que será el nombre de la variable*. Ejemplo: El parámetro “Diámetro del Cilindro” corresponde a la variable DiamCili en el código de Visual Basic. La tabla 18 muestra tres ejemplos.

Tabla 18. Ejemplo de declaración de variables en Dimot para Visual Basic

Parámetro	Nombre de la variable en VB
Velocidad angular del cigüeñal	VeloAnguCigu
Diámetro del Cilindro	DiamCili
Relación de compresión	RelaComp

¿Con qué intención se utilizan estos nombres en el software DIMOT? Con la intención de que el código fuente esté disponible para mejoras futuras. La figura 33 muestra una parte del código utilizado para calcular los principales parámetros de funcionamiento del motor. Nótese que los nombres de las variables son genéricos.

Figura 37. Parte del código fuente utilizado en el software DIMOT

```
RelaCarrDiam = txtRelaCarrDiam.Text
If RelaCarrDiam < 1 Then
FracPIVencPist = MSFlexGrid2.TextMatrix(1, 1) +
MSFlexGrid2.TextMatrix(2, 1) * VeloMediPist
Else
FracPIVencPist = MSFlexGrid2.TextMatrix(1, 2) +
MSFlexGrid2.TextMatrix(2, 2) * VeloMediPist
End If
'*****'ecuación 215 pág 176 E85
PresMediEfec = PresMediIndiReal - FracPIVencPist
'*****'ecuación 218 pág 177 E86
RendMeca = PresMediEfec / PresMediIndiReal
'ecuación 211 pág 174 E87
ConsEspeIndiComb = 3600 * RendVolu * DensCargAdmi /
(PresMediIndiReal * CoefExceAire * CantTeorAireMasa)
'E88
ConsEspeEfecComb = ConsEspeIndiComb / RendMeca
'*****'ecuación 212 pág. 174 E89
RendIndiCicl = 3600 / (ConsEspeIndiComb * PodeCaloInfe)
'ecuación 222 pág 178 E90
RendEfecCicl = RendIndiCicl * RendMeca
'E91
ConsHoraComb = ConsEspeEfecComb * PoteNomi / 1000
```

3.2. DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DIMOT

Se busca que DIMOT sea la herramienta de diseño que le permita al estudiante desarrollar la capacidad de analizar comportamientos y resultados gráficos, ya que muchos se dan de esta forma en el programa. En este capítulo se muestra una descripción general del software, en el que se analiza el flujo de información dentro del mismo desde la introducción de de datos hasta la obtención de resultados.

3.2.1. ESQUEMA GENERAL.

El esquema general de la figura 38 muestra el proceso de operaciones que ejecuta el programa, para las distintas etapas de la metodología de diseño, Para permitir mayor interactividad con el usuario, el proceso no consta de un paso único.

Figura 38. Estructura general de los procesos del programa.



3.2.1.1. Procedimiento de Introducción de datos:

Para las distintas etapas (véase la figura 34), el procedimiento de introducción de datos es primordial para la simulación de los sistemas particulares. La introducción de datos es siempre amena y permite al usuario visualizar todos los datos que ha introducido, así como realizar correcciones si es necesario.

La introducción de datos se lleva a cabo en cinco pasos:

- a. Introducción de *datos generales*.
- b. Introducción de *datos para el modelo del bulón*.
- c. Introducción de *datos para el modelo del pistón*.
- d. Introducción de *datos para modelo de la biela*.
- e. Introducción de *datos para modelo del cigüeñal*.

3.2.1.2. Procesamiento de datos: Es la parte central del programa. Consiste de fórmulas e iteraciones para lograr los resultados esperados procesando la información dad por el usuario.

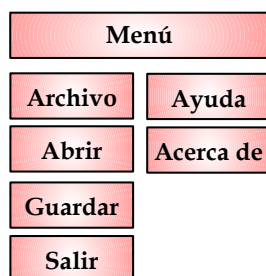
3.2.1.3. Presentación de resultados:

La última fase de cada una de las etapas es la presentación de los resultados de todo el modelamiento, que se dan en forma de gráficas o tablas.

3.2.2. DESCRIPCION DE LOS MENÚS Y CUADROS DE DIÁLOGO.

El programa Dimot fue concebido mediante visual Basic para ser usado en una plataforma de Windows, mostrando ventanas de intercambio de información que permite captar la atención de los usuarios. Para ello se crearon una serie de menús que permiten escoger la operación que desea realizar la persona que esta utilizando a Dimot. El diagrama de los menús se ve en la figura 39.

Figura 39. Diagrama de opciones del menú



3.2.2.1 Menú archivo: El programa Dimot posee una serie de comandos que permiten al usuario trabajar en archivos previamente guardados, guardar archivos de datos o simplemente salir en el momento en que lo desee.

3.2.2.1.1. Comando Abrir: Permite abrir un archivo que ha sido guardado previamente.

3.2.2.1.2. Comando Guardar: Si el usuario tiene que salir del programa este comando le permite salvar los datos del ejercicio que estaba desarrollando.

3.2.2.1.3. Comando Salir: Brinda una salida fácil y rápida del programa en caso de que así se requiera.

3.2.2.2. Menú Acerca de. Este menú contiene enlaces a información pertinente a cerca del software que no tiene incidencia alguna en el procesamiento de los datos.

3.2.2.2.1 Comando Ayuda: El programa Dimot contiene un sistema de ayuda en línea que permite al usuario aprender a utilizar la aplicación.

3.2.2.2.2. Comando Acerca de: Abre una ventana que muestra información acerca el contrato de licencia del programa, así como de sus autores.

3.2.3. DESCRIPCIÓN DE LAS PANTALLAS DEL SOFTWARE.

Dimot presenta una amplia gama de pantallas. Están organizadas en formas de “pestañas” por medio de un control apropiado de Visual Basic. A continuación se dará una pequeña presentación de algunas de ellas indicando como se llega a ellas y que información se puede obtener en las mismas.

3.2.3.1. Pantalla de presentación.

En esta pantalla se puede visualizar el nombre del programa y su finalidad.

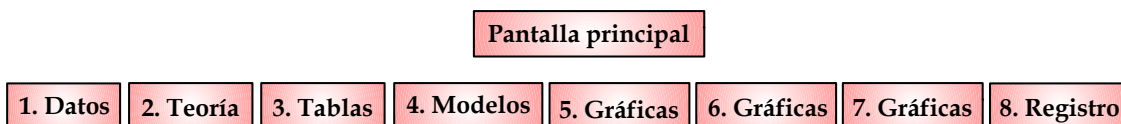
Figura 40. Pantalla de presentación de Dimot



3.2.3.2 Pantalla principal.

La pantalla principal está organizada por medio de un control por “pestañas” que se puede utilizar en Visual Basic. Consta de 8 “pestañas” según se ve en la figura 41. Además consta de un control que da información útil al usuario cuando se pasa por encima del nombre de la variable el ratón del computador.

Figura 41. Descripción de las pestañas de la presentación principal



3.2.3.2.1. Pestaña 1. Datos. Permite al usuario empezar a interactuar con el programa ya que es donde se ingresan los primeros datos o *datos generales*. (ver figura 42)

Figura 42. Pestaña [1. Datos] en la pantalla principal

The screenshot shows the '1. Datos' (Data) tab of the DIMOT software. It is divided into several sections:

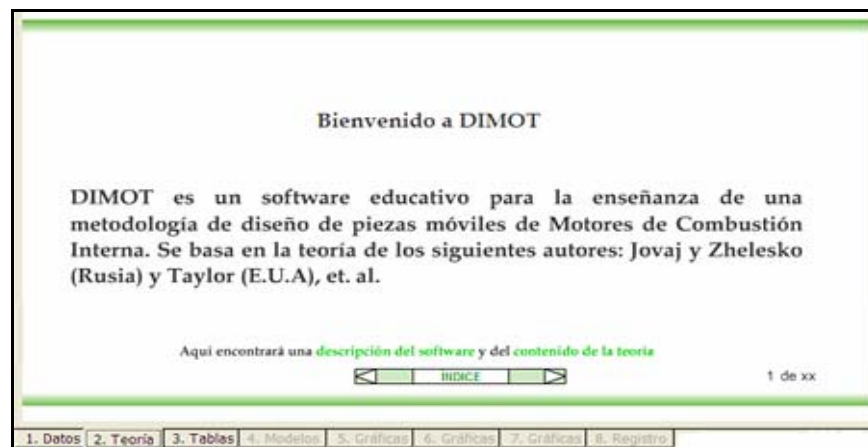
- Combustible:** A dropdown menu set to 'ETANOL'.
- Unidades:** A dropdown menu set to 'SI/MKS'.
- Table:** A table with columns 'Valor' and 'Unidades'.

Valor	Unidades
Poder calorífico	44 MJ/kg
Masa molecular	113
C	0,85 %
H	0,15 %
O	0 %
- Datos Básicos:**
 - RPM del motor: 5200
 - Potencia indicada [Kwh]: 80
 - Relación de compresión: 8,5
 - Número de cilindros: 6
 - Coefficiente de exceso de aire: 0,9
 - Poder Calorífico Inferior [MJ/kg]: 44
 - Masa molecular media: 114
 - Coefficiente K: 0,5
 - Masa molecular aparente: 28,96
 - Porcentaje oxígeno en el aire en masa: 0,23
 - Porcentaje oxígeno en aire en volumen: 0,209
 - Velocidad media del pistón: 13,5
 - R/L: 0,28
 - Excentricidad: 0
- Datos termodinámicos:**
 - Aumento de temperatura [Celsius]: 15
 - Temperatura gases residuales [Celsius]: 1050
 - Presión Gases Residuales [MPa]: 0,12
 - Coef. resistencia + Coef. Amortiguación: 3
 - Velocidad media carga en entrada [m/s]: 90
 - Presión a la entrada [MPa]: 0,1
 - Temperatura a la entrada [Celsius]: 288
 - Cpmezcla/Cpproductos: 1
 - Coefficiente de recarga: 1
 - Coefficiente politrópico de compresión: 1,34
 - Coefficiente politrópico de expansión: 1,24
 - Coefficiente de aprovechamiento del calor: 0,85
 - Coefficiente redondeamiento del diagrama: 0,97
 - Relación Carrera/Diámetro [S/D]: 0,9
- Bottom right table:**

	S/D<1	S/D>1
Coefficiente A de pérdidas mecánicas	0,04	0,05
Coefficiente B de pérdidas mecánicas	0,0135	0,0155
- Navigation bar:** 1. Datos (selected), 2. Teoría, 3. Tablas, 4. Modelos, 5. Gráficas, 6. Gráficas, 7. Gráficas, 8. Registro.

3.2.3.2.2. Pestaña 2. Teoría. Brinda a los usuarios una ayuda sobre la teoría acerca de la metodología de diseño de piezas móviles que se utiliza en Dimot. Puede verse en la figura 43.

Figura 43. Pestaña [2. Teoría] en la pantalla principal



3.2.3.2.3. Pestaña 3. Tablas. En esta pestaña se puede obtener información adicional para llenar datos de entrada. Contiene a su vez un control con tres pestañas. Puede verse en la figura 44.

Figura 44. Pestaña [3. Tablas] en la pantalla principal

Radios de diseño de motores para automóviles													
No.	Cilindros		Pistones				Bielas			Cigüeñal			
	Diámetro	S/b	l/b	p/b	h/b	Nc	L/R	B/b	W /P	P/b	M/b	w /M	t/b
1	Carrera												
2	3,88 3,53	0,91	1,02	0,24	0,43	2	3,2	0,09	0,4	0,51	0,59	0,44	0,39
3	3,5 2,94	0,715	0,92	0,26	0,46	2	3,2	-	0,38	0,61	0,65	-	-
4	3,41 3,13	0,915	0,96	0,26	0,47	2	3,7	-	0,45	0,64	0,81	-	-
5	4,13 4	0,97	0,85	0,24	0,4	2	3,3	-	0,36	0,55	0,73	-	-
6	4 2,88 3,88 3,25	0,74	0,88	0,23	0,36	2	3,6	-	0,34	0,53	0,56	-	-
12		0,84	0,91	0,24	0,48	2	3,5	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,25

1. Materiales 2. Proporciones 3. Cálculos

1. Datos 2. Teoría 3. Tablas 4. Modelos 5. Gráficas 6. Gráficas 7. Gráficas 8. Registro

3.2.3.2.3.1. Materiales. Contiene una imagen con las propiedades de interés de los materiales que se utilizan en la fabricación de piezas móviles de MCI.

3.2.3.2.3.2. Proporciones. Contiene una tabla que muestra las proporciones relativas de motores de automóviles comerciales, como guía e información para el usuario.

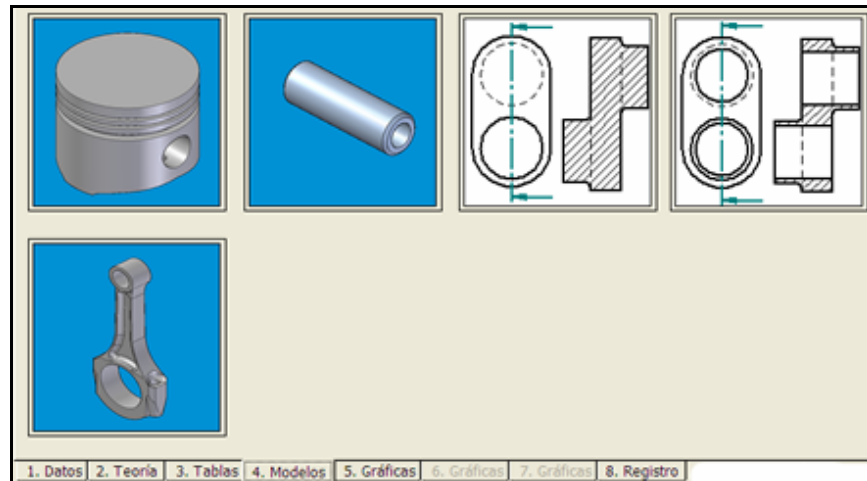
3.2.3.2.3.3. Cálculos. Contiene una tabla con la información de los datos variables en el tiempo, o dependientes del ángulo de giro del cigüeñal, como podrían ser las fuerzas tangenciales a la manivela o el torque sobre los muñones. Se activa solo cuando ya se han hecho ciertos cálculos.

3.2.3.2.4. Pantalla 4. Modelos. Da una visualización gráfica de los distintos elementos que se van a diseñar en Dimot. Una imagen de esta pestaña puede verse en la figura 45. Al dar clic sobre las imágenes individuales, estas se activan. Al dar doble clic, se pasa a otros formularios. Estos formularios son cuatro.

1. Formulario de ingreso de datos del bulón
2. Formulario de ingreso de datos del pistón

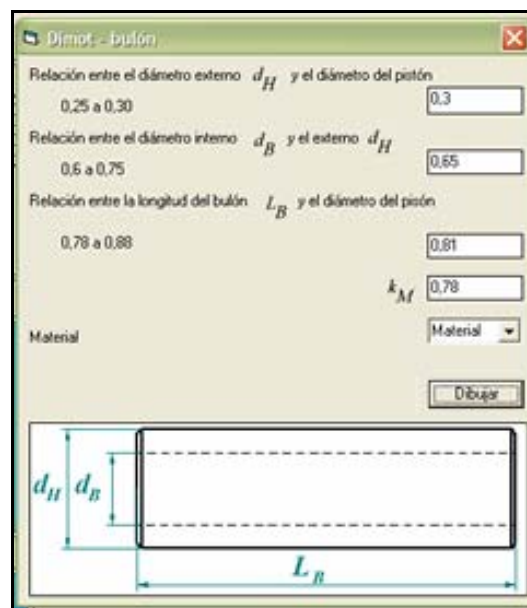
- 3. Formulario de ingreso de datos de la biela
- 4. Formulario de ingreso de datos del cigüeñal.

Figura 45. Pestaña [4. Modelos] en la pantalla principal



3.2.3.2.4.1. Formulario de ingreso de datos del bulón (figura 46). Aquí se introducen los *datos para el modelo del bulón*. Después se oprime el botón dibujar y los resultados se ven en el registro.

Figura 46. Formulario de ingreso de datos del bulón



3.2.3.2.4.2. Formulario de ingreso de datos del pistón (figura 47). Aquí se introducen los *datos para el modelo del pistón*. Después se oprime el botón dibujar y los resultados se ven en el registro.

Figura 47. Formulario de ingreso de datos del pistón

Variable	Unidad / Rango	Valor Ingresado
Altura/Diámetro del pistón H	0.9 a 1.2	1.15
Altura de la zona de fuego/Diámetro del pistón h_f	0.06 a 0.09	0.075
Diámetro del bulón/Diámetro del pistón d_H	0.24 a 0.28	0.26
Distancia entre los tetones del pistón/Diámetro del pistón D_T	0.25 a 0.35	0.37
Altura del primer tabique h_p		0.05
		0.1
Altura de la falda del pistón h_{falda}	0.06 a 0.09	0.75
		0.7
Temperatura del cilindro		112
Temperatura de la cabeza del pistón		227
Temperatura de la falda del pistón		187
Material	material	
Dibujar		
RPM máximas		
RPM nominal 5200 Velocidad nominal = 544,54		5800
Massa encima de la sección AA		0.5
		0.72

Altura de la zona de fuego

3.2.3.2.4.3. Formulario de ingreso de datos de la biela (figura 48). Aquí se introducen los *datos para modelo de la biela*. Después se oprime el botón dibujar y los resultados se ven en el registro.

Figura 48. Formulario de ingreso de datos de la biela

Dibujar de la biela

Diámetro externo del pie/Diámetro del pistón	0.3
Ancho del pie/ Diámetro del pistón a	0.3625
Ancho de la cabeza de biela	0.35
Ángulo de anclaje del pie de biela ψ_2	110
Diámetro interno cabeza de biela/Diámetro del pistón D_I	0.6
Distancia entre los pernos C_B	0.8
Ancho de la sección transversal	0.3
Espesor de la sección transversal	0.2
X de los pernos	0.21
Masa de la biela	0.21
Material	
	0.21
Temperatura de trabajo del bulón	110
	0.28
	Dibujar

3.2.3.2.4.3. Formulario de ingreso de datos del cigüeñal (figura 49). Aquí se introducen los *datos para modelo del cigüeñal*. Después se oprime el botón dibujar y los resultados se ven en el registro.

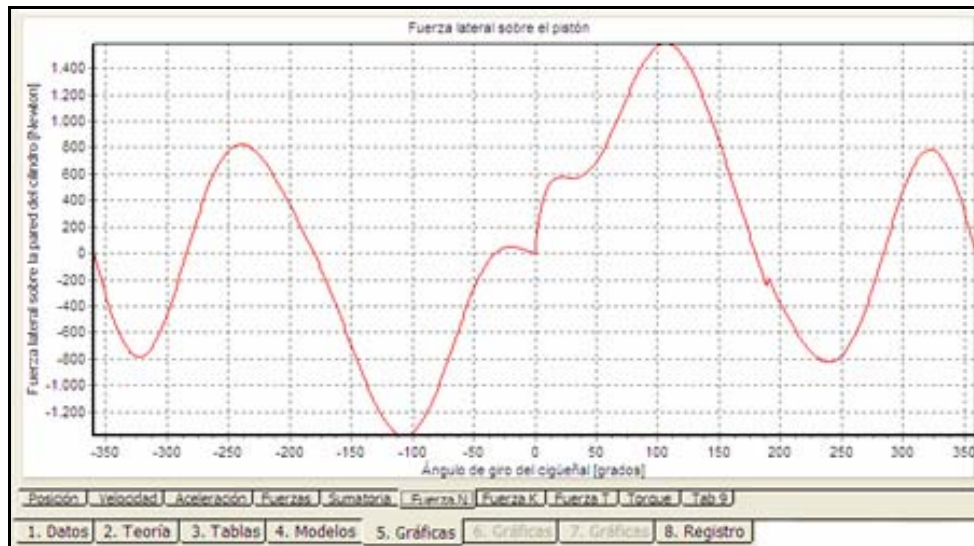
Figura 49. Formulario de ingreso de datos del cigüeñal

Dibujar - cigüeñal

	Dibujar
Diámetro muñón de biela/ Diámetro del pistón	0.51
Diámetro muñón de bancada/ Diámetro del pistón	0.39
Espesor del brazo/ Diámetro del pistón	0.44
Diámetro muñón de biela/ Diámetro del pistón	0.33
Material	
<input checked="" type="radio"/> Cigüeñal en línea	Ver 1 2 3 4 5 6
<input type="radio"/> Dos manivelas por apoyo	Ver 1 3 4 2 1 1
<input type="radio"/> Dos bielas por muñón	Ver 1 4 2 5 3 5

3.2.3.2.5. Pestaña 5. Gráficas. Es una pantalla de salida de datos en forma grafica que deben ser analizados por el usuario. Se puede ver en la figura 50.

Figura 50. Pestaña [5. Gráficas] en la pantalla principal



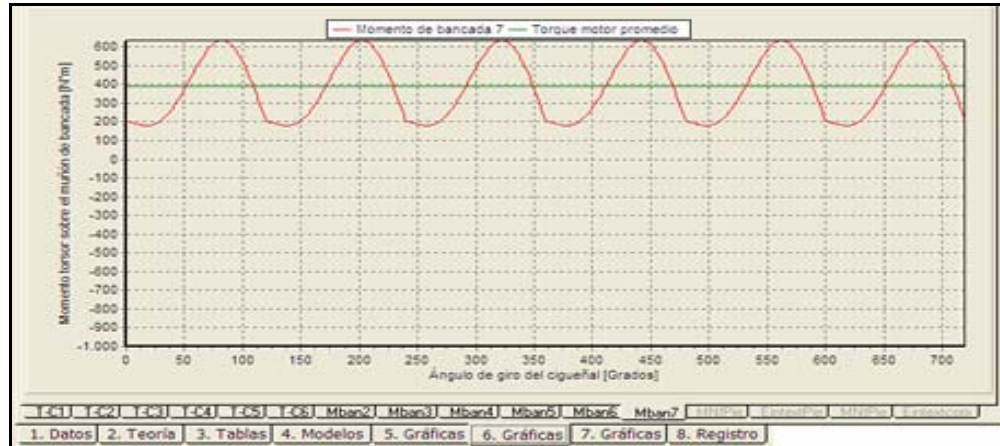
Contiene a su vez un control con 9 pestañas en el siguiente orden

1. Posición del pistón
2. Velocidad del pistón
3. Aceleración del pistón
4. Fuerzas de inercia alternativas.
5. Sumatoria de fuerzas de inercia y de presión de gas.
6. Fuerza N lateral sobre el pistón.
7. Fuerza K longitudinal sobre la biela.
8. Fuerza T tangencial a la manivela
9. Torque M_t sobre el eje del cigüeñal

Las pestañas 4 a 9 se activan solo cuando ya se han calculado las masas del pistón y del bulón.

3.2.3.2.6. Pestaña 6. Gráficas. Es una pantalla de salida de datos en forma grafica que deben ser analizados por el usuario (vea la figura 51).

Figura 51. Pestaña [6. Gráficas] en la pantalla principal



Contiene a su vez un control con 16 pestañas en el siguiente orden.

1. Fuerza tangencial para el 1er cilindro
2. Fuerza tangencial para el 2do cilindro
3. Fuerza tangencial para el 3er cilindro
4. Fuerza tangencial para el 4to cilindro
5. Fuerza tangencial para el 5to cilindro
6. Fuerza tangencial para el 6to cilindro
7. Momento torsor para el 2do muñón de bancada
8. Momento torsor para el 3er muñón de bancada
9. Momento torsor para el 4to muñón de bancada
10. Momento torsor para el 5to muñón de bancada
11. Momento torsor para el 6to muñón de bancada
12. Momento torsor para el 7mo muñón de bancada
13. Momentos y fuerzas normales para el pie de biela en tensión
14. Esfuerzos en la fibra interna y externa para el pie de biela en tensión
15. Momentos y fuerzas normales para el pie de biela en compresión

16. Esfuerzos en la fibra interna y externa para el pie de biela en compresión

La activación de estas pestañas depende de las opciones que ha escogido el usuario en cuanto a orden de encendido.

3.2.3.2.7. Pestaña 7. Gráficas. Es una pantalla de salida de datos en forma grafica que deben ser analizados por el usuario. Se puede ver en la figura 52.

Figura 52. Pestaña [7. Gráficas] en la pantalla principal



Contiene a su vez un control con 6 pestañas.

1. Momento torsor para el 1er muñón de biela
2. Momento torsor para el 2do muñón de biela
3. Momento torsor para el 3er muñón de biela
4. Momento torsor para el 4to muñón de biela
5. Momento torsor para el 5to muñón de biela
6. Momento torsor para el 6to muñón de biela

La activación de estas pestañas depende de las opciones que ha escogido el usuario en cuanto a orden de encendido.

3.2.3.2.8. Pestaña 8. Registro. Muestra los resultados en forma de tabla la cual puede ser extraída por medio de Microsoft Excel para un manejo más fácil. Se puede ver en la figura 53.

Figura 53. Pestaña [8. Registro] en la pantalla principal

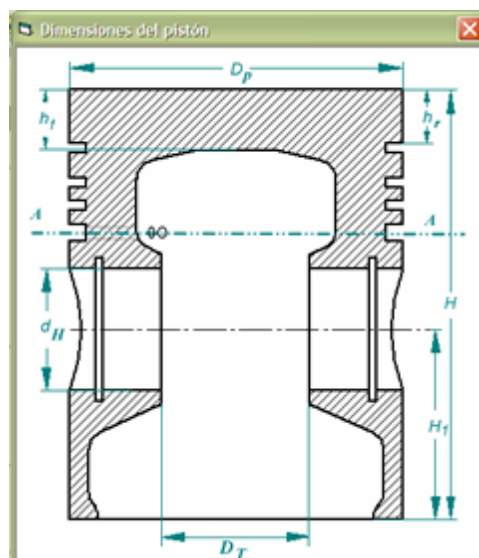
Parámetro	Valor
1 Potencia nominal	80.00
2 Radio de la manivela	37.00
3 Revoluciones por minuto del cigueñal	5200
4 Longitud de la biela	132.14
5 Desplazamiento del plano del pistón	0.00
6 Masa molecular media de la gasolina	114.00
7 Diámetro del cilindro	82.66
8 Incremento de temperatura en la entrada	15.00
9 Temperatura de los gases residuales	1,050.00
10 Presión de los gases residuales	0.12
11 Coeficiente γ de entrada	3.00
30 Presión al final de la admisión	0.085
31 Temperatura al final de la admisión	343.436
32 Presión al final de la compresión	1.501
33 Temperatura al final de la compresión	710.964

Copiar a excel

1. Datos 2. Teoría 3. Tablas 4. Modelos 5. Gráficas 6. Gráficas 7. Gráficas 8. Registro

3.2.3.2.9. Pantallas adicionales: son pantallas que se muestran cuando se requiere de información adicional al ingresar datos o analizar los resultados. Como ejemplo está el formulario de la figura 54, que se abre junto con el formulario de introducción de datos del pistón para informar mejor al usuario.

Figura 54. Formulario de dimensiones del pistón



3.3. DESCRIPCIÓN DEL METODO DE CÁLCULO USADO.

El programa esta basado en metodologías de autores reconocidos como Jovaj, Zhelesko, Taylor y otros. Por lo tanto las ecuaciones que se utilizaron para realizar los procesos tienen buen fundamento teórico.

Las herramientas que se encargan de hallar los valores son programas como Visual Basic y Solid edge, los cuales permiten una mayor rapidez y evita que se cometan errores humanos.

3.4. LIMITACIONES DEL SOFTWARE.

Existen mensajes de información de error y de advertencia, además de comentarios, los cuales aparecen en la pantalla. Los mensajes de error aparecen en caso de que el usuario copie desde el portapeles datos que no sean 'únicamente de información numérica. No obstante, el programa tiene un código que impide que el usuario escriba este tipo de información directamente.

La mayoría de los errores se dan por salirse del rango en los datos de entrada. Debido a ello el usuario debe ser cuidadoso al ingresar los datos

4. VALIDACIÓN DE LA METODOLOGÍA POR COMPARACIÓN MEDIANTE INGENIERÍA INVERSA

Para validar los resultados del software, se procede a realizar una comparación entre los datos arrojados por el software y los obtenidos de piezas reales de un motor de un automóvil comercial de la marca Renault Modelo 12TS.

Los datos básicos de este tipo de motor se encuentran en la tabla 19.

Tabla 19. Datos técnicos del motor de un automóvil Renault 12 TS

Motor		
	R12 L/TL	R12 TS
Tipo de motor	4-tiempos, 4-cilindros en línea, camisa mojada	
Número de tipo de motor	810	
Localización	Longitudinal, en frente de las ruedas	
Diámetro x Carrera [mm]	73 x 77	
Capacidad cúbica [cm ³]	1289	
Potencia [kW] @ [rpm]	40 @ 5250	44 @ 5500
Torque [Nm] @ [rpm]	94 @ 3000 (<75) 86 @ 3000 (>75)	96 @ 3500 (<75) 91 @ 3500 (>75)
Compresión : 1	8,5 (<75) 9,5 (>75)	9,5
Orden de encendido	1 - 3 - 4 - 2	
Fuente: www.geocities.com/Motorcity/Show/9396/r12/techdt12.htm		

De esta tabla, usamos los siguientes datos:

Potencia nominal= 44KW

Revoluciones por minuto nominales= 5500RPM

Relación Carrera/Diámetro = $77/73 = 1,054$

Relación de compresión = 9,5

Estos valores se cargan en la pestaña 1. Datos de la pantalla principal junto con otros valores proporcionados por el usuario.

4.1 Comparación de resultados de DIMOT con resultados reales del émbolo

Figura 55. Pistón de un motor comercial



PARTE	MEDIDA REAL	MEDIDA DIMOT	%Error	Unidades
Diámetro D_p	72,6	72*	-0,82	mm
Altura H	62,1	64,8	4,34	mm
Altura de la zona de fuego h_f	7,2	5,4	-25	mm
Altura del primer tabique h_r	7,2	4,68	-35	mm
Altura de la parte directriz h_{falda}	38,0	46,8	23,15	mm
Distancia entre los tetones para los bulones flotantes D_T	25,2	21,6	-14,28	mm
Masa del pistón	270,9	270	-0,33	Gramos
* Redondeado				

4.2 Comparación de resultados de DIMOT con resultados reales del bulón

Figura 56. Bulón de un motor comercial



BULÓN				
PARTE	MEDIDA REAL	MEDIDA DEL SOFTWARE	%Error	UNIDADES
Diámetro externo	20	18	-10	mm
Diámetro interno	11,8	11,7	-0,84	mm
Longitud	63,9	59,76	-6,47	mm
Masa del bulón	98,3	68	-30,82	Gramos

4.3. Comparación de resultados de DIMOT con resultados reales de la biela

Figura 57. Biela de un motor comercial



BIELA				
PARTE	MEDIDA REAL	MEDIDA DEL SOFTWARE	%Error	UNIDADES
Diámetro D_p externo cabeza de biela.	29,9	26,07	-12,80	mm
Diámetro interno pie de biela.	19,8	21,13	6,71	mm
Ancho del pie de biela.	21,8	25,2	15,59	mm
Ancho de la cabeza de biela.	22	26,1	18,63	mm
Diámetro interno de la cabeza de biela.	47,3	43,2	-8,66	mm
Distancia entre pernos.	58	61,2	5,51	mm
Altura centro de masa h_b .	21,4	17,8	-16,82	mm
Ancho centro de masa b_b .	13,3	14,4	8,27	mm
Masa de la biela	520	825,7	58,78	Gramos

4.4. Comparación de resultados de DIMOT con resultados reales del cigüeñal

Figura 58. Cigüeñal de un motor comercial



PARTE	MEDIDA REAL	MEDIDA DEL SOFTWARE	%Error	UNIDADES
Diámetro muñón de biela.	39,45	39,2	-6,92	mm
Diámetro muñón de bancada.	49,45	42,48	-14,09	mm
Longitud del muñón de biela.	21,8	27,1	33,48	mm
Longitud del muñón de bancada.	23,6	24,2	2,54	mm
Longitud del brazo	34,05	38	11,60	mm
Masa del cigüeñal	----			Kg.

5. CONCLUSIONES

El **Software para la Enseñanza de una Metodología de Diseño de Piezas Móviles de Motores de Combustión Interna DIMOT**, presenta las siguientes ventajas:

- Tiene una interfaz gráfica agradable que motiva el interés del estudiante por aprender acerca del diseño de Motores de Combustión Interna y la asignatura Máquinas Térmicas Alternativas que se imparte en la Universidad Industrial de Santander.
- El porcentaje de error calculado al comparar los parámetros de las piezas diseñadas en el software con aquellos obtenidos de Motores de Combustión Interna comerciales es aceptable.
- Permite al usuario realizar cálculos complejos de una forma rápida por medio de los modelos termodinámicos y dinámicos sencillos y, por lo tanto, fáciles de entender.
- Utiliza un código fuente que es abierto y está disponible para su manipulación. Asimismo, es de fácil comprensión para quien quiera pasarlo a otro lenguaje de programación para optimizar o aumentar sus capacidades.
- Sumerge al usuario en un ejercicio didáctico de diseño de piezas móviles de Motores de Combustión Interna que está en consonancia con los métodos

modernos de diseño que utilizan el computador para facilitar todas las etapas del mismo.

- Presenta gran facilidad de manejo, permitiendo que el usuario controle todas las acciones realizadas por el software y que pueda modificar los datos en cualquier momento del proceso, lo que posibilita el análisis de múltiples situaciones, con sólo variar uno o más parámetros en un mismo problema.
- Ofrece la opción de copiar un informe con todos los datos del cálculo y su respectiva solución. Permite, además, almacenar archivos con los datos de entrada para su posterior cálculo y análisis de resultado
- Para realizar este software se tradujo información y ejemplos relevantes en el tema del diseño de piezas móviles de Motores de Combustión Interna

6. RECOMENDACIONES

Por su facilidad de uso, versatilidad, y el ahorro en tiempo que representa su utilización, se recomienda utilizar el software DIMOT en la enseñanza de una metodología de diseño de piezas móviles de Motores de Combustión Interna.

Se recomienda utilizar su código fuente como base para hacer versiones futuras de este tipo de programas, incluyendo el análisis térmico y estructural por medio del método de elementos finitos, con el objetivo de dar al estudiante o usuario los conocimientos necesarios para llegar a diseñar y construir un Motor de Combustión Interna en la Escuela de Ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

BIBLIOGRAFÍA

- ✓ **Ayuda de Solid Edge.** Programming with Solid Edge. Disponible con el software Solid Edge en el menú Ayuda/Programar con Solid Edge.
- ✓ **GALVIS P., Álvaro.** Ingeniería de Software Educativo. Universidad de los Andes. Bogotá. 1994.
- ✓ <http://www.engr.colostate.edu/~allan/thermo/page1/page1f.html>
Página sobre los modelos termodinámicos de motores de la universidad de Colorado.
- ✓ **JOVAJ, M.S.** Motores de automóvil. Editorial Mir. Moscú. 1977.
- ✓ **MONTERO, Alex I. Et al.** Software para la simulación de los ciclos termodinámicos de los motores de combustión interna de cuatro tiempos "SICICLOTER 1.0". Tesis de grado. Universidad Industrial de Santander. 2003
- ✓ **NORTON, Robert L.** Diseño de maquinaria. Editorial McGraw-Hill. México. 2000.
- ✓ **TAYLOR, Charles F.** The Internal Combustion Engine in theory and practice. V.1 y V.2. The M.I.T. Press. 1985.
- ✓ **MICROSOFT®,** Microsoft Visual Basic 6.0: Manual del programador. Editorial Mc-Graw Hill. 1998.

- ✓ **PINZÓN, Manuel A.** Desarrollo de librerías en CAD de elementos mecánicos. Tesis de grado. Universidad Industrial de Santander. 2002.

- ✓ **ZHELEZKO, B.E. et al.** Cálculo y diseño de motores de automóviles y tractores. Editorial Escuela Superior de Minsk. Minsk, Rusia. 1987.

- ✓ **VAN BASHUYSEN et al.** The internal combustion engine handbook. MacGrawHill.2004. Berlin. 2000

ANEXOS

ANEXO A. EJEMPLOS DE CÁLCULO DE PIEZAS

1. EJEMPLO DE CÁLCULO DE UN PISTÓN.

Realizar el cálculo del pistón para un motor de carburador con diámetro de pistón $D = 80\text{mm}$ ($A_p = 5024\text{mm}^2$), $P_{z\text{Máx}} = 5,95\text{MPa}$, $N_{máx} = 0,0047\text{MN}$, masa del grupo pistón $0,51\text{kg}$, $w_{máx} = 5800^{-1} \text{min} = 607 \text{rad/s}$, $R = 39\text{mm}$, $\lambda = 0,276 R/L$

Por analogía con los motores existentes, y las correspondientes relaciones dadas en la tabla 11, tomamos el espesor $\delta_d = 8\text{mm}$, $h_p = 90\text{mm}$, $h_f = 60\text{mm}$, $\delta_B = 56\text{mm}$, $h_r = 4\text{mm}$. La cantidad y el diámetro de los orificios de drenaje son $Z_m = 6$, $d_m = 2\text{mm}$. Material del pistón aleación de aluminio con $\alpha_{\text{pistón}} = 22 * 10^{-6} (1/^\circ C)$. El material de la camisa es fundición gris con $\alpha_{\text{cilindro}} = 10,4 * 10^{-6} (1/^\circ C)$. Las tensiones a la flexión en la cabeza (fórmula 135)

$$\sigma_{\text{flexión}} = 0,25 * 5,95(56/8)^2 = 72,9\text{Mpa}$$

Digamos que se deben colocar refuerzos para darle rigidez. Las tensiones a la compresión en la sección A-A, donde se encuentran los orificios de aceite, se calculan según la ecuación (136).

$$\sigma_{\text{com.p.AA}} = 5,95 \times \frac{5024}{860} = 34,76$$

El área de la sección A-A es $A_{A-A} = 860\text{mm}^2$ se determinó por las medidas de diseño del pistón. Las tensiones a tracción en esta sección, según la ecuación (137), son

$$\sigma_{\text{p.AA}} = \frac{4677,1}{860} = 5,44\text{Mpa}$$

donde las $F_{p.AA}$ en la cabeza

$$F_{p.AA} = 0,5 \times 0,51 \times 0,039 \times 607,1^2 (1 + 0,276) = 4677,1N$$

Las tensiones a la flexión y corte de la primera ranura del anillo se calculan por las ecuaciones 139 y 140.

$$\sigma_{flexión.r} = 0,0045 \times 5,95 \times \left(\frac{80}{4}\right)^2 = 10,71Mpa$$

$$\tau_{flexión.r} = 0,0314 \times 5,95 \times \frac{80}{4} = 3,74Mpa$$

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_{f.r}^2 + \tau_{f.r}^2} = 11,31Mpa$$

La presión unitaria de la falda del pistón sobre la pared de la camisa se calcula por la ecuación (142).

$$P_{falda} = \frac{0,0047 \times 10^6}{80 * 60} = 0,98Mpa$$

Y los diámetros de cabeza y falda del pistón en frío se calculan por (149) y (150).

$$d_{cab.p} = \frac{80[1 + 10,4 \times 10^{-6}(112 - 15)] - 0,02}{1 + 22 \times 10^{-6}(227 - 15)} = 79,6mm$$

$$d_{falda.p} = \frac{80[1 + 10,4 \times 10^{-6}(112 - 15)] - 0,02}{1 + 22 \times 10^{-6}(187 - 15)} = 79,76mm$$

2. EJEMPLO DE CÁLCULO DE UN BULÓN.

Calcular el bulón de un motor de carburador con un $D = 80\text{mm}$ ($A_p = 5024\text{mm}^2$), $P_{z\text{Máx}} = 5,95\text{Mpa}$, $RPM = 3300\text{min}^{-1}$ ($w = 345,4\text{rad/s}$), $m_p = 0,51\text{kg}$, $R = 39\text{mm}$, $\lambda = 0,276$. El material del bulón es acero 15. $E_{\text{bulón}} = 2,2 * 10^5\text{MPa}$. El bulón es libre con un $k_M = 0,78$

Las medidas del bulón se determinan de la tabla 12: $d_H = 24\text{mm}$, $d_B = 15,5\text{mm}$ ($\gamma_B = 65\text{mm}$), $L_B = 65\text{mm}$, $D_T = 31\text{mm}$, $a = 29\text{mm}$

Las fuerzas de inercia que actúan en el bulón son.

$$F_{i.\text{pis}} = -m_p w^2 R(1 + \lambda)$$

$$F_{i.\text{pis}} = -0,51 * 345,42^2 * 0,039(1 + 0,276) = 3027,8\text{N}$$

La presión específica del bulón sobre los apoyos del émbolo (ecuaciones 151 y 152).

$$P_{\text{bulón-émbolo}} = \frac{5,95 * 5024 - 0,78 * 3027,8}{24(65 - 31)} = 33,74\text{MPa}$$

La presión específica del bulón sobre el pie de biela.

$$P_{\text{bulón-biela}} = \frac{5,95 * 5024 - 3027,8}{24 * 29} = 38,6\text{MPa}$$

La tensión en la sección media del bulón durante la flexión o compresión en el cilindro (ecuación 136).

$$\sigma_{\text{flex.buló}} = \frac{27531,1(65 + 2 * 31 - 1,5 * 29)}{1,2 * 24^3 (1 - 0,65^4)} = 168,69\text{MPa}$$

Donde

$$F = 5,95 * 5024 - 3027,8 = 27531,1\text{N}$$

Las tensiones de corte en la sección entre el pistón y la biela (ecuación 154).

$$\tau_{\text{bulón}} = \frac{0,85 * 27531,1(1 + 0,65 + 0,65^2)}{(1 - 0,65^4)24^2} = 102,5\text{MPa}$$

La máxima deformación por diámetro del bulón durante la ovalización (ecuación 157).

$$\Delta d_{m\acute{a}x} = \frac{0,09 * 27531,1 \left(\frac{1 + 0,65}{1 - 0,65} \right)^3}{2,2 * 10^5 * 65} 1,266 = 0,023mm$$

Donde

$$K_R = 1,5 - 15(\gamma_B - 0,4)^3 = 1,5 * 15(0,65 - 0,4)^3 = 1,266$$

Las tensiones de deformación del bulón para los puntos 1, 2, 3 y 4. (ecuaciones 159 a 162)

$$\sigma_{a1} = \frac{27531,1}{65 * 24} \left[\frac{0,19(2 + 0,65)(1 + 0,65)}{(1 - 0,65)^2} - \frac{1}{1 - 0,65} \right] 1,266 = 87,69MPa$$

$$\sigma_{i2} = -\frac{27531,1}{65 * 24} \left[\frac{0,19(1 + 2 * 0,65)(1 + 0,65)}{(1 - 0,65)^2 * 0,65} + \frac{1}{1 - 0,65} \right] 1,266 = -266,16MPa$$

$$\sigma_{a3} = -\frac{27531,1}{65 * 24} \left[\frac{0,174(2 + 0,65)(1 + 0,65)}{(1 - 0,65)^2} + \frac{0,636}{1 - 0,65} \right] 1,266 = -179,36MPa$$

$$\sigma_{i4} = \frac{27531,1}{65 * 24} \left[\frac{0,174(1 + 2 * 0,65)(1 + 0,65)}{(1 - 0,65)^2 * 0,65} - \frac{0,636}{1 - 0,65} \right] 1,266 = 144,69MPa$$

Ajuste del bulón con el émbolo en estado de operación

$$\Delta H = 0,001d_H = 0,001 * 24 = 0,024mm$$

El ajuste de montaje según la fórmula (164).

$$\Delta = 0,024 + 24(11 * 10^{-6} * 110 - 22 * 10^{-6} * 130) = -0,0156mm$$

Para facilitar el montaje se debe calentar

3. EJEMPLO DE CÁLCULO DE LA BIELA.

Calcular la biela de un motor de carburador con un $D = 80mm$ ($A_p = 5024mm^2$) y

una $P_{zM\acute{a}x} = 5,39MPa$ a un régimen de $N = 5600min^{-1}$ ($w = 586,4rad/s$)

$m_p = 0,51Kg$, $m_b = 0,78Kg$; $N_{m\acute{a}x} = 6000min^{-1}$ ($w = 628,3rad/s$); $R = 39mm$;

$\lambda = 0,276$; $D_p = 24mm$; $a = 29mm$, $d_{cb} = 48mm$; $L_{KT} = 28mm$; $C_B = 64mm$. Altura de la sección transversal de la biela en el centro de masa $h_b = 24mm$ y espesor de esta sección $b_b = 16mm$ (véase la tabla 13).

La biela está fabricada de acero al carbono 45G2, $E_{biela} = 2,2 * 10^5 MPa$; $\alpha_a = 11 * 10^{-6} (1/^\circ C)$, y el material del cojinete del pie de biela es bronce con $E_{casquillo} = 1,15 * 10^5 MPa$, $\alpha_{casquillo} = 18 * 10^{-6} (1/^\circ C)$

De la tabla 9 y 10 para el acero 45G2 tomamos $\sigma_B = 830MPa$, $\sigma_f = 420MPa$, $\sigma_{-1} = 360MPa$ y $\sigma_{-1t} = 210MPa$. Los coeficientes de aplicación de un ciclo a flexión $a_\sigma = 0,18$ y durante tracción y compresión $a_\sigma = 0,14$.

Cálculo del pie de biela

De la fórmula (134)

a) Para el caso de flexión

$$b_\sigma = \frac{360}{420} = 0,857; \frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma} = \frac{0,857 - 0,18}{1 - 0,857} = 4,73$$

b) para el caso de tracción compresión

$$b_\sigma = \frac{210}{420} = 0,5; \frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma} = \frac{0,5 - 0,14}{1 - 0,5} = 0,72$$

La principal tensión a la tracción, que se origina en la sección I-I (ver figura 22) se determina por la fórmula (165).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{(0,51 + 0,0546)628,3^2 * 39(1 + 0,276) * 10^{-3}}{2 * 3,5 * 29}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 54,64Mpa$$

La masa de la parte superior del pie de biela

$$m_{pie.bie.II} = 0,07m_b = 0,07 * 0,78 = 0,0546Kg$$

El espesor de la pared de la cabeza se determina mediante las medidas geométricas de la parte superior de la cabeza de la biela

$$\delta_{cab.b} = \frac{(D_p - d)}{2} = 3,5mm$$

La tensión media y la amplitud de las tensiones

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} = \frac{54,62}{2} = 27,32Mpa$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{27,32}{27,32} = 1$$

debido a que $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} > \frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma} = 0,72$

El factor de seguridad para las tensiones normales y por corte de la sección I-I (ver figura 22) se determina por el límite de fatiga de la fórmula 126

$$n_\sigma = \frac{210}{\left[\frac{(27,32 * 1,277)}{(0,88 * 0,83)} + 0,14 * 27,32 \right]} = 4,1$$

Según esto el coeficiente K_σ se determina por la fórmula 118.

$K_\sigma = 1,2 + 1,8 * 10^{-4} (830 - 400) = 1,277$ (la cabeza de la biela se ha fabricado sin límites abruptos)

$K_{F\sigma} = 0,88$ (Tabla 8. Mecanizado limpio de la superficie interna del pie de biela)

$K_{d\sigma} = 0,88$ (Tabla 7)

La medida máxima de la cabeza del émbolo se determina por el ajuste del cojinete mediante su diámetro externo, igual a 34mm

La tensión en el pie de biela producida por el ensamble del cojinete se determina por el ajuste del cojinete, que se escoge como $\Delta = 0,05mm$, más el ajuste por temperatura durante el ensamble (fórmula 169).

$\Delta_t = 27(18 * 10^{-6} - 11 * 10^{-6}) 110 = 0,0208mm$ (Grado de calentamiento de la biela en el cojinete = 110°C)

El ajuste total $\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,05 + 0,0208 = 0,0708mm$

La presión específica sobre la superficie de contacto entre el cojinete y el pie (fórmula 170)

$$p' = \frac{0,0708}{27 \left\{ \frac{\left[\frac{(34^2 + 27^2)}{(34^2 - 27^2)} + 0,3 \right]}{(2,2 * 10^5)} + \frac{\left[\frac{(34^2 + 27^2)}{(34^2 - 27^2)} - 0,3 \right]}{(1,15 * 10^5)} \right\}} = 28,2Mpa$$

La tensión en los apoyos externos y en las superficies externas e internas del pie de biela por acción del ajuste total (fórmulas 171 y 172)

$$\sigma'_e = \frac{2 * 28,2 * 27^2}{(34^2 - 27^2)} = 96,3Mpa$$

$$\sigma'_i = 28,2 \frac{(34^2 + 27^2)}{(34^2 - 27^2)} = 124,5Mpa$$

Cálculo del pie de biela a la flexión. La fuerza máxima que flexiona el pie de biela es

$$F_{i.pis} = -m_p R w^2 (1 + \lambda) = -0,51 * 0,039 * 586,4^2 (1 + 0,276) = -8727,2N$$

La fuerza normal y el momento de flexión en la sección $\psi = 0$ (Fórmulas 178 y 179)

$$N_0 = -8727,2(0,572 - 0,0008 * 110) = -4224N$$

$$M_0 = -8727,2 * 15,25(0,33 * 110 - 29,7) * 10^{-3} = -0,878Nm$$

Acá se toma $\psi = 110^\circ$ (ángulo de cobertura o de anclaje). El radio medio del pie:

$$r_{cp} = \frac{(D_p + d)}{4} = \frac{(34 + 27)}{4} = 15,25mm$$

Los valores de las fuerzas normales y de los momentos de flexión para las otras secciones que se encuentran bajo el ángulo ψ en el plano vertical se determinan

por las fórmulas 174 a 177. Los valores de los esfuerzos en las fibras externa e interna se calculan según las fórmulas 180 y 181. Todos estos valores se consignan una tabla. La tabla A1 contiene algunos valores representativos.

Tabla A1. Fuerzas normales, momentos de flexión y esfuerzos de la fibra debidos a tensión en el pie de biela dependiendo del ángulo ψ

ψ	30	60	80	90	100	110
N_{j0}	-4242,7	-4293,8	-4339,4	-4363,6	-4321,5	-4148,2
M_{j0}	-0,593	0,787	0,881	1,251	0,610	-2,034
σ_{fe}	-43,48	-31,63	-21,07	-15,45	-25,2	-65,4
σ_{fi}	-23,27	-37,98	-51,10	-58,08	-45,98	-3,93

La fuerza total que oprime al pie de biela cuando está en compresión es

$$F_{com} = (5,39 - 0,1)5024 - 8727,2 = 17849,8N$$

La fuerza normal y el momento de flexión en la sección $\psi = 0$ (tabla 14)

$$N_0 = 0,0009F = 0,0009 * 17849,8 = 16,1N$$

$$M_0 = 0,00025Fr_{cp} = 0,00025 * 17849,8 * 0,01525 = 0,068Nm$$

Los valores de las fuerzas normales y de los momentos de flexión para las otras secciones dentro del ángulo ψ en el plano vertical se determinan por las fórmulas 183 a 186. Las tensiones en los puntos extremos y en las superficies internas y externas por las fórmulas 180 y 181. Algunos de estos valores van en la tabla A2.

Tabla A2. Fuerzas normales, momentos de flexión y esfuerzos de la fibra debidos a compresión en el pie de biela dependiendo del ángulo ψ

ψ	30	60	80	90	100	110
N_{j0}	13,94	8,05	2,80	0	7,24	74,06
M_{j0}	0,10	0,19	0,27	0,31	0,20	0,82
σ_{fe}	1,70	3,07	4,29	4,93	3,25	-12,24
σ_{fi}	-1,74	-3,44	-4,95	-5,75	-3,4	15,57

Cálculo de la columna o cuerpo de la biela

La fuerza de estiramiento que actúa sobre la biela se determina por la fórmula 188.

$$F_{i.bie.II-II} = -(0,51 + 0,2145) * 0,039 * 586,4^2 (1 + 0,276) = -12397,7N$$

Aquí $m_{cab.b} = 0,275m_b = 0,275 * 0,78 = 0,2145Kg$

La fuerza que comprime la biela (fórmula 189)

$$F_{com.II-II} = (5,39 - 0,1)5024 - 12397,7 = 14179,3N$$

Tensión de compresión en la sección de cálculo (máxima) tomando en cuenta la flexión lateral (fórmula 190)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{1,15 * 14179,3}{165} = 98,8Mpa$$

donde $K_x = 1,15$, $A_{B-B} = 165mm^2$ - Área de la sección de cálculo. El valor de $\sigma_{m\acute{i}n}$ se halla tomando en cuenta la fórmula 191.

$$\sigma_{m\acute{i}n} = -\frac{12397,7}{165} = -75,14Mpa$$

tensiones medias y amplitud del ciclo

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})}{2} = \frac{(98,8 - 75,14)}{2} = 11,83Mpa$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2} = \frac{(98,8 + 75,14)}{2} = 86,97Mpa$$

debido a que $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{86,97}{11,83} = 7,35 > \frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma}$ el coeficiente de seguridad en la sección

II-II se determina por el límite de rotura (Fórmula 117)

$$n_\sigma = \frac{210}{\left[\frac{(86,97 * 1,277)}{(0,88 * 1,4)} + 0,14 * 11,83 \right]} = 2,29$$

donde el K_σ se encuentra por la fórmula 114.

$$K_\sigma = 1,2 + 1,8 * 10^{-4} (830 - 400) = 1,227$$

$$K_{d\sigma} = 0,88 \text{ (Tabla 7) para } h_B = 24mm$$

$$K_{F\sigma} = 1,4 \text{ (Tabla 8)}$$

Cálculo de la tapa (cabeza) de la biela

La fuerza que ahorca y carga la tapa de biela es

$$F_{i.cab.bie} = -[(0,51 + 0,2145)(1 + 0,276) + (0,5655 - 0,1872)] * 628^2 * 0,039 = -20056,9N$$

Donde $m_{cabeza} = 0,725 * 0,78 = 0,5655Kg$

$$m_{tapa} = 0,24 * 0,78 = 0,1872Kg$$

Momento de inercia de la tapa (fórmulas 194 y 196)

$$I_C = L_{KF} \delta_B^3 = 28 * 2^3 = 224mm^4 \text{ (espesor de la pared } \delta_B = 2mm)$$

$$I_S = L_{KF} (0,5C_B - r_1)^3 = 28(0,5 * 64 - 26)^3 = 6048mm^4$$

Donde $r_1 = 0,5(d_{cojbiela} + 2\delta_B) = 0,5(48 + 2 * 2) = 26mm$

Momento de resistencia de la sección de cálculo (fórmula 195)

$$W = L_{KF} \frac{(0,5C_c - r_1)^2}{6} = 28 \frac{(0,5 * 64 - 26)^2}{6} = 168mm^3$$

La tensión durante la flexión de la cabeza de biela se hallador medio de la ecuación 193.

$$\sigma_{f.tapa} = -20056,9 \left[\frac{0,023 * 64}{\left(1 + \frac{224}{6048}\right) * 168} + \frac{0,4}{224} \right] = -205,3MPa$$

Donde $A_{cabeza} = 0,5 * 28(64 - 48) = 224mm^2$

Cálculo del perno de biela

Diámetro nominal de la rosca del perno $d_r = 11mm$ paso de rosca del perno $t = 1mm$; cantidad de pernos $Z_r = 2$ material acero 40.

La máxima fuerza de tracción que soportan los pernos es

$$F_{i.cab.bie} = -20056,9N$$

En la tabla 9 y 10 para el acero 40 se determina $\sigma_B = 1200MPa$, $\sigma_f = 1000MPa$, $\sigma_{-1} = 370MPa$; el coeficiente de aplicación del ciclo en compresión y tracción $a_\sigma = 0,18$

La fuerza de apriete inicial del perno se calcula según la fórmula 199.

$$F_{APRIETE} = 2,5 * \frac{20056,9}{2} = 25071,12N$$

La fuerza total de tracción del perno se halla según la fórmula 200.

$$F_{perno} = 25071,12 + 0,21 * \frac{20056,9}{2} = 27177,1N$$

Donde $\chi = 0,21$.

Ahora hallaremos las tensiones máxima y mínima sobre el perno (fórmulas 201)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{27177,2}{77,21} = 351,99MPa$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{25071,12}{77,21} = 324,71MPa$$

$$\text{Donde } A_{0P} = \pi \frac{d_{biela}^2}{4} = 3,14 \frac{(d_{pie} - 2 * 0,54125t)^2}{4} = 77,21mm^2$$

La tensión media y la amplitud del ciclo son:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})}{2} = 338,35MPa$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2} = 13,64MPa$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{13,64}{338,65} = 0,04$$

$$b_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_f} = \frac{370}{1000} = 0,37$$

$$\frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma} = \frac{0,37 - 0,18}{1 - 0,37} = 0,302$$

Como $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} < \frac{(b_z - a_z)}{(1 - b_z)}$ ($0,04 < 0,302$), el coeficiente de seguridad se calcula por el

límite de fluencia (fórmula 129).

$$n_{f\sigma} = \frac{1000}{\left(\frac{3,16 * 13,64}{0,99 * 1,1} + 338,35 \right)} = 2,65$$

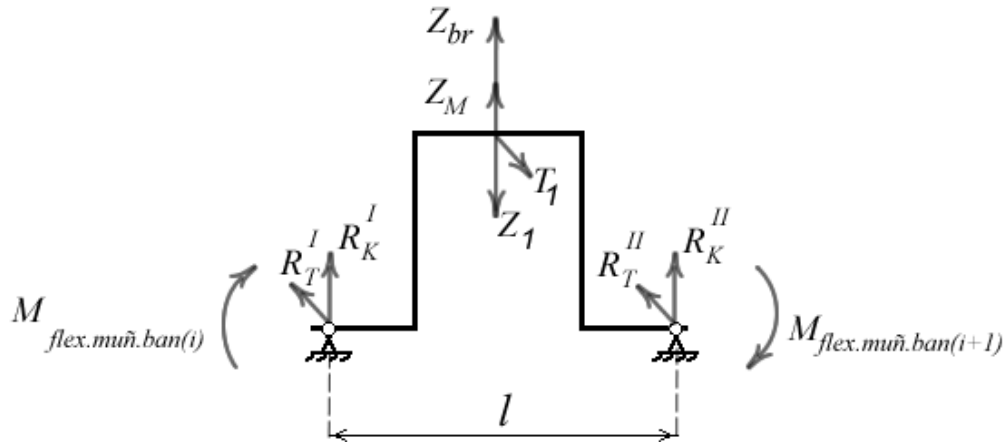
Donde $K_\sigma = 1 + 0,8(3,7 - 1) = 3,16$ (fórmula 115), $q_\sigma = 0,8$, $K_{\sigma T} = 3,7$ (tabla 9 para los pernos) $K_{d\sigma} = 0,99$ (tabla 7) para $d = 11mm$) $K_{F\sigma} = 1,1$ (tabla 8 en el caso de un tornillo que se desliza con balines)

EJEMPLOS DEL CÁLCULO DE CIGÜEÑALES

Ejemplo 1. Motor de 6 cilindros en línea.

Un motor de 4T de 6 cilindros en línea. El orden de encendido es 1-5-3-6-2-4. El eje está totalmente apoyado. El ángulo entre manivelas es $720/6 = 120^\circ$. El esquema para el cálculo se da en la figura 59.

Figura 59. Esquema de cálculo de un cigüeñal simple.



El cálculo se realiza de acuerdo al siguiente procedimiento:

1. Los valores de las fuerzas tangenciales se determinan en el cálculo dinámico, se dan en la columna 2 de la tabla A3 (muñón de biela de la primera manivela).

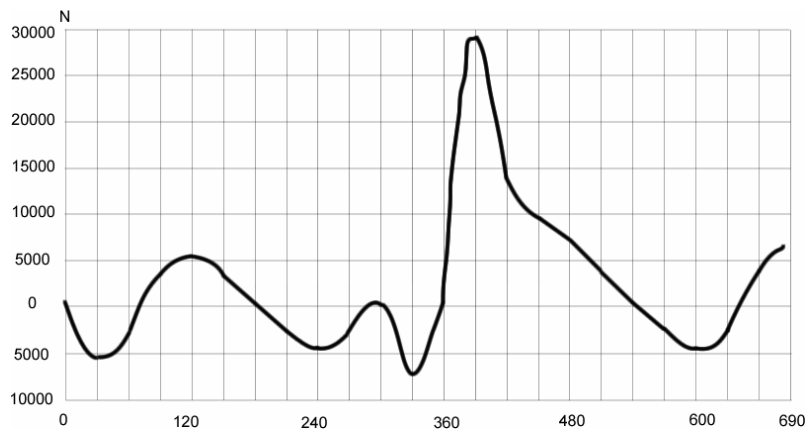
Tabla A3. Valores de la fuerzas tangenciales para un cigüeñal de 6 cilindros

φ	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
1	2	3	4	5	6	7
0	0	-4926,53	6767,25	4926,54	-4926,52	0
30	-5993,13	-3464,62	3277,45	2878,88	-2989,52	28524,09
60	-3295,58	-362,96	0	0	3295,41	13589,44
90	2989,39	-7590,58	-2878,8	-2878,84	5993,19	9071,46
120	4926,54	0	-4926,52	-4926,53	0	6767,25

150	2878,88	28524,09	-2989,52	-3464,62	-5993,13	3277,45
180	0	13589,44	3295,41	-362,96	-3295,58	0
540	0	-3295,58	-362,96	3295,41	13589,44	0
570	-2878,8	2989,39	-7590,58	5993,19	9071,46	-2878,84
600	-4926,52	4926,54	0	0	6767,25	-4926,53
630	-2989,52	2878,88	28524,09	-5993,19	3277,45	-3464,62
660	3295,41	0	13589,44	-3295,58	0	-362,96
690	5993,19	-2878,84	9071,46	2989,39	-2878,8	-7590,58

Estos valores se muestran en la figura 60.

Figura 60. Fuerza tangencial sobre la manivela



2. De acuerdo al orden de encendido en la columna 6 de la misma tabla se dan los valores de las fuerzas tangenciales que actúan en el muñón de biela de la quinta manivela (se asume que el cilindro que el cilindro 5 está del primer cilindro un ángulo $\theta = T_{5(0)} = T_{1(720-120)}$).

3. Se encuentran los valores de las fuerzas tangenciales que actúan en las manivelas 3, 6, 2 y 4

$$T_{3(0)} = T_{1(720-240)}; T_{6(0)} = T_{1(720-360)}$$

$$T_{2(0)} = T_{1(720-480)}; T_{4(0)} = T_{1(720-600)}$$

Los resultados se dan en las columnas 4, 7, 3 y 5 de la tabla A3.

4. Se determinan los momentos

$$M_{\text{muñ.ban.2}} = T_1 R$$

$$M_{\text{muñ.ban.3}} = M_{\text{muñ.ban.2}} + T_2 R$$

·
·

$$M_{\text{muñ.ban.7}} = M_{\text{muñ.ban.6}} + T_6 R$$

Los resultados se dan en las columnas 2 a 7 de la tabla A4.

Tabla A4. Valores de los momentos de torsión en $[Nm]$ que cargan los muñones de bancada del cigüeñal del motor

φ	$M_{\text{muñ.ban.2}}$	$M_{\text{muñ.ban.3}}$	$M_{\text{muñ.ban.4}}$	$M_{\text{muñ.ban.5}}$	$M_{\text{muñ.ban.6}}$	$M_{\text{muñ.ban.7}}$
1	2	3	4	5	6	8
0	0	-307,91	115,04	422,95	115,05	115
30	-374,57	-594,11	-386,27	206,34	-393,18	1389,57
60	-205,97	-228,66	-228,66	-228,65	-22,69	826,65
90	186,84	-287,57	-467,5	-647,43	-272,85	294,11
120	307,91	307,86	0	-307,95	-307,95	115
150	179,93	1962,69	1775,84	1559,3	1184,73	1389,57
330	-474,41	-654,34	-467,5	99,47	-80,46	294,11
360	0	-307,95	0	422,91	115	115
390	1782,76	1595,91	1775,84	1980,68	1764,14	1389,57
660	205,96	205,96	1055,3	849,33	849,33	826,65
690	374,57	194,65	761,61	948,45	768,52	294,11
	2257	2617	2243	2628	2157	1275

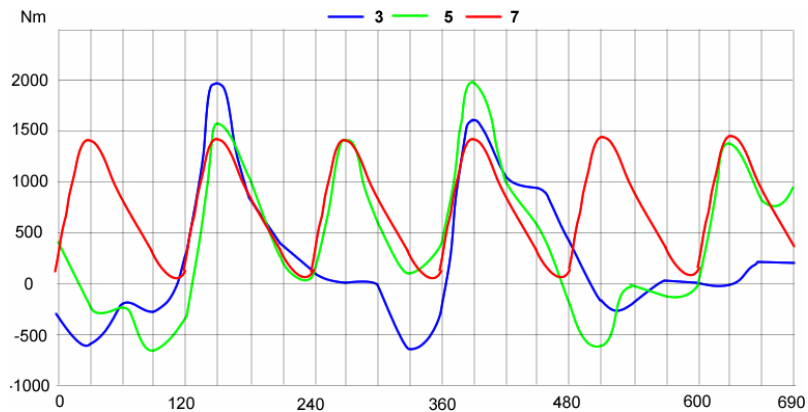
5. Los criterios de carga de las muñequillas sirven para determinar los valores

$$\Delta M_{\text{máx}} = M_{\text{muñ.ban.máx}} - M_{\text{muñ.ban.mín}}$$

para cada muñón. Se dan en la última fila de la tabla A4. Los valores de esta tabla están graficados en la figura 61, donde se ve que el muñón de bancada #5 es el que está más cargado

$$\Delta M_{\text{máx}} = 2628 Nm$$

Figura 61. Momentos de los muñones de bancada



6. Para el quinto muñón de biela se determinan las tensiones de corte mínimas y máximas

$$\tau_{\text{mín}} = 10^{-6} M_{\text{muñ.ban.mín}} / W_{\text{muñ.ban}}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 10^{-6} M_{\text{muñ.ban.máx}} / W_{\text{muñ.ban}}$$

Donde $W_{\text{muñ.ban}}$ es el momento de resistencia del muñón a la tensión en m^3

Para un muñón monolítico y completo,

$$W_{\text{muñ.ban}} = 0,2d_{\text{muñ.ban}}^3 * 10^{-9}$$

Si el muñón tiene un vaciado interno, entonces:

$$W_{\text{muñ.ban}} = \frac{\pi d_{\text{muñ.ban}}^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d_{i,\text{muñ.ban}}}{d_{\text{muñ.ban}}} \right)^4 \right] * 10^{-9}$$

Donde $d_{\text{muñ.ban}}$, $d_{i,\text{muñ.ban}}$ son los diámetros externo e interno del bulón en mm.

7. Se determina las tensiones de amplitud y media τ_a y τ_m .
8. En la tabla 9 teniendo el orificio de aceite del muñón se encuentra el coeficiente teórico de concentración de las tensiones K_σ y para el material seleccionado del eje se determina q .
9. Por la fórmula 113 se determina el coeficiente de concentración de tensiones

$$K_{\tau} = 1,2 + 1,8 * 10^{-4} (\sigma_b - 400)$$

σ_b =límite de dureza en Mpa.

10. Por las tablas 7 y 8 se determinan $K_{d\sigma}$ y $K_{F\sigma}$. Por las fórmulas (134a) a (134d) se selecciona el correspondiente límite de tensión.

11. Por las fórmulas 115 y 116 se encuentra el factor de seguridad

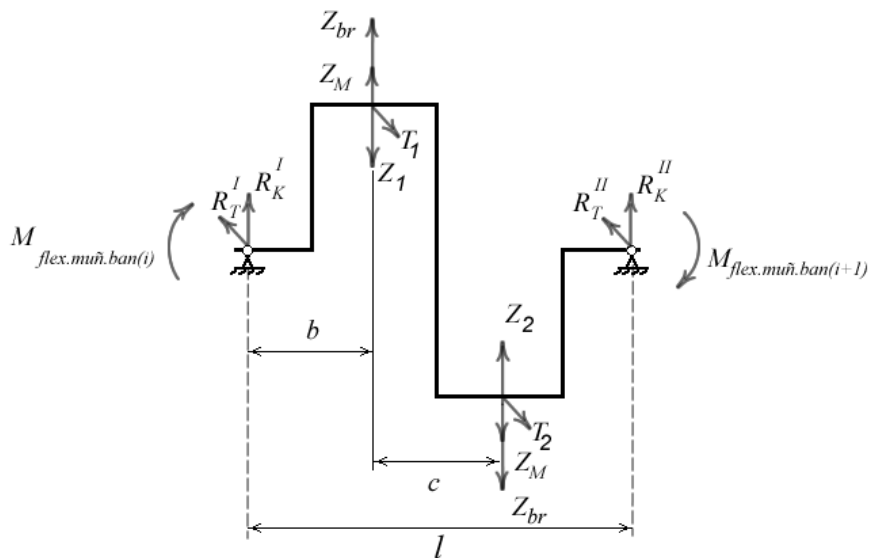
Para los motores a gasolina $n_{\sigma} = 3-5$

Para los motores a Diesel $n_{\sigma} = 2-5$

Ejemplo 2. Motor de 4 cilindros sin apoyo.

Motor de gasolina de 4 cilindros, 4 tiempos y dos muñequillas por cada apoyo. El orden de encendido es 1-3-4-2. El cigüeñal no está completamente apoyado y el ángulo entre las muñequillas es $\theta = 720/4 = 180$ grados. El diagrama se ve en la figura 62.

Figura 62. Diagrama de cálculo del eje no completamente apoyado.



Los valores de la fuerza tangencial $T = f(\varphi)$ para el primer cilindro se dan en la tabla A.5 en relación con el orden de encendido de los cilindros en la columna 7 se

adjuntan los valores de la fuerza T que actúa sobre la tercera muñequilla del muñón de biela: $T_{3(0)} = T_{1(720-180)}$. En las columnas 9 y 4 se colocan los valores de las fuerzas tangenciales que actúan en la cuarta y segunda muñequillas del muñón de biela:

$$T_{4(0)} = T_{1(720-360)}, T_{2(0)} = T_{1(720-540)}$$

Tabla A5. Valores de las fuerzas tangenciales y los momentos en los muñones de bancada para un cigüeñal de un motor de 4 cilindros

	T_1	T_1R	T_2	T_2R	$M_{muñ.ban.2}$	T_3	T_3R	T_4	T_4R	$M_{muñ.ban.3}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	-2672	-100,2	-1179	-44,2	-144,4	-1598	-59,9	5837	218,9	14,6
60	-1618	-60,7	-2074	-77,8	-138,5	-2718	-101,9	3825	143,5	-96,9
90	1048	39,2	-1544	-57,9	-18,7	-2039	-76,5	3994	149,8	54,6
120	1939	72,7	527	19,8	92,5	706	26,5	3328	124,8	243,8
150	1153	43,3	525	19,7	62,9	2165	81,2	1692	63,5	207,6
180	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
210	-1179	-44,2	5837	218,9	174,7	-2672	-100,2	-1598	-59,9	14,6
570	-1598	-59,9	-2672	-100,2	-160,1	5837	218,9	-1179	-44,2	14,6
600	-2718	-101,9	-1618	-60,7	-162,6	3825	143,5	-2074	-77,8	-96,9
630	-2039	-76,5	1045	39,2	-37,3	3994	149,8	-1544	-57,9	54,6
660	706	26,5	1939	72,7	99,2	3328	124,8	527	19,8	243,8
690	2168	81,2	1153	43,3	124,5	1692	63,5	525	19,7	207,6
					337,28					340,7

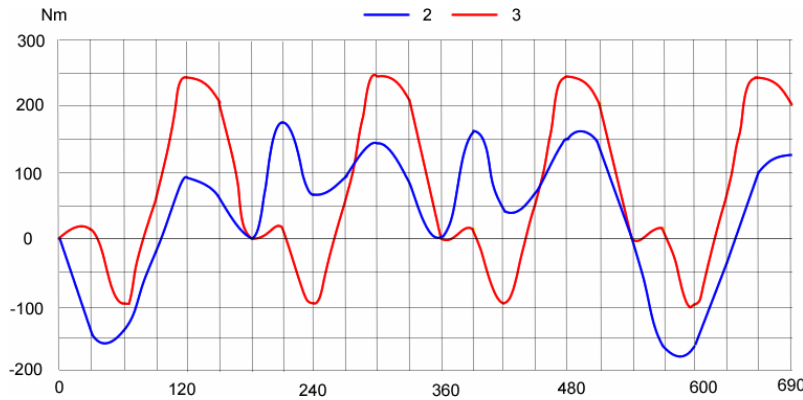
Los momentos se determinan por las expresiones

$$M_{muñ.ban.2} = T_1R + T_2R$$

$$M_{muñ.ban.3} = M_{muñ.ban.2} + T_3R + T_4R$$

Los valores $M_{muñ.ban}$ para las correspondientes muñequillas se dan en la columna 6 y 11 de la tabla A5. Como se ve en la tabla A5, el muñón de bancada más cargado es el número 3. Para este el $\Delta M_{muñ.ban.máx} = 340,7Nm$. Este muñón se calcula a la torsión como se mostró en el ejemplo 7.

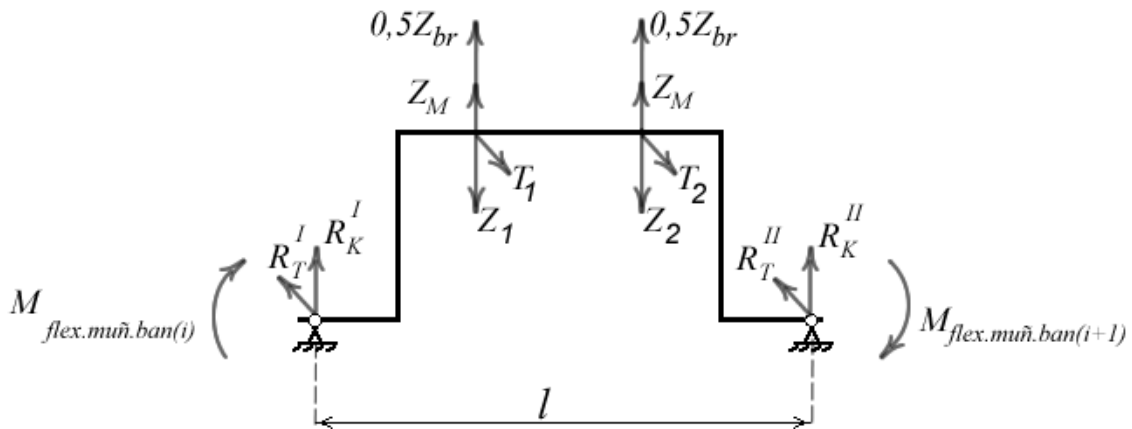
Figura 63. Momentos de los muñones de bancada de un motor de dos muñequillas



Ejemplo 3. Motor de 6 cilindros con dos bielas por muñón.

En un motor diesel 6V de 4T y de 6 cilindros con ángulo en la manivela de 90°. Entre cada par de apoyos del cigüeñal se colocan dos bielas, el esquema se muestra en la figura 64. El orden de encendido es 1-4-2-5-3-6.

Figura 64. Esquema de un cigüeñal de dos cilindros por cada muñequilla



Los valores de las fuerzas $T = f(\varphi)$ se dan en la tabla A7 columna 2. De acuerdo al orden de trabajo de los cilindros en la columna 3 se consignan los valores de T para el cilindro 4 que está actuando en el mismo muñón de biela en el que está el del primer cilindro.

Tabla A7. Valores de las funciones tangenciales (N) que actúan sobre los muñones de biela del cigüeñal de un motor diesel.

φ	T_1	T_4	T_2	T_5	T_3	T_6
0	0	-5141	11693	15897	-9209	5494
30	-11956	7043	6209	8621	-5805	0
60	-7043	11956	0	12574	2213	-5494
90	5141	0	-5494	11693	30	-9209
120	9209	-11956	-9209	6209	0	-5805
150	5494	-7043	-5141	0	15897	2213
180	0	5141	7043	-5494	8621	30
600	-9209	6209	0	-5805	9209	-11956
630	-5141	0	15897	2213	5494	-7043
660	7043	-5494	8621	30	0	5141
690	11956	-9209	12574	0	-5494	9209

$T_{4(0)} = T_{1(720-90)}$; en la columna 4 y 5 se dan los valores de las fuerzas tangenciales que actúan en el segundo muñón de biela, $T_{2(0)} = T_{1(720-240)}$; $T_{5(0)} = T_{1(720-330)}$; en la columna 6 y 7 están las fuerzas tangenciales que actúan en el tercer muñón de biela. $T_{3(0)} = T_{1(720-480)}$; y $T_{6(0)} = T_{1(720-570)}$;

Tabla A8. Momentos aumentantes en (Nm) transmitidos a los muñones de bancada del cigüeñal de un motor diesel.

φ	$T_1 R$	$T_4 R$	$M_{mun.ban2}$	$T_2 R$	$T_5 R$	$M_{mun.ban3}$	$T_3 R$	$T_6 R$	$M_{mun.ban4}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0	-360	-360	819	1113	1572	-645	385	1312
30	-837	493	-344	435	603	694	-406	0	288
270	-406	0	-406	-837	493	-750	435	603	288
300	155	-385	-230	-493	837	114	0	880	994
330	2	-645	-643	360	0	-283	-385	819	151
480	819	1113	1932	-645	385	1672	0	-360	1312
510	435	603	1038	-406	0	632	-837	493	288
540	0	880	880	155	-385	650	-493	837	994
570	-385	819	434	2	-645	-209	360	0	151
600	-645	435	-210	0	-406	-616	645	-837	-808
630	-360	0	-360	1113	155	908	385	-493	800
660	493	-385	108	603	2	713	0	360	1073
690	837	-645	192	880	0	1072	-385	645	1332
$\Delta M_{m\acute{a}x.mu\tilde{n}.ban2} = 1932 - (-643) = 2575$; $\Delta M_{m\acute{a}x.mu\tilde{n}.ban3} = 1672 - (-750) = 2422$; $\Delta M_{m\acute{a}x.mu\tilde{n}.ban4} = 1332 - (-808) = 2140$									

Los momentos aumentantes en las columna 4, 7 y 10 de la tabla A8 se determinan tomando en cuenta la acción simultánea en cada muñón de biela de las fuerzas que actúan en los cilindros.

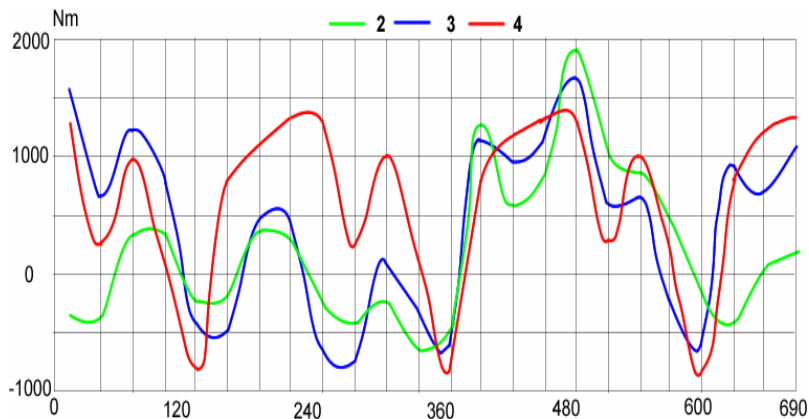
$$M_{\text{muñ.ban.2}} = T_1 R + T_4 R$$

$$M_{\text{muñ.ban.3}} = T_2 R + T_5 R + M_{\text{muñ.ban.2}}$$

$$M_{\text{muñ.ban.4}} = T_3 R + T_6 R + M_{\text{muñ.ban.3}}$$

La bancada más cargada es la tercera (ver figura 65) debido a que: $\Delta M_{\text{muñ.ban.máx.3}} > \Delta M_{\text{muñ.ban.máx.2}} > \Delta M_{\text{muñ.ban.máx.4}}$ estos muñones se calculan a la torsión y posteriormente se muestran en el ejemplo 1.

Figura 65. Momentos de los muñones de bancada de un motor de bielas en serie



Ejemplo 4. De acuerdo a los datos iniciales anteriormente dados en el ejemplo 1 los momentos de torsión que se transmiten a cada muñón de biela son

$$M_{\text{muñ.bie.1}} = 0,5T_1 R$$

$$M_{\text{muñ.bie.2}} = M_{\text{muñ.ban.2}} + 0,5T_2 R$$

.

.

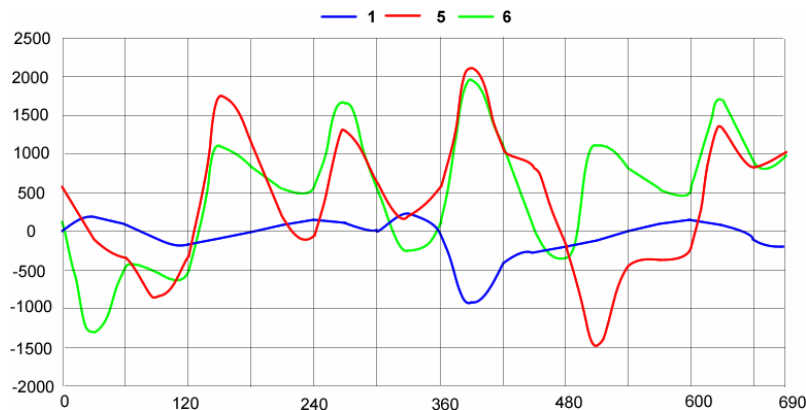
$$M_{\text{muñ.bie.6}} = M_{\text{muñ.ban.6}} + 0,5T_6 R$$

Los valores de los momentos $M_{muñ.ban}$ se dan en la tabla A4 y los valores de los momentos de los muñones de biela en la tabla A9.

Tabla A9. Valores de los momentos aumentantes [Nm] que están cargando los muñones de biela del cigüeñal 6p						
φ	$M_{muñ.bie.1}$	$M_{muñ.bie.2}$	$M_{muñ.bie.3}$	$M_{muñ.bie.4}$	$M_{muñ.bie.5}$	$M_{muñ.bie.6}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0	153,95	-519,39	-38,91	576,9	115,05
30	187,29	-266,3	-693,53	-476,24	299,76	-1284,56
330	237,21	-384,45	-747,76	-750,98	189,43	-267,75
360	0	153,95	-461,9	-211,48	576,86	115
390	-891,38	1176,18	1505,96	1673,42	2088,95	1951,43
630	93,42	-276,82	-898,29	1963,13	1298,85	1714,38
660	-102,98	205,96	-218,71	1158,29	849,33	860,67
690	-187,29	464,53	-88,83	668,19	1038,41	1005,73
	1128,6	1887,6	2954,4	2714	3553,4	3236

Debajo de la línea se muestran los valores de la variación $\Delta M_{muñ.bie.i}$

Figura 66. Momentos en los muñones de biela



El análisis de los datos de la tabla A9 muestra que el muñón de biela más cargado es el #5 porque el $\Delta M_{muñ.bie.máx} = 3553Nm$. Los valores de las reacciones $R_{T,i} = f(\varphi)$ se determinan con ayuda de los datos de la tabla A9 y se muestran en la tabla A10.

Tabla A10. Valores de las reacciones de los apoyos $[N]$ del cigüeñal bajo la acción de las fuerzas tangenciales

φ	$R_{T.1}$	$R_{T.2}$	$R_{T.3}$	$R_{T.4}$	$R_{T.5}$	$R_{T.6}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0	2463,265	-3383,625	-2463,27	2463,26	0
30	2996,565	1732,31	-1638,725	-1439,44	1494,76	-14262,045
60	1647,79	181,48	0	0	-1647,705	-6794,72
90	-1494,695	3795,29	1439,4	1439,42	-2996,595	-4535,73
120	-2463,27	0	2463,26	2463,265	0	-3383,625
150	-1439,44	-14262,045	1494,76	1732,31	2996,565	-1638,725
180	0	-6794,72	-1647,705	181,48	1647,79	0
210	1439,42	-4535,73	-2996,595	3795,29	-1494,695	1439,4
240	2463,265	-3383,625	0	0	-2463,27	2463,26
270	1732,31	-1638,725	2996,565	-14262,045	-1439,44	1494,76
300	181,48	0	1647,79	-6794,72	0	-1647,705
330	3795,29	1439,4	-1494,695	-4535,73	1439,42	-2996,595
360	0	2463,26	-2463,27	-3383,625	2463,265	0
390	-14262,045	1494,76	-1439,44	-1638,725	1732,31	2996,565
420	-6794,72	-1647,705	0	0	181,48	1647,79
450	-4535,73	-2996,595	1439,42	1439,4	3795,29	-1494,695
480	-3383,625	0	2463,265	2463,26	0	-2463,27
510	-1638,725	2996,565	1732,31	1494,76	-14262,04	-1439,44
540	0	1647,79	181,48	-1647,705	-6794,72	0
570	1439,4	-1494,695	3795,29	-2996,595	-4535,73	1439,42
600	2463,26	-2463,27	0	0	-3383,625	2463,265
630	1494,76	-1439,44	-14262,045	2996,565	-1638,725	1732,31
660	-1647,705	0	-6794,72	1647,79	0	181,48
690	-2996,595	1439,42	-4535,73	-1494,695	1439,4	3795,29

ANEXO B. EJEMPLO DE APLICACIÓN DE DIMOT.

Ahora realizaremos un ejemplo en el cual se visualizan todos los pasos a seguir para obtener las dimensiones de las piezas. En este ejemplo se simula un Motor de Encendido por Chispa de 6 cilindros que es alimentado con una mezcla aire-gasolina y obedece a un ciclo ideal.

1. DATOS INICIALES DE LA SIMULACIÓN.

Calcular el ciclo de trabajo de un motor de carburador predestinado para instalarlo en un coche de turismo. A partir de los datos del cálculo determinar las principales dimensiones del motor y su supuesto rendimiento económico. El orden de encendido es 1-5-3-6-2-4.

a. Parámetros Geométricos:

Número de cilindros $i = 6$

Relación de compresión $\varepsilon = 8,5$

Relación carrera diámetro $J = 0,9$

Excentricidad $e = 0$

Velocidad media de la carga en el sistema de admisión $w_{ad} = 90 \text{ m/s}$

b. Parámetros Termodinámicos:

Temperatura del aire en la entrada del sistema de admisión $T_k = 288 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión del aire a la entrada del sistema de admisión $p_k = 0,1 \text{ Mpa}$

Coefficiente de exceso de aire $\alpha_a = 0,9$

Temperatura de los gases residuales $T_r = 1050 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de los gases residuales $p_r = 0,12 \text{ Mpa}$

Aumento de temperatura en el sistema de admisión $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

Coeficiente politrópico de compresión, $n_1 = 1,34$

Coeficiente politrópico de expansión, $n_2 = 1,24$

Coeficiente de aprovechamiento de calor $\xi_z = 0,85$

Coeficiente de redondeamiento del diagrama $\varphi_i = 0,97$

c. Parámetros de la Composición química del combustible y el carburante:

Poder calorífico inferior del combustible $H_u = 44$

Masa molecular media del combustible $\mu_c = 113 \text{ Kg/Kmol}$

Porcentaje de carbono en el combustible $C = 0,85$

Porcentaje de hidrógeno en el combustible $H_c = 0,15$

Porcentaje de oxígeno en el combustible $O_c = 0$

Relación entre H y de CO de los gases residuales $K_r = 0,5$

Masa molecular aparente del aire $\mu_a = 28,96 \text{ Kg/kmol}$

d. Parámetros de datos principales del motor:

Potencia indicada $N_i = 80 \text{ Kwh}$

Coeficiente A de pérdidas mecánicas $A = 0,04$

Coeficiente B de pérdidas mecánicas $B = 0,0135$

Revoluciones del motor $n = 5200 \text{ rpm.}$

2. INTRODUCCION DE DATOS:

Para introducir los datos al programa Dimot se deben seguir los siguientes pasos:

- a. Inicie el programa.
- b. Introduzca los datos no predeterminados.
- c. Dé clic sobre el botón Diseñar.

1. SIMULACION Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS E IMPRESIONES.

El siguiente paso consiste en realizar la simulación y mostrar los resultados, el software para este proceso esta dividido en dos etapas:

a. Pulsar el botón **Dibujar** que se encuentra en la parte inferior izquierda.

Como se puede ver se activaron tres pestañas de las cuales dos (5. Graficas y 8. Registro) están destinadas a mostrar los resultados de los valores hallados.

Figura 67. Gráfica aceleración del pistón

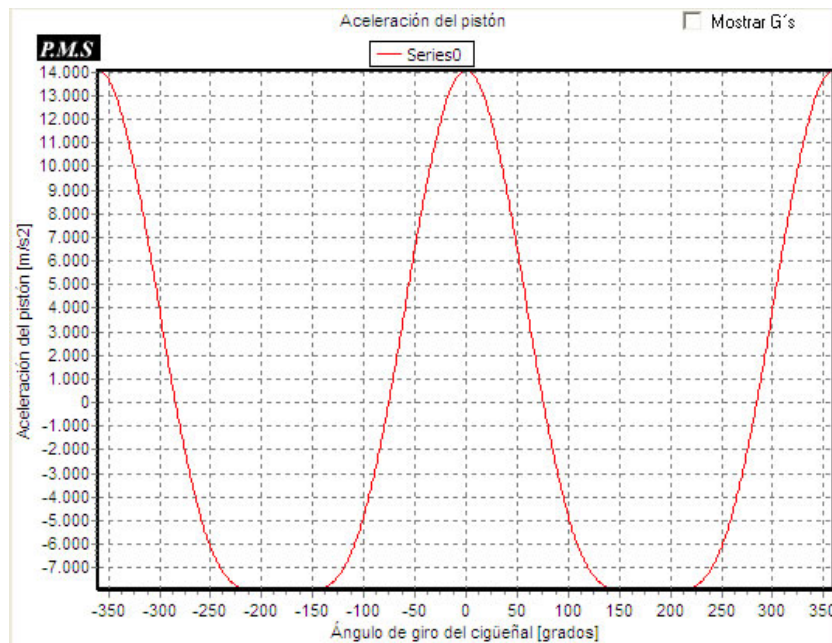


Figura 68. Registro de los resultados

	Parámetro	Valor
25	Porcentaje de oxígeno en aire en volumen	0,230
26	Porcentaje de carbono en el combustible	0,850
27	Porcentaje de hidrógeno en el combustible	0,150
28	Constante de gas ideal para el aire	287,086
29	Velocidad angular del cigueñal	544,543
30	Presión al final de la admisión	0,085
31	Temperatura al final de la admisión	343,436
32	Presión al final de la compresión	1,501
33	Temperatura al final de la compresión	710,964
34	Presión al final de la combustión	5,951

b. En la ventana modelos haga doble clic sobre el dibujo del bulón, inmediatamente le saldrá una ventana emergente donde se introducen los valores, luego se presiona el botón de dibujar, con el fin de hacer un empalme con solid edge para que realice el cálculo de la masa.

Figura 69. Formulario de ingreso de datos del bulón

diámetro externo d_H y el diámetro del pistón:

diámetro interno d_B y el externo d_H :

relación entre la longitud del bulón L_B y el diámetro del pistón:

0,78 a 0,88:

k_M :

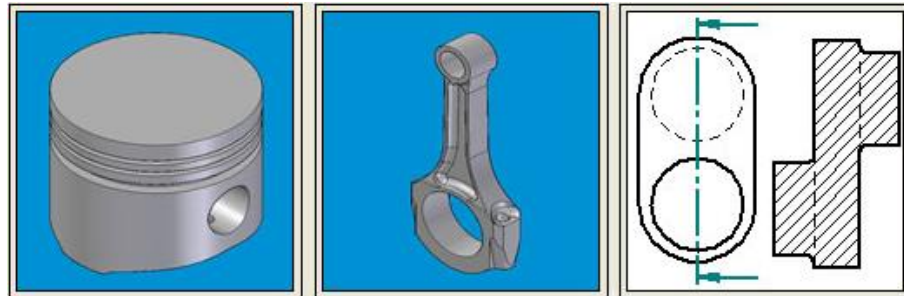
Material:

Diagram showing a bolt with dimensions d_H , d_B , and L_B .

En este momento usted puede guardar la pieza dibujada en Solid Edge.

Haga el mismo proceso con la imagen del pistón, la biela y el cigüeñal en ese preciso orden.

Figura 70. Modelos de piezas móviles



Al terminar cada proceso DIMOT le mostrará los datos calculados, los cuales se pueden visualizar en las pestañas 5. Gráficas, 6. Gráficas, 7.Graficas y en 8. Registro.

Por último DIMOT está programado para manejar el API de Microsoft Office Excel en la pestaña de registro y así poder retirar la información de una forma fácil y rápida.

Figura 71. Resultados en Excel listos para imprimir

The screenshot shows the Microsoft Excel interface with a table of 12 rows and 3 columns. The table lists various parameters and their calculated values. The columns are labeled A, B, and C. The rows are numbered 1 through 12.

	A	B	C
1		Parámetro	Valor
2	1	Potencia nominal	80,00
3	2	Radio de la manivela	37,00
4	3	Revoluciones por minuto del cigüeñal	5200
5	4	Longitud de la biela	132,14
6	5	Desplazamiento del plano del pistón	0,00
7	6	Masa molecular media de la gasolina	114,00
8	7	Diámetro del cilindro	82,66
9	8	Incremento de temperatura en la entrada	15,00
10	9	Temperatura de los gases residuales	1.050,00
11	10	Presión de los gases residuales	0,12
12	11	Coefficiente XX de entrada	3,00

ANEXO C. TABLAS PARA LOS CÁLCULOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO

TABLA C1. CALOR ESPECÍFICO MOLAR MEDIO DE LOS GASES

Temperatura, °C	Aire	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
0	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,797	25,428	20,863	20,62
200	20,984	21,616	20,8	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,44	26,26	21,202	20,808
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,78	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,09	23,446	21,729	37,438	27,88	22,11	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,32	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,51	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,35	21,474
1100	23,547	25,071	23,14	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,51	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,626	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,25	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,21	24,543	22,332
1600	24,652	26,159	24,25	44,485	33,741	24,736	22,517
1700	24,863	26,343	24,434	44,903	34,261	24,916	22,697
1800	25,003	26,519	24,602	45,299	34,755	25,087	22,877
1900	25,167	26,691	24,765	45,644	35,224	25,246	23,057
2000	25,326	26,854	24,918	45,975	35,68	25,393	23,233
2100	25,474	27,013	25,062	46,281	36,12	25,535	23,408
2200	25,611	27,168	25,2	46,566	36,538	25,665	23,576
2300	25,745	27,319	25,326	46,829	36,94	25,791	23,743
2400	25,87	27,47	25,447	47,076	37,33	25,908	23,907
2500	25,992	27,612	25,58	47,302	37,702	26,021	24,07

Fuente: Jovaj Pág. 65

TABLA C2. ENERGÍA INTERNA DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN U EN MJ/KMOL

Temperatura, °C	$\alpha = 1,0$	$\alpha = 0,9$	$\alpha = 0,8$	$\alpha = 0,7$
0	0	0	0	0
100	2,253	2,2045	2,1881	2,1685
200	4,5766	4,5352	4,4867	4,4285
300	6,3969	6,9165	6,8337	6,7344
400	9,4881	9,3842	9,2584	9,1123
500	12,074	11,9386	11,7688	11,5713
600	14,75	14,5759	14,359	14,1057
700	17,513	17,2989	17,0422	16,7202
800	20,309	20,0938	18,7753	19,4024
900	23,26	22,9688	22,587	22,151
1000	26,2262	25,8806	25,4548	24,9534
1100	29,249	28,8569	28,3743	27,7968
1200	32,325	31,8871	31,3476	30,714
1300	35,443	34,9565	34,3598	33,6586
1400	38,601	38,0531	37,4129	36,6433
1500	41,676	41,1969	40,499	39,6603
1600	45,014	44,368	43,6125	42,7048
1700	48,268	47,5716	46,758	45,7802
1800	51,537	50,7924	49,9207	48,8732
1900	54,835	55,0398	53,1101	51,9929
2000	58,15	57,3052	56,3174	55,1298
2100	61,491	60,5947	59,5484	58,2851
2200	64,846	63,9001	62,7955	61,4671
2300	68,208	67,2127	66,0498	64,6528
2400	71,588	70,5432	69,3228	67,8557
2500	74,976	73,882	72,6038	71,0678

Fuente: Jovaj pág. 67

ANEXO D. INSTALACIÓN Y DESINSTALACION DEL PROGRAMA DIMOT

Instalación del software DIMOT.

1. Ir a la carpeta donde está el instalador y hacer clic dos veces sobre el icono de SETUP que tiene la forma de un computador.
2. Seguir las instrucciones que le indica el programa y luego haga clic en aceptar.
3. Presionar sobre el botón que tiene la forma de un computador.
4. Continuar con la instalación.
5. Aceptar la terminación de la instalación
6. Para entrar al programa ir a: inicio/todos los programas/dimot 1.0.

Desinstalación Instalación del software DIMOT.

1. Ir a inicio/panel de control/agregar o quitar programas/seleccione el programa y oprima en el botón cambiar o quitar.
2. Confirmar que desea borrar el programa

ANEXO E. SOLID EDGE (software CAD)

Solid Edge es un poderoso software CAD 3D que le permite a las compañías manufactureras transformar sus procesos de innovación y alcanzar ventaja competitiva a través de la reducción de costos. Las herramientas de modelado y ensamblaje permiten desarrollar fácilmente una gran variedad de productos, desde partes simples hasta ensamblajes que contengan miles de elementos.

Usando los lenguajes de programación más extendidos, como son Visual C++ y Visual Basic, se pueden crear extensiones de comandos que se ajusten precisamente a las necesidades del usuario. Con estas herramientas, se puede modificar y aumentar el alcance de los comandos estándar para ajustar Solid Edge a las necesidades específicas del usuario. También se pueden crear herramientas que le permitan automatizar tareas repetitivas. Mediante la automatización de tareas repetitivas, se ahorra tiempo, se promueve la consistencia y se asegura la integridad en el diseño.

