

Resumen

El objetivo del proyecto será el de analizar las posibles alternativas disponibles actualmente en el mercado con el fin de encontrar un acoplamiento elástico que una un eje de motor alternativo y otro de banco de ensayo.

Para cumplir dicho objetivo se llevará a cabo la construcción de una hoja de cálculo en la cual se introducen datos relativos a la geometría básica de un motor endotérmico y gracias a ella se calcularán diagramas de evolución de esfuerzos alternativos, par motor, temperatura o presión durante un ciclo termodinámico completo. En la hoja también se cuantifican las pérdidas de calor que sufre el motor mermando su rendimiento.

Se estudiarán las diferencias que existen en tres tipos de motores alternativos diferentes realizando simulaciones con la ayuda de la hoja de cálculo creada. Se comprobarán que los resultados que se calculen sean los más parecidos a datos reales de motores.

En el estudio de las diferentes alternativas de selección se han buscado varios proveedores que proporcionen la información más detallada de aquellos acoplamientos elásticos que cumplan con las características deseadas. El criterio de elección entre las alternativas posibles será aquella que resulte más apropiada a las características de los motores analizados, teniendo en cuenta que el factor económico es importante aunque no decisivo.

Como conclusión del proyecto se muestra un presupuesto que refleja el coste total de la consecución a la selección del acoplamiento idóneo en el caso que el presente trabajo sea destinado al interés de un cliente. También se incluyen los precios de los acoplamientos escogidos.



Sumario

| | |
|---|-----------|
| RESUMEN | 1 |
| SUMARIO | 3 |
| 1 INTRODUCCIÓN | 7 |
| 1.1 Objetivos del proyecto | 7 |
| 1.2 Alcance del proyecto | 7 |
| 1.3 Requerimientos previos..... | 7 |
| 2 MODELIZACIÓN CINEMÁTICA DEL MOTOR ALTERNATIVO | 9 |
| 2.1 Movimiento..... | 9 |
| 3 MODELIZACIÓN DINÁMICA DEL MOTOR ALTERNATIVO | 11 |
| 3.1 Fuerzas de inercia | 11 |
| 4 MODELIZACIÓN TERMODINÁMICA DEL MOTOR ALTERNATIVO | 15 |
| 4.1 Fuerzas de presión de combustión..... | 15 |
| 4.2 Pérdidas caloríficas | 17 |
| 4.2.1 Pérdidas por transmisión de calor | 18 |
| 4.3 Pérdidas por escape..... | 20 |
| 4.4 Pérdidas mecánicas | 21 |
| 5 INTEGRACIÓN DE ESFUERZOS EN EL MOTOR ALTERNATIVO | 23 |
| 5.1 Ejemplo de simulación de un motor de 1 cilindro | 23 |
| 6 INTEGRACIÓN DE ESFUERZOS EN UN MOTOR DE VARIOS | |



| | |
|---|-----------|
| CILINDROS | 37 |
| 6.1 Ejemplo de simulación de un motor de 4 cilindros | 38 |
| 6.2 Simulaciones de otras disposiciones | 40 |
| 7 COMPARACIÓN DE LA MODELIZACIÓN DEL MOTOR CALCULADO CON DATOS REALES DE MOTORES EN EL MERCADO | 43 |
| 7.1 Motor de 1 cilindro de 4T : BMW F650 GS | 43 |
| 7.2 Motor de 2 cilindros de 4T : Suzuki SV 650..... | 46 |
| 7.3 Motor de 4 cilindros de 4T : Honda CBR..... | 48 |
| 7.4 Comparación de los tres tipos de motores | 50 |
| 8 CARACTERIZACIÓN DE LAS OSCILACIONES DE PAR DE LA TRANSMISIÓN | 55 |
| 8.1 Simulación de las oscilaciones de par para los casos de referencia | 56 |
| 8.1.1 Motor de 1 cilindro de 4T: BMW F650 GS..... | 56 |
| 8.1.2 Motor de 2 y 4 cilindros de 4T : Suzuki SV 650 y Honda CBR | 58 |
| 9 SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO ELÁSTICO PARA CASO DE REFERENCIA | 61 |
| 9.1 Selección del acoplamiento para motor con par de 60 Nm | 63 |
| 9.2 Selección del acoplamiento según el método de PAULSTRA para los tres tipos de motores | 68 |
| 9.2.1 Acoplamiento para motor de 1 cilindro de 4T : BMW F650 GS | 69 |
| 9.2.2 Acoplamiento para motor de 2 cilindros de 4T : Suzuki SV 650 | 70 |
| 9.2.3 Acoplamiento para motor de 4 cilindros de 4T : Honda CBR..... | 71 |
| 9.2.4 Resumen de las selecciones realizadas para los tres motores | 72 |
| 9.2.5 Discusión sobre la definitiva elección de acoplamiento elástico | 73 |
| 10 PRESUPUESTO | 85 |



CONCLUSIONES _____ **87**

BIBLIOGRAFÍA _____ **89**

Referencias bibliográficas..... 89

Bibliografía complementaria..... 89



1 Introducción

1.1 Objetivos del proyecto

El principio del presente proyecto es la elaboración de un modelo de cálculo para la obtención de resultados que sirvan de imagen al comportamiento real del motor. El procedimiento utilizado para la realización de la hoja es el de calcular cuantitativamente las referencias más apreciables que ayuden a observar las particularidades más notables del comportamiento del motor para cada grado que girado por el cigüeñal. Esta parte es la más trabajada del proyecto y ha requerido conocimientos teóricos previos relativos a la geometría de un motor alternativo y a las leyes que rigen el proceso de combustión del mismo. Tiene en cuenta factores relevantes en la combustión termodinámica como podría ser el avance de inyección o la ley de ignición apropiada.

La hoja de cálculo es un soporte interesante que permite ya no sólo simular la marcha de un motor, sino que también es de gran utilidad para otros fines. Éste sólo es el principio, las posibilidades de uso de la hoja pueden abarcar varios objetivos, y en este caso se ha elegido la búsqueda de un acoplamiento elástico. Así pues, el estudio de varias alternativas en la selección del acople constituye la segunda parte del proyecto y a la que es destinada todos los esfuerzos realizados en la invención de la hoja de cálculo.

1.2 Alcance del proyecto

El tema de la búsqueda del acoplamiento adecuado es uno de los más estudiados actualmente, cuyos resultados todavía no son satisfactorios al máximo. Con el presente proyecto se pretende aportar más información a la causa e intentar establecer una buena vía de ayuda al lector que quiera instruirse en el tema.

1.3 Requerimientos previos

Para la realización del trabajo se ha hecho uso de varias fuentes de información; empezando por las propias teóricas en forma de libros hasta las más modernas procedentes de la red internet. La comunicación con diversas empresas ha constituido la ayuda definitiva a la culminación del proyecto.



2 Modelización cinemática del motor alternativo

2.1 Movimiento

En un motor térmico el movimiento alternativo al cual es sometido se transforma en movimiento circular gracias al sistema biela-manivela. El pie de la biela está sometido a un movimiento rectilíneo alterno y la cabeza realiza un movimiento circular unido a la manivela. Para proceder a realizar los cálculos necesarios será necesario definir primero las variables o datos que se podrán modificar según se quiera obtener un tipo de resultados u otros.

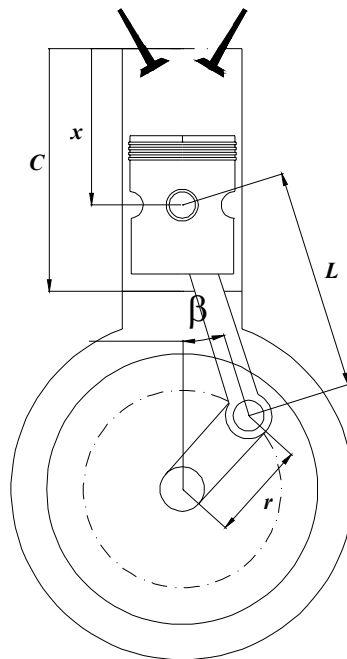


Fig. 2.1 Características dimensionales del mecanismo

En primer lugar se darán unos valores relacionados con la dimensión de los cilindros, tales como el diámetro, la carrera, la longitud de la biela y el radio de la manivela. La carrera del pistón es dos veces el radio de la manivela. Para realizar gran parte de los cálculos se habrá de tener en cuenta dos ángulos importantes: el ángulo α , que es el desplazamiento angular de la manivela respecto la posición del punto muerto superior y el β , que dará cuenta del ángulo que forma el eje de la biela con el del cilindro. Con dichos parámetros se podrá incluir la primera expresión que indicará la posición en la que se encuentra el cilindro en cada estado del ciclo



termodinámico. En la figura (Fig. 2.1) se puede ver de una forma visual estas primeras variables. Todo ello lleva a la expresión antes comentada de la posición del cilindro según informaciones sobre el tema [1]:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \quad (\text{m}); \quad (2.1)$$

La longitud de la manivela viene representada por la letra L , r es el radio de la manivela y x es el desplazamiento angular de la manivela respecto a la posición del punto muerto superior del cilindro. A la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela la es definida como λ (índice de inclinación máxima de la biela), y como se sabe que $r \operatorname{sen} \alpha = L \operatorname{sen} \beta$ entonces quedará $\lambda \operatorname{sen} \alpha = \operatorname{sen} \beta$ que, utilizada en la expresión (Ec. 2.1), dará lugar a la definitiva expresión dependiente únicamente del ángulo α .

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}\right) \quad (\text{m}); \quad (2.2)$$

La velocidad del pistón no es uniforme y vendrá dada por la derivada de la ecuación de la posición respecto del tiempo. Si ahora se deriva la ecuación (Ec. 2.2) teniendo en cuenta la relación del índice de inclinación máxima de la biela se tendría:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot 2 \operatorname{sen} \alpha \cdot \cos \alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}} \right) \omega;$$

con $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ la velocidad angular del motor. Si se desprecia el término $\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}$, que puede ser considerado en la práctica igual a la unidad con lo cual se obtendría con la ayuda de la expresión trigonométrica $\operatorname{sen} \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{\operatorname{sen} 2\alpha}{2}$ la siguiente ecuación:

$$v = \omega \cdot r \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \quad (\text{m/s}); \quad (2.3)$$

donde, como se ha mencionado anteriormente, ω representa la velocidad angular del eje del cigüeñal. Para hallar la expresión de la aceleración se procede de la misma forma, es decir, volviendo a derivar la ecuación (Ec. 2.3) por lo que al final se llegará a:

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (\text{m/s}^2); \quad (2.4)$$



3 Modelización dinámica del motor alternativo

Para poder efectuar el movimiento lineal del pistón en un motor es imprescindible la existencia de una fuerza que lo mueva alternadamente. Esta misma fuerza paralela al movimiento descrito por el pistón está compuesta de dos fuerzas; la fuerza de presión del fluido motor sobre el pistón y la fuerza alterna de inercia. Según el sentido de ambas fuerzas la resultante será la suma o la resta de ambas. De esta manera al inicio de la fase de expansión, la fuerza alterna se opone a la ejercida por la presión del gas y por lo tanto el empuje que realiza el pistón contra la biela es menor y a elevada velocidad de giro la reducción es más sensible.

En la fase de admisión actúa únicamente la fuerza debida a la inercia de las masas alternas y la debida a la depresión que se produce en el cilindro es de carácter despreciable. En la fase de compresión el diagrama de fuerzas se invierte y la presión causada por las compresiones se opone al movimiento del pistón. En la fase de expansión la fuerza de inercia se opone a la presión de combustión y en la fase de escape los gases no ofrecen resistencia alguna al movimiento del pistón y por lo tanto sólo actúan las fuerzas de inercia. A elevados regímenes las fuerzas empiezan a ser más elevadas y son capaces de reducir la carga máxima producida por las fuerzas de presión o de combustión.

3.1 Fuerzas de inercia

Ya se sabe calcular la velocidad y aceleración del pistón en cada tramo de su movimiento rectilíneo. En un motor, además de la fuerza de combustión que da el movimiento del mismo, es de importante relevancia la existencia de los esfuerzos inerciales que sufre y de los cuales están reflejados en los cálculos. Se impondrá en la tabla de datos una determinada masa del pistón que servirá para averiguar la magnitud de la fuerza inercial a la que está siendo sometido el pistón. Como ya se tiene la masa y la aceleración, entonces sólo faltará aplicar la primera ley de Newton, $F_a = -m_a a$. Se obtendría:

$$F_a = -m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (\text{N}); \quad (3.1)$$



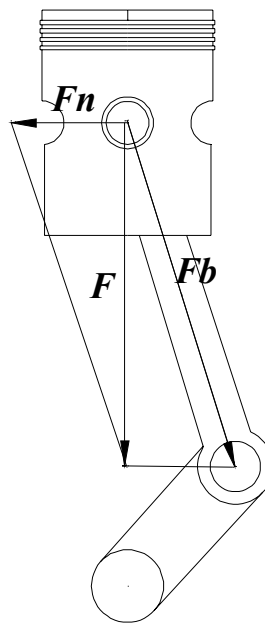


Fig. 3.1 Descomposición de las fuerzas

Se puede ver que en el caso de una biela de longitud infinita el término $\lambda \cos 2\alpha$ se anularía. La fuerza resultante F que actúa sobre el pistón está equilibrada por la reacción de la biela y por las paredes del cilindro, de esta manera se conseguiría sobre la biela una fuerza F_b y sobre las paredes del cilindro una fuerza F_n . La fuerza de la biela es ejercida sobre la manivela y así se puede obtener el par motor sobre el eje del cigüeñal a partir de la distancia mínima de la F_b a este eje. Esta distancia da un valor de $r \sin(\alpha + \beta)$ que, multiplicando por la reacción en la biela, da un momento motor simplificado de:

$$M_t = Fr \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (\text{Nm}); \quad (3.2)$$

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta} \quad (\text{N}); \quad (3.3)$$

$$F_n = F \operatorname{tg} \beta \quad (\text{N}); \quad (3.4)$$

Estas tres ecuaciones últimas serán las que se utilicen en la hoja de cálculo para dibujar los diagramas pertinentes. Gracias a las fórmulas que detallan el movimiento alternado del pistón se podrá hallar, en primer lugar la fuerza inercial F , para posteriormente calcular las reacciones



sobre la biela y la pared del cilindro. El par motor es el objetivo principal a conseguir, pues a partir de él se explicarán las particularidades que posean los diferentes motores a simular. Como se ha comentado previamente, el régimen al que sea sometido el motor gozará de substancial relevancia pues en la ecuación de cálculo de la fuerza inercial el término del régimen al cuadrado conlleva a elevar la magnitud de esta fuerza a medida que suba el número de vueltas del motor.



4 Modelización termodinámica del motor alternativo

4.1 Fuerzas de presión de combustión

Para poder calcular los esfuerzos de combustión será necesario el uso de una ley de combustión adecuada. Existen varios tipos de leyes, como podrían ser la cuadrada, senoidal, cosenoidal, etc. En este caso la ley empleada será la llamada Ley de Vibe, que puede variar la evolución del proceso de quemado de la mezcla entrada en el cilindro. Esta es la ventaja principal respecto a otras leyes, ya que se asemeja más al comportamiento real, pues mientras que las demás leyes ofrecen un progreso simétrico, la ley de Vibe no tiene porqué suceder simétricamente, ya que la asimetría de la ley podrá ser modificada en función de dos parámetros de funcionamiento.

Se introducirá una determinada cantidad de combustible, que en este caso será dada por la relación de estequiometría, como ya se conoce de antemano y por las características dimensionales del cilindro la masa de aire entrante, por lo tanto no es nada complicado averiguar la masa de combustible. Según el combustible que se utilice tendrá una determinada energía calorífica que será indicada en los datos iniciales. Esta energía suele rondar los 42,3 MJ. La expresión de la Ley de Vibe es la siguiente:

$$x = 1 - e^{-a\Theta^{m+1}}; \quad (4.1)$$

Generalmente las leyes de calor vienen expresadas por alguna relación funcional, que indica la fracción de carga quemada vs. el ángulo relativo de combustión $\Theta = (\theta - \theta_{ic}) / \Delta\theta_c$, donde θ es el ángulo en el momento del proceso de combustión, θ_{ic} la posición angular del pistón en que se inicia la combustión y θ_c la del final de la misma. Los parámetros a y m son los que se podrán mover para adecuar la velocidad de la combustión de una manera u otra, en especial el parámetro m , que puede variar desde 0 hasta 7. El parámetro a se fijará a un valor determinado no movable, en este caso será de un valor de 6.908.

En la siguiente gráfica (Fig. 4.1) se observa cómo se altera el avance de la progresión de la combustión dependiendo si se modifica el parámetro m . Así para los valores de m cercanos a cero la combustión se realiza más rápidamente y el pico máximo de quemado llega antes. El valor de $m = 2$ proporciona una evolución simétrica y a partir de ese valor ya se desplaza el pico máximo hacia la derecha.



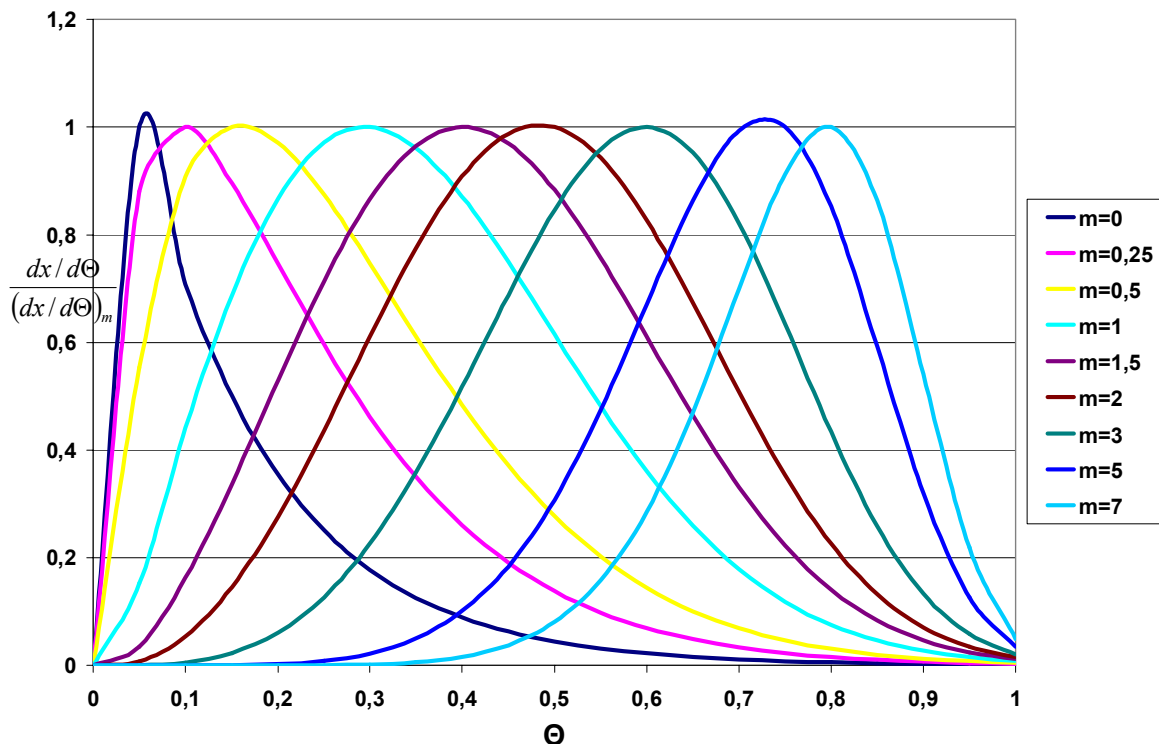


Fig. 4.1 Evolución de la combustión en función del parámetro m

Entonces se hallará en cada intervalo angular, concretamente de 1° , la fracción de carga quemada en ese pequeño período de tiempo. Incluyendo la masa y la energía calorífica del combustible se tendrá el calor entrado en la cámara de combustión para cada grado girado. La intención ahora será de averiguar la presión ejercida sobre la cabeza del pistón para después llegar a deducir la temperatura. Para analizar la presión se utiliza la siguiente expresión derivada de la primera ley de la termodinámica aplicada a un sistema abierto [2]:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt}; \tag{4.2}$$

Para el cálculo de la presión será ineludible referirse a la presión y volumen del paso anterior. Si se considera el aire entrante como gas ideal se podrá calcular la temperatura por medio de la ecuación de los Gases Ideales, $PV = nRT$. El coeficiente isoentrópico γ no es constante a lo largo del tiempo, sino que es dependiente de la temperatura del sistema. Ya que $\gamma = Cp/Cv$, y $Cp = Cv + R$ (en los gases ideales), entonces solamente hará falta calcular el calor específico a presión constante dependiendo del tiempo. La siguiente expresión refleja este cálculo de la Cp [3]:

$$Cp/R = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4; \tag{4.3}$$



y los valores de $a_1 \dots a_5$ son los siguientes:

| Rango | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 |
|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| T<1000 | 3,568392 | -6,79E-04 | 1,55E-06 | -3,30E-12 | -4,66E-13 |
| T>1000 | 3,0879272 | 1,25E-03 | -4,24E-07 | 6,75E-11 | -3,97E-15 |

Tabla 4.1 Coeficientes para el cálculo de la Cp

Una vez calculada la presión se añade también el trabajo en cada instante realizado por el pistón. De gran facilidad es usar la expresión termodinámica del trabajo:

$$W = \int PdV \quad (\text{J}); \quad (4.4)$$

Para llegar a este par es imprescindible saber la fuerza de combustión sobre la cabeza del pistón, fuerza de presión, absolutamente sencillo a partir del área de la cabeza del pistón y de la presión calculada en ese instante. La fuerza de combustión normal a la pared del cilindro y la ejercida sobre la biela se calculan de la misma manera que en las fuerzas inerciales, así como el par motor resultante:

$$F_b = \frac{F}{\cos\beta}$$

$$F_n = F \operatorname{tg} \beta$$

$$M_t = Fr \left[\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right]$$

4.2 Pérdidas caloríficas

En un motor de combustión alterna el calor introducido para crear la explosión no se aprovecha al máximo e indudablemente como en muchas máquinas siempre existen pérdidas que merman la capacidad del motor. Por lo tanto sólo una pequeña parte de la energía calorífica del combustible es aprovechada por el motor en forma de energía mecánica. En el caso de un motor parte de la energía de combustión se pierde en forma de refrigeración, por medio del radiador, que se lleva un buen tanto por ciento; los gases de



escape absorben un tanto todavía más grande; las mismas partes del motor transmiten el resto al aire ambiente por radiación. En este caso en la hoja de cálculo únicamente se tendrá en cuenta sólo los dos tipos primeros de pérdidas de calor. Según la información obtenida acerca del reparto de pérdidas de calor [4] se grafican estas pérdidas donde se observa el tanto por ciento que ocupa cada uno de toda la energía calorífica introducida:

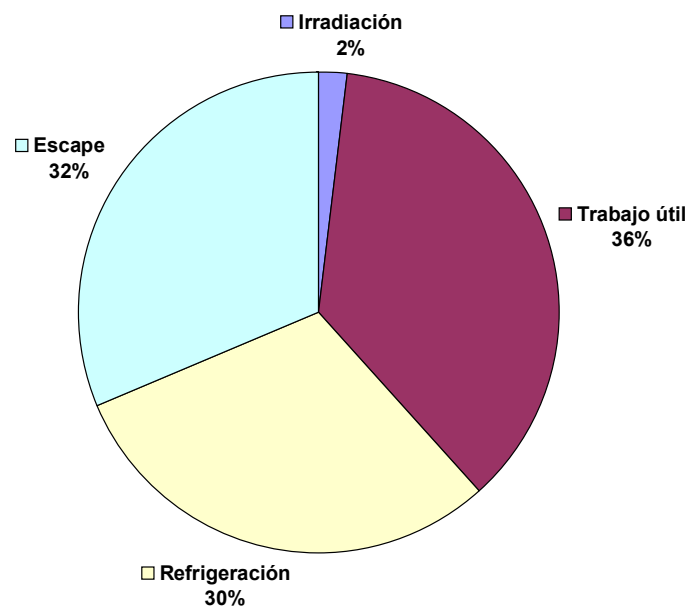


Fig. 4.2 Reparto de las pérdidas caloríficas

4.2.1 Pérdidas por transmisión de calor

La transmisión de calor en un motor alternativo de combustión es debida a la convección provocada por el flujo turbulento existente en el cilindro hacia las paredes de la cámara de combustión. El calor extraído por convección es dirigido desde las paredes hacia el medio refrigerante (que puede ser líquido o gas) y del pistón hacia el lubricante. El tratamiento riguroso del problema se realiza haciendo uso del coeficiente h_c de transferencia global de calor para evaluar el flujo térmico. El flujo térmico Q a través de la interfase gas/pared puede ser expresado en función temperatura del gas fuera de la capa térmica y de la temperatura superficial de la pared mediante:

$$Q = h_c (T_g - T_p) A \quad (W); \quad (4.5)$$

donde:



T_g - temperatura instantánea del gas (° K).

T_p - temperatura media de las paredes del motor (° K).

A – superficie expuesta a la transmisión de calor (m^2).

Cabe destacar que la temperatura superficial de pared varía periódicamente, pero con una amplitud mucho menor (del orden de 25 grados), por lo que en general, en este tipo de evaluaciones se considera constante e igual promediada en el tiempo. La precisión en la elección de un valor adecuado de temperatura de pared no es muy crítica; una modificación de 50° K se traduce en una variación del 1 % del calor transferido. Los errores en la temperatura de pared pueden conducir a desviaciones más notables a cargas reducidas.

La superficie de transferencia de calor la constituye la pared interna del cilindro de trabajo (corona del pistón, cilindro y culata) y variará periódicamente. En la hoja de cálculo y para simplificar los cálculos la superficie de transmisión de calor se tomará como la de un cilindro puro, es decir, las dos caras superior e inferior serán concebidas como planas, de esta manera no se tendrá en cuenta el área irregular que proporciona una cámara de combustión.

Son muchos los autores que han propuesto ecuaciones de mayor o menor complejidad para hallar el coeficiente global de transmisión h_c . Para la simulación se hará uso de la ecuación que Woschni formuló [5], de entre todas es la ecuación que más se utiliza para evaluar las pérdidas de calor en un motor, aunque el grado de precisión que aporta es menor en los motores de encendido provocado que en los de encendido por compresión. La fórmula de Woschni toma como expresión la siguiente:

$$h_c = 1.3 \cdot 10^{-2} D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_T T_{CA}}{P_{CA} V_{CA}} (P - P_o) \right]^{0.8} \text{ (W/m}^2\text{K);} \quad (4.6)$$

siendo:

D - diámetro del cilindro en m.

P - presión instantánea en Pa.

T_g - temperatura instantánea del gas en ° K.

c_m - velocidad lineal media del pistón en m/s.

V_T - volumen desplazado por el émbolo en m^3 .



T_{CA} - temperatura de la carga al final de la admisión en ° K.

P_{CA} - presión de la carga al final de la admisión en Pa.

V_{CA} - volumen de la carga al final de la admisión en m³.

P_o - presión del motor aspirado en Pa.

El término delimitado por corchetes representa la velocidad media de los gases considerando tanto el movimiento del émbolo como el proceso de combustión. Los valores de C_1 , C_2 son distintos dependiendo del tipo del motor y según sea la fase del ciclo. En la siguiente tabla se dan las expresiones para su determinación:

| Renovación de la carga | Compresión y expansión |
|---|--|
| $C_1 = 6.18 + 0.471 (v_t/V_p)$ $C_2 = 0$ | $C_1 = 2.28 + 0.308 (v_t/V_p)$ $C_2 = 3.24 \text{ E-3}$ |

Tabla 4.2 Valores de C_1 , C_2

El término v_t representa la componente tangencial de la velocidad del gas en la cámara de combustión. Si no se tiene información al respecto podría ser omitida dada la baja influencia porcentual que representa. Para un motor Diesel la relación v_t/V_p sería de 2.3, mientras que para un motor Otto sería nula. Así pues se hará servicio de esta nulidad en el proceso de la simulación del motor.

Teniendo ya las ecuaciones que expresan la pérdida calorífica por transmisión sólo cabe aplicarlas. Cuando antes se describía cómo calcular la presión ejercida sobre el fluido ya se pasaba directamente a hallar el valor de la fuerza del pistón. Pues bien, antes de este paso se calculará el coeficiente h_c para cada instante y con ello el calor transmitido que se restará al calor introducido por el combustible. Y a partir de aquí se recalculará un nuevo valor de la presión instantánea con esta resta y después la temperatura de nuevo. Teniendo una nueva presión en cada instante ya sólo faltará averiguar los esfuerzos de combustión por los métodos que antes se han descrito.

4.3 Pérdidas por escape

No se han de olvidar estas pérdidas pues significan un valor incluso más elevado que las pérdidas por transmisión. Se calcularán por la diferencia de temperatura entre cada instante durante la fase cerrada del ciclo termodinámico.



4.4 Pérdidas mecánicas

En un motor alternativo el trabajo realizado en el interior del cilindro no se transmite enteramente al eje del cigüeñal, sino que una parte del trabajo es absorbido por las resistencias pasivas. De este modo se puede diferenciar tres tipos diferentes de potencia: la potencia indicada N_i , la potencia absorbida por las resistencias pasivas N_p y la potencia efectiva en el eje N_e . La potencia indicada se calcula a partir del área del ciclo que el gas realiza en el interior del pistón, pero la potencia efectiva se mide gracias a un freno motor acoplado al eje motor. Esta potencia efectiva es la medida en los bancos de ensayo comunes y la definitiva para catalogar el motor. La potencia transmitida a las resistencias pasivas se suele medir haciendo girar el motor por medio de una máquina externa, sin que éste sea arrancado.

La diferencia de la potencia indicada menos la absorbida ya establece el valor de la potencia disipada a las resistencias pasivas. La potencia de las resistencias pasivas es destinada a superar los rozamientos producidos entre las partes mecánicas en movimiento y para poner en marcha los distintos conjuntos de máquinas necesarias (bomba de agua, de aceite, etc). En el caso del tipo de motor que sea simulado el rendimiento indicado será el objetivo a calcular y para concretar cuantitativamente este rendimiento en el eje motor se hará uso del rendimiento mecánico, que es la división entre la potencia o par indicado y el efectivo. El valor del rendimiento mecánico suele rondar entre los 0.8 y 0.9. Por lo tanto en la hoja de cálculo solamente será necesario multiplicar el valor del par indicado hallado por el rendimiento mecánico y así se obtendrá fácilmente este par efectivo.



5 Integración de esfuerzos en el motor alternativo

5.1 Ejemplo de simulación de un motor de 1 cilindro

Ahora ya se puede realizar una simulación de un motor de 1 cilindro según los pasos explicados hasta este momento y con la ayuda de la hoja de cálculo fabricada. Para ello son necesarios los primeros datos insertándolos con una magnitud apropiada. Estos datos son los siguientes:

- Radio de la manivela, $r = 0.04$ m.
- Longitud de la biela, $L = 0.13$ m, con lo cual se obtiene un índice de inclinación $\lambda = 0.307$.
- Diámetro del pistón, $D = 0.07979$ m.
- Carrera, que será dos veces el radio de la manivela, es decir, 0.08 m.
- Masa del pistón, $m = 0.45$ Kg.
- Régimen de vueltas, en principio se comenzará con $w = 2000$ rev/min que da un tiempo en recorrer un grado de cigüeñal de $8.33 \cdot 10^{-5}$ s y luego se irá modificando el régimen para observar el comportamiento del par motor.
- Temperatura y presión de admisión del aire, condiciones normales con $T = 298^\circ$ K y $P = 101325$ Pa.
- Temperatura de pared del cilindro, se supondrá unos 200° C, $T = 473^\circ$ K.
- Relación de compresión, $\varepsilon = 10$.
- Energía calorífica del combustible, $PCI = 42,3$ MJ/Kg.
- Ángulo de inicio de la combustión, $\theta_c = 345^\circ$, es decir 15 grados antes del P.M.S.
- Intervalo angular de combustión, $\Delta\theta = 40$, que se podrá modificar.
- Relación de estequiometría $\text{esteq} = 14,7$ kg aire/ kg comb.
- Parámetros de la Ley de Vibe, $a = 6.908$ fijado y $m = 2$ que se podrá cambiar para variar la evolución de la combustión.
- Coeficiente isoentrópico γ , que será en función de C_p y C_v , la C_p calculada según la tabla 4.1.
- Configuración de los intervalos angulares de desfase en el caso de motores pluricilíndricos; en este caso, al realizar una simulación de un solo cilindro, no importa los valores que se pongan.



Una vez ya definidos los valores de los datos iniciales se podrán averiguar los datos obtenidos que tendrán una gran importancia en la hoja de cálculo:

- Ángulo final de la combustión, $\theta_{fc} = 385^\circ$, que variará si varía el intervalo angular de combustión.
- Volumen del cilindro, $V = 0.0004 \text{ m}^3$.
- Volumen muerto del cilindro, $e = 4.44464 \text{ E-5 m}^3$.
- Masa de aire total que entra en la cámara $m_{aire} = 0.000527 \text{ kg}$.
- Masa total de combustible necesario $m_{comb} = 3.5859 \text{ E-5 kg}$.
- Velocidad media, en este caso de 5.33 m/s .

Con todos estos datos se pueden hallar ya las gráficas pertinentes:

- Con $w = 2000 \text{ rev/min}$.

Se observa que el pico de presión roza los 100 bares, concretamente llega a los 99.98 bar y que el mismo ciclo sin combustión alcanza más o menos los 23 bar (Fig. 5.1). La temperatura máxima alcanzada teniendo en cuenta la pérdida de calor por las paredes del cilindro es de $3362.13 \text{ }^\circ \text{K}$ (Fig. 5.2), que esto equivale a perder un 21.96 % del calor introducido inicial, que es de 1516.86 J . Las pérdidas por escape son de 603.34 J , que representan un total del 39.78 % del calor inicial aportado. El trabajo total realizado por el pistón sin tener en cuenta las pérdidas es de 737 J que, añadiendo las pérdidas de transmisión pasaría a ser de 633.56 J . Estas pérdidas dejan al pistón un rendimiento del 41.77 %.

Se puede ver que al final de la expansión hay una brusca bajada de presión; esto no es ningún error, sino una corrección insertada en la hoja de cálculo en la cual se impone que en las fases abiertas del ciclo termodinámico una presión de 1 bar. En el gráfico de la temperatura ocurre el mismo efecto, pero en este caso al haber impuesto una presión de 1 bar en las fases abiertas del ciclo, simplemente con la fórmula de los Gases Ideales que se utiliza para todo el ciclo, ya se obtiene el valor de $298 \text{ }^\circ \text{K}$ tal como se inicia el ciclo. De esta forma se asegura que los valores de presión y temperatura sean los mismos al inicio y al final.

La unión del par motor de combustión (actúan sólo las fuerzas de presión) y el par motor inercial (actúan sólo las fuerzas inerciales) da origen al par motor conjunto, cuya gráfica es mostrada más abajo (Fig. 5.3); el pico máximo obtenido es algo superior a



800 Nm. A 2000 rev/min los esfuerzos inerciales no son todavía importantes, las fuerzas de combustión son relativamente superiores a las inerciales para conseguir que éstas pasen prácticamente desapercibidas. Más adelante se comprobará la relevancia de estas fuerzas.

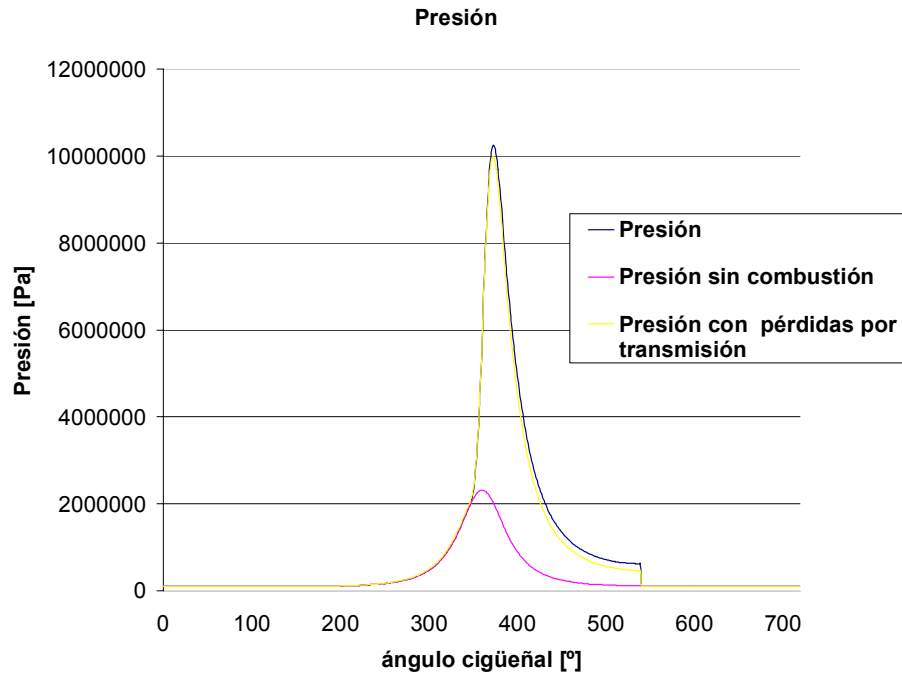


Fig. 5.1 Evolución de la presión con $w = 2000$ rev/min

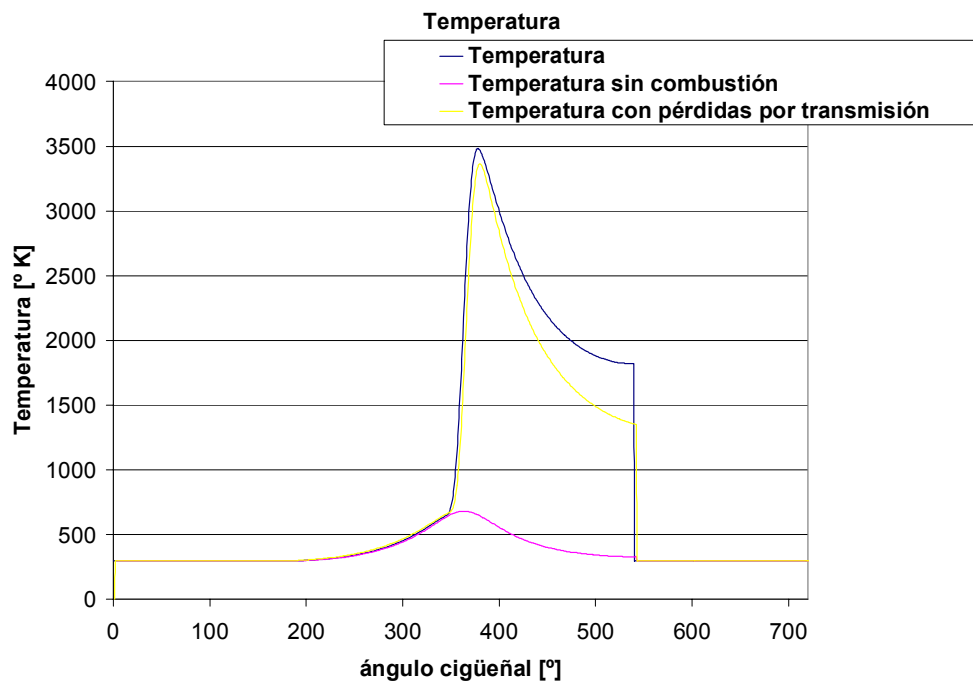


Fig. 5.2 Evolución de la temperatura con $w = 2000$ rev/min



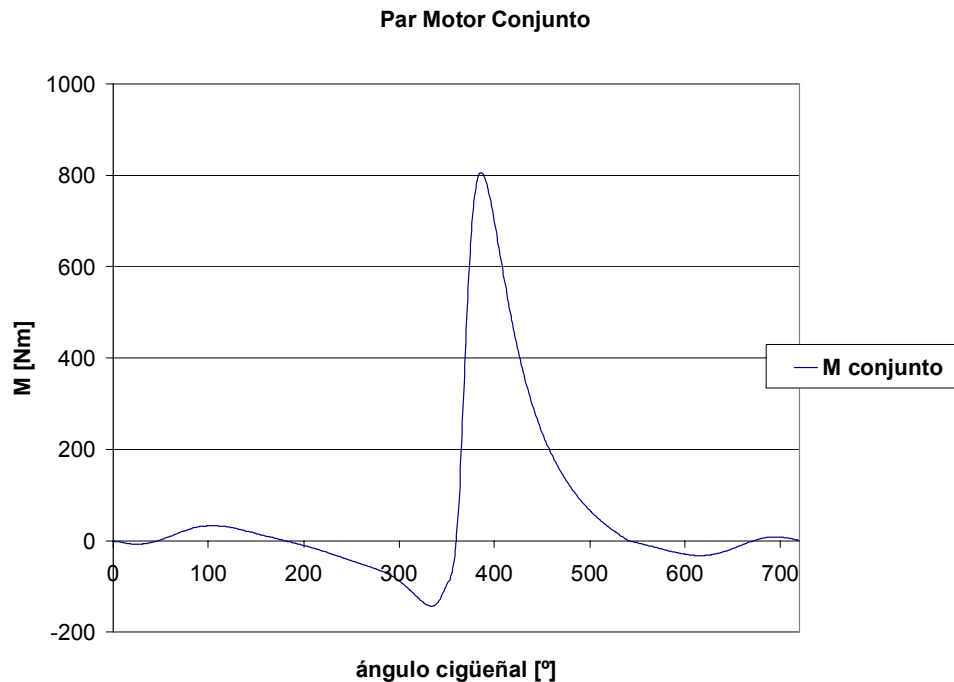


Fig. 5.3 Par motor conjunto con $w = 2000$ rev/min

- Con $w = 5000$ rev/min.

Se consigue reducir las pérdidas por convección hasta llegar a un valor del 18.28 % del total aportado y aumentan las de escape que representan el 43.08 %. La disminución de las pérdidas por transmisión se debe a que a mayor régimen de vueltas más complicado es extraer calor del pistón puesto que los ciclos termodinámicos se suceden a mayor celeridad. El trabajo sin pérdidas es el mismo que antes porque la evolución de las presiones no varía, ni las de la temperatura, con lo que el hecho de subir el régimen no afecta en absoluto en el trabajo termodinámico pero al tener en cuenta las pérdidas el trabajo sería de 650.85 J. El rendimiento del pistón incluyendo las pérdidas sería del 42.91 %, algo más que antes debido a la bajada de las pérdidas por transmisión. En el diagrama del par motor (Fig. 5.9) ya se observa una bajada más significativa del momento máximo y las fases abiertas del ciclo ya contemplan en cuantía los esfuerzos inerciales.

Por lo tanto, al aumentar las revoluciones cobra expectación la existencia de las fuerzas inerciales, que modifican especialmente las fases diferentes a la expansión haciendo que sus valores extremos aumenten considerablemente. Es evidente que la masa del pistón tiene parte de culpa, y es por ello que en los motores de automóviles es de vital importancia la ligereza del mismo, que permite no sólo disminuir las fuerzas de inercia sino además elevar la velocidad del



pistón y alcanzar regímenes elevados de rotación.

Se observa en las gráficas de esfuerzos (Figs. 5.4, 5.6, 5.8) la baja magnitud de la fuerza F_n normal al pistón y que en el par motor conjunto se logra una disminución de 100 Nm respecto al par motor de combustión (Fig. 5.5). Cabe reseñar que en el diagrama de esfuerzos inerciales la escala situada a la derecha corresponde al comportamiento del par inercial y que éste describe una evolución simétrica y que, por supuesto, el trabajo inercial obtenido ha de ser nulo (Fig. 5.7); en este caso el resultado es de 1.13 J, despreciable frente a los 737 J termodinámicos iniciales. Este diminuto resultado tiende a anularse si la discretización del ciclo en 720° se hubiese efectuado con menor amplitud angular, pero no se ha hecho tan aproximado por el mero hecho de que el soporte informático no comportaba una fluidez en el intento de simulación.

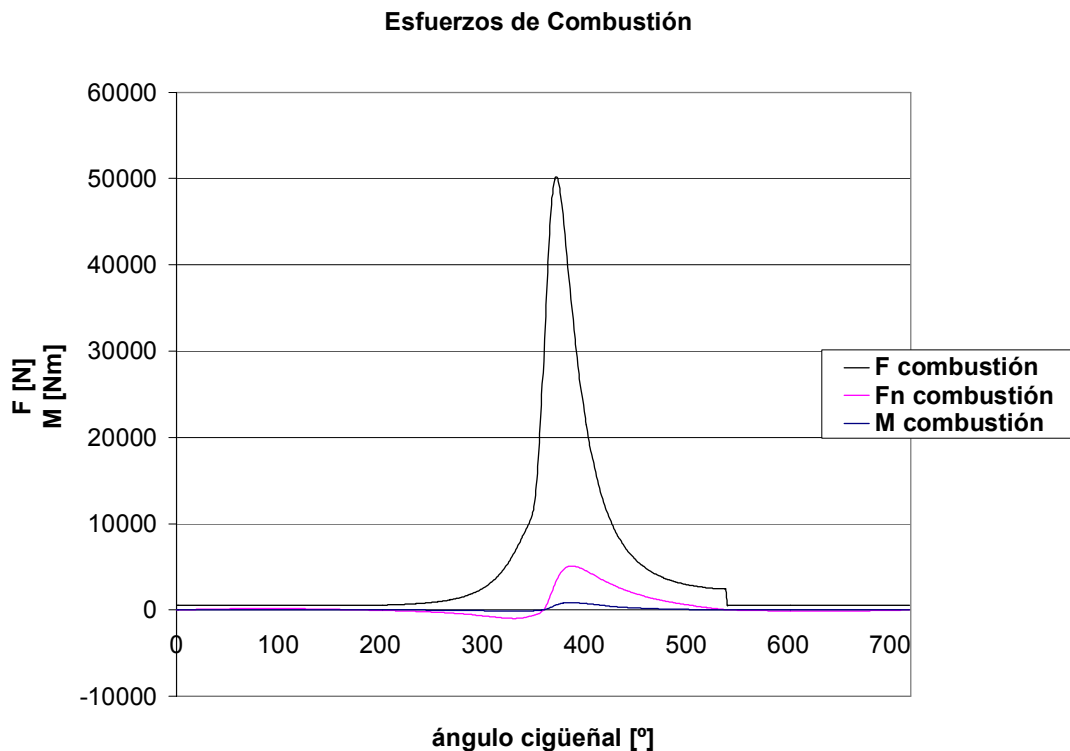


Fig. 5.4 Esfuerzos de combustión con $w = 5000$ rev/min



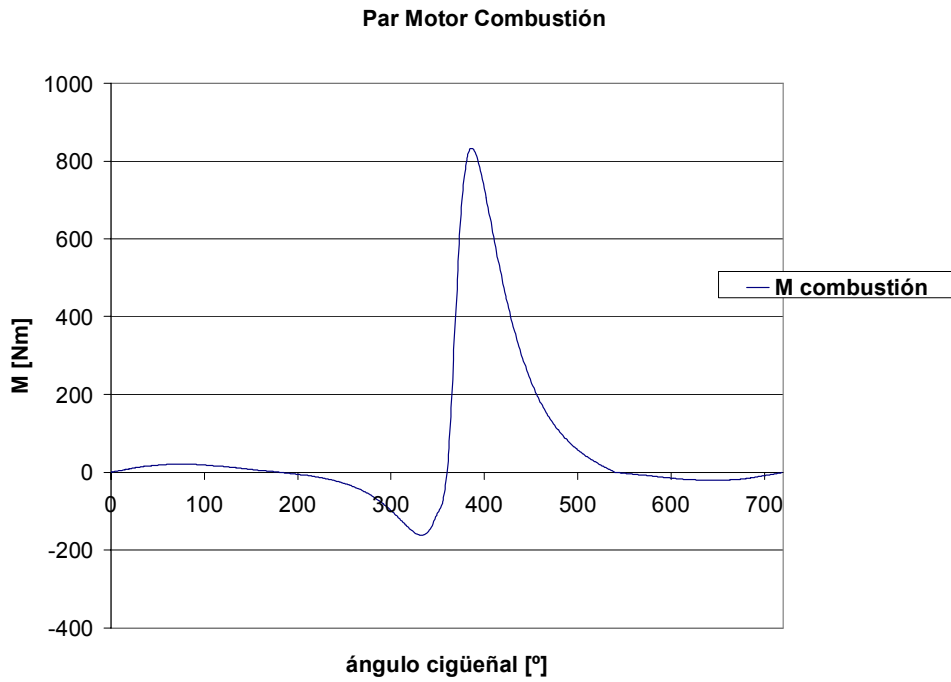


Fig. 5.5 Par motor de combustión con $\omega = 5000 \text{ rev/min}$

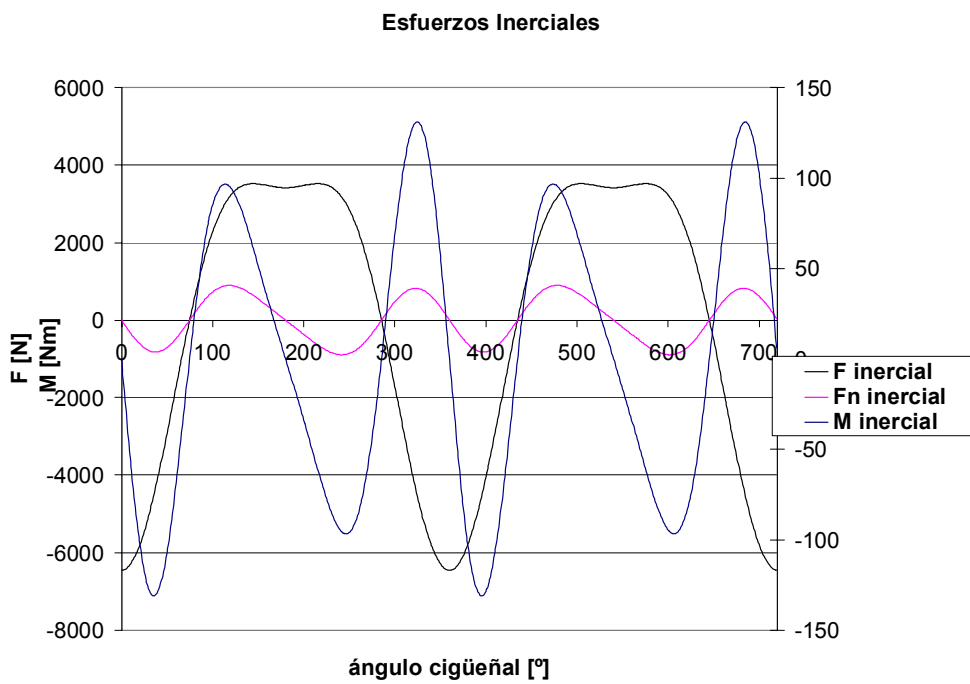


Fig. 5.6 Esfuerzos inerciales con $\omega = 5000 \text{ rev/min}$



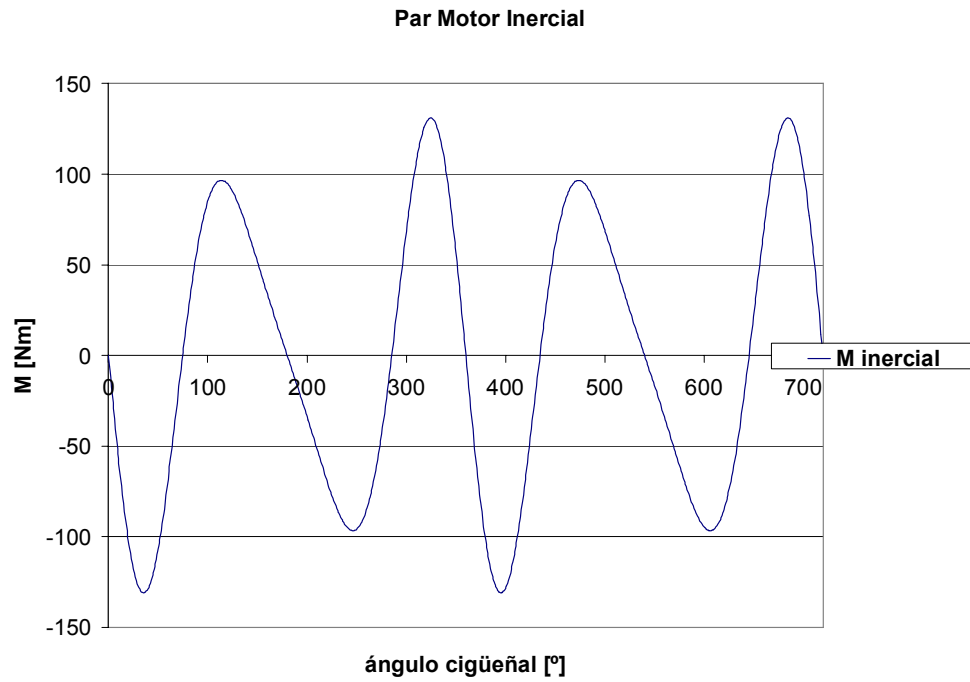


Fig. 5.7 Par motor inercial con $w = 5000 \text{ rev/min}$

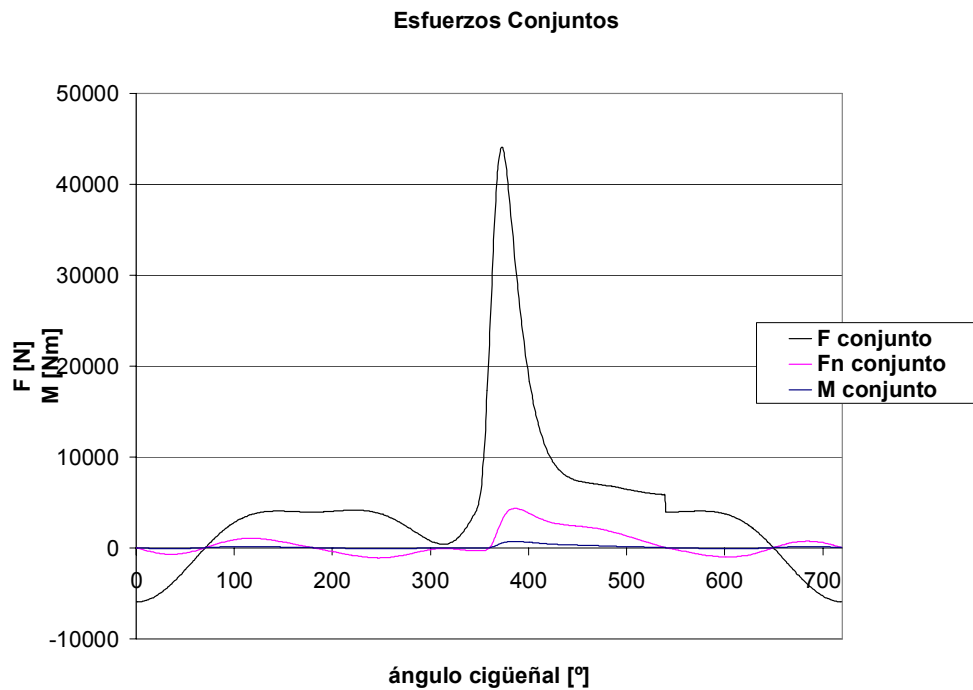


Fig. 5.8 Esfuerzos conjuntos con $w = 5000 \text{ rev/min}$



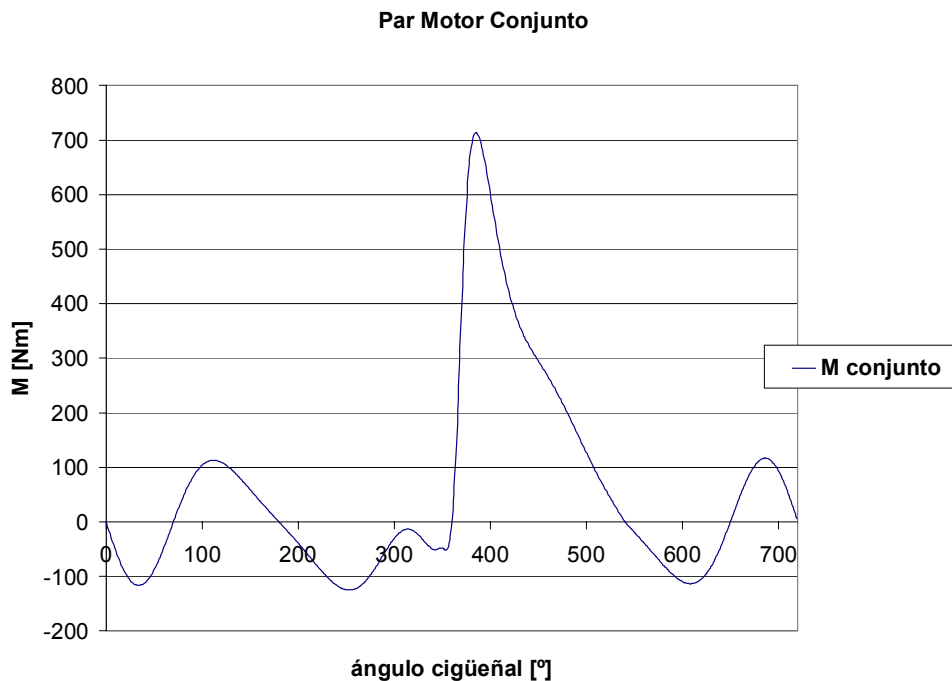


Fig. 5.9 Par motor conjunto con $w = 5000 \text{ rev/min}$

Si se subiese mucho el régimen del motor las fuerzas inerciales serían tan importantes que el aspecto de la gráfica del par motor ya no sería el mismo. Ya no está claro si existe un solo pico de par o se confunde entre los valores extremos de los picos producidos por las fuerzas de inercia. Es el momento en el cual las vibraciones de los impulsos contra los codos del cigüeñal se acusan de una manera más relevante y se alcanzan los límites de resonancia. Estas fuerzas, actuando sobre el cigüeñal, producen esfuerzos de torsión y flexión; pero como el material que está construido no es totalmente elástico, cuando se deforma tiende a recobrar su forma primitiva. He aquí el porqué se busca el uso de la aleación ligera en la fabricación de pistones para motores de vehículos poco pesados con poca cilindrada, mientras que en motores marinos o Diesel de grandes cilindradas es más frecuente la utilización del acero y la fundición.

Si en cambio se consigue fabricar un pistón con un 30 % menos de peso que el utilizado en todos los casos anteriores se contempla la diferencia entre los diagramas de ambos par motor (para el de 0.45 kg y para el de 0.315 kg). Ambas gráficas se representan superpuestas para mostrar con claridad la diferencia provocada por el peso del pistón (Fig. 5.10):



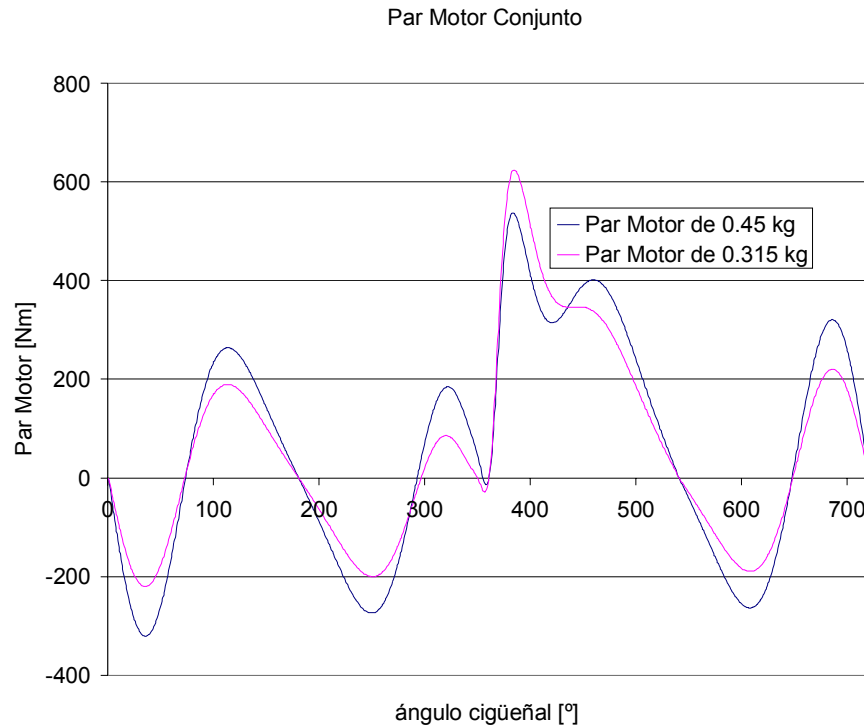


Fig. 5.10 Par motor conjunto con $w = 8000$ rev/min para $m = 0.45$ kg y $m = 0.315$ kg

Si ahora se modifica el ángulo de combustión a un valor mayor, de 60° , por ejemplo se obtiene una temperatura teniendo en cuenta las pérdidas por transmisión sería de 3076.71°K (Fig. 5.11), menor que en el caso con un ángulo de combustión de 40° , lo que evidencia una disminución de la temperatura y, por tanto, de la presión al aumentar el intervalo de combustión de la ley de Vibe. Esto se explica a partir de que con un intervalo mayor en la forma de la combustión se produce una entrada del combustible más espaciada y en la ecuación de la primera ley de la termodinámica (Ec. 4.2) el término que hace referencia a la variación de volumen no cambia puesto que en un grado de cigüeñal la expansión realizada es la misma pero, en cambio, el término del calor introducido disminuye y al despejar de la fórmula la presión se obtiene un resultado más bajo que arrastra el orden de magnitud al cálculo de la temperatura.

Las pérdidas por transferencia bajan hasta un 19.86% a un régimen de 2000 vueltas, menor que antes, con lo cual se consigue también una disminución de las pérdidas por transmisión al aumentar el ángulo de combustión. En contra las de escape suben hasta un 44.13% . Aumentando de nuevo el valor del ángulo de combustión a 80° la temperatura llegaría hasta 2849.86°K (Fig. 5.12), volverían a bajar las pérdidas por transferencia hasta un 18.37% y subirían las de escape a un 49.47% . Es importante destacar otro hecho: el par motor máximo



a 2000 rev/min con un ángulo de combustión de 60 ° es prácticamente el mismo que con un ángulo de combustión a 40°, en cambio el par máximo obtenido con un ángulo de 80° es ligeramente más pequeño del orden de casi 100 Nm menos que a 40°. Por lo tanto también influye el aumento del ángulo de combustión en la disminución del pico máximo del par.

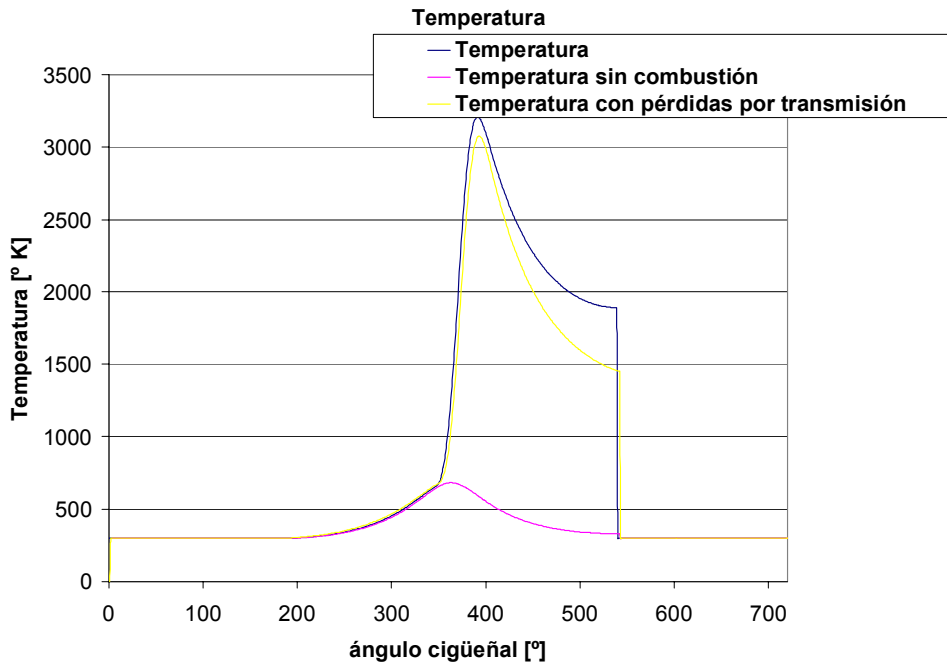


Fig. 5.11 Evolución de la temperatura con incremento de ángulo de 60° a $w = 2000$ rev/min.

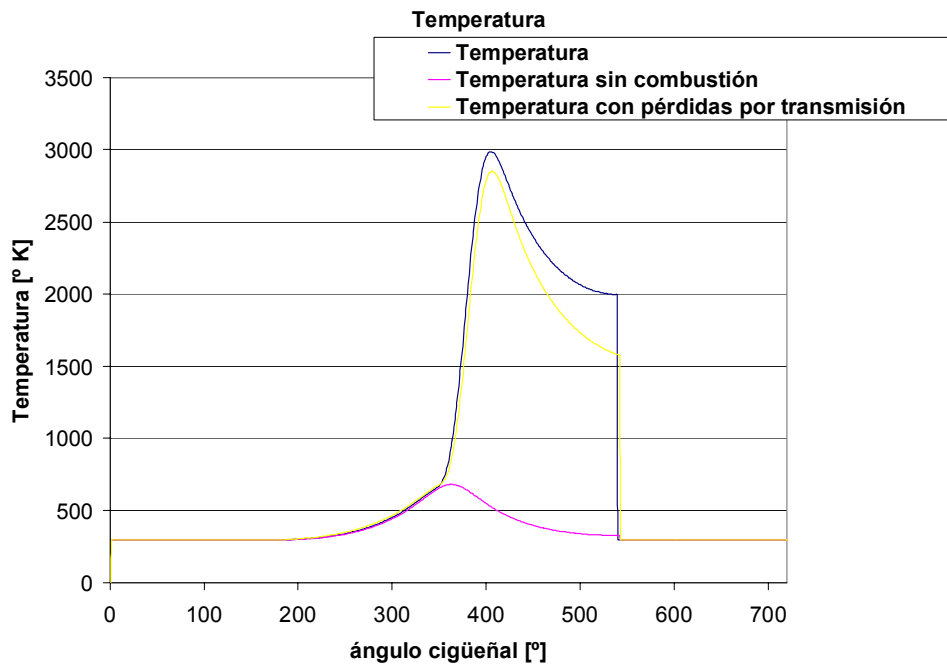


Fig. 5.12 Evolución de la temperatura con incremento de ángulo de 80° a $w = 2000$ rev/min.



A modo de resumen y para facilitar la comprensión del lector de lo expuesto acerca de la simulación de un motor monocilíndrico se adjunta una tabla de resultados para 2 regímenes (2000 y 5000 rev/min concretamente) y para los tres ángulos de combustión (40, 60 y 80°), además de una gráfica (Fig. 5.13) en la que se puede observar la respuesta del par motor a estas especificaciones.

| Temperatura (°K) | $\theta = 40^\circ$ | $\theta = 60^\circ$ | $\theta = 80^\circ$ |
|----------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 2000 rev/min | 3362.13 | 3076.71 | 2849.86 |
| 5000 rev/min | 3381.19 | 3097.86 | 2872.13 |
| Presión (bar) | $\theta = 40^\circ$ | $\theta = 60^\circ$ | $\theta = 80^\circ$ |
| 2000 rev/min | 99.98 | 74.17 | 54.55 |
| 5000 rev/min | 100.40 | 74.47 | 54.76 |
| % Pérd. transmisión | $\theta = 40^\circ$ | $\theta = 60^\circ$ | $\theta = 80^\circ$ |
| 2000 rev/min | 21.96 | 19.86 | 18.37 |
| 5000 rev/min | 18.28 | 16.53 | 15.29 |
| % Pérd. escape | $\theta = 40^\circ$ | $\theta = 60^\circ$ | $\theta = 80^\circ$ |
| 2000 rev/min | 39.78 | 44.13 | 49.47 |
| 5000 rev/min | 43.08 | 47.26 | 52.49 |
| Par medio (Nm) | $\theta = 40^\circ$ | $\theta = 60^\circ$ | $\theta = 80^\circ$ |
| 2000 rev/min | 58.70 | 57.84 | 54.56 |
| 5000 rev/min | 60.16 | 59.02 | 55.51 |
| Rdto. ciclo | $\theta = 40^\circ$ | $\theta = 60^\circ$ | $\theta = 80^\circ$ |
| 2000 rev/min | 41.77 | 41.75 | 40.17 |
| 5000 rev/min | 42.91 | 42.69 | 40.94 |

Tabla 5.1 Resultados de las distintas simulaciones a varios regímenes.

Por lo tanto:

1. Si se aumenta el nº de vueltas aumenta la temperatura y la presión teniendo en cuenta las pérdidas por convección puesto que éstas mismas disminuyen a mayor régimen.



2. Si se aumenta el nº de vueltas aumentan las pérdidas por escape.
3. Si se aumenta el nº de vueltas aumentan el par medio (ya que el aumento de las fuerzas inerciales lo elevan) y el rendimiento del ciclo (por culpa de la disminución de las pérdidas por calor).
4. Si se aumenta el ángulo de combustión disminuyen temperatura y presión, puesto que se introduce menos calor del combustible por grado de cigüeñal.
5. Si se aumenta el ángulo de combustión aumentan las pérdidas por escape y disminuyen las pérdidas por calor, el rendimiento del ciclo y el par medio.

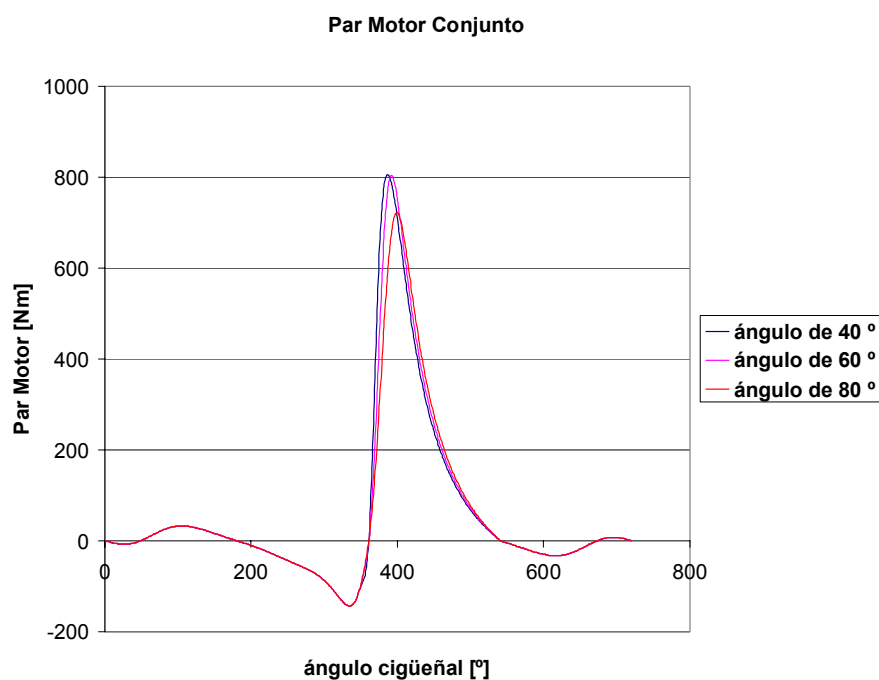


Fig. 5.13 Par motor para $w = 2000$ rev/min a distintos ángulos de combustión.

Hasta ahora se ha supuesto un avance en el comienzo de la combustión de 15° , es decir, en los 720° recorridos por el cigüeñal durante todo el ciclo se estaría en 345° . Si ahora se calcula el rendimiento del motor en función del ángulo de inicio de la combustión y con un incremento de ángulo de 40° se obtendría una figura como la siguiente (Fig. 5.14):



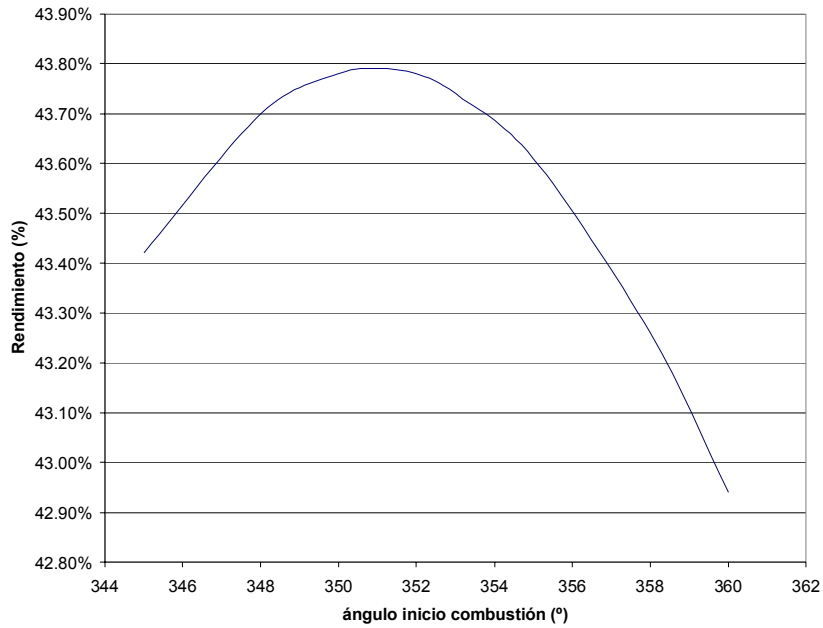


Fig. 5.14 Evolución del rendimiento en función del ángulo de inicio de la combustión.

donde se ve que en un ángulo de combustión de 352 ° se consigue rendimiento mayor del orden del 43.79 %. Para este mismo ángulo se ha trazado el diagrama P-V y se puede ver que se aproxima bastante a un ciclo Otto (Fig. 5.15):

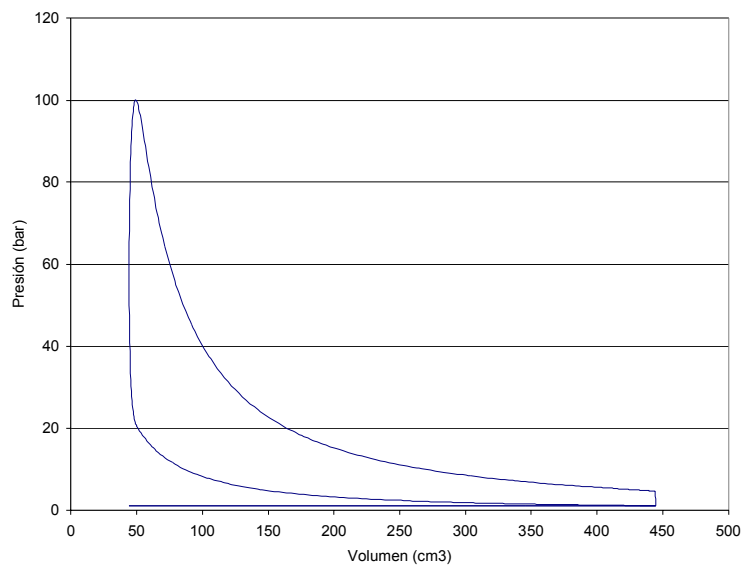


Fig. 5.15 Diagrama P-V del motor alternativo



6 Integración de esfuerzos en un motor de varios cilindros

Para los motores compuestos por varios cilindros para mantener una regularidad en el par motor y de esta manera describir un movimiento más continuo del cigüeñal se intenta que los ciclos termodinámicos de cada pistón se sucedan en mismos intervalos angulares. Esto se consigue si se desfasa las manivelas un ángulo regido por la siguiente ley:

$$\theta = 180 \frac{h}{i}; \quad (6.1)$$

donde h es el número de tiempos e i el número de cilindros. Así para los motores de 4 tiempos se tiene un ángulo en cada uno diferente: motor de 2 cilindros, $\theta = 360^\circ$, de 4, $\theta = 180^\circ$, etc. y así se seguiría. De esta manera y a mayor número de cilindros se consigue una diferencia menor entre el valor del par máximo y de la carga media. Esta diferencia es llamada como índice de irregularidad que, para algunas disposiciones, presenta estos valores:

1 cilindro; 10.3; 2 cilindros 4.45; 3 cilindros, 3.47; 4 cilindros, 1.95;
5 cilindros 2.33; 6 cilindros, 1.65; 8 cilindros, 1.49.

Con lo cual con un motor de 8 cilindros el índice de irregularidad es menor y por lo tanto este tipo de motores sufrirán en menor medida el fenómeno de la vibración. La regularización del par motor y el equilibrado del eje obligan a seguir una determinada ley en el encendido de los distintos cilindros. Ya que para un motor de varios cilindros son posibles varias disposiciones diferentes para regular el orden de encendido, es necesario escoger la más conveniente. Para ello se toman dos requisitos:

- 1.- Se ha de conseguir una uniformidad máxima de la carga sobre los cojinetes, lo cual se realiza alternando lo máximo posible los intervalos angulares de las manivelas.
- 2.- Se debe intentar que las aspiración de los cilindros alimentados por un colector único para todos ellos no se obstaculice causando problemas en el llenado de los cilindros.

En las siguiente tabla se relatan distintas conformaciones del orden de encendido para varios cilindros:



| Nº de cilindros | Disposición | Orden de encendido | θ |
|-----------------|----------------------------|----------------------------|----------|
| 4 | En línea | 1-3-4-2 | 180 |
| 4 | Horizontales contrapuestos | 1-3-2-4 | 180 |
| 6 | En línea | 1-5-3-6-2-4 | 120 |
| 6 | En V de 60 ° | 1-4-3-6-5-2 | 120 |
| 8 | En línea | 1-6-2-5-8-3-7-4 | 90 |
| 8 | En V de 90° | 1-5-4-6-7-2-6-3 | 90 |
| 12 | En V de 60 ° | 1-12-4-9-2-11-6-7-3-10-5-8 | 60 |

Tabla. 6.1 Tabla de los órdenes de encendido para varias disposiciones de motor

6.1 Ejemplo de simulación de un motor de 4 cilindros

Una vez ya comentado la importancia del orden de encendido en los motores y usando la configuración del motor de cuatro cilindros sólo cabe realizar la simulación teniendo en cuenta el orden. Nota: los datos introducidos en la hoja de cálculo son los mismos que los de la simulación de un cilindro.

Puesto que la simulación se hace con las características del un cilindro, el hecho de introducir más pistones sólo cambia las prestaciones de par motor y de esfuerzos, pero no modifica para nada los cálculos de presión y temperatura puesto que estos mismos se realizan pistón a pistón.

Para un ángulo de combustión de 80 ° la temperatura será más alta que con 40 y 60 ° respectivamente. Al revolucionar el régimen de vueltas la parte inercial se hace cada vez más importante. A bajas revoluciones el diagrama de fuerzas resultantes da cuatro picos máximos de par motor (Fig. 6.1), pero a medida que se eleva la velocidad aparecen cuatro picos más que son máximos relativos (Fig. 6.2) que, al seguir aumentando el régimen se convierten en máximos absolutos (Fig. 6.3) de la misma importancia que los otros cuatro (es decir, aparecen 8 máximos). Si se continúa elevando la revolución estos 4 picos relativos se convierten en absolutos y los absolutos en relativos. Al final los cuatro picos antes relativos serán los que queden.



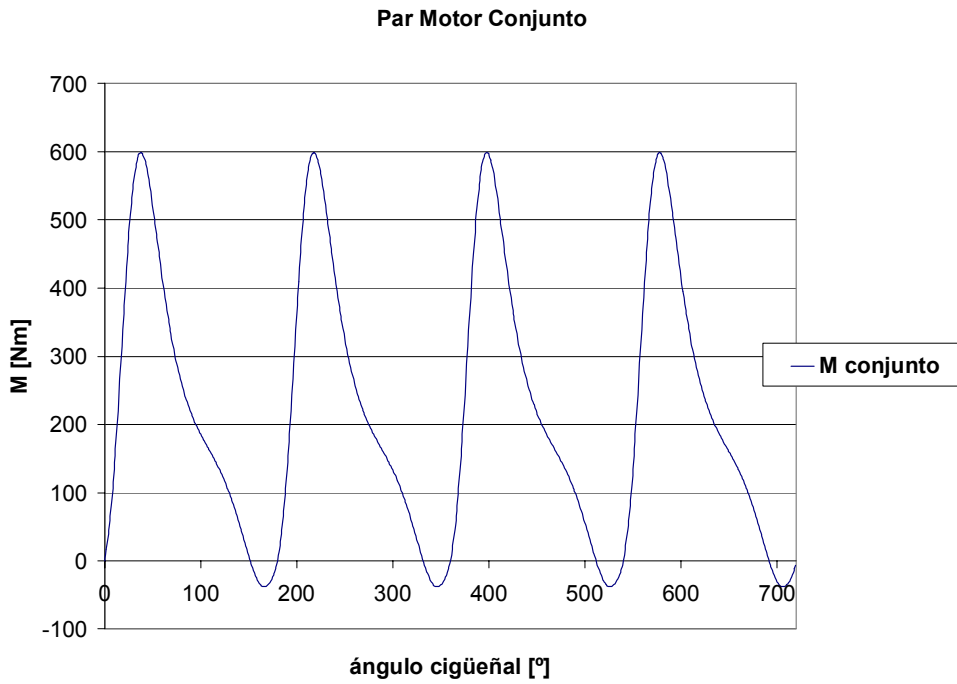


Fig. 6.1 Par motor con $w = 3000$ rev/min.

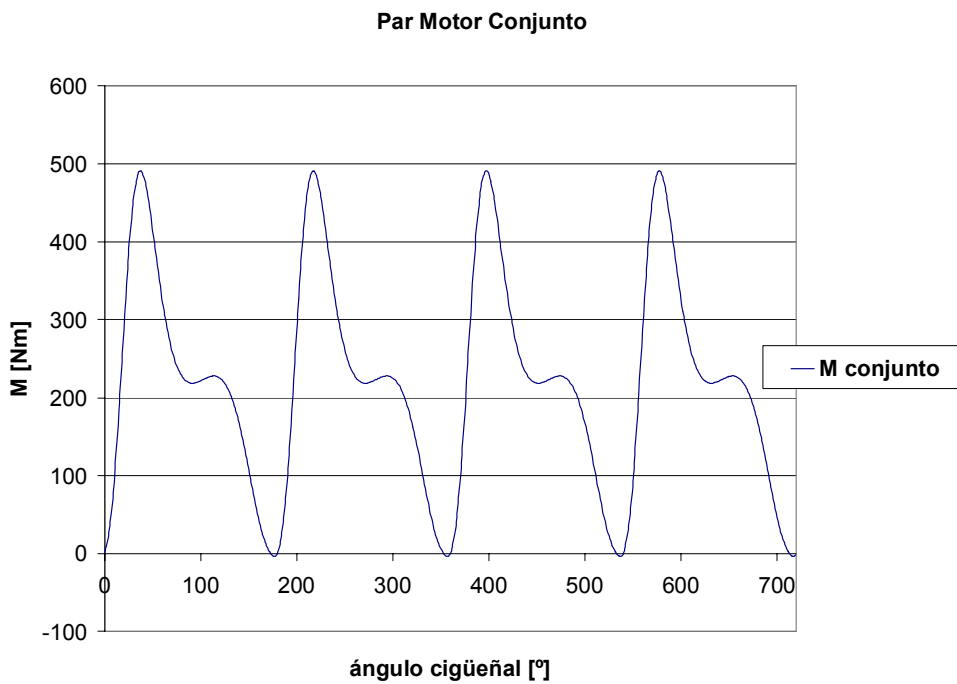


Fig. 6.2 Par motor con $w = 4000$ rev/min.



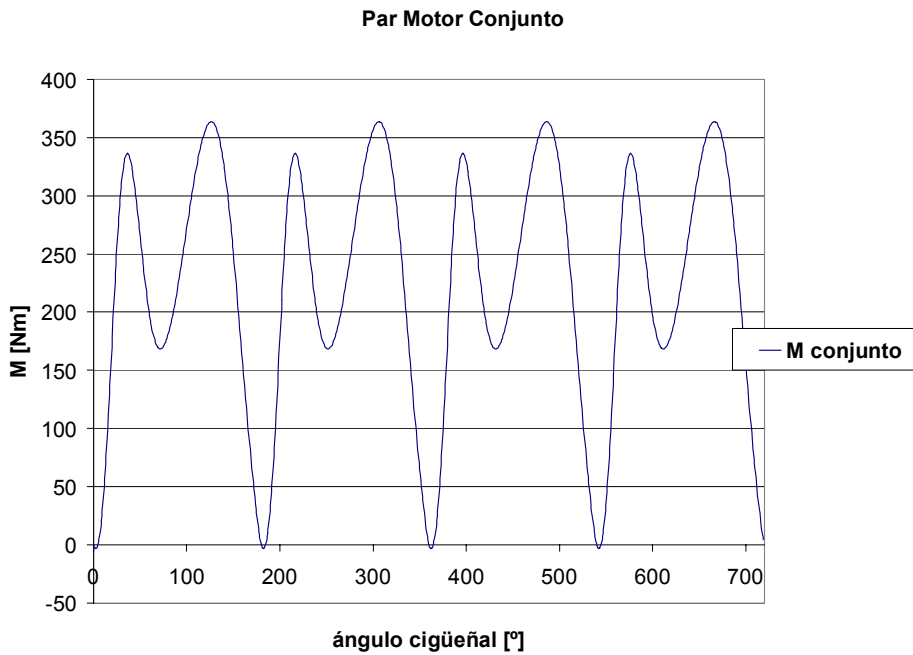


Fig. 6.3 Par motor con $w = 5100 \text{ rev/min}$.

6.2 Simulaciones de otras disposiciones

También se podrían hacer simulaciones para los otros casos de la tabla 6.1 y graficar los motores de 6 y 12 cilindros. Con las dimensiones del pistón que ha servido para hallar las gráficas del motor tetracilíndrico se muestran a continuación las correspondientes a los dos motores (Figs. 6.4 y 6.5):

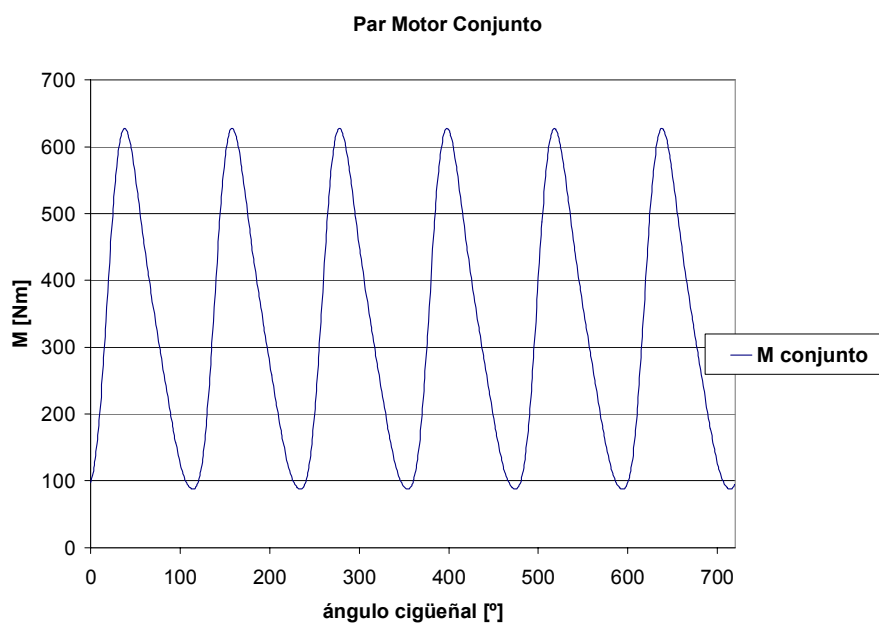


Fig. 6.4 Par motor con $w = 3000 \text{ rev/min}$ para motor de 6 cilindros.



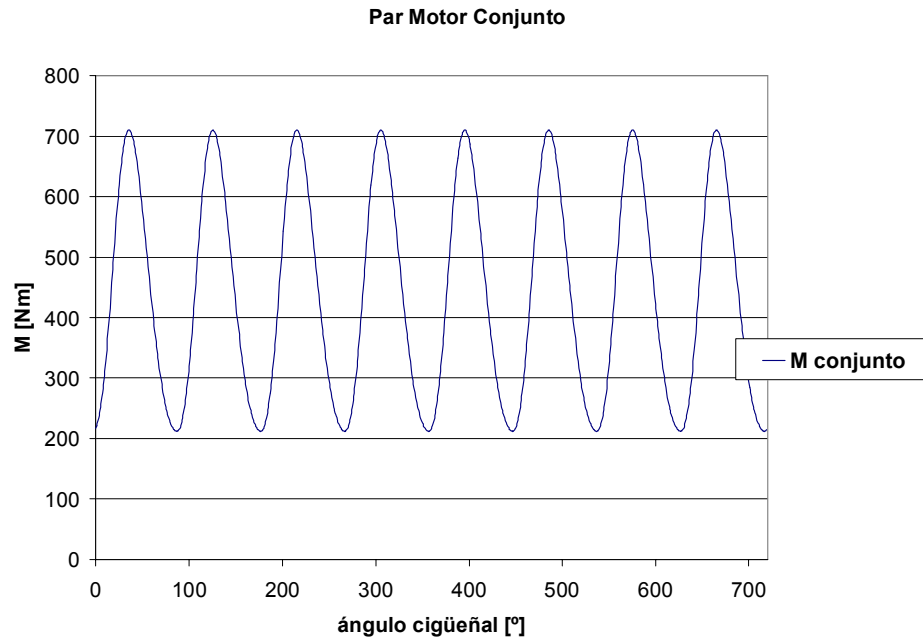


Fig. 6.5 Par motor con $w = 3000 \text{ rev/min}$ para motor de 8 cilindros.



7 Comparación de la modelización del motor calculado con datos reales de motores en el mercado

Para comprobar que la hoja de cálculo creada es capaz de dar unos resultados coherentes se va a comparar los resultados que salgan con datos reales de motores en este caso de motocicletas disponibles en el mercado. Se han elegido tres tipos de motorizaciones, de uno, dos y cuatro cilindros, con lo cual el análisis de las soluciones puede ser contrastado a la vez. A partir de algunos datos dimensionales ofrecidos por el mercado se podrá hacer un simulación lo más parecido al comportamiento real y se analizará si el par motor hallado tiene concordancia con el suministrado por la ficha técnica del proveedor.

7.1 Motor de 1 cilindro de 4T : BMW F650 GS

Según la ficha de BMW este motor consta de una cilindrada de 652 cm^3 , con un diámetro del cilindro de 100 mm y una carrera de 83 mm. Este motor es capaz de dar una potencia de 37 kW a un régimen de vueltas de 6500 r.p.m. Su par motor es de 60 Nm a 5000 r.p.m. A falta de saber la longitud de la biela se asignará al mecanismo biela-manivela una relación de inclinación de 0.6, con lo que se dimensiona la biela con 69.1 mm. Se fijará un ángulo de inicio de combustión de -15° antes del P.M.S y una duración de la combustión de 110° de ángulo de cigüeñal. La temperatura del bloque motor será fijada a 200° C y se considerará el peso del pistón de 0.45 kg. Con todo eso se realiza el cálculo y se muestra en la siguiente tabla los resultados obtenidos (Tabla 7.1) a 3000 vueltas:

| | |
|--|---------|
| P máxima (bar) | 40.96 |
| P máxima con pérdida por convección (bar) | 39.65 |
| T máxima ($^\circ \text{ K}$) | 2716.43 |
| T máxima con pérdida por convección ($^\circ \text{ K}$) | 2510.85 |
| Q introducido (J) | 2419.89 |
| Q perdido con pérdida por convección (J) | 543.93 |
| % Q perdido con pérdida por convección | 22.48% |
| Q introducido con pérdida por convección (J) | 1873.55 |



| | |
|--|---------|
| Q perdido escape (J) | 1217.85 |
| % Q perdido escape | 50.33% |
| W ciclo (J) | 993.84 |
| W ciclo sin combustión (J) | -8.63 |
| W ciclo con pérdida por convección (J) | 865.08 |
| Rdto ciclo sin pérdidas | 41.07% |
| Rdto ciclo con pérdida por convección | 35.75% |
| Par medio (Nm) | 81.04 |
| Par medio con pérdida mecánica (Nm) | 64.83 |

Tabla 7.1 Resultados para el motor de 1 cilindro a $w = 3000$ rev/min

Lo primero que cabe observar y lo más importante es el par motor medio obtenido, que es de 81.04 Nm que, comparando con los 60 Nm sacados de la ficha técnica da un rendimiento mecánico del orden del 74 %, algo alejado del 80 % ideal para el motor. El calor perdido por la refrigeración es de 543.93 J, que supone un 22.48 % del total de calor aportado a la cámara. El rendimiento final del pistón es del 35.75 %, coherente con la teoría explicada con anterioridad. A continuación se muestran las gráficas relativas al par motor de combustión, inercial y de esfuerzos conjuntos (Figs. 7.1, 7.2 y 7.3). El par medio con pérdida mecánica incluido en la tabla se corresponde al valor del par medio indicado (de 81.04 Nm en este caso) si se considera un rendimiento mecánico ideal del 80 %.

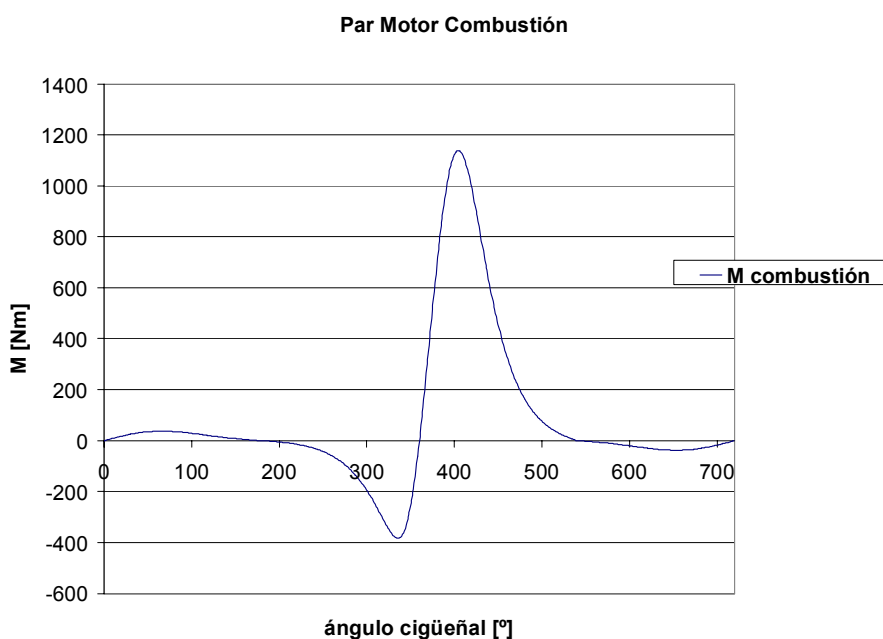


Fig. 7.1 Par de combustión para $w = 3000$ rev/min



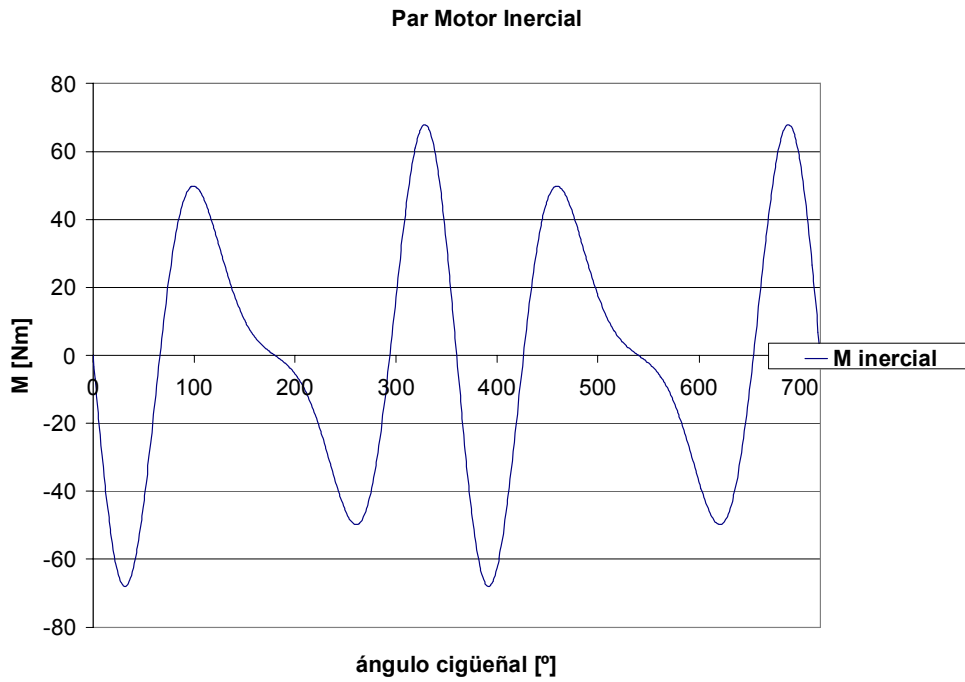


Fig. 7.2 Par motor inercial para $w = 3000$ rev/min

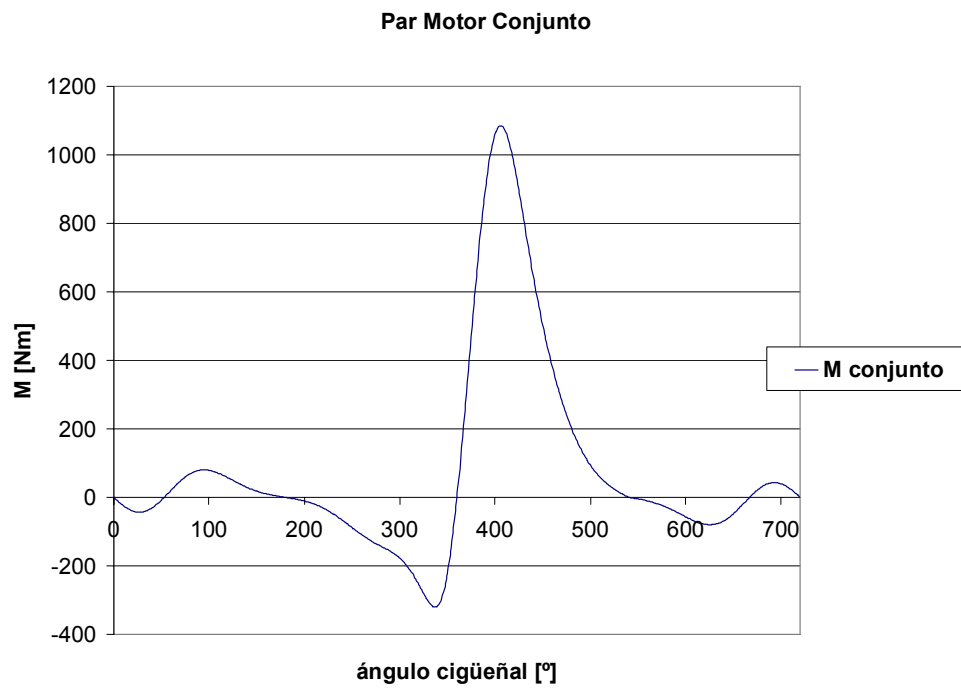


Fig. 7.3 Par motor conjunto para $w = 3000$ rev/min



7.2 Motor de 2 cilindros de 4T : Suzuki SV 650

Con una cilindrada total de 645 cm^3 y un diámetro por carrera de $81 \times 62.6 \text{ mm}$ es capaz de dar una potencia de 53 kW y un par máximo de 64 Nm . Teniendo en cuenta que este motor consta de dos cilindros y si anteriormente se consideraba un peso de 0.45 kg a un pistón con dimensiones mayores se podría hallar la densidad volumétrica del pistón dividiendo el peso de 0.45 kg y el volumen del pistón del motor anterior. Daría un valor de 6.9 E-3 kg/m^3 y con este resultado se recalcularía el peso de cada pistón en este nuevo motor, que daría un valor de 0.225 kg . Se muestran a continuación qué resultados ofrece la hoja de cálculo a 3000 rev/min (Tabla 7.2):

| | |
|---|---------|
| P máxima (bar) | 41.07 |
| P máxima con pérdida por convección (bar) | 39.55 |
| T máxima ($^{\circ} \text{K}$) | 2717.71 |
| T máxima con pérdida por convección ($^{\circ} \text{K}$) | 2492.21 |
| Q introducido (J) | 1197.46 |
| Q perdido con pérdida por convección (J) | 289.89 |
| % Q perdido con pérdida por convección | 24.21% |
| Q introducido con pérdida por convección (J) | 906.38 |
| Q perdido escape (J) | 582.16 |
| % Q perdido escape | 48.62% |
| W ciclo (J) | 492.36 |
| W ciclo sin combustión (J) | -4.22 |
| W ciclo con pérdida por convección (J) | 423.03 |
| Rdto ciclo sin pérdidas | 41.12% |
| Rdto ciclo con pérdida por convección | 35.33% |
| Par medio (Nm) | 79.53 |
| Par medio con pérdida mecánica (Nm) | 63.63 |

Tabla 7.2 Resultados para el motor de 2 cilindros a $w = 3000 \text{ rev/min}$

Lo más positivo a sacar esta vez es el par motor medio, que con un valor de 79.53 Nm da un rendimiento mecánico del 80.47% , que ya entra dentro del margen del $0.8-0.9$ para este tipo



de motores. El diagrama del par motor conjunto se representa y se observa la baja influencia todavía de las fuerzas inerciales (Fig. 7.4):

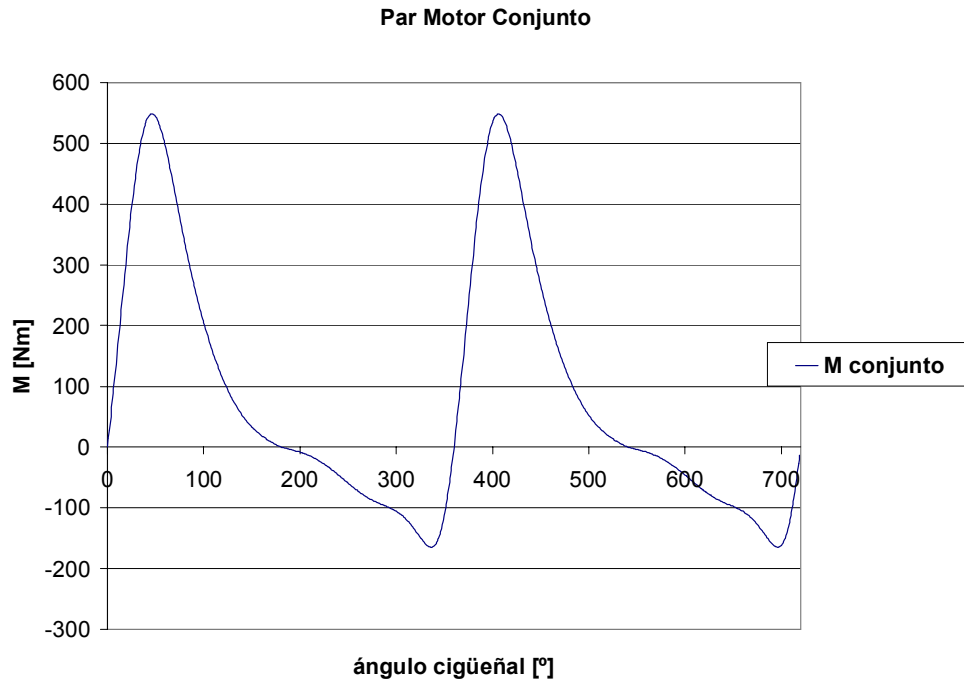


Fig. 7.4 Gráfica de par conjunto para $w = 3000$ rev/min

A 7000 r.p.m. el par motor conjunto cambia su aspecto y los valores de combustión empiezan a perder importancia frente a los inerciales (Fig. 7.5):

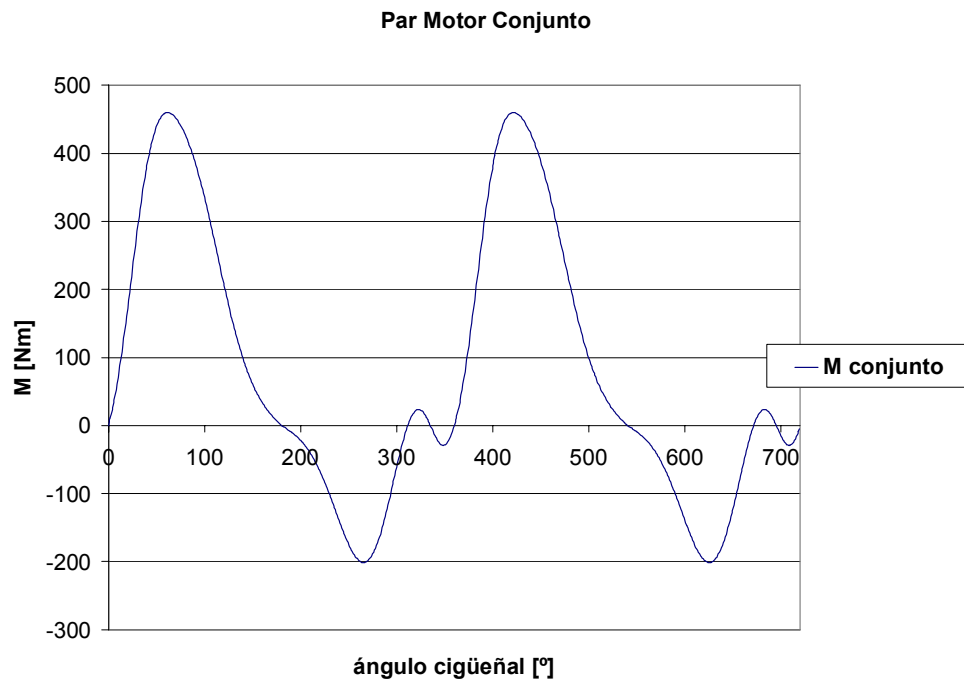


Fig. 7.5 Gráfica de par conjunto para $w = 7000$ rev/min



Si se llega a los 11000 vueltas el motor tendría que soportar unas cargas inerciales suficientemente importantes para considerar este régimen como el máximo a soportar y por lo tanto el momento justo de cortar la inyección para evitar esfuerzos vibratorios perjudiciales para las partes del motor en contacto con el cigüeñal (Fig. 7.6)

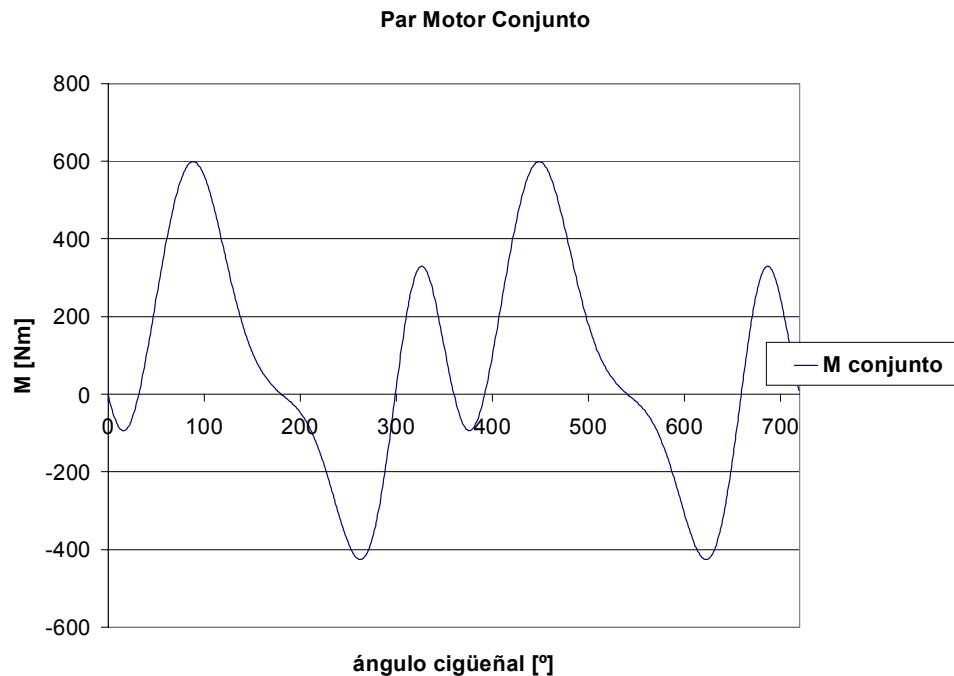


Fig. 7.6 Gráfica de par conjunto para $w = 11000$ rev/min

7.3 Motor de 4 cilindros de 4T : Honda CBR

Este motor de 4 cilindros tiene en total una cilindrada de 600 cm^3 con diámetro y carrera de 65.5×44.5 mm. Su par máximo alcanzado a las 12000 vueltas es de 66.4 Nm. Esta vez al tener cuatro cilindros se introducirá un peso por cada uno de 0.103 kg. Primero se calculan los datos a 3000 rev/min. para saber si los resultados se acercan al par motor adquirido por la ficha técnica. Para este motor se disminuirá el incremento del ángulo de combustión a 100. Estos son los resultados (Tabla 7.3):

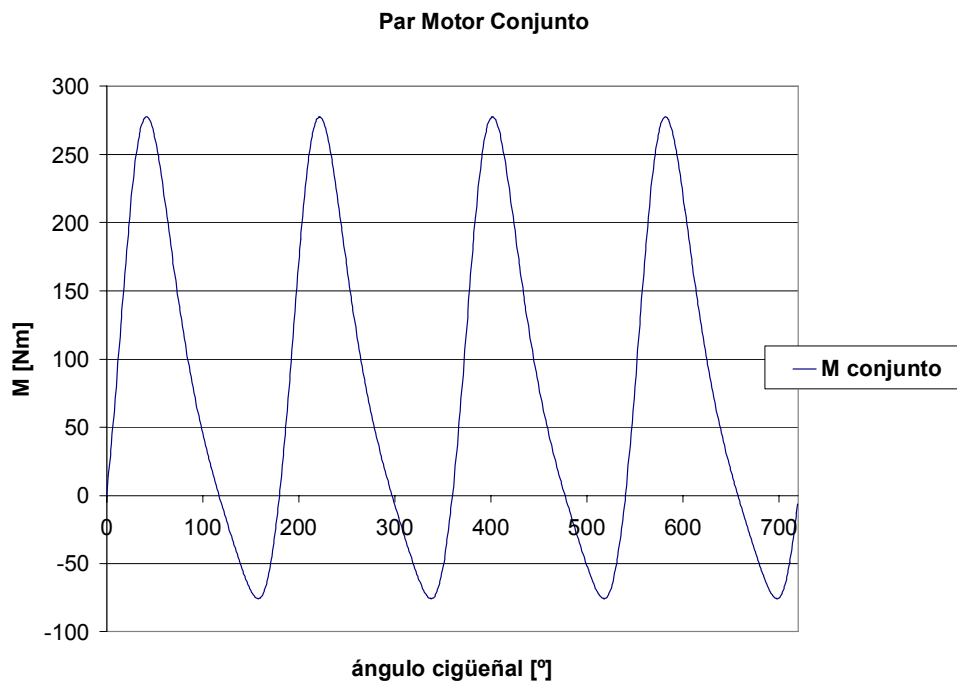
| | |
|---|---------|
| P máxima (bar) | 47.14 |
| P máxima con pérdida por convección (bar) | 44.94 |
| T máxima (° K) | 2771.73 |
| T máxima con pérdida por convección (° K) | 2521.89 |



| | |
|--|--------|
| Q introducido (J) | 556.62 |
| Q perdido con pérdida por convección (J) | 149.76 |
| % Q perdido con pérdida por convección | 26.90% |
| Q introducido con pérdida por convección (J) | 406.31 |
| Q perdido escape (J) | 241.90 |
| % Q perdido escape | 43.46% |
| W ciclo (J) | 240.11 |
| W ciclo sin combustión (J) | -1.63 |
| W ciclo con pérdida por convección (J) | 201.51 |
| Rdto ciclo sin pérdidas | 43.14% |
| Rdto ciclo con pérdida por convección | 36.20% |
| Par medio (Nm) | 77.77 |
| Par medio con pérdida mecánica (Nm) | 62.22 |

Tabla 7.3 Resultados para el motor de 4 cilindros a $w = 3000$ rev/min

El par motor medio es de 77.77 Nm, lo que representa un rendimiento del 85.3 %. El diagrama de par motor se representa (Fig. 7.7):

Fig. 7.7 Gráfica de par conjunto para $w = 3000$ rev/min

A 6000 vueltas el rendimiento sale del 83.5 % y el diagrama par motor no es todavía sensible a los esfuerzos inerciales. A 9000 vueltas el rendimiento es del 82.27 % y a 12000 las cargas inerciales ya son muy importantes, se consigue un par motor de 80.9 Nm que representa un rendimiento mecánico del 82 % (Fig. 7.8).

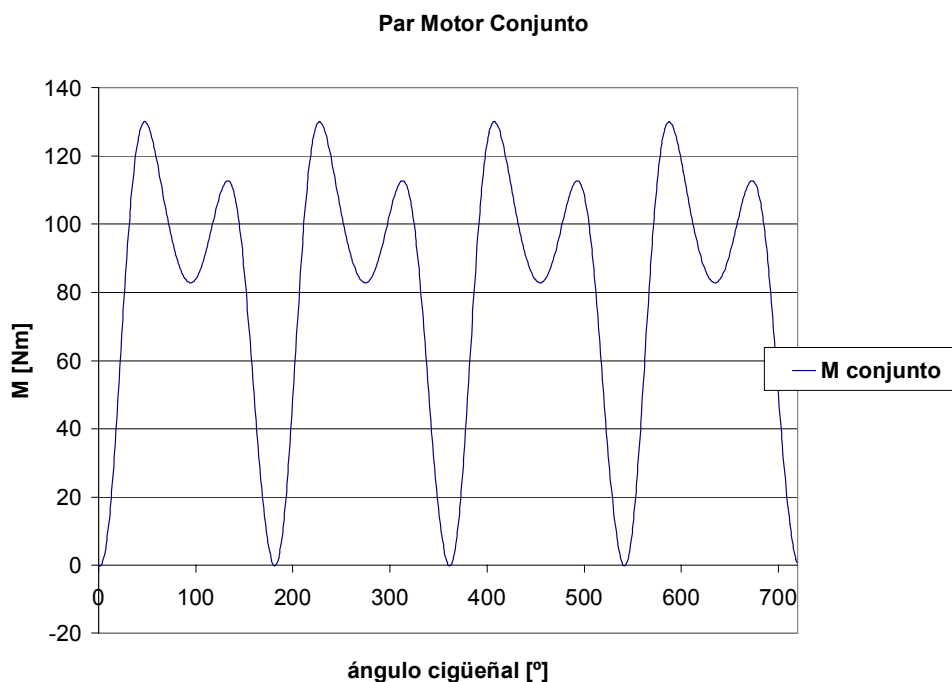


Fig. 7.8 Gráfica de par conjunto para $w = 12000$ rev/min

7.4 Comparación de los tres tipos de motores

Las simulaciones de los tres tipos de motores muestran unos resultados satisfactorios, con lo que la hoja de cálculo creada puede ser considerada como válida. Esta comprobación constituye un paso concluyente con el fin último del proyecto explicado en la introducción y es una manera de andar sobre seguro. Si ahora se muestra una gráfica (Fig. 7.9) donde se superponen las evoluciones de par motor para los tres tipos de arquitecturas se puede ver en qué varía el par motor de cada uno de ellos. Aunque cada tipo de motor tiene unas características dimensionales propias, se observan las diferencias en la magnitud del par motor máximo resultante:



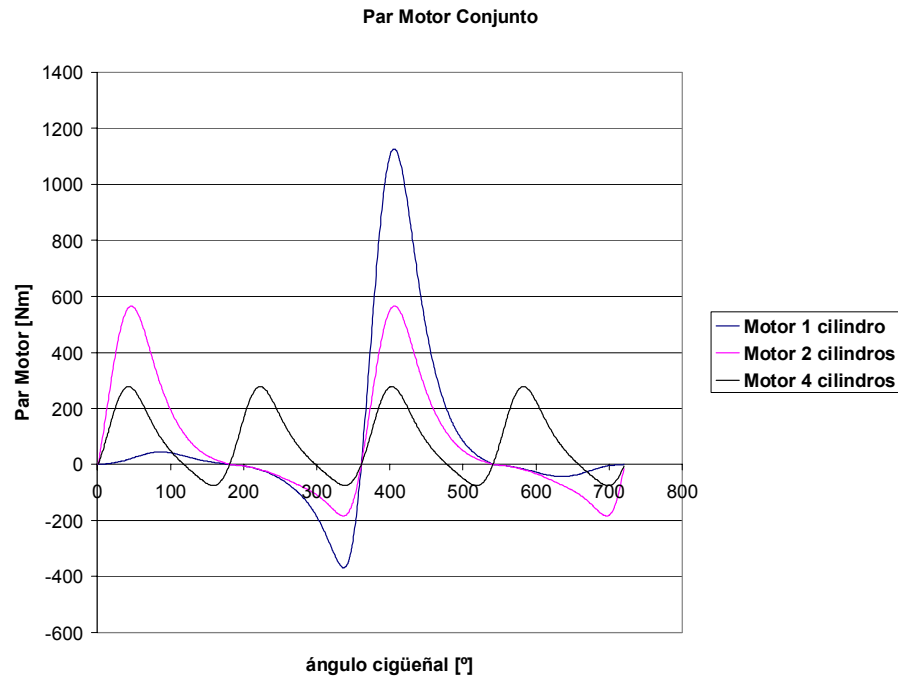


Fig. 7.9 Gráfica de par conjunto para las tres motorizaciones a $w = 3000$ rev/min

Mientras que el motor monocilíndrico alcanza un par motor máximo superior a los 1000 Nm, el de dos cilindros supera los 400 y el tetracilíndrico los 200. Está claro que al aumentar el número de cilindros se consigue una mayor regularización del par motor máximo, que hace más uniforme el movimiento del eje de cigüeñales y más ordenada la marcha del motor, pero para ello se ha de procurar que los ciclos de los diversos cilindros se sucedan con iguales intervalos angulares. Por lo tanto, al aumentar el número de cilindros se consigue disminuir la relación entre el valor máximo y medio del par motor, relación que viene dada por el índice de irregularidad del motor.

En realidad, durante el ciclo termodinámico del motor la velocidad de rotación no es constante tal y como se ha supuesto en todos los cálculos realizados hasta el momento, sino que varía en función de la posición en que se encuentre el pistón. Así pues habrá una velocidad punta máxima y una mínima. En los intervalos en que el par motor sea superior al par resistente, el motor realiza un exceso de trabajo que es acumulado en forma de energía cinética y la velocidad de rotación asciende a un máximo; en cambio en los intervalos en que el par motor sea menor al resistente, el exceso de trabajo resistente es compensado por una disminución de energía cinética y la velocidad de rotación disminuye a un mínimo. De esta forma la variación de energía cinética del mecanismo depende del momento de inercia de las masas en rotación y de los dos valores extremos de velocidad:



$$\Delta E = \frac{1}{2} J (\omega_2^2 - \omega_1^2); \quad (7.1)$$

Como el grado de irregularidad refleja la diferencia entre ambos valores extremos se puede expresar de la siguiente forma:

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}; \quad (7.2)$$

siendo ω la media entre los valores máximo y mínimo de la velocidad angular. Introduciendo la ecuación (Ec. 7.1) se puede obtener la expresión del grado de irregularidad en función de la energía cinética y del momento J :

$$\delta = \frac{\Delta E}{J\omega_2}; \quad (7.3)$$

y se ve que la irregularidad es mayor tanto mayor sea la energía cinética. Es importante pues tener un valor adecuado del momento de inercia J y para ello se hace uso de un volante de inercia. El volante se opone a las variaciones de régimen de giro por los efectos de inercia debidos a su peso, almacenando la energía recibida en cada impulso, que devuelve una vez finalizado éste. Un volante de inercia de gran diámetro ahorra peso, pero las dificultades de espacio impiden instalarlo.

En el dimensionado de un volante de inercia influyen muchos factores. Los más importantes son:

- ❖ arranque del motor.
- ❖ la marcha a ralentí.
- ❖ la aceleración.

Para arrancar un motor se consigue fácil con un volante de momento de inercia grande, con el que se acumula gran cantidad de energía en la primera fase útil, para superar posteriormente las fases pasivas. Lo mismo ocurre en la marcha a ralentí. En cambio para conseguir una aceleración rápida se disminuye al mínimo el valor del momento de inercia del volante. Y cuanto mayor es el número de cilindros, menor es la masa del volante, ya que son más equilibradas las variaciones de par del motor. Entonces el volante regula el par motor desde el exterior y a mayor número de cilindros la masa del volante requiere de un menor peso.



Los motores monocilíndricos, al tener una mayor inercia, les cuesta cambiar de régimen y suelen destinarse a regímenes constantes o para motos de baja cilindrada en las que el cubicaje no es suficiente para dotarla de más cilindros. Haciendo uso de carrera corta se minimizan estas inercias y se da nervio al motor, no así en la carrera larga, con las que se consiguen buenas cifras de par. El hecho de repartir mayor cubicaje entre mayor número de cilindros consigue reducir el tamaño de cada uno, lo que se traduce en menos inercias que hacen un motor más nervioso, equilibrado y con menos vibraciones.

Así de partida y una vez explicado el porqué del volante de inercia ya se puede percibir que en el objetivo de este trabajo, que no es más del que buscar un acoplamiento para estos tres tipos de motores, tendrá al motor monocilíndrico como que más inconvenientes dé por todo lo expuesto antes. Su irregularidad en el par, al tener un máximo mayor que en los otros dos motores, supondrá un obstáculo a la hora de elegir el acoplamiento que más se adecue a sus características de funcionamiento.



8 Caracterización de las oscilaciones de par de la transmisión

Hasta ahora todas las operaciones realizadas en cada simulación se han sucedido a idénticos intervalos angulares y a una misma velocidad de rotación del cigüeñal. Pues bien, en la práctica esto no es así ya que la varianza de los impulsos ofrecidos por el par motor repercute directamente en la velocidad angular rotativa del motor. Esta velocidad seguirá el mismo curso que el comportamiento del momento motor, es decir, en la fase termodinámica de expansión el valor máximo de par motor supondrá también un valor extremo en la velocidad angular del motor. La acometida del presente trabajo conlleva un previo análisis de las oscilaciones de par de la transmisión.

Para efectuar este estudio oscilatorio primero se ha de requerir un par de magnitudes relaciones con el momento de inercia del eje del cigüeñal y el del eje del banco de ensayo al cual se quiera acoplar el motor para probar sus prestaciones. A efectos de cálculo se tomará un momento de inercia del eje del motor de 0.25 kgm^2 y de 0.5 kgm^2 para el eje de la máquina conducida. El eje de entrada al banco de ensayo ha de tener un par motor igual al del motor en cuestión ya que si fuese mayor obligaría a arrastrar su rotación a la del motor en el peor de los casos y si no, simplemente el acoplamiento no resistiría y se rompería.

Se seguirá un proceso que consistirá en la consecución de una tabla de resultados de la variación de la velocidad de rotación del cigüeñal del motor a intervalos angulares idénticos de 1° . Esto es, que, dependiendo de la fase en la que se encuentre el pistón, el tiempo en recorrer cada grado será diferente. En las fase de expansión al tener un pico máximo de velocidad angular se minimizará el tiempo por cada grado girado.

En cada simulación efectuada se ha llegado a un valor final de par motor conjunto por cada grado girado. Puesto que el cigüeñal está acoplado al eje del banco de pruebas y que cada uno posee inercias de 0.25 kgm^2 y de 0.5 kgm^2 respectivamente, el momento inercial resultante de la unión de ambos ejes es de 0.75 kgm^2 . Para cada intervalo angular se calculará el par instantáneo resultante de la diferencia del par motor instantáneo calculado y del par motor constante del eje del banco de ensayo. Por la siguiente relación:

$$Par_{resultante} = I_{resultante} \cdot \alpha; \quad (8.1)$$



se obtiene la aceleración angular α del eje del cigüeñal que servirá para calcular la velocidad angular de la misma posición angular para la siguiente iteración:

$$\omega_{i+1} = \omega_i + \alpha \Delta t, \quad (8.2)$$

donde ω_{i+1} es la velocidad angular a obtener, ω_i la velocidad constante inicial, α la aceleración angular y Δt el tiempo transcurrido en recorrer un grado de cigüeñal.

En resumen, se partirá de una velocidad angular igual para los 720° que componen el ciclo termodinámico, se hallará por medio de la ecuación (Ec. 8.1) la aceleración angular en ese instante y por la expresión (Ec. 8.2) se llegará a un valor diferente de la velocidad angular para esa misma posición.

8.1 Simulación de las oscilaciones de par para los casos de referencia

Una vez ya explicado el proceso constructivo de cálculo de las oscilaciones de la velocidad angular se procede a mostrar como ejemplo el proceso operativo para cada uno de los tres motores de motocicleta que se mostraron en el capítulo 7.

8.1.1 Motor de 1 cilindro de 4T: BMW F650 GS

Insertando los datos dimensionales de la ficha de este motor y con un ángulo de combustión de 110 ° y a una velocidad angular de 3000 rev/min se obtiene el diagrama de la evolución de la velocidad . El momento de inercia que se impone al eje del banco de ensayo será el mismo que produce este motor y es de 81.04 Nm figurado anteriormente en la tabla 7.1.

Se observa que en las fases diferentes a la expansión la velocidad de rotación es menor o igual de 3000 rev/min. Al ser este el motor monocilíndrico seguro que contiene las variaciones de par más críticas que las otras dos arquitecturas que después se van a simular. En cuanto al efecto de magnitud de los esfuerzos inerciales al aumentar la velocidad de rotación sigue siendo el mismo, por lo que conlleva a irregularizar los extremos de velocidad de rotación.

A continuación se muestran las gráficas de la velocidad angular a 3000 rev/min y posteriormente a 6000 y 9000 rev/min (Figs. 8.1, 8.2 y 8.3), donde se ve claro el efecto del aumento de la velocidad en la varianza de la irregularidad de la rotación. Estas irregularidades son una de las fuentes principales en el momento introducir el acoplamiento elástico, ya que



este tipo de acoplamientos sufre el retardo al efecto torsional, en el cual, al accionar el motor alternativo, el movimiento que conduce es retardado porque el elemento elástico se estira hasta transmitir el movimiento al banco de ensayo. Los acoplamientos elásticos proporcionan una buena absorción a las variaciones de velocidad, mejor que otros tipos metálicos cuya rigidez impide esta absorción.

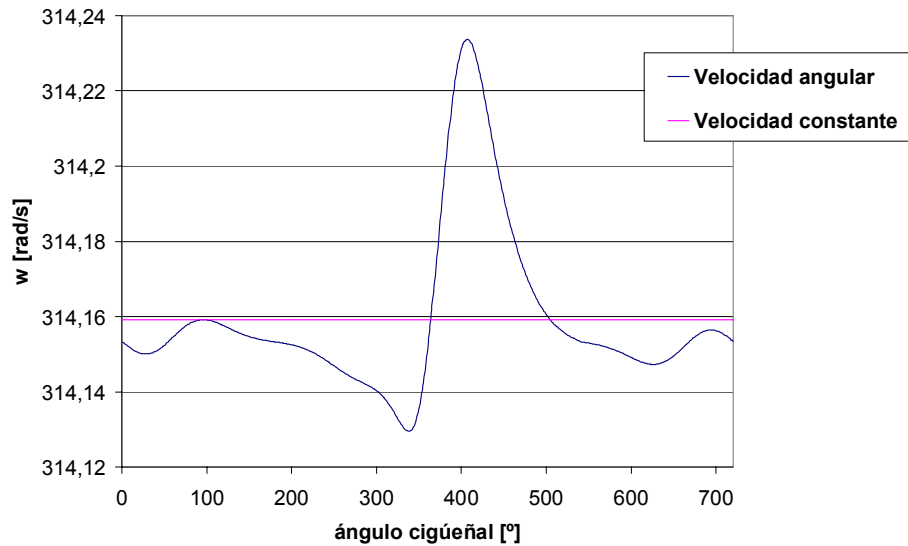


Fig. 8.1 Comportamiento de la velocidad angular a partir de $w = 3000$ rev/min

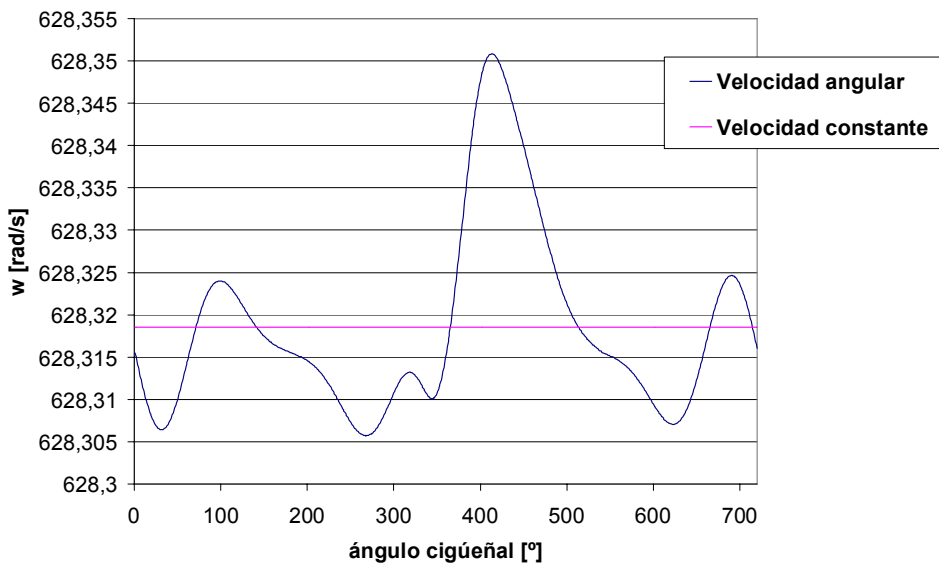


Fig. 8.2 Comportamiento de la velocidad angular para $w = 6000$ rev/min



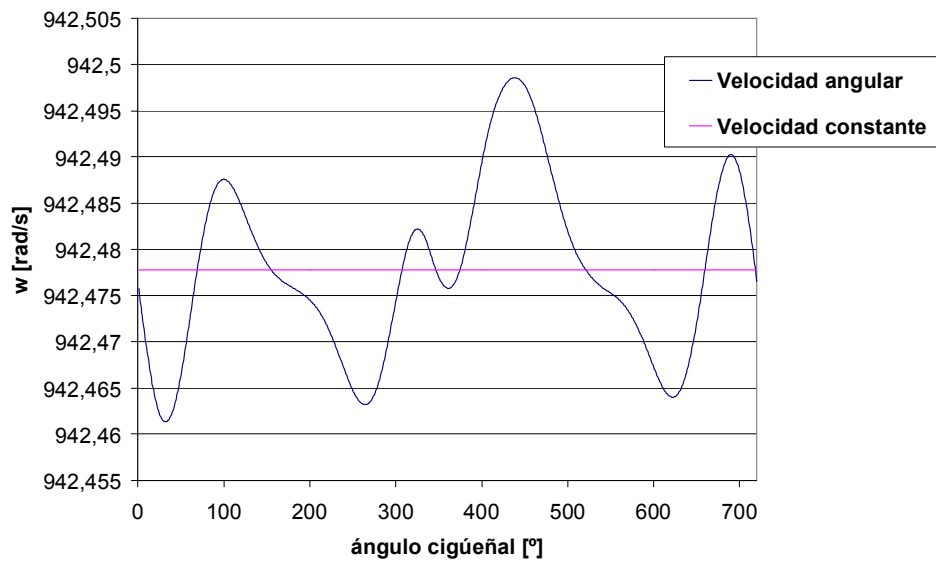


Fig. 8.3 Comportamiento de la velocidad angular para $w = 9000$ rev/min

8.1.2 Motor de 2 y 4 cilindros de 4T : Suzuki SV 650 y Honda CBR

Para el caso del motor bicilíndrico se tendrá una irregularidad en la variación de la rotación más pequeña que en el monocilíndrico (Fig. 8.4). El de cuatro todavía sufre menos variaciones que el de dos (Fig. 8.5). En este caso los momentos de inercia del banco de pruebas están indicados en las tablas 7.2 y 7.3 respectivamente, cuyos valores para ambos motores son de 79.53 y 77.77 Nm.

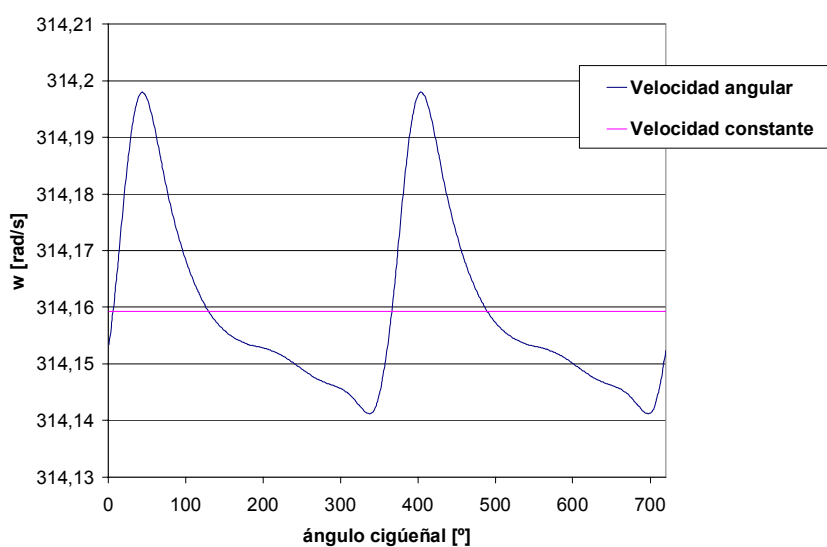


Fig. 8.4 Comportamiento de la velocidad angular para 2 cilindros a $w = 3000$ rev/min



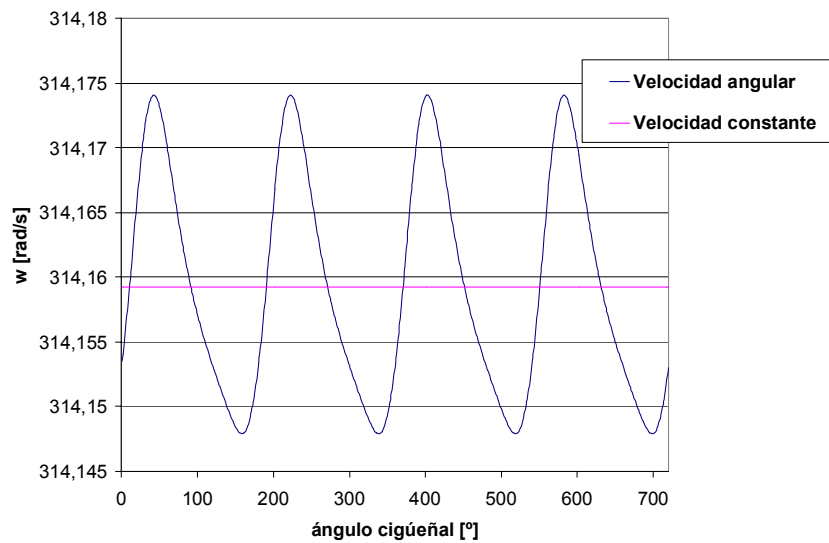


Fig. 8.5 Comportamiento de la velocidad angular para 4 cilindros a $w = 3000$ rev/min

Si se superponen las gráficas a 3000 rev/min para los tres motores se puede comprobar la diferencia de magnitud entre ellos (Fig. 8.6). La velocidad máxima del motor monocilindrico puede llegar a ser el doble que la del bicilíndrico, y el triple de la del tetracilíndrico. Todo ello conlleva reforzar más argumentos en contra de la irregularidad cíclica del motor monocilíndrico. Ya que el destino del trabajo es el acoplamiento a un banco de pruebas, el motor de 1 cilindro propiciará más problemas en la alineación correcta de los ejes de las dos máquinas a acoplar; y puede producir esfuerzos torsionales no deseados para el buen desarrollo del ensayo.

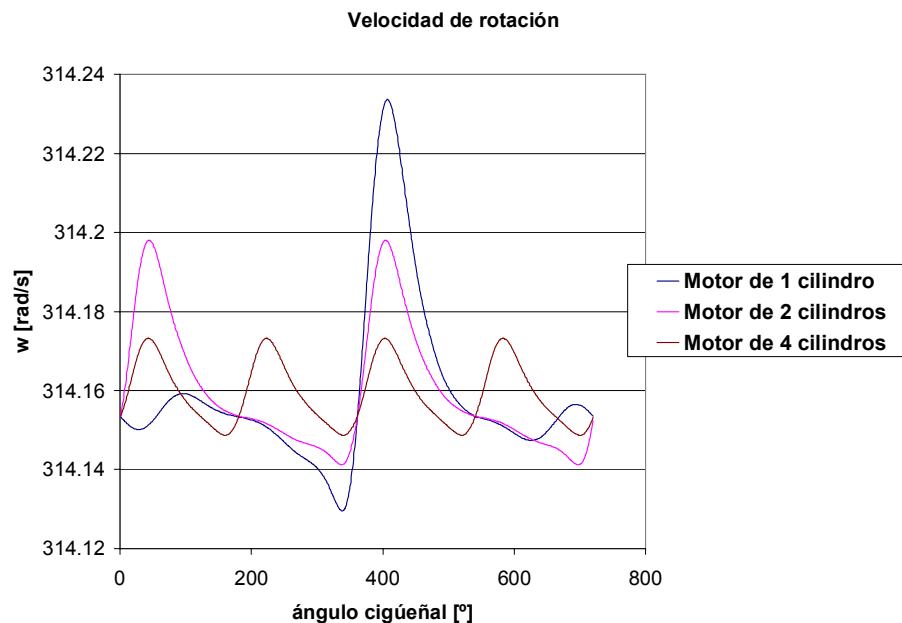


Fig. 8.6 Comportamiento de la velocidad angular para todos los motores a $w = 3000$ rev/min



9 Selección de acoplamiento elástico para caso de referencia

Como penúltimo capítulo de este trabajo se requiere encontrar un acoplamiento adecuado para poder realizar ensayos de motor en bancada. En primer lugar se tiene el motor alternativo bien fijado en la bancada para evitar que se mueva cuyo eje ha de ser alineado con el eje de entrada del banco de ensayo, que, en este caso, consiste de un freno eléctrico que trabaja al mismo par que el motor alternativo y a la misma velocidad de rotación continua. La unión con el eje del banco de ensayo ha de ser perfecta, pues una pequeña tolerancia de juego con el eje del motor podría producir desalineaciones inevitables para el ensayo. Por ello que para solucionar este problema se recurre a la introducción de acoplamientos elásticos, generalmente constituidos por dos carcasas unidas a cada eje de cada motor entre las cuales se sitúa el elastómero capaz de absorber los problemas vibratorios. Este tipo de acoplamientos presenta una serie de ventajas respecto a otros:

- Absorbe y amortigua las irregularidades de par.
- De gran elasticidad angular, transversal y longitudinal que facilita la alineación de los elementos a acoplar compensando diferencias axiales y angulares en los ejes.
- Desplaza los regímenes críticos.
- Permite algunas deformaciones de chasis.
- Suprime las posibles tensiones de un acoplamiento rígido en las mismas condiciones.
- Amortigua los golpes, absorbiendo las vibraciones dentro del acoplamiento.
- Permite una construcción más ligera, con tolerancias mayores y, por tanto con una mayor economía.
- Aislamiento eléctrico de ambas máquinas gracias al material elástico.
- Al no tener juego, es silencioso, sin fricción y no necesita engrase.

Un acoplamiento elástico puede sufrir cuatro tipos de deformaciones:

- Desalineación axial, que consiste en la separación de un eje respecto otro en dirección paralela a los ejes.
- Desalineación radial, cuya distancia deformada se produce paralelamente a ambas carcasas del acoplamiento elástico.
- Desalineación torsional, producida por el efecto de torsión sobre los ejes de los motores.



- Desalineación cónica, en la cual uno de los dos ejes sufre una diferencia angular respecto al otro.

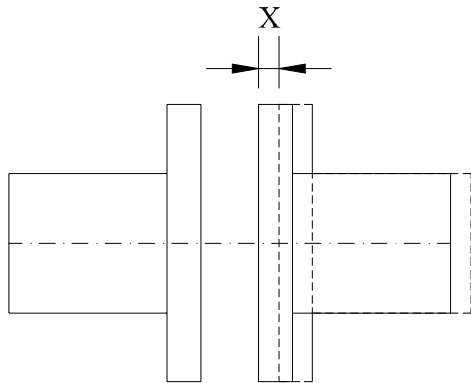


Fig. 9.1 Desalineación axial

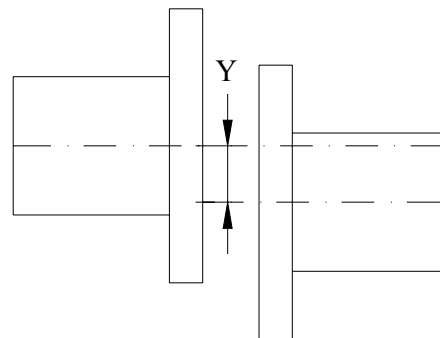


Fig. 9.2 Desalineación radial

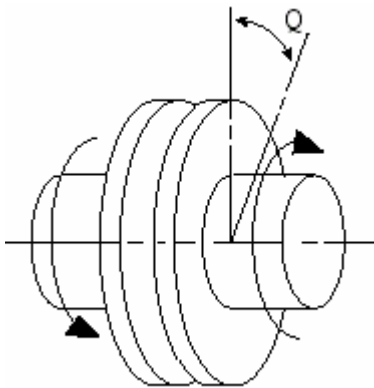


Fig. 9.3 Desalineación torsional

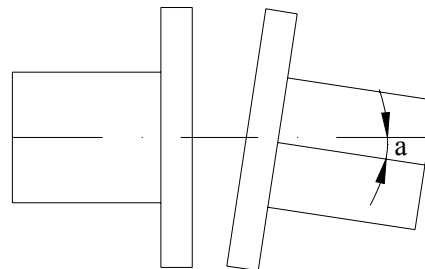


Fig. 9.4 Desalineación cónica

Está claro que un acoplamiento admite mejor los efectos de deformación cuanto mayor sea su flexibilidad. Gracias a los acoplamientos elásticos las alineaciones no requieren una elevada precisión de anclaje tanto como en el caso de los acoplamientos rígidos. El amortiguamiento que se produce en el acoplamiento se transforma en forma de energía calorífica, por lo tanto es importante realizar una alineación lo mejor posible para evitar que se deteriore el elastómero.

Para elegir un acoplamiento se ha de tener principalmente en cuenta varios aspectos. En primer lugar es evidente que el acoplamiento está obligado a soportar un par nominal igual o mayor al par motor al cual están sometidos los ejes a unir. No conviene elegir un acoplamiento cuyo par nominal sea demasiado elevado al par nominal del motor, ya que se estaría escogiendo un acoplamiento sobredimensionado y más rígido. Para cada tipo de acoplamiento existe una velocidad angular soportable máxima, a la cual tolera el acoplamiento y que no se debe superar.



Las características de espacio conllevan una elección adecuada de las dimensiones (diámetro y longitud) de los extremos de los ejes en donde se aplicarán los manguitos del acoplamiento. Por último, el entorno es otro factor a tener en cuenta, ya que el material elástico posee cualidades como pudieran ser la resistencia a temperaturas incluso mayores a 60°C y la tolerancia a vertidos accidentales de aceite y gasolina.

9.1 Selección del acoplamiento para motor con par de 60 Nm

Una vez ya explicado el porqué es necesario y ventajoso la utilización de un acoplamiento elástico se llega a la elección del acoplamiento que más se adecue a las características de cada tipo de motor que se ha estudiado anteriormente. El ensayo para los tres tipos de motorizaciones requiere que el par al cual ha de soportar el acoplamiento elástico sea mayor a igual a los entre 62 y 65 Nm de par motor efectivo dados en las tablas 7.1, 7.2 y 7.3 (en las mismas está puesto el par motor indicado, que ronda siempre los 77-82 Nm, y teniendo en cuenta un rendimiento mecánico del 80 % el par motor ya saldría, tal como se ha indicado antes sobre los 60 Nm).

Para realizar la selección del acoplamiento que más se ajuste se ha buscado infinidad de proveedores cuyos catálogos enseñaban un proceso a seguir u otro dependiendo de cada fabricante. Para este caso se utiliza el catálogo que la empresa VIBRACHOC - PAULSTRA [6] proporciona por la red. En el catálogo, además de explicar la rutina a seguir para la búsqueda apropiada del acoplamiento, se dan tablas en las que se incluye aspectos de dimensionamiento del acople así como gráficas en las cuales se puede observar la evolución de determinadas desalineaciones en función de la velocidad angular a la cual se realice el ensayo. Si se observa en el catálogo en que figuran los tipos de acoplamientos según sus necesidades de par y revolución para soportar un par de entre 62 y 65 Nm se tiene tres tipos de acoples diferentes que pueden ser adecuados. Primero destaca el acoplamiento MPP, cuyo par nominal a escoger sería el de 80 Nm, que es el que más se acerca por arriba al par de los motores, soporta una velocidad angular de 7000 rev/min. Las otras tres opciones se relacionan con los modelos JUBOFLEX, STRAFLEX, y CARDAFLEX, cuyos par motor admisible y velocidad máxima de rotación son para el JUBOFLEX de 90 Nm y 5000 rev/min., para el STRAFLEX de 100 Nm y 5500 rev/min. y finalmente para el CARDAFLEX de 80 Nm y 5500 rev/min.

De los cuatro tipos de acoplamientos está claro que el primero a descartar es el STRAFLEX, pues el proveedor no posee otro tipo de acoplamiento de este modelo cuyo par a soportar no sea menor de 100 Nm; entonces el siguiente por debajo sería el del par admisible



de 50 Nm, insuficiente para las motorizaciones a analizar. De los otros tres modelos a escoger la solución no está tan definida, pues a pesar de que dos de ellos funcionan a 80 Nm y el otro a 90 Nm, conviene resaltar propiedades de este último que podrían ser relevantes.

Atendiendo a las aptitudes elásticas que el catálogo ofrece, cada tipo de acoplamiento es definido muy elástico, elástico, semi-elástico y rígido dependiendo de las propiedades frente a la desalineación radial, axial, cónica y a la torsión. En la siguiente tabla (Tabla 9.1) se reflejan como están definidas estas aptitudes:

| Modelo | Definición de propiedades frente a: | | | |
|------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| | Torsión | Desalineación radial | Desalineación Axial | Desalineación Cónica |
| MPP | Elástico | Semi-elástico | Encaje | Semi-elástico |
| JUBOFLEX | Muy elástico | Elástico | Muy elástico | Muy elástico |
| CARDAFLEX | Elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |

Tabla 9.1 Definición de propiedades frente varios tipos de desalineaciones

Por lo que se ve en la tabla el modelo JUBOFLEX es el más elástico de todos. El modelo MPP no es recomendado para ser sometido a tracciones axiales; es por ello que en la tabla es definida su oposición frente a la desalineación axial como “encaje”. Hay que tener en cuenta que este modelo es el que puede trabajar a la mayor revolución de entre los tres, mientras que el que puede soportar menor velocidad angular es el JUBOFLEX, por lo que si el ensayo se realiza a un revolución mayor de 5000 rev/min, que es la velocidad máxima admisible por el JUBOFLEX, éste modelo no podrá ser usado. De todas maneras se impondrá una velocidad angular de 3000 rev/min para incluir este acoplamiento y poder discutir con más dificultad la elección del más apropiado de los tres.

Del catálogo de PAULSTRA se puede obtener datos relacionados con la rigidez (capacidad de comportamiento menos flexible) en el caso de los acoplamientos JUBOFLEX y CARDAFLEX. Los datos a los que se hace referencia se muestran en la siguiente tabla (Tabla 9.2) son los que se muestran a continuación:



| Modelo | Rigidez a: | | | |
|-----------|--------------------|-----------------|----------------|-------------------|
| | Torsión (m kN/rad) | Radial (daN/mm) | Axial (daN/mm) | Cónica (m kN/rad) |
| JUBOFLEX | 0.57 | 30 | 8 | 0.057 |
| CARDAFLEX | 0.86 | 90 | 30 | 0.23 |

Tabla 9.2 Tabla de la rigidez torsional, radial, axial y cónica

Por tanto se observa claramente que el acoplamiento JUBOFLEX ofrece unas ventajas elásticas que el CARDAFLEX carece. Por ello es que en la tabla 9.1 se definía el JUBOFLEX como el más flexible de todos. La rigidez aumenta si se ha de escoger un acoplamiento que soporte un par más elevado. Ya que el modelo JUBOFLEX que proporciona PAULSTRA es de 90 Nm y el de CARDAFLEX de 80 Nm, lo correcto hubiera sido haber comparado ambos tipos a igual par admisible. Si se grafica la evolución de la rigidez de ambos acoplamientos con el aumento de par motor se podrían lograr las rigideces de ambos modelos a igual par nominal (Figs 9.5, 9.6, 9.7 y 9.8).

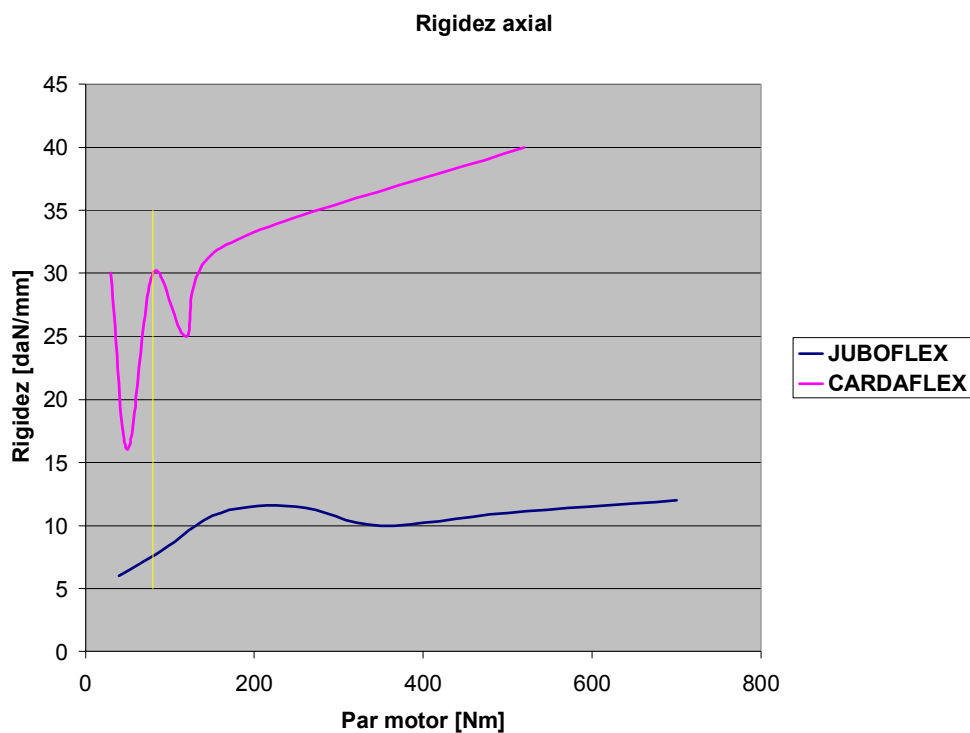


Fig. 9.5 Rigidez axial



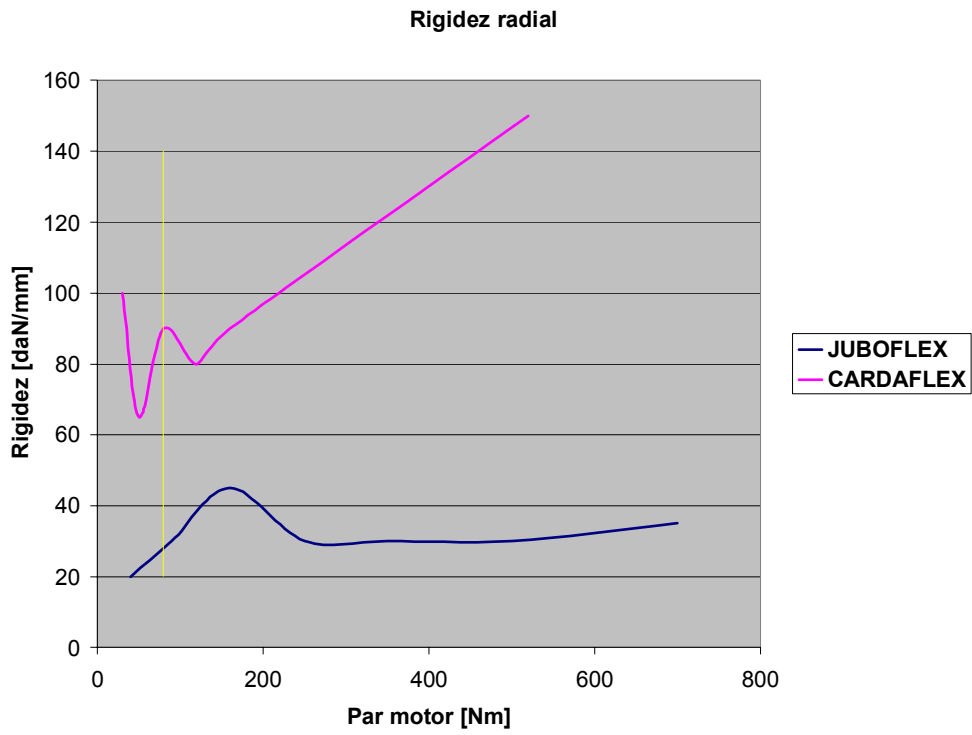


Fig. 9.6 Rigidez radial

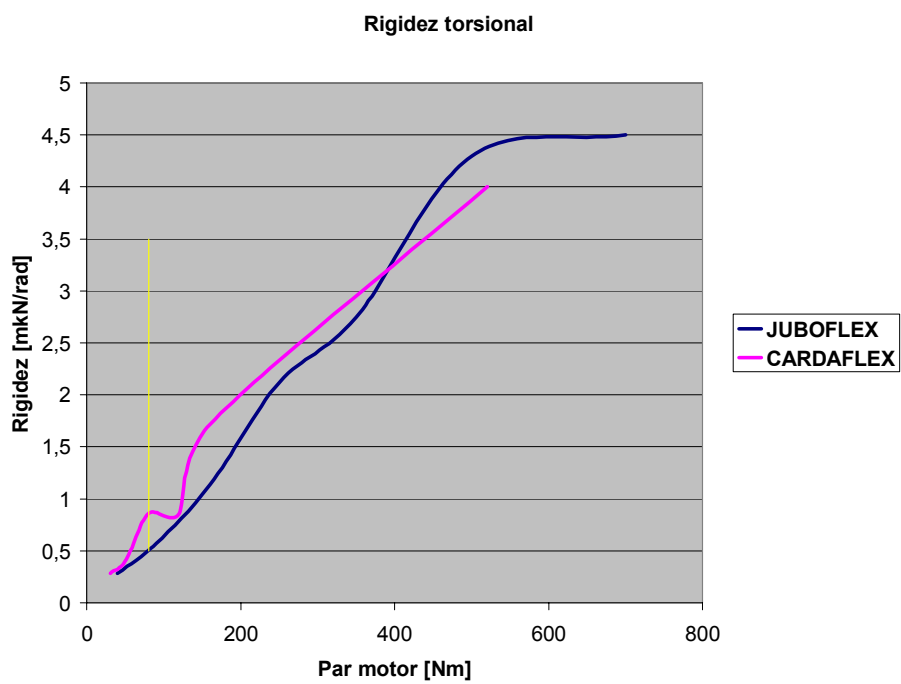


Fig. 9.7 Rigidez torsional



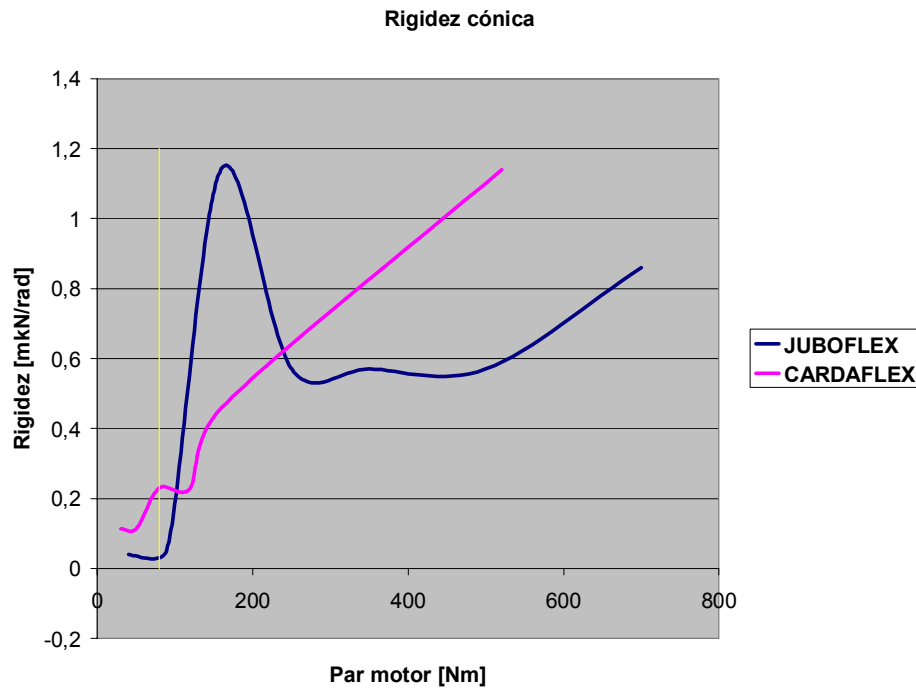


Fig. 9.8 Rigidez cónica

La línea amarilla representa valores de rigidez para un mismo par motor, en este caso de 80 Nm, que gracias a ella se podrá saber qué tipo de acoplamiento tiene más rigidez a ese valor de par motor. Si se observan detenidamente las gráficas se distingue fácilmente la evolución superior de la rigidez del modelo CARDAFLEX frente al JUBOFLEX en los dos primeros casos, pero en los otros dos la evolución no está tan clara. Si bien en el par motor de 80 Nm siempre es mayor la rigidez del CARDAFLEX en el diagrama de la rigidez torsional se observa que a partir de 400 Nm los modelos de JUBOFLEX poseen rigidez mayor a los CARDAFLEX; y en el diagrama de la rigidez cónica se tiene que para 160 Nm el modelo JUBOFLEX es más rígido que el CARDAFLEX. Como se ha citado con anterioridad, el modelo MPP no responde bien a la elasticidad axial, con lo que este acoplamiento es obviado.

Por lo tanto a la hora de escoger entre los tres tipos de acoplamientos el JUBOFLEX será el que conste con las características elásticas más completas y el que absorberá mayores desalineaciones durante el ensayo del motor alternativo. Este acoplamiento está constituido por los siguientes elementos tal y como se destacan en el dibujo (Fig. 9.9):

1. Caucho natural precomprimido.
2. Armaduras metálicas adheridas.
3. Correa de precompresión que se retira después del montaje.
4. Manguito de acero matrizado.



5. Cubo desmontable universal

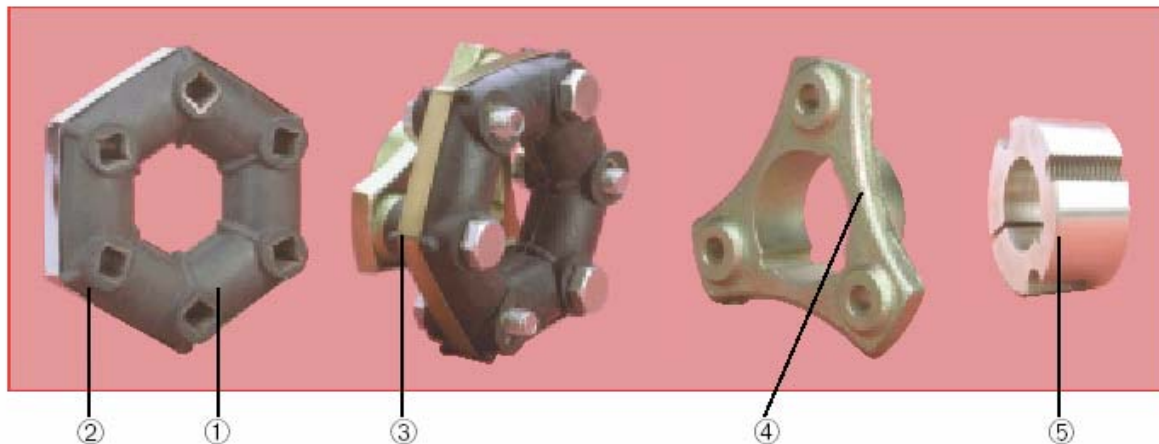


Fig. 9.9 Acoplamiento elástico JUBOFLEX con cubo desmontable

Este diseño confiere propiedades a destacar tal como un óptimo desmontaje sin desplazamiento de las máquinas acopladas y una precompresión del elemento elástico en el momento del anclaje, lo que limita el trabajo de tracción del caucho. Con el JUBOFLEX se consigue reducir eficazmente la irregularidades cíclicas y las puntas de par y es una seguridad de empleo y resistente a deformaciones alternas gracias a la precompresión. La adaptación del cubo desmontable proporciona ventajas en cuanto al espacio ocupado que lo hace más reducido, un posicionamiento axial más fácil y económicamente más viable pues simplifica el mecanizado de los ejes.

9.2 Selección del acoplamiento según el método de PAULSTRA para los tres tipos de motores

PAULSTRA describe un procedimiento a seguir para la correcta elección del tipo de acoplamiento. Este método no es más que la determinación del par nominal a acoplar utilizando una serie de coeficientes de seguridad con el fin de dimensionar el acoplamiento teniendo en cuenta a qué tipo de máquinas va unido, cuántos arranques por hora se realizan y el nº de horas en funcionamiento a lo largo del día. De esta forma el par de los ejes del motor y del banco de ensayo será multiplicado por los coeficientes de seguridad K_1 , K_2 , K_3 (coeficiente de seguridad en relación a la unión de ambas máquinas, de frecuencia de arranque y de nº de horas en funcionamiento diario, respectivamente) dará como resultado un par motor algo sobredimensionado que asegura un aguante idóneo para las condiciones de trabajo).



9.2.1 Acoplamiento para motor de 1 cilindro de 4T : BMW F650 GS

En el caso de este motor monocilíndrico el par motor indicado obtenido a 3000 rev/min era de 81.04 Nm, que teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas con un rendimiento mecánico de 80 % el par efectivo en el eje del cigüeñal sería de 64.83 Nm. Para el cálculo de K_1 se ha de remitir a la tabla en la cual figura el tipo de máquina motriz y receptora a escoger. Ya que se está estudiando el caso del motor de un cilindro y la máquina receptora al ser eléctrica su marcha será regular y su inercia pequeña se escogerá como valor de coeficiente $K_1 = 1.4$. La segunda tabla hace referencia a la frecuencia de arranque por hora y para ello se elegirá unos diez arranques como máximo por hora que suponen un coeficiente $K_2 = 1.2$. Por último, el nº de horas de funcionamiento se limitará a 8 horas como máximo y 2 horas como mínimo, con lo cual extrayendo el valor de K_3 saldría un valor igual a la unidad. Con todo esto el par nominal del acoplamiento sería de:

$$\text{Par acoplamiento} = K_1 K_2 K_3 \text{ Par Motor} = 1.4 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 64.83 = 108.91 \text{ Nm ;}$$

Con este resultado ya no serviría ninguno de los cuatro tipos de acoplamientos que antes se han analizado, pues el par motor nominal supera los 100 Nm que soportaba el acoplamiento STRAFLEX. Se tiene, entonces, que volver a indagar en el mercado el tipo y las condiciones del acoplamiento que más se adecue a estas especificaciones. De entre los modelos incluidos en el anexo los que más se acercan a efectos de par son los siguientes: el JUBOFLEX, con una par de 160 Nm que soporta 4500 rev/min, el TETRAFLEX, cuyo par nominal es de 160 Nm a 6000 rev/min, y el CARDAFLEX a 120 Nm y 4500 rev/min. Para comprobar cómo se definen los tres tipos se vuelve a incluir la tabla 9.1 para clarificar la elección :

| Modelo | Definición de propiedades frente a: | | | |
|-----------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| | Torsión | Desalineación radial | Desalineación axial | Desalineación cónica |
| JUBOFLEX | Muy elástico | Elástico | Muy elástico | Muy elástico |
| TETRAFLEX | Elástico | Semi-elástico | Muy elástico | Muy elástico |
| CARDAFLEX | Elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |

Tabla 9.3 Definición de propiedades frente varios tipos de desalineaciones



Se observa visiblemente que el TETRAFLEX posee cualidades algo más elásticas que el CARDAFLEX, mientras que el JUBOFLEX es todavía más elástico que el TETRAFLEX. Si bien el JUBOFLEX es el más elástico de los tres, el par nominal del modelo es de 160 Nm, mientras que el del CARDAFLEX es de 120 Nm. A pesar de que éste último sea el más rígido, el uso del modelo del JUBOFLEX quedaría sobredimensionado. Pero existe un modelo JUBOFLEX (modelo "S") de par nominal 130 Nm a 5000 rev/min y aunque este acoplamiento estaría algo más dimensionado que el CARDAFLEX en cuanto al par motor (10 Nm de diferencia entre ambos), la buena elasticidad del JUBOFLEX lo convierte en prioritario en su elección. Además, para unir dos máquinas en las cuales una de ellas sufre irregularidades cíclicas es conveniente obtener un acoplamiento de excelente elasticidad torsional, y en este caso este acoplamiento sería el bueno.

Este acoplamiento está compuesto de las siguientes partes:

1. Caucho natural precomprimido.
2. Armaduras metálicas adheridas.
3. Correa de precompresión.
4. Manguito de acero matrizado

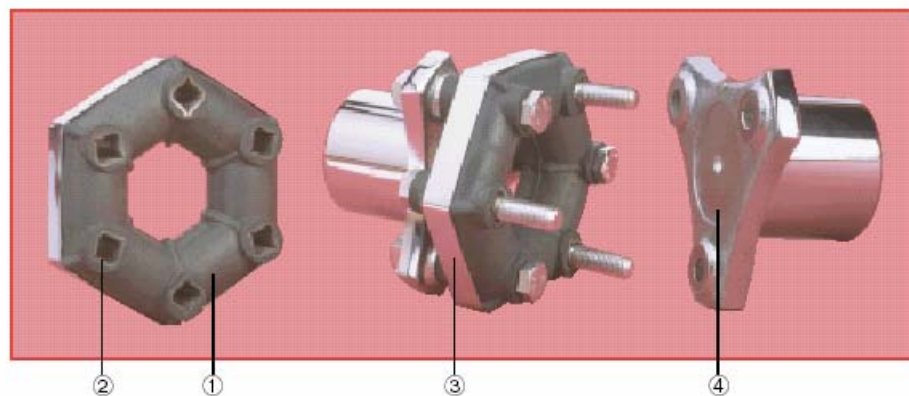


Fig. 9.10 Acoplamiento elástico JUBOFLEX "S"

Con esta solución se consigue reducir eficazmente las puntas de par así como las variaciones de los esfuerzos. Durante la marcha, al estar asegurada la precompresión por los pernos de fijación, el acoplamiento logra funcionar sin ninguna correa colocada alrededor de su elastómero.

9.2.2 Acoplamiento para motor de 2 cilindros de 4T : Suzuki SV 650

Para esta arquitectura de motor se recuerda que el par motor indicado a 3000 rev/min era



de 79.53 Nm que incluyendo el rendimiento mecánico pasaba a tener un par en el eje de 63.63 Nm. Para este motor los coeficientes K_2 y K_3 no varían pues trabajará las mismas horas de funcionamiento y tendrá los mismo arranques. Si se mira la tabla del coeficiente K_1 del catálogo se observa que dicho coeficiente de seguridad tampoco varía, pues este valor está indicado para motores de 1 a 3 pistones. Así pues, el par motor nominal del acoplamiento será de:

$$\text{Par acoplamiento} = K_1 K_2 K_3 \text{ Par Motor} = 1.4 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 63.62 = 106.88 \text{ Nm ;}$$

que, a efectos de buscar el acoplamiento idóneo apto, se proseguirá por la misma vía que en el apartado anterior, reeligiendo de nuevo el modelo JUBOFLEX “S” adecuado a las especificaciones del motor bicilíndrico.

9.2.3 Acoplamiento para motor de 4 cilindros de 4T : Honda CBR

Para este motor de cuatro pistones el coeficiente K_1 variará y tendrá un nuevo valor a 1.2, que de esta forma variará el valor del par nominal de acoplamiento a:

$$\text{Par acoplamiento} = K_1 K_2 K_3 \text{ Par Motor} = 1.2 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 77.77 \cdot 0.8 = 89.59 \text{ Nm ;}$$

Por lo tanto el par a seleccionar será uno tal que sustente los 90 Nm. Buscando en el catálogo se ofrecen varias posibilidades: JUBOFLEX de 90 Nm a 5000 rev/min, STRAFLEX a 100 Nm a 5500 rev/min y CARDAFLEX a 120 Nm a 4500 Nm. Se muestra de nuevo la tabla de definiciones:

| Modelo | Definición de propiedades frente a: | | | |
|------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| | Torsión | Desalineación radial | Desalineación Axial | Desalineación Cónica |
| JUBOFLEX | Muy elástico | Elástico | Muy elástico | Muy elástico |
| STRAFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |
| CARDAFLEX | Elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |

Tabla 9.4 Definición de propiedades frente varios tipos de desalineaciones

Aunque el JUBOFLEX sea el menos rígido de todos, el modelo de 90 Nm parece ser muy



justo para soportar este par y entonces sería más conveniente buscar otro modelo. El STRAFLEX es el siguiente que más se acerca pero este modelo, al estar compuesto por bobinas metálicas conectadas mediante ovillos de hilo envueltas por el caucho, no permite admitir fácilmente las irregularidades de par. El CARDAFLEX no es mucho más elástico que el STRAFLEX, de hecho este acoplamiento posee una pequeña rigidez cónica.

Si se busca el modelo JUBOFLEX justo por encima del de 90 Nm se encontraría el del tipo "S" usado en los dos motores anteriores, y que también sería positivo utilizarlo en éste.

9.2.4 Resumen de las selecciones realizadas para los tres motores

Si se recopila la información seleccionada de los modelos solución para los tres motores se podría rellenar la siguiente tabla:

| Motor | Par nominal a dimensionar (Nm) | Par nominal acoplamiento (Nm) | MODELO |
|------------------------------|---|--|---------------------|
| Motor 60-65 Nm | 60-65 | 90 | JUBOFLEX cubo desm. |
| Motor 1 cilindro | 109.91 | 130 | JUBOFLEX "S" |
| Motor 2 cilindros | 106.88 | 130 | JUBOFLEX "S" |
| Motor 4 cilindros | 89.59 | 130 | JUBOFLEX "S" |

Tabla 9.5 Tabla resumen de resultados

Por lo tanto, se percibe claramente que el hecho de introducir coeficientes de seguridad implica elevar un grado la búsqueda del par nominal de acoplamiento. De hecho, según el catálogo de PAULSTRA el JUBOFLEX es el más adecuado para especificaciones de motores endotérmicos alternativos cuyo par no supere los 200 Nm. Para cifras más altas de par suele ser más común la utilización de los acoplamientos AXOFLEX, RADIAFLEX, CORDIFLEX y TORSOFLEX, específicamente preparados para máquinas de grandes dimensiones como hormigoneras, trituradoras, excavadoras, etc.



9.2.5 Discusión sobre la definitiva elección de acoplamiento elástico

Parece evidente la elección del acoplamiento JUBOFLEX para ser utilizada en los bancos de ensayo. Cuando se ha analizado el par nominal a transmitir por el acoplamiento siempre se ha tenido en cuenta la carga media de cada uno de los motores simulados. Por tanto hay momentos en que el par motor alcanza un valor máximo bastante superior al valor medio; por ejemplo, en el motor monocilíndrico el par motor medio indicado es de 81.04 Nm y en cambio su valor máximo llega hasta los $1085.05 \cdot 0.8 = 868.4$ Nm en el eje, por lo que la diferencia es enormemente destacable. Aunque sólo sea por un momento en cada ciclo, este gran pico de irregularidad puede causar indeseados inconvenientes que pueden acortar en demasía la vida del acoplamiento. Aunque parezca que con esta alternativa se esté sobredimensionando el acoplamiento, la seguridad que brinda constituye el factor más importante a estudiar. El factor económico no prima tanto, además, si se elige un acoplamiento cuyo par nominal sea menor al pico máximo, quizá a la larga no sale barato.

9.2.5.1 Acoplamiento para motor de 1 cilindro de 4T : BMW F650 GS

Puesto que se requiere volver a buscar un acoplamiento para cada motor, se ha de analizar de nuevo el idóneo para cada caso. Del motor monocilíndrico ya se ha comentado que el par máximo adquirido es de 868.4 Nm en el eje; así pues se vuelve a proceder al cálculo del par nominal de acoplamiento por el método de PAULSTRA.

Para este motor de un pistón el coeficiente K_1 será de 1.4, mientras que el resto de coeficientes K_2 y K_3 son de 1.2 y 1, pues la frecuencia de ensayos no varía.

$$\text{Par acoplamiento} = K_1 K_2 K_3 \text{ Par Moto } r = 1.4 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 868.4 = 1458.92 \text{ Nm ;}$$

Se ve claro la enorme diferencia del par de acoplamiento escogido anteriormente. En la discusión del mejor modelo a escoger cabe primeramente señalar que el modelo que antes siempre ha apuntado como el idóneo a escoger (JUBOFLEX) en este caso ya no sirve pues el acoplamiento que más par nominal puede tolerar es el de 1200 Nm, insuficiente para esta aplicación. Entonces no queda otra deliberación que la de buscar otro acoplamiento que se adecue lo más próximo posible a estas nuevas especificaciones. Mirando en el catálogo se encuentra el acoplamiento STRAFLEX, cuyo par nominal de acoplamiento es de 1600 Nm, los demás acoplamientos que le siguen ya soportan un par nominal superior, como el TETRAFLEX de 2000 Nm o el RADIAFLEX de 1800 Nm. En principio el STRAFLEX es el que más se acerca a las especificaciones requeridas, pues los otros dos quedarían sobredimensionados. Pero



antes de escoger el definitivo conviene analizar las características elásticas de cada uno. Se vuelve a rellenar la tabla 9.1:

| Modelo | Definición de propiedades frente a: | | | |
|------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| | Torsión | Desalineación radial | Desalineación Axial | Desalineación Cónica |
| STRAFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |
| TETRAFLEX | Elástico | Muy elástico | Elástico | Muy elástico |
| RADIAFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | | Rígido |

Tabla 9.6 Definición de propiedades frente varios tipos de desalineaciones

Se observa a primera vista que el RADIAFLEX es el primero a descartar por sus sollicitaciones técnicas. El TETRAFLEX es el menor rígido de los tres. Entonces aparece el dilema en el que el TETRAFLEX es el que mejor se adapta a las especificaciones, pero conlleva el inconveniente de que el modelo ofrecido más próximo al par nominal de acoplamiento es el de 2000 Nm, con una diferencia abusiva respecto a los casi 1500 Nm que se necesitan. Parece entonces que la solución definitiva será establecida en función de otros parámetros. Si se observa la tabla de rigideces sacada del catálogo para ambos modelos de STRAFLEX de 1600 Nm y TETRAFLEX de 2000 Nm se ve con claridad aun más absoluta la elasticidad superior de TETRAFLEX aun siendo un modelo con mayor par.

| Modelo | Rigidez a: | | | |
|------------------|--------------------|-----------------|----------------|-------------------|
| | Torsión (m kN/rad) | Radial (daN/mm) | Axial (daN/mm) | Cónica (m kN/rad) |
| STRAFLEX | 40 | 150 | 50 | 1.43 |
| TETRAFLEX | 17 | 44 | 10 | |

Tabla 9.7 Tabla de la rigidez torsional, radial, axial y cónica

Es necesario resaltar que este modelo STRAFLEX soporta una velocidad de rotación de 2800 rev/min, por lo que el ensayo a 3000 rev/min no será preciso efectuarlo y habrá que disminuir el nº de vueltas para evitar una fatiga prematura del acoplamiento. En cambio el



modelo TETRAFLEX está fabricado para aguantar una velocidad de 3500 rev/min y de esta manera se puede realizar el ensayo a 3000 vueltas.

El modelo STRAFLEX está compuesto de una estructura textil reforzada que hace difícil la absorción de las irregularidades de par. En cambio el TETRAFLEX al poseer, cualidades elásticas más favorables, permite una mejor absorción de estas desviaciones de movimiento. Llegando a estas últimas conclusiones parece que la solución más obvia será la de escoger el TETRAFLEX aunque el modelo esté algo sobredimensionado. Sus ventajas propias relacionadas con la velocidad rotacional ponen un punto más a favor de este acoplamiento y permiten la experimentación de ensayos a 3000 rev/min. Esta transmisión está compuesta de las siguientes partes:

1. Caucho natural formando brazos.
2. Estrella flotante de aluminio o acero, cuyas puntas están adheridas al caucho.

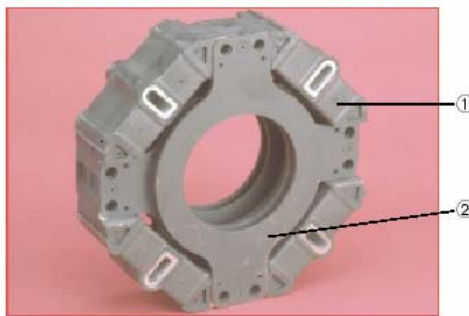


Fig. 9.11 Acoplamiento elástico TETRAFLEX

El diseño de este acoplamiento confiere un serie de propiedades :

1. Una simetría binaria que permite una buena desalineación cónica y radial.
2. El caucho precomprimido limita el trabajo de tracción.

Además la presencia de la estrella flotante permite una serie de ventajas siguientes:

- ✓ Aumenta la capacidad de par sin disminuir la elasticidad axial, por lo que para un par dado, se reduce el espacio ocupado.
- ✓ Gira a velocidades elevadas, puesto que la estrella asegura la retención de los brazos.
- ✓ Obtiene una buena relación par/velocidad.



Las características dimensionales del mismo son las que se muestran en el dibujo (Fig. 9.12):

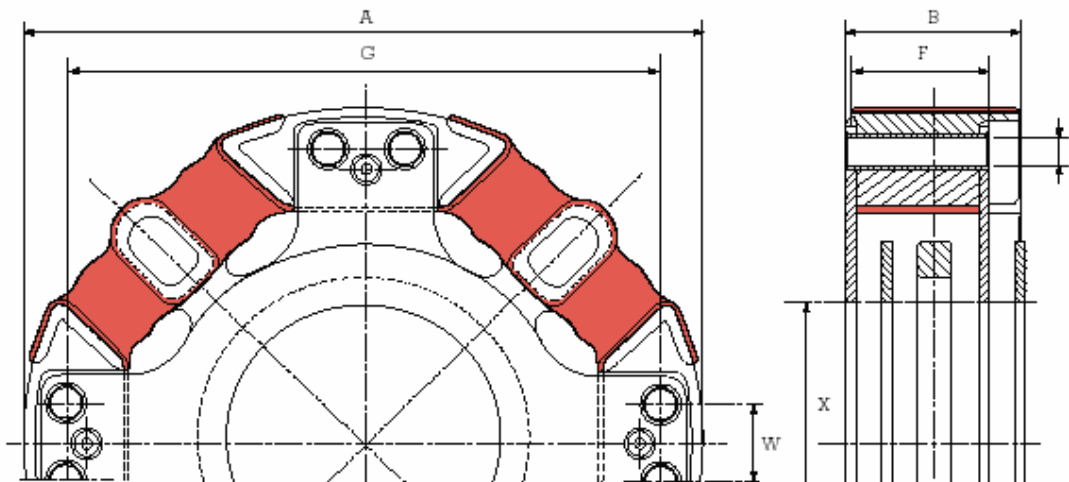


Fig. 9.12 Características dimensionales del acoplamiento elástico TETRAFLEX

Donde las cotas A, B, G, J, F y W son de 350, 90, 253, 14.2, 90 y 58 mm respectivamente. Sin duda este motor de 1 cilindro, y por todo lo que se ha comentado respecto a sus características, es el que más inconvenientes ha dado para su análisis. Los motores que se van a examinar a continuación presentaran unas puntas de par menores, así que a la hora de buscar el modelo adecuado no habrá ninguno que condicione pares nominales tan elevados, y así propiciarán la elección de transmisiones más elásticas que la del motor monocilíndrico.

9.2.5.2 Acoplamiento para motor de 2 cilindros de 4T : Suzuki SV 650

Para este motor si se observa la gráfica 7.2 la punta de par es de 548.49 Nm que multiplicándolo por el rendimiento mecánico de 0.8 se obtiene un momento máximo de 438.8 Nm. Procediendo a calcular el par nominal de acoplamiento a comprar:

$$\text{Par acoplamiento} = K_1 K_2 K_3 \text{ Par Moto } r = 1.4 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 438.8 = 737.18 \text{ Nm ;}$$

Para cubrir los 727.18 Nm existen varias opciones:

- STRAFLEX de 800 Nm a 3500 rev/min.
- AXOFLEX DE 800 Nm a 3000 rev/min.
- TETRAFLEX de 1000 Nm a 4200 rev/min.
- CARDAFLEX de 900 Nm a 4000 rev/min.
- CORDIFLEX de 800 Nm a 3000 rev/min.



Se barajan una serie de opciones muy variadas. Se indica en la siguiente tabla las características elásticas de cada uno:

| Modelo | Definición de propiedades frente a: | | | |
|------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| | Torsión | Desalineación radial | Desalineación Axial | Desalineación Cónica |
| STRAFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |
| AXOFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | Elástico | Semi-elástico |
| TETRAFLEX | Elástico | Muy elástico | Elástico | Muy elástico |
| CARDAFLEX | Elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |
| CORDIFLEX | Muy elástico | Elástico | Encaje | Elástico |

Tabla 9.8 Definición de propiedades frente varios tipos de desalineaciones

Inicialmente se descartan los dos primeros por ser los menos elásticos. Así sólo queda deliberar entre las tres últimas opciones. De entre los tres el que más se acerca a las solicitaciones de par es el CORDIFLEX, pero comporta el inconveniente de trabajar a una velocidad de rotación máxima igual a la que se ensaya y además axialmente trabaja “encajado”. Pero sí es verdad que de entre los tres es el que mejor marcha a torsión, lo que complica su difícil elección. En conjunto el TETRAFLEX es el que mejor está formado elásticamente, pero su modelo de 1000 Nm lo confiere algo sobredimensionado. Entonces de entre los tres el primero a descartar será el TETRAFLEX por esta última razón.

De los dos acoplamientos últimos cabe decir que excepto en la desalineación axial, en las demás propiedades siempre tiene un punto de mejoría el CORDIFLEX respecto del CARDAFLEX. Mientras que el penúltimo está concebido para aguantar un par de 900 Nm, el último lo hace a 800 Nm, que, como se ha comentado antes, es el que más se acerca a las especificaciones. El hecho que el CORDIFLEX trabaje a 3000 rev/min como máximo complica más todavía la elección. Parece pues que la decisión final tendrá que ser una solución de compromiso. Para poner punto y final a la difícil deliberación se comenta que el modelo CARDAFLEX con cubo macizo proporciona un peso total de 9.5 kg, mientras que el CORDIFLEX con menor peso (el de acoplamiento SAE 11 “ ½) es de 18 kg, el doble que el



modelo anterior, lo que conlleva inercias más importantes sumado a la velocidad de rotación máxima de 3000 rev/min. Así pues el CARDAFLEX será el modelo escogido para el motor bicilíndrico. Este acoplamiento está formado por las siguientes piezas:

1. Masa de caucho natural.
2. Corona exterior de acero, adherida al caucho.
3. Cubo triangular macizo para recibir el remachado.
4. Manguito de acero con brida redonda.

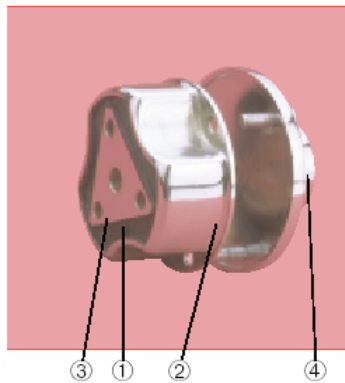


Fig. 9.13 Acoplamiento elástico CARDAFLEX con cubo macizo

Esta transmisión de acoplamiento posee una serie de cualidades oportunas:

1. Funcionamiento de seguridad positiva.
2. Pequeña rigidez cónica.
3. Forma compacta.
4. Buen comportamiento a velocidades elevadas.

Además de las siguientes ventajas:

- ✓ El espacio ocupado por el conjunto es muy reducido.
- ✓ La corona exterior del elemento elástico puede entrarse directamente sobre el volante de una de las máquinas a acoplar.

Las medidas del acoplamiento son las para las cotas A, B, C₂, C₃, D₂, E₂, E₃, F, G, J, K y L son de 255, 250, 12, 66, 100, 80, 72, 90, 225, 12, 20 y 127 mm respectivamente.



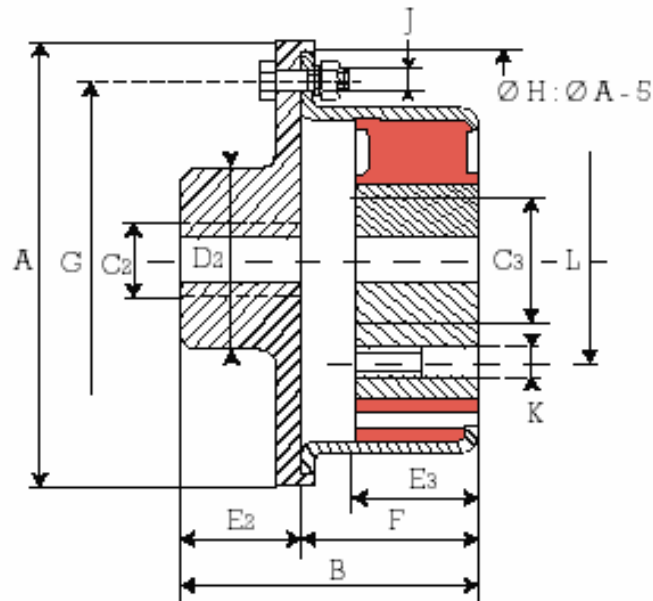


Fig. 9.14 Características dimensionales del acoplamiento elástico CARDAFLEX

9.2.5.3 Acoplamiento para motor de 4 cilindros de 4T : Honda CBR

Para esta arquitectura se ha de volver a mirar la gráfica 7.5 y sacar de ella el par motor máximo del cual se obtiene un valor de 277.61 Nm, lo que significa un par motor máximo en el eje de 222.09 Nm. De nuevo se calcula el par nominal a transmitir:

$$\text{Par acoplamiento} = K_1 K_2 K_3 \text{ Par Motor} = 1.2 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 277.09 = 319.81 \text{ Nm} ;$$

Esta vez el par nominal del acoplamiento es hasta casi cinco veces menor que el usado en el motor monocilíndrico y dos veces más pequeño en el bicilíndrico. Es destacable que en este caso, al buscar un acoplamiento de menor par nominal, se conseguirá uno tal que su elasticidad sea mayor que en los dos motores anteriores, lo que permitirá una menor rigidez en el elastómero. Esto provoca que se llegue con mayor facilidad al límite elástico del material y los efectos de torsión que puede causar son importantes, se retarda la transmisión del eje conducido un cierto tiempo. De hecho esto sucede en los tres motores pero al ser este acoplamiento más elástico que en los motores mono y bicilíndrico, absorbe con mayor desenvoltura estas sollicitaciones torsionales. En este caso también se barajan en primer término varias soluciones:

- MPP de 380 Nm a 3000 rev/min.
- JUBOFLEX de 500 Nm a 2800 rev/min.
- JUBOFLEX "S" de 370 Nm a 3500 rev/min.



- STRAFLEX de 400 Nm a 4500 rev/min.
- RADIAFLEX de 470 Nm a 3000 rev/min.

Volviendo a rellenar la tabla de las características elásticas:

| Modelo | Definición de propiedades frente a: | | | |
|------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|----------------------|
| | Torsión | Desalineación radial | Desalineación Axial | Desalineación Cónica |
| MPP | Elástico | Semi-elástico | Encaje | Semi-elástico |
| JUBOFLEX | Muy elástico | Elástico | Muy elástico | Muy elástico |
| STRAFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | Elástico | Elástico |
| RADIAFLEX | Semi-elástico | Semi-elástico | | Rígido |

Tabla 9.9 Definición de propiedades frente varios tipos de desalineaciones

De todos los modelos expuestos está claro que el más elástico y con diferencia es el JUBOFLEX, el modelo que se utilizaba en los tres motores cuando se escogía el par nominal del acoplamiento como el momento medio; pero como ahora se ha optado por la vía segura de elegir aquel acoplamiento que aguante los picos máximos hasta que no se ha disminuido lo suficiente el par no se ha llegado hasta este acoplamiento. En los casos anteriores el JUBOFLEX carecía de protagonismo ya que los modelos fabricados que se asemejaban a las especificaciones de los dos primeros motores quedaban bajodimensionados. Las grandes cualidades para la torsión de este modelo aseguran una filtración adecuada de la alteraciones de par. Sin duda el más elástico de todos los modelos.

Como se ha comentado anteriormente el JUBOFLEX presenta excelentes cualidades:

- ✓ Reducción muy eficaz de las puntas de par y de las irregularidades cíclicas.
- ✓ Este modelo de JUBOFLEX "S" se distingue del JUBOFLEX normal en que es capaz de sostener una mayor capacidad de carga.
- ✓ Gran seguridad de empleo y resistencia a deformaciones alternas gracias a su precompresión.
- ✓ Posibilidades de desalineación importantes.



El dibujo del JUBOFLEX “S” y de las partes que lo conforman ya ha sido indicado en la figura 9.10. He aquí las dimensiones del acoplamiento con el valor de las cotas A, B, C, D, E, F, G, H, J, K, L, M y X de 181, 247, 60, 90, 93, 51, 132, 93, 14, 172, 21, 98 y 63 mm respectivamente:

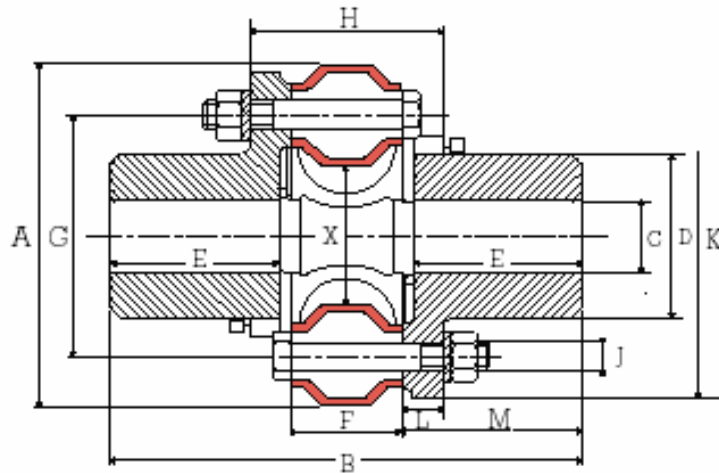


Fig. 9.15 Características dimensionales del acoplamiento elástico JUBOFLEX “S”

9.2.5.4 Cuadro comparativo de las tres soluciones

A modo de resumen y para recordar las tres soluciones decididas se muestran un cuadro comparativo de los tres acoplamientos y se comentan algunas conclusiones.

| | Motor estudiado | | |
|--------------------------------------|-----------------|---------------|-----------------|
| | Monocilíndrico | Bicilíndrico | Tetracilíndrico |
| Par nominal a transmitir (Nm) | 1458.92 | 737.18 | 319.81 |
| Acoplamiento escogido | TETRAFLEX | CARDAFLEX | JUBOFLEX "S" |
| Par nominal (Nm) | 2000 | 900 | 370 |
| Velocidad máxima (rev/min) | 3500 | 4000 | 3500 |
| Torsión | Elástico | Elástico | Muy elástico |
| Desalineación radial | Muy elástico | Semi-elástico | Elástico |
| Desalineación axial | Elástico | Elástico | Muy elástico |
| Desalineación cónica | Muy elástico | Elástico | Muy elástico |
| Peso (kg) | | 9.5 | 12 |

Tabla 9.10 Cuadro comparativo de los tres motores



De todos los modelos escogidos ya se ha comentado que el JUBOFLEX es el que confiere propiedades elásticas más favorables. El peso del acoplamiento correspondiente al motor monocilíndrico no ha sido indicado ya que no figura en el catálogo de PAULSTRA. Aun así se puede decir que el peso casi con toda seguridad sobrepasa los 20 kg, ya que mirando el peso de todos los demás acoplamientos que rondan los 1500-2000 Nm de par nominal ya proporcionan una masa de semejante valor.

Asimismo este primer acoplamiento siempre tendrá una serie de inconvenientes mayores a las otras dos motorizaciones, una inercia mayor del acoplamiento lo que propicia una complicación a la hora de evitar las vibraciones de torsión producidas. De los tres acoplamientos escogidos se tienen que los ángulos de torsión que pueden sobrellevar son 7 grados en el primer motor, 6 en el segundo y 7 en el tercero. Si se observan algunos otros acoplamientos que han sido refutados se comprueba la baja elasticidad torsional de algunos como el caso del STRAFLEX, que a partir de un par de 100 Nm no admite más de 3 grados de torsión, o el RADIAFLEX, que también no accede a soportar más de 3 grados en los modelos de 470 Nm en adelante.

Otro de los temas que no se han tratado es el del montaje de los acoplamientos. En el caso del acoplamiento TETRAFLEX la fijación se realiza uniendo dos piezas de aluminio a un eje de los dos que se han de conectar. Estas dos piezas están adheridas al caucho del elemento elástico. Después se fijan las otras dos piezas de aluminio al otro eje. Estas dos otras piezas también están adheridas al caucho.

En el CARDAFLEX primeramente se monta el manguito de brida redonda a uno de los ejes a encajar, en este caso al eje conductor (el del motor térmico). Posteriormente se instala el elemento elástico en el otro eje y se ensambla el manguito de brida redonda y el elemento elástico a la vez.

En el acoplamiento JUBOFLEX inicialmente se realiza la precompresión, que consiste en cercar exteriormente el elemento elástico utilizando una correa. De todos modos los elementos provisionados ya son entregados con correa). Seguidamente se ha de fijar el elemento elástico mediante de la ayuda de pernos eslabonados a tres vértices adyacentes del elemento elástico que unen los manguitos a uno de los ejes. Luego se une el manguito con los pernos al otro eje de la máquina. Finalmente se corta la correa de precompresión.

Existen muchos otros tipos de acoplamientos elásticos y muchos fabricantes diferentes, así que la elección de un determinado acoplamiento no significa que sea el más adecuado dentro



de la infinidad de transmisiones existentes, así que es cuestión de divagar entre unos cuantos y escoger el proveedor que mejor facilite la información pertinente. El contacto con la empresa Vibrachoc ha sido el más solvente y el que presentaba datos técnicos más completos y variados. A la hora de experimentar en banco de ensayo se comprobará a ciencia cierta si la solución aplicada ha sido exitosa.



10 Presupuesto

Como último apartado del presente proyecto se ha de incluir un presupuesto aproximado destinado al cliente el cual paga por realizar este trabajo. En primer lugar se han incluir las horas que se han precisado en el desarrollo del estudio y un coste aproximado por hora trabajada. Esto constituirá el coste por mano de obra. Después solamente queda el presupuesto para cada tipo de acoplamiento, que por supuesto variará en función de las especificaciones de par nominales así como de las piezas que conformen cada acoplamiento. El presupuesto será especificado para la compra de un solo acoplamiento por tipo.

Cada acoplamiento es distinto. Se analizan cada uno por separado:

➤ Motor monocilíndrico

Ya se ha comentado que el acoplamiento TETRAFLEX está constituido por dos piezas; el caucho natural que forma el elemento elástico y la estrella flotante de aluminio o acero adherida al caucho. El número de referencia de este acoplamiento es el 630802 según el catálogo y cuesta cada unidad 1875.86 €.

➤ Motor bicilíndrico

El acoplamiento CARDAFLEX tiene el nº de referencia de 622407 y su coste es de 1084.15 €/unidad. El elemento elástico de nº de referencia 622125 vale 537.52 €/unidad. El manguito de brida redonda utilizado con nº de referencia 321681 tiene un valor de 315.86 €/unidad.

➤ Motor tetracilíndrico

El acoplamiento JUBOFLEX con referencia 632263 cuesta 360.56 €/unidad. El elemento elástico con referencia 632553 tiene un valor de 102.36 €/unidad. El manguito matrizado de referencia 321344 cuesta 200.04 €/unidad pero hay que tener en cuenta que son dos unidades. La correa de desmontaje de referencia 331244 tiene un valor de 21.15 €/unidad.

Para resumir todo el presupuesto se presenta la siguiente tabla final:



| PRESUPUESTO FINAL | | | | |
|--|------------------------------|--------------------------------|-------------------|--------------|
| Motor analizado | Acoplamiento escogido | Partes que lo conforman | Referencia | Coste |
| Motor 1 cilindro | TETRAFLEX | Acoplamiento | 630802 | 1875.86 |
| Motor 2 cilindros | CARDAFLEX | Acoplamiento | 622407 | 1084.15 |
| | | Elemento elástico | 622125 | 537.52 |
| | | Manguito | 321681 | 315.86 |
| Motor 4 cilindros | JUBOFLEX "S" | Acoplamiento | 632263 | 360.56 |
| | | Elemento elástico | 632553 | 102.36 |
| | | Manguito | 321344 | 200.04 |
| | | Correa de precompresión | 331244 | 21.15 |
| Total coste de los tres acoplamientos | | | 4518.65 € | |
| Mano de obra | Precio por hora | | 18 €/h | |
| | Total horas trabajadas | | 648 h | |
| | Total coste mano de obra | | 11.664 € | |
| Presupuesto final de la selección de los tres acoplamientos | | | 16182.65 € | |

Tabla 10.1 Presupuesto final de la para la elección de los tres acoplamientos



Conclusiones

En el estudio de las características de la evolución de los esfuerzos resultantes en tres tipos de motores distintos (monocilíndrico, bicilíndrico y tetracilíndrico) destaca la dificultad de los motores con menor número de cilindros para funcionar con una regularidad más cómoda debido a las puntas de par más elevadas producidas en este tipo de motores. Cuanto mayor es el número de cilindros estos valores máximos disminuyen notablemente con lo que permite una inclusión de volantes de inercia de menor masa y volumen. Además destaca también en los motores con menor número de cilindros de una irregularidad mayor en la velocidad rotativa del cigüeñal.

Estos pico máximos de par tienen consecuencias a la hora de la elección de un acoplamiento elástico adecuado para cada uno. Se tienen que escoger acoplamientos más rígidos para los motores de menor número de cilindros puesto que el par máximo a soportar es mayor. En estos motores destaca más el fenómeno de la torsión más fácilmente llevada acoplando transmisiones muy elásticas. La imposibilidad de soportar a revoluciones muy elevadas los acoplamientos unidos a los motores monocilíndricos hace difícil el ensayo a freno de par resistente en banco de pruebas.

Son pues, los motores con mayor número de cilindros los más sencillos para la búsqueda de un acoplamiento elástico, los cuales son capaces de aceptar con mayor desenvoltura las desalineaciones entre ejes y amortiguar las puntas de par. Estos acoplamientos son más flexibles y con ellos se consigue atenuar más notablemente los efectos torsionales.

En el caso del motor monocilíndrico se ha usado un acoplamiento TETRAFLEX de tal manera que sea capaz de soportar puntas de par mayores a 1500 Nm. En el motor bicilíndrico se ha escogido el acoplamiento CARDAFLEX para aguantar picos de más 740 Nm. Finalmente, para el motor de 4 cilindros se ha elegido el acoplamiento JUBOFLEX, que goza de unas características elásticas muy notables.



Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] DANTE GIACOSA, *Motores Endotérmicos*, Madrid: Ed. Dossat, S.A, 1986, p. 201-256.
- [2] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Editorial Mc-Graw Hill 1988, p. 508-517.
- [3] Varios profesores del dept. de Màquines i Motors Tèrmics de la Universitat Politècnica de Catalunya, *Taules i Gràfiques de Propietats Termodinàmiques*, Barcelona: ETSEIB - CPDA . 2000.
- [4] DANTE GIACOSA, *Motores Endotérmicos*, Madrid: Ed. Dossat, S.A, 1986, p. 120-130.
- [5] PAYRI, F., DESANTES, J.M., BOADA, F., *Motores de Combustión Interna Alternativos*. p.63-80.
- [6] VIBRACHOC, S.A. *Catálogo de acoplamientos elásticos de PAULSTRA*, Madrid. [www.vibrachoc.com, 7 de julio de 2004].

Bibliografía complementaria

Libros:

ALONSO PÉREZ, J. M., *Técnicas del Automóvil Motores*, Madrid: Ed. Paraninfo, 1997.

ARIAS PAZ, M., *Manual de Automóviles*, Madrid: Ed. Dossat, S. A., 1970.

CARRERAS PLANELLS, R., COMAS AMENGUAL, A., CALVO LARRUY, A., *Motores de Combustión Interna Fundamentos*, Barcelona: Ed. UPC, 1993

Páginas web:

ACOPLAMIENTOS ALBERT, S.L.

<http://www.industrias-albert.com>



APIRO RODAMIENTOS

<http://www.apiro.es>

BMW

<http://www.motos.bmw.es>

DINAMICA DISTRIBUCIONES, S.A.

<http://www.dinamica.net/castella/principal.htm>

HONDA

<http://www.honda.es/html/es1/index.php>

INDUSTRIAL CLUTCH PARTS SPAIN, S.L.

<http://www.icpspain.com>

MUPESA, S.A.

<http://www.mupesa.com>

NIL-UNIÓN, S.A.

<http://nil-union.com>

SUZUKI

<http://info.suzuki.es/index2.php?salto=motos/principal.html>

SOCIEDAD INDUSTRIAL DE TRANSMISIONES, S.A.

<http://www.sitsa.es>

TECNOTRANS SABRE, S.A.

<http://www.tecnotrans.com>

TRANSMISIONES ZARAGOZA, S.L.

<http://www.trazasl.com>

Artículos y opiniones publicados en la web:

<http://www.geocities.com/SunsetStrip/Amphitheatre/5064/motor.html>

<http://www.mundofree.com/burnout/tecnica/motor.htm>

<http://www.terralia.com/revista28/pagina24.asp>

