

**“UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLAS DE HIDALGO”**

***FACULTAD DE INGENIERIA
MECANICA***

TEMA DE TESIS:

**“Optimización de un motor de
combustión interna mediante
elementos mecánicos”**

Para obtener el titulo de:

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica.**

Presenta:

Ing. Victor Carlos Zavala Guevara.

Asesor:

Dr. Juan Felipe Soriano Peña.

Agosto 2007

CONTENIDO:

RESUMEN.....1

HIPOTESIS Y OBJETIVOS.....2

INTRODUCCIÓN.....3

**CAPÍTULO I: "ESTADO DEL ARTE EN LA
CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA,
CONCEPTOS BASICOS".....4**

-Procesos del diseño.....4

-Optimización del diseño.....10

-Mecanismos y maquinas.....11

-Motores de combustión interna.....12

-Combustibles y combustión.....20

CAPÍTULO II: "ANÁLISIS Y ESTUDIO PARA EL DISEÑO DE UN MODELO DE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA BAJO CIERTOS PARÁMETROS OPTIMIZADOS, DINAMICA DE MOTORES".....24

- Diseño del motor.....24
- Cinemática del mecanismo de manivela-corredera.....26
- Fuerza del gas y par de torsión del gas.....30
- Masas equivalentes.....34
- Fuerzas de inercia y de sacudimiento.....40
- Pares de torsión de inercia y de sacudimiento.....41
- Par de torsión total.....43
- Volantes.....43
- Fuerzas del pasador en un motor de un cilindro.....47
- Equilibrio del motor de un cilindro.....52
- Transacciones y relaciones de diseño.....55
- Diseño de motores multicilindricos.....57
- Diagrama de fase de la manivela.....61
- Fuerzas de sacudimiento en motores con cilindros en línea.....64
- Par de torsión de inercia en motores con cilindros en línea.....67
- Momento de sacudimiento en motores con cilindros en línea.....69
- Encendido uniforme.....71
- Configuraciones de motores en V.....77
- Configuraciones de motores con cilindros opuestos.....87
- Equilibrio de motores multicilindricos.....87
- Balance secundario en un motor de cuatro cilindros en línea.....92

CAPÍTULO III: "ANÁLISIS DE UN MODELO DE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ANTIGUO Y ACTUAL".....96

- Análisis de las características, rendimiento y desempeño de un motor de combustión interna antiguo.....96
- Análisis de las características, rendimiento y desempeño de un motor de combustión interna actual.....113
- Comparación de ambos diseños (ventajas y desventajas de ambos diseños).....125

CAPÍTULO IV: "CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN DE UN PROTOTIPO".....134

- Identificación de la necesidad.....134
- Investigación preliminar.....134
- Planteamiento de la meta.....151
- Especificaciones de funcionamiento.....151
- Ideación e invención.....152
- Análisis.....153
- Selección.....180
- Diseño detallado.....181
- Prototipo y pruebas.....189

CONCLUSIONES.....192

BIBLIOGRAFIA.....193

RESUMEN:

El presente trabajo trata de hacer conciencia del uso de un combustible renovable "etanol", el cual reduce las emisiones contaminantes que producen los combustibles derivados del petróleo en motores de combustión interna. Para lo cual, se evaluó las ventajas y desventajas del uso del etanol como combustible para los motores de combustión interna. Se resolvió el problema de pérdida de potencia al utilizar etanol mediante la optimización de un motor de dos tiempos para compensar esta pérdida. Los resultados muestran una mejora en las emisiones contaminantes producidas por el motor, así mismo, en la relación peso-potencia del mismo.

Abstract

The present work tries to make conscience of the use of a renewable fuel "etanol", which reduces the polluting emissions that produce the derived fuels of the petroleum in motors of internal combustion. For that which, it was evaluated the advantages and disadvantages of the use of the ethanol like fuel for the motors of internal combustion. It was solved the problem of lost from power when using ethanol by means of the optimization of a motor of two times to compensate this lost one. The results show an improvement in the polluting emissions taken place by the motor, likewise, in the relationship weight-power of the same one.

HIPÓTESIS:

A partir del conocimiento actual la construcción de motores de combustión interna, es posible realizar el diseño optimizado del mismo, de forma que se obtengan mejores parámetros de desempeño y rendimiento en su funcionamiento.

OBJETIVOS GENERALES:

Proporcionar un método que nos permita desarrollar un diseño óptimo de un motor de combustión interna mediante el empleo de sistemas y elementos mecánicos. A partir de los sistemas y elementos que actualmente se emplean en la fabricación de los motores de combustión interna, mejorando el desempeño y rendimiento del motor, lo cual se valorará finalmente en un prototipo.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

1. Realizar un análisis del estado del arte en la construcción de motores de combustión interna, enfatizando en los parámetros de optimización que más se toman en cuenta en los diseños del mismo.
2. Realizar el estudio de los parámetros de un motor de combustión interna y elaborar el diseño optimización del motor de combustión interna empleando los requerimientos actuales.
3. Construir un prototipo a escala de un motor de combustión interna diseñado bajo ciertos parámetros optimizados para valorar los resultados de desempeño y rendimiento del mismo.

INTRODUCCIÓN:

El automóvil se ha convertido en parte importante de la vida diaria. La necesidad de transportarnos de un lugar a otro ha convertido a los automóviles en una parte necesaria de nuestras actividades. Pero esta necesidad de transporte se ha convertido en un problema para el medio ambiente.

Las emisiones contaminantes que producen los automóviles por el uso de combustibles derivados del petróleo, como la gasolina, generan parte del calentamiento global y el efecto invernadero del planeta. Actualmente existen varias alternativas para solucionar este problema, vehículos de hidrogeno, vehículos de celdas de combustible, vehículos híbridos, combustibles alternativos, etc., lamentablemente estas tecnologías son costosas. Sin embargo, un combustible alternativo como el etanol seria una opción viable.

CAPÍTULO I

“ESTADO DEL ARTE EN LA CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA, CONCEPTOS BÁSICOS”

PROCESOS DEL DISEÑO

Diseño, invención, creatividad.

Todos estos términos son bien conocidos pero pueden significar diferentes cosas para distintas personas. La palabra diseño viene del latín designare, que significa *“señalar o marcar”*, pero existen otras definiciones, de las mas aplicables son *“esbozar, trazar o planear, como acción o trabajo...para concebir, inventar, idear, etc.”* La ingeniería de diseño se ha definido como *“el proceso de aplicar diversas técnicas y principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con detalles suficientes que permitan su realización, el diseño puede ser simple o enormemente complejo, fácil o difícil, matemático o no matemático, y puede implicar un problema trivial o uno de gran importancia”*. El diseño es un componente universal en la práctica de la ingeniería. Sin embargo, la complejidad de las cuestiones de ingeniería generalmente requiere que se dispongan de un conjunto de problemas bien estructurados diseñados para aclarar uno o varios conceptos particulares que se relacionan con un tema específico.

Los problemas reales de diseño suelen tomar la forma de *“Lo que se necesita es un cachivache para introducir este tiliche en ese hueco en el tiempo señalado para la transferencia de este otro chisme”*. Ese enunciado de problema no estructurado generalmente lleva a lo que por lo común se llama: *“síndrome de la hoja en blanco”*. Con frecuencia los ingenieros se quedan absortos ante una hoja de papel en blanco tratando de pensar como resolver un problema tan mal estructurado como este.

Una parte considerable de la educación en ingeniería aborda temas de análisis, lo que significa descomponer, separar, desorganizar en sus partes constitutivas. Esto es completamente necesario. El ingeniero debe saber como analizar sistemas de diversos tipos: mecánicos, eléctricos, térmicos o hidráulicos.

El análisis requiere de una cabal comprensión de las técnicas matemáticas apropiadas y de la física fundamental de la función del sistema. Pero antes de que se pueda analizar, el sistema debe existir, y una hoja en blanco proporciona poca sustancia para el análisis. Por lo tanto, el primer paso en cualquier ejercicio de diseño de ingeniería es el de la síntesis, que significa organizar o integrar.

En la práctica, el ingeniero en diseño afronta de manera continua el desafío de estructurar el problema no estructurado. Inevitablemente, el problema, como se le plantea al ingeniero, está mal definido e incompleto. Antes de realizar cualquier intento por analizar la situación, se debe comenzar por definir con mucho cuidado el problema, mediante un planteamiento de ingeniería, con el fin de asegurarse de que cualquier solución propuesta lo resolverá correctamente.

Se ha dedicado una gran investigación a la definición de diversos "*procesos de diseño*" destinados a proporcionar los medios para estructurar un problema no estructurado y conducir a una solución viable. A continuación se presenta un proceso de diseño de 10 pasos que se ha empleado con éxito durante 30 años de práctica en la ingeniería de diseño.

1. Identificación de la necesidad.
2. investigación preliminar.
3. Planteamiento de la meta.
4. Especificaciones de funcionamiento.
5. Ideación e invención.
6. Análisis.
7. Selección.
8. Diseño detallado.
9. Prototipos y pruebas.
10. Producción.

Antes de describir los pasos anteriores es necesario señalar que el avance no es en forma lineal, mas bien, es un proceso de avance de manera errática, ya que podemos dar dos pasos hacia adelante y uno hacia atrás. Por ejemplo: si al ir al análisis resulta que su última gran idea viola la segunda ley de la termodinámica, puede retomar el paso de ideación y llegar a una mejor idea o si es necesario, retomar un paso anterior en el proceso, quizás a la investigación preliminar, y aprender más acerca del problema.

1) IDENTIFICACION DE LA NECESIDAD: este primer paso con frecuencia lo realiza alguien más, su jefe o un cliente. En general este enunciado será breve y carente de detalles. Estará muy lejos de proporcionarle un enunciado de problema estructurado.

Por ejemplo, el enunciado del problema puede ser: "Se necesita una mejor segadora de césped."

2) INVESTIGACION PRELIMINAR: esta es la fase más importante en el proceso y desafortunadamente puede desdeñarse. El termino investigación no debe relacionarse con científicos de bata blanca, si no es investigar información preliminar acerca de datos físicos, químicos o de otros aspectos relacionados con el problema. Asimismo es importante investigar si existe un problema igual o similar y si ya se ha resuelto. Con suerte ya existe una solución disponible en el mercado y sin duda será más económico comprarla que elaborar una propia. Sin embargo este no es el caso, si embargo, se puede aprender mucho acerca del problema a resolver cuando se investiga la existencia asociada a la tecnología y productos similares. La información de patentes y publicaciones en el área son fuentes de información y es posible tener acceso a ellas por medio de Internet. Es claro que si se halla la solución y esta amparada por una patente vigente se tendrán pocas opciones éticas: adquirir la solución patentada, diseñar algo que no entre en conflicto con la patente, o bien, abandonar el proyecto. Es importante dedicarle el tiempo y energía suficiente a esta fase de investigación y no entrar apresuradamente a la de ideación o invención de proyecto.

3) PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA: una vez que se comprende el fundamento del área del problema como originalmente se estableció, se estará listo para expresar de nuevo ese problema en un planteamiento de metas más coherentes. Esta nueva especificación del problema debe tener tres características. Ser concisa, general y no estar matizado por términos que pronostiquen una solución. Debe ser esbozado con base en una visualización funcional, lo que significa concebir su función, más que señalar cualquier incorporación particular.

4) ESPECIFICACIONES DE FUNCIONAMIENTO: cuando se comprende el funcionamiento, y la meta se establece claramente, se está listo para formular un conjunto de especificaciones de funcionamiento. Esto no debe incluir especificaciones de diseño. La diferencia es que las **especificaciones de funcionamiento** definen **lo que el sistema debe hacer**, en tanto que las **especificaciones de diseño** definen **como debe hacerse**. En esta etapa del proceso de diseño no es prudente intentar la determinación de cómo se ha de plantear el objetivo. Eso se deja para la fase de ideación. El propósito de las especificaciones de funcionamiento es definir y restringir cuidadosamente el problema, de modo que se *pueda resolver y mostrar que se ha resuelto*, después de tal hecho.

5) IDEACION E INVENCION: este paso entraña diversión y frustración. Esta fase es, potencialmente, la más satisfactoria para la mayoría de los diseñadores, pero también es la más difícil. Se ha investigado mucho para explorar el fenómeno de la "**creatividad**". Uno puede acrecentar su creatividad mediante diversas técnicas.

Proceso creativo: se han desarrollado muchas técnicas para acentuar o inspirar la resolución creativa de problemas. Así como se han definido los procesos de diseño, algo semejante ocurre para el proceso creativo que es "**generación de ideas, frustración, incubación, ¡eureka!**".

Generación de ideas: esta es la etapa más difícil. Incluso personas muy creativas tienen dificultad en la invención "sobre pedido". Se han sugerido muchas técnicas para mejorar la producción de ideas, y la más importante es la del *juicio diferido*, lo que significa que el espíritu crítico de uno debe anularse temporalmente. No trate de juzgar la calidad de sus ideas en tal etapa. Eso se atenderá más tarde, en la fase de *análisis*. La meta aquí es obtener la mayor cantidad posible de diseños potenciales. Aun sugerencias en apariencia ridícula deben ser bienvenidas, ya que pueden hacer surgir nuevas perspectivas y proponer otras soluciones más prácticas y realistas.

Lluvia de ideas: para algunos esta es una técnica de gran éxito en la generación de soluciones creativas. En este método se necesita un grupo de personas, de preferencia entre 6 y 15, y se trata de evitar la más grande barrera a la creatividad que es el miedo al ridículo. En un grupo la mayoría de las personas no manifestarán sus verdaderos pensamientos acerca de una materia por temor a la burla. Las reglas de la lluvia de ideas subrayan que nadie debe reírse o despreciar las sugerencias de una persona aunque parezcan ridículas. Cada participante deberá actuar como un "escriba" y registrar y examinar todas las sugerencias, sin importar que tan impropias o tontas puedan parecer. Cuando se realiza apropiadamente esta técnica puede resultar fructífera y divertida, y algunas veces termina en un "torrente frenético" de ideas que se aglomeran y apoyan entre sí. Pueden obtenerse muchísimas ideas en poco tiempo. El juicio acerca de su calidad se tratará más adelante. Cuando se trabaja solo se requiere usar otras técnicas.

Las **analogías** y la **inversión** con frecuencia son útiles. Intente establecer analogías entre el problema en cuestión y otros contextos físicos. Si se trata de un problema mecánico conviértelo por analogía en uno hidráulico o eléctrico. La inversión pone al revés el problema. Las perspectivas surgen con frecuencia. Otra ayuda útil para la creatividad es el uso de **sinónimos**. Define el verbo de acción en el enunciado del problema y luego enuncie tantos sinónimos de ese verbo como sea posible.

Por cualesquiera que sea el medio, el objetivo en este paso de ideación es generar un gran número de ideas sin prestar atención, por el momento, a la calidad. Pero, en algún momento, su "pozo mental" se agotará. Se habrá llegado entonces al paso del proceso creativo llamado **Frustración**. Es el momento de dejar el problema y hacer otra cosa por un tiempo. Mientras su mente este consiente, ocupada en otros intereses, su mente subconsciente trabajara de manera ardua en el problema. Este es el paso llamado **Incubación**. De repente, en un tiempo y en un lugar inesperado, una idea brotara en su consiente, y parecerá que es la solución obvia y correcta para el problema... **¡Eureka!**. Con toda probabilidad un análisis posterior descubrirá algún defecto en tal solución. Si es así retroceda e **¡Itere!**. Puede ser necesaria mayor ideación, quizás mas investigación, y hasta es posible que sea necesario redefinir el problema.

6) ANALISIS: una vez que llegue a esta etapa habrá estructurado el problema, por lo menos temporalmente, y ya podrá aplicar técnicas de análisis mas refinadas para examinar la realización del diseño en la **fase de análisis** del proceso respectivo. Se requiere más iteración a medida que se descubren problemas a partir del análisis. La repetición de muchos pasos anteriores en el proceso del diseño, según sea necesario, debe realizarse para asegurar el existo del diseño.

7) SELECCIÓN: cuando el análisis técnico indica que hay algunos diseños potencialmente viables, se debe **seleccionar** el optimo o mejor disponible para el **diseño detallado**, el **prototipo** y las **pruebas**. En el proceso de selección generalmente se incluye un análisis comparativo de las soluciones de diseño disponibles. A veces una **matriz de decisión** ayuda a identificar la mejor solución y obliga a considerar una variedad de factores en forma sistemática. Cada diseño ocupa un renglón en la matriz. Las columnas corresponden a categoría asignadas, según las cuales se han de juzgar los diseños: costo, facilidad de uso, eficiencia, funcionamiento, confiabilidad y otras que se juzguen apropiadas para el problema particular. A cada categoría se le asigna luego un **factor de ponderación** que mide su importancia relativa. Como ingeniero de diseño usted debe tener un juicio al elegir y ponderar estas categorías. El cuerpo de la matriz se llena entonces con números que jerarquizan cada diseño según una escala conveniente, observe que esto es finalmente una jerarquización subjetiva de su parte. Se debe examinar los diseños y decidir una calificación para cada uno. Las calificaciones se multiplican luego por el factor de ponderación y los productos se suman para cada diseño. Las calificaciones ponderadas dan así una jerarquización de los diseños. Se puede tomar, entonces, una decisión mas informada en lo referente al mejor diseño.

8) DISEÑO DETALLADO: este paso por lo general incluye la creación de un conjunto completo de dibujos de ensamble y de detalle, o de archivos de partes mediante el **diseño asistido por computadora** (CAD), *para todas y cada una de las partes* empleadas en el diseño. Cada dibujo de detalle debe especificar todas las dimensiones y especificaciones de material necesario para elaborar esa pieza o parte. A partir de esos dibujos (o archivos de CAD) debe construirse un modelo prototipo de prueba (o varios modelos) para someterlo a pruebas físicas. Es muy probable que las pruebas revelen más defectos y se requiera, por lo tanto, de más iteración.

9) PROTOTIPOS Y PRUEBAS:

Modelos: finalmente, no se puede estar seguro de la corrección o viabilidad de un diseño hasta que no sea construido y probado. Esto generalmente necesita de la fabricación de un modelo físico prototipo. Un modelo matemático, aunque es muy útil, no puede ser una representación tan completa y segura de un sistema físico real como el propio modelo físico, debido a la necesidad de efectuar hipótesis simplificadoras. Los prototipos con frecuencia son muy costosos, pero aun así son la forma más económica de probar un diseño y no tener que construir un dispositivo real, a escala natural. Los prototipos pueden tomar muchas formas, desde modelos a escala de trabajo hasta representaciones del concepto, de tamaño natural pero simplificado. Los modelos a escala implican sus propias complicaciones desde el maquinado de la pieza hasta el desempeño del diseño. Y los modelos a escala normal pueden ser mas exactos pero a su vez mas costosos.

Pruebas: del modelo o prototipo pueden variar desde su funcionamiento simple y la observación de su operación, hasta conectar un gran conjunto de instrumentos para medir con precisión desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas, temperaturas y otros parámetros. Puede ser necesario efectuar las pruebas en condiciones ambientales controladas como alta o baja temperatura o humedad. La microcomputadora ha permitido medir muchos fenómenos con mayor precisión y a menor costo en comparación con lo que se hacia antes.

10) PRODUCCION: finalmente, con bastante tiempo, dinero y perseverancia, el diseño esta listo para la producción. Esta podría consistir en la manufactura de una sola versión final del diseño, pero probablemente significara hacer miles o incluso millones de artículos de un artefacto. El peligro, costos y conflictos provenientes de encontrar errores en el diseño después de fabricar grandes cantidades de artículos defectuosos deben alertar para observar mayor cuidado en los primeros pasos del proceso de diseño, con el fin de asegurar que se ha "ingenierizado" apropiadamente.

OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

Optimizar algo significa que se maximiza o minimiza algunos de sus aspectos, en cualquier sistema o elemento, por ejemplos:

- ¿De qué tamaño es más rentable una línea de producción?
- ¿Cuál es el diseño que abarata el costo?
- ¿Cuál es la viga más rígida que se puede cortar de un tronco de 12 pulgadas de diámetro?

Preguntas como estas se pueden contestar usando modelos matemáticos en donde se establecen funciones para describir las cosas que nos interesan. Usualmente se contestan al encontrar el valor más grande o más pequeño de una función continua y por tanto diferenciable.

En muchas ocasiones lleva tiempo establecer cuál es la función más acertada para realizar el análisis de optimización del problema que se presenta, razón por la que se definen los aspectos más significativos y se tratan de poner en función de una variable que será nuestro parámetro a optimizar, esto permite realizar estudios complejos, con cierta facilidad; es muy importante buscar el vínculo correcto en la dependencia de los diferentes parámetros a dicha variable de optimización

Una vez conocida una función, podemos calcular sus valores máximos y mínimos aplicando conceptos de derivación, de modo que para todo valor máximo o mínimo, la derivada de la función en ese punto es cero, esto se cumple también donde la función original tiene un punto de inflexión o cambio de curvatura.

Conocido lo anterior, resulta interesante determinar si el punto encontrado es un máximo, mínimo o punto de inflexión, y esto se puede resolver aplicando los conceptos de la segunda derivada o sencillamente evaluando la función con valores próximos (por exceso y por defecto) a las raíces encontradas y se analiza lo que sucede antes y después del punto.

- Si la pendiente antes del punto y después del punto, se mantiene con el mismo signo estamos en presencia de un punto de inflexión.
- Si la pendiente antes del punto es positiva y después negativa, estamos en presencia de un máximo.
- Si la pendiente antes es negativa y después positiva, el valor encontrado es un mínimo.

MECANISMOS Y MAQUINAS

Un **mecanismo** es un dispositivo que transforma el movimiento según un esquema deseable y comúnmente desarrolla fuerzas de muy baja intensidad y transmite poca potencia. Una **maquina** contiene por lo común mecanismos diseñados para proporcionar fuerzas significativas y transmitir potencia apreciable. Algunos ejemplos de mecanismos comunes son un sacapuntas de manivela, un obturador de cámara fotográfica, un reloj analógico, una silla plegadiza, una lámpara ajustable de escritorio y una sombrilla. Algunos ejemplos de maquinas que poseen movimientos similares a los mecanismos citados son una batidora o mezcladora de alimentos, la puerta de la bóveda de un banco, el engranaje de transmisión de un automóvil, un bulldózer, un robot y un juego electromecánico de un parque de diversiones. No hay una línea divisoria bien definida entre mecanismos y maquinas. Difieren en grado más que en clase. Si las fuerzas y los niveles de energía dentro del dispositivo son significativos, este se considera una maquina; si no es así, se considera un mecanismo. Una útil y práctica **definición de un mecanismo** es *un sistema de elementos dispuestos para transmitir movimiento de un modo predeterminado*. Esta puede convertirse en la definición de **maquina** al agregar las palabras y energía después de la palabra **movimiento**.

Si los mecanismos están cargados ligeramente y operan a bajas velocidades, a veces pueden considerarse de manera estricta como dispositivos cinemáticos; es decir, se pueden analizar cinemáticamente sin tomar en cuenta las fuerzas. Por otra parte, las maquinas (y los mecanismos que funcionan a altas velocidades) deben tratarse en primer lugar como mecanismos, debe efectuarse un análisis cinemático de sus velocidades y aceleraciones, y en seguida deben analizarse como sistemas dinámicos en los que sus fuerzas estáticas y dinámicas debidas a las aceleraciones se analizan mediante los principios de la cinética.

MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Cualquier tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión, la parte principal de un motor. Se utilizan motores de combustión interna de cuatro tipos: el motor cíclico Otto, el motor diesel, el motor rotatorio y la turbina de combustión. Para tipos de motores que utilizan la propulsión a chorro, véase Cohete. El motor cíclico Otto, cuyo nombre proviene del técnico alemán que lo inventó, Nikolaus August Otto, es el motor convencional de gasolina que se emplea en automoción y aeronáutica. El motor diesel, llamado así en honor del ingeniero alemán Rudolf Diesel, funciona con un principio diferente y suele consumir gasóleo. Se emplea en instalaciones generadoras de electricidad, en sistemas de propulsión naval, en camiones, autobuses y algunos automóviles. Tanto los motores Otto como los diesel se fabrican en modelos de dos y cuatro tiempos.

PARTES DEL MOTOR

Los motores Otto y los diesel tienen los mismos elementos principales. La cámara de combustión es un cilindro, por lo general fijo, cerrado en un extremo y dentro del cual se desliza un pistón muy ajustado al interior. La posición hacia dentro y hacia fuera del pistón modifica el volumen que existe entre la cara interior del pistón y las paredes de la cámara. La cara exterior del pistón está unida por un eje al cigüeñal, que convierte en movimiento rotatorio el movimiento lineal del pistón. En los motores de varios cilindros el cigüeñal tiene una posición de partida, llamada espiga de cigüeñal y conectada a cada eje, con lo que la energía producida por cada cilindro se aplica al cigüeñal en un punto determinado de la rotación. Los cigüeñales cuentan con pesados volantes y contrapesos cuya inercia reduce la irregularidad del movimiento del eje. Un motor puede tener de 1 a 28 cilindros.

El sistema de bombeo de combustible de un motor de combustión interna consta de un depósito, una bomba de combustible y un dispositivo que vaporiza o atomiza el combustible líquido. Se llama carburador al dispositivo utilizado con este fin en los motores Otto. En los motores de varios cilindros el combustible vaporizado se conduce a los cilindros a través de un tubo ramificado llamado colector de admisión. Muchos motores cuentan con un colector de escape o de expulsión, que transporta los gases producidos en la combustión. Cada cilindro toma el combustible y expulsa los gases a través de válvulas de cabezal o válvulas deslizantes.

Un muelle mantiene cerradas las válvulas hasta que se abren en el momento adecuado, al actuar las levas de un árbol de levas rotatorio movido por el cigüeñal. En la década de 1980, este sistema de alimentación de una mezcla de aire y combustible se ha visto desplazado por otros sistemas más elaborados ya utilizados en los motores diesel. Estos sistemas, controlados por computadora, aumentan el ahorro de combustible y reducen la emisión de gases tóxicos.

Todos los motores tienen que disponer de una forma de iniciar la ignición del combustible dentro del cilindro. Por ejemplo, el sistema de ignición de los motores Otto, llamado bobina de encendido, es una fuente de corriente eléctrica continua de bajo voltaje conectada al primario de un transformador. La corriente se corta muchas veces por segundo con un temporizador. Las fluctuaciones de la corriente del primario inducen en el secundario una corriente de alto voltaje, que se conduce a cada cilindro a través de un interruptor rotatorio llamado distribuidor. El dispositivo que produce la ignición es la bujía, un conductor fijado a la pared superior de cada cilindro. La bujía contiene dos hilos separados entre los que la corriente de alto voltaje produce un arco eléctrico que genera la chispa que enciende el combustible dentro del cilindro.

Dado que la combustión produce calor, todos los motores deben disponer de algún tipo de sistema de refrigeración. Algunos motores estacionarios de automóviles y de aviones y los motores fueraborda se refrigeran con aire. Los cilindros de los motores que utilizan este sistema cuentan en el exterior con un conjunto de láminas de metal que emiten el calor producido dentro del cilindro. En otros motores se utiliza refrigeración por agua, lo que implica que los cilindros se encuentran dentro de una carcasa llena de agua que en los automóviles se hace circular mediante una bomba. El agua se refrigera al pasar por las láminas de un radiador. En los motores navales se utiliza agua del mar para la refrigeración.

Al contrario que los motores y las turbinas de vapor, los motores de combustión interna no producen un par de fuerzas cuando arrancan, lo que implica que debe provocarse el movimiento del cigüeñal para que se pueda iniciar el ciclo. Los motores de automoción utilizan un motor eléctrico (el motor de arranque) conectado al cigüeñal por un embrague automático que se desacopla en cuanto arranca el motor. Por otro lado, algunos motores pequeños se arrancan a mano girando el cigüeñal con una cadena o tirando de una cuerda que se enrolla alrededor del volante del cigüeñal. Otros sistemas de encendido de motores son los iniciadores de inercia, que aceleran el volante manualmente o con un motor eléctrico hasta que tiene la velocidad suficiente como para mover el cigüeñal, y los iniciadores explosivos, que utilizan la explosión de un cartucho para

mover una turbina acoplada al motor. Los iniciadores de inercia y los explosivos se utilizan sobre todo para arrancar motores de aviones.

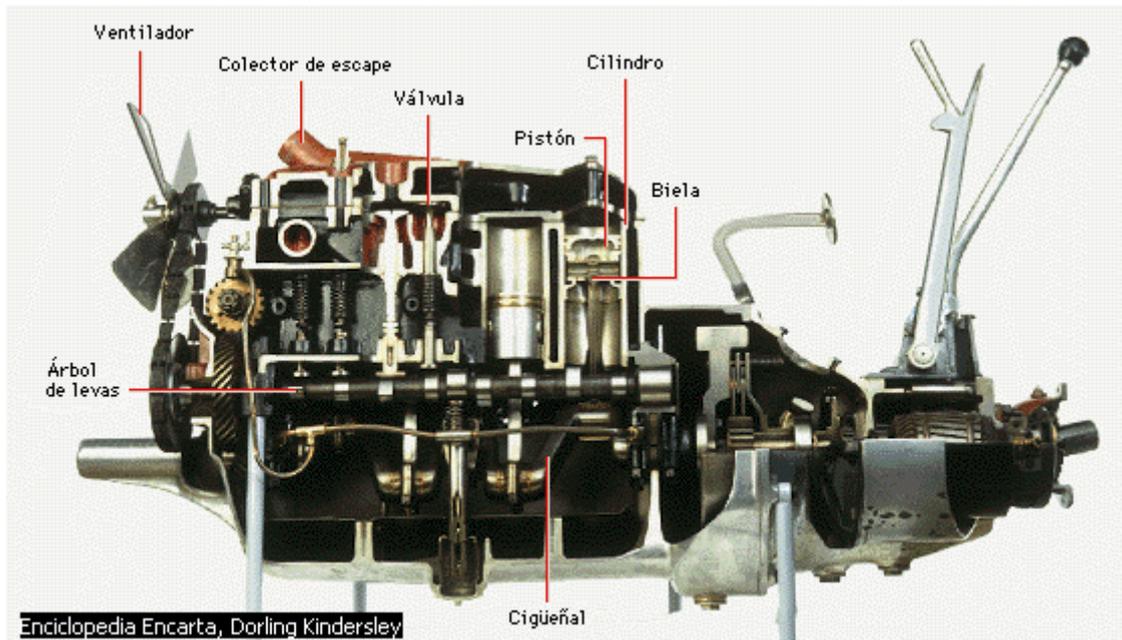


Figura 1.1

Ciclo de cuatro tiempos: en la figura 1.1 se muestra el **ciclo Otto de cuatro tiempos**. Para completar un ciclo Otto se realizan cuatro carreras completas del pistón. Una carrera del pistón se define como su recorrido del PMS al PMI o viceversa. Así que hay dos carreras por revolución de manivela de 360° y se tiene 720° de rotación del cigüeñal para completar un ciclo de cuatro tiempos. Este motor requiere por lo menos de dos válvulas por cilindro, una para la admisión y otra para el escape. Para su análisis se puede empezar el ciclo en cualquier punto, ya que se repite cada dos revoluciones de la manivela. En la figura 1.2 a) se muestra la **carrera de admisión** que empieza con el pistón en el PMS. Una mezcla de combustible y aire entra en el cilindro desde el sistema de inducción (los inyectores de combustible, o el carburador y el múltiple de admisión) conforme el pistón desciende al PMI, incrementando el volumen del cilindro y generando una ligera presión negativa.

Durante la **carrera de compresión**, que se muestra en la figura 1.2 b), todas las válvulas están cerradas y el gas se comprime conforme el pistón viaja del PMI al PMS. Un poco antes del PMS se enciende una chispa para que el gas comprimido explote. La presión de esta explosión se forma muy rápidamente y empuja el cilindro hacia abajo del PMS al PMI durante la **carrera de explosión** que se muestra en la figura 1.2 c).

La válvula de escape se abre y la **carrera de escape** del pistón desde el PMI hasta el PMS figura d) expulsa los gases resultantes del cilindro hacia el múltiple de escape y de allí al convertidor catalítico para que se limpien antes de expulsarlos por el tubo de escape. El ciclo esta listo entonces para repetir otra carrera de admisión. Las válvulas se abren y se cierran en los tiempos correctos en el ciclo por medio de árbol de levas que se acciona en sincronía con el cigüeñal mediante una transmisión de engranes, de cadena o de banda dentada. En la figura 1.2 e) se muestra la curva de presión del gas para un ciclo. En un motor de un cilindro con ciclo Otto, la potencia se transmite al cigüeñal, a lo más en 25% del tiempo, ya que solo hay 1 carrera de explosión por 2 revoluciones.

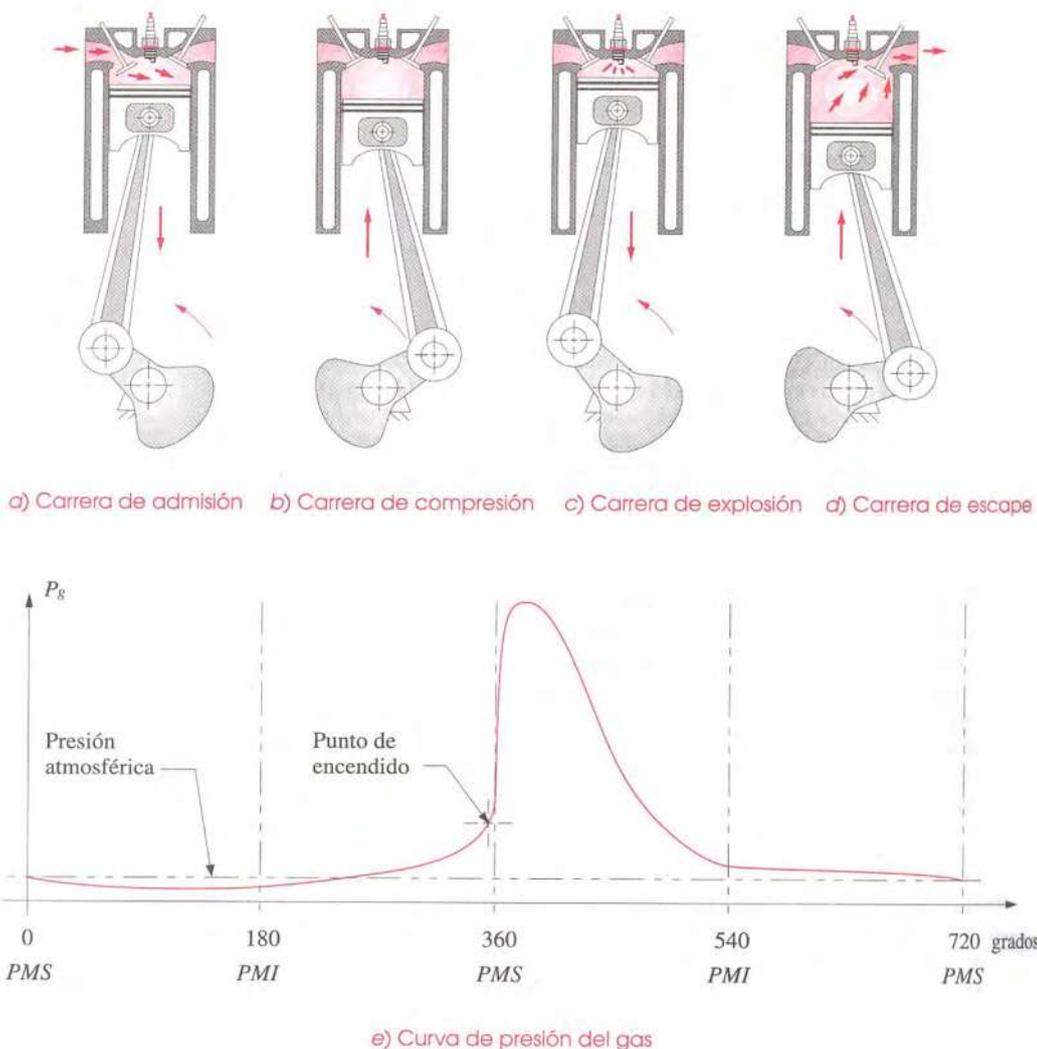


Figura 1.2

Ciclo de dos tiempos: en la figura se muestra el **ciclo de Clerk de dos tiempos**. Este motor no necesita válvulas, aunque para incrementar su eficiencia algunas veces está provisto de una válvula pasiva (operada por un diferencial de presión) en el puerto de admisión. No tiene árbol de levas o tren de válvulas o engranes impulsores de levas que aumente el peso y volumen del motor. Como su nombre lo indica, requiere solo de dos tiempos, o 360° , para completar su ciclo. Hay un pasaje denominado puerto de transferencia entre la cámara de combustión arriba del pistón y debajo del cárter del cigüeñal. Existe también un puerto de escape al lado del cilindro. El pistón actúa secuencialmente para cubrir o exponer estos puertos conforme se mueve hacia arriba o hacia abajo. Se cierra el cárter del cigüeñal y se monta el carburador sobre el, que sirve también como múltiple de admisión.

Al comenzar en el PMS figura 1.3 a) el ciclo de dos tiempos se efectúa como sigue: la bujía enciende la mezcla de combustible y aire comprimido en la revolución anterior. La expansión de los gases que se queman lleva al pistón hacia abajo, transmitiendo par de torsión al cigüeñal. En alguna parte hacia abajo el pistón destapa el puerto de escape y permite que los gases quemados (y también algunos no quemados) pasen al sistema de escape.

Conforme desciende el pistón figura 1.3 b) comprime la mezcla de combustible y aire en el cárter cerrado. El pistón cierra el puerto de admisión para prevenir un regreso hacia el carburador. Conforme el pistón atraviesa el puerto de transferencia en la pared del cilindro, su movimiento hacia abajo empuja una nueva carga de combustible y aire hacia arriba por el puerto de transferencia hacia la cámara de combustión. La cantidad de movimiento de los gases de escape que salen de la cámara en el otro lado ayuda a que también entre la nueva carga.

El pistón pasa por el PMI figura 1.3 c), comienza a subir y expulsa los gases de combustión remanentes. Conforme el pistón asciende cierra el puerto de escape y permite la compresión de la nueva carga. A medida que el pistón se aproxima al PMS, abre el puerto de admisión figura 1.3 d) y succiona una nueva carga de aire y combustible desde el carburador hacia el cárter ampliado. Un poco antes de llegar al PMS se enciende la chispa y se repite el ciclo conforme el pistón pasa por el PMS.

Evidentemente, este ciclo Clerk no es tan eficiente como el Otto, en el que cada evento está claramente más separado de los otros. Aquí se mezcla en alto grado las diferentes fases del ciclo. Los hidrocarburos no quemados escapan del motor en mayor cantidad.

Esto origina desperdicio de combustible y mayor emisión de contaminantes del motor Clerk. No obstante, se utiliza sobre todo en tareas en que el peso reducido es de mucha importancia. La lubricación también resulta mas difícil en el motor de dos tiempos que en el de cuatro tiempos, ya que el cárter no esta disponible como deposito de aceite. Por consiguiente, el aceite lubricante debe mezclarse con el combustible. Esto agrava mas el problema de emisiones contaminantes, en comparación con el motor de ciclo Otto, que quema solo gasolina y bombea por separado su aceite lubricante a través del motor.

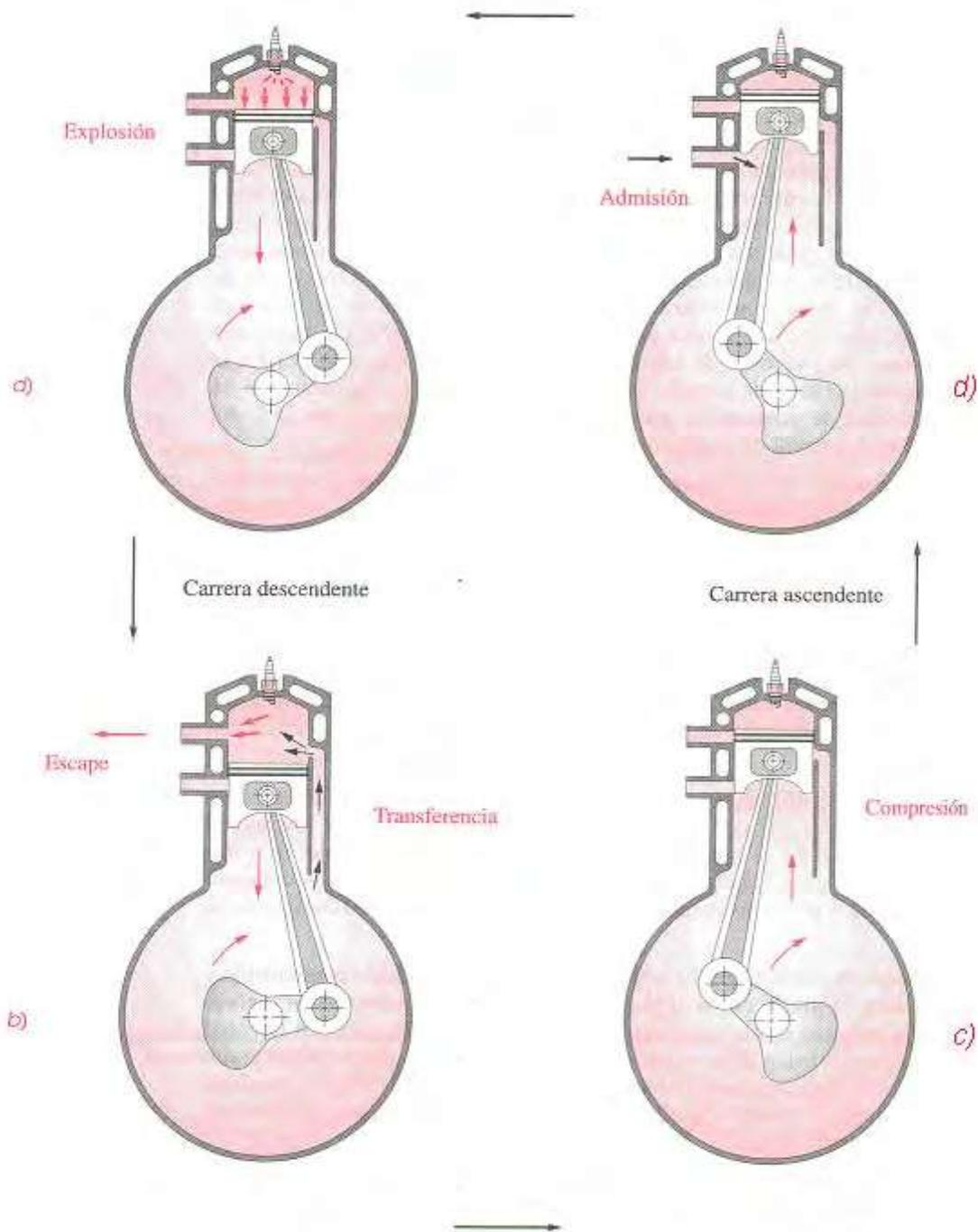


Figura 1.3

Ciclo diesel: en teoría, el ciclo diesel difiere del ciclo Otto en que la combustión tiene lugar a un volumen constante en lugar de a una presión constante. La mayoría de los motores diesel tienen también cuatro tiempos, si bien las fases son diferentes de las de los motores de gasolina. En la primera fase se absorbe solamente aire hacia la cámara de combustión. En la segunda fase, la de compresión, el aire se comprime a una fracción mínima de su volumen original y se calienta hasta unos 440 °C a causa de la compresión. Al final de la fase de compresión el combustible vaporizado se inyecta dentro de la cámara de combustión y arde inmediatamente a causa de la alta temperatura del aire. Algunos motores diesel utilizan un sistema auxiliar de ignición para encender el combustible para arrancar el motor y mientras alcanza la temperatura adecuada. La combustión empuja el pistón hacia atrás en la tercera fase, la de potencia. La cuarta fase es, al igual que en los motores Otto, la fase de expulsión.

La eficiencia de los motores diesel, que en general depende de los mismos factores que los motores Otto, es mayor que en cualquier motor de gasolina, llegando a superar el 40%. Los motores diesel suelen ser motores lentos con velocidades de cigüeñal de 100 a 750 revoluciones por minuto (rpm o r/min), mientras que los motores Otto trabajan de 2500 a 5000 rpm. No obstante, algunos tipos de motores diesel pueden alcanzar las 2000 rpm. Como el grado de compresión de estos motores es de 14 a 1, son por lo general más pesados que los motores Otto, pero esta desventaja se compensa con una mayor eficiencia y el hecho de que utilizan combustibles más baratos.

Ciclo rotatorio o Wankel: en la década de 1950, el ingeniero alemán Félix Wankel desarrolló un motor de combustión interna con un diseño revolucionario, que utilizaba un rotor triangular que gira dentro de una cámara ovalada, en lugar de un pistón y un cilindro. La mezcla de combustible y aire es absorbida a través de un orificio de aspiración y queda atrapada entre una de las caras del rotor y la pared de la cámara. La rotación del rotor comprime la mezcla, que se enciende con una bujía. Los gases se expulsan a través de un orificio de expulsión con el movimiento del rotor. El ciclo tiene lugar una vez en cada una de las caras del rotor, produciendo tres fases de potencia en cada giro figura 1.4. El motor de Wankel es compacto y ligero en comparación con los motores de pistones, por lo que ganó importancia durante la crisis del petróleo en las décadas de 1970 y 1980. Además, funciona casi sin vibraciones y su sencillez mecánica permite una fabricación barata. No requiere mucha refrigeración, y su centro de gravedad bajo aumenta la seguridad en la conducción.

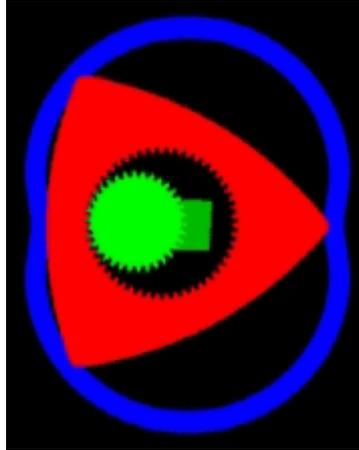


Figura 1.4 Ciclo Wankel.

Ciclo carga estratificada: una variante del motor de encendido con bujías es el motor de carga estratificada, diseñado para reducir las emisiones sin necesidad de un sistema de recirculación de los gases resultantes de la combustión y sin utilizar un catalizador. La clave de este diseño es una cámara de combustión doble dentro de cada cilindro, con una antecámara que contiene una mezcla rica de combustible y aire mientras la cámara principal contiene una mezcla pobre. La bujía enciende la mezcla rica, que a su vez enciende la de la cámara principal. La temperatura máxima que se alcanza es suficiente como para impedir la formación de óxidos de nitrógeno, mientras que la temperatura media es la suficiente para limitar las emisiones de monóxido de carbono e hidrocarburos.

COMBUSTIBLES Y COMBUSTIÓN

Los combustibles usados para motores de combustión interna están constituidos por una mezcla de hidrocarburos que se diferencian entre si por la estructura de sus moléculas. La estructura y la magnitud de las moléculas así como la relación numérica de sus átomos de hidrogeno y de carbono determinan esencialmente el comportamiento de los combustibles en el momento de quemarse en el motor.

Estructura: las moléculas de hidrocarburos están constituidas o bien en forma de cadena o bien en forma de anillo figura 1.5. Las moléculas que tienen estructura en forma de cadena sencilla (parafinas y olefinas) son muy propicias al encendido y arden fácilmente. Con ello se produce en los motores Otto el pistoneo. En los motores Diesel las moléculas de hidrocarburos propicias al encendido se queman de modo irreprochable, sin pistoneo. Las moléculas con cadenas ramificadas (isómeros) o en forma de anillo (aromáticos y cicloparafinas) no son tan propicias al encendido. En los motores Otto se comportan como resistentes al pistoneo y en los motores Diesel, en virtud de su retardo de encendido, como propicias al pistoneo.

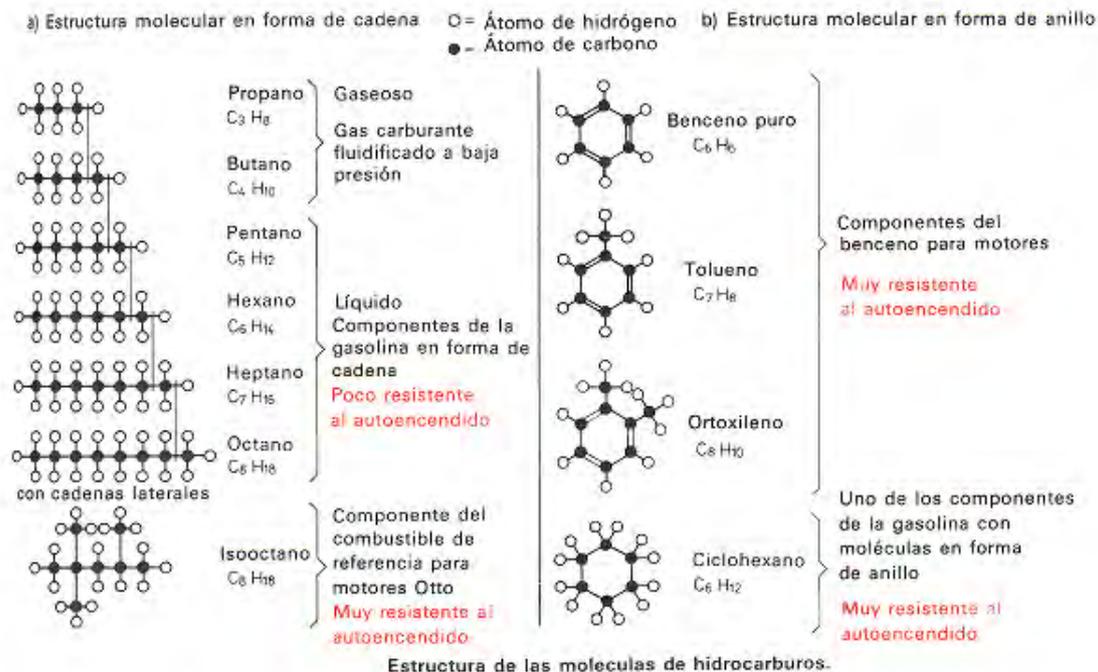


Figura 1.5

Obtención: la materia prima más importante indudablemente para la obtención de combustible es el petróleo. El gas natural y el carbón tienen solo una importancia secundaria en cuanto a la obtención de combustible. Según se admite hoy, el recurso energético que llamamos petróleo se ha formado a lo largo de millones de años mediante descomposición de seres marinos muertos y sumergidos, como acumuladores indirectos de la energía solar.

Los muchos hidrocarburos contenidos en el petróleo no son todos apropiados para gasolina o gasoil. La mayor parte debe transformarse por procedimientos químicos. La obtención del producto final se realiza por dos caminos en refinerías:

1. Separación (por ejemplo: destilado, filtrado, etc.)
2. Transformación (por ejemplo: craqueo, reformado, etc.)

Propiedades

Combustibles para motores a gasolina: en los motores de gasolina el combustible debe gasificar fácil y totalmente. Una medida para la gasificación del combustible es la curva de ebullición. El porcentaje de combustible gasificado hasta 70°C debe ser por un lado tan grande que el motor arranque con seguridad en frío, pero sin que exista peligro de formación de burbujas de vapor con el motor caliente. Hasta 180°C debe haberse gasificado 90% del combustible, de forma que sobre todo con el motor todavía frío pueda evitarse la dilatación del aceite de engrase debido al combustible no gasificado.

Resistencia al pistoneo (ROZ, MOZ): a una alta temperatura de autoencendido de la gasolina le corresponde una resistencia al pistoneo elevada (Tabla 1.1). Esta resistencia se determina por el índice de octano de "research" (ROZ) y el índice de octano del motor (MOZ). Ambos índices de octano se determinan en el motor (relación de compresión variable), por comparación con un combustible de referencia formado por isooctano (=100) y heptano normal (=0). El volumen de isooctano del combustible de referencia, que tiene la misma intensidad de pistoneo que el combustible ensayado, en su índice de octano. El MOZ es menor que el ROZ, ya que se determina con un número de revoluciones más alto y con precalentamiento de la mezcla a 150°C.

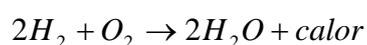
Materia	Densidad kg/L	Punto de fusión °C	Punto o límites de ebullición °C	Calor de vaporización kcal/kg	Poder calorífico kcal/kg	Auto-encendido °C	Consumo de aire kg/kg	ROZ ó Ca Z
Metanol	0,8	-98	65	1110	19678	455	6,4	106
Benceno puro	0,88	+ 6	80	394	40193	700	13,3	> 100
Gasolina normal	0,72 - 0,76	-30...-50	25...210	377...502	43500	450...550	14,8	91
Combust. super	0,73 - 0,78	-30...-50	25...210	419	42705	480...700	14,7	97,4
Combust. diesel	0,82 - 0,86	-10...-30	150...360	544...795	40600...44400	350...380	14,5	> 45

Tabla 1.1

Pistoneo: un motor Otto sufre pistoneo cuando, aparte de la combustión provocada por las chispas de encendido, la mezcla combustible-aire se inflama por si misma. Este autoencendido, que desencadena la inflamación simultánea de varios núcleos del combustible, conduce a una combustión súper rápida y repentina, con una velocidad entre 250 m/s y 300 m/s, y valores máximos de presión demasiado altos. Este proceso, a causa de los ruidos duros y repentinos que llevan aparejados, se denomina golpeo o pistoneo. Produce una fuerte carga mecánica y térmica del mecanismo "cigüeñal" y una disminución de la potencia.

Realización de la combustión: para que la combustión pueda tener lugar en poco tiempo, las moléculas del combustible y oxígeno deben estar cerca una de la otra. El oxígeno necesario para la combustión se toma del aire admitido. Como el aire contiene alrededor del 20% de oxígeno, el combustible necesita una proporción muy alta de aire para la mezcla. Para la combustión completa de 1 Kg de gasolina normal, la cantidad mínima de aire necesaria, o necesidad teórica de aire es de unos 14.8 Kg ($\approx 12 \text{ m}^3$).

El carbono contenido en el combustible arde con el oxígeno dando dióxido de carbono, mientras que el hidrogeno del combustible se combina con el oxígeno y da vapor de agua. El nitrógeno contenido en el aire no interviene en la combustión propiamente dicha. Si es alta la presión y la temperatura de combustión, llega a producir óxido nítrico, que es venenoso.



Si la mezcla combustible-aire es demasiado rica, por ejemplo, 1 Kg de gasolina y 13 Kg de aire (1:13), una parte del carbono se convierte al quemarse en monóxido de carbono (tóxico), debido a la escasez de oxígeno.



Si la mezcla combustible-aire es demasiado pobre, por ejemplo 1 Kg de gasolina y 16 Kg de aire (1:16), es cierto que se tiene una combustión completa, pero la insuficiente refrigeración interna por evaporación del combustible puede dar lugar al recalentamiento del cilindro.

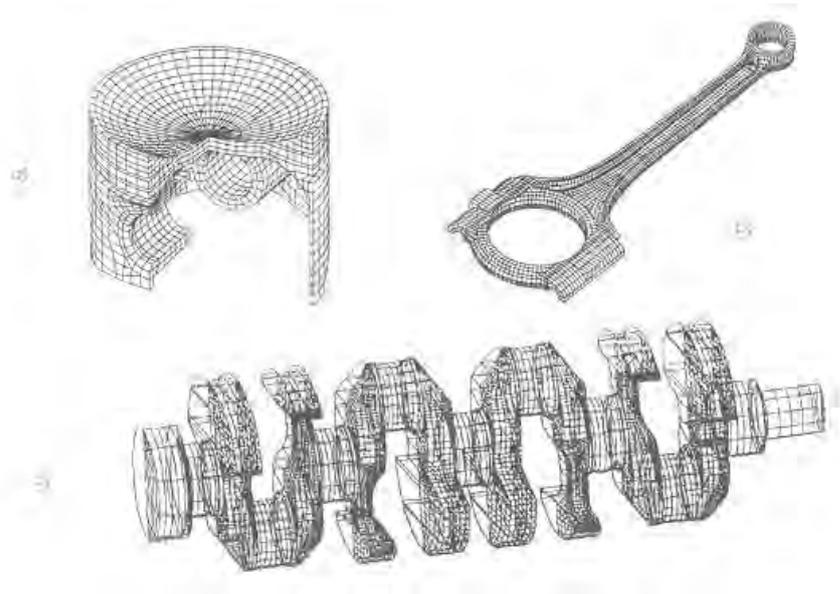


Figura 2.2

En el motor de combustión interna de la figura 2.3 es bastante obvio esperar que solo se transmita energía de los gases de explosión a la manivela durante la carrera de explosión del ciclo. El pistón debe regresar del punto muerto inferior (PMI) al punto muerto superior (PMS) con su propia cantidad de movimiento antes de que reciban otro empuje de la siguiente explosión. De hecho, se debe almacenar cierta energía cinética rotacional en el cigüeñal tan solo llevarlo por los puntos PMI y PMS cuando el brazo de momento para la fuerza del gas sea cero en dichos puntos. A esto se debe que, para arrancar un motor de combustión interna, sea necesario "inicializarlo" con una manivela de mano, con el tirón de una cuerda o con un motor de arranque.

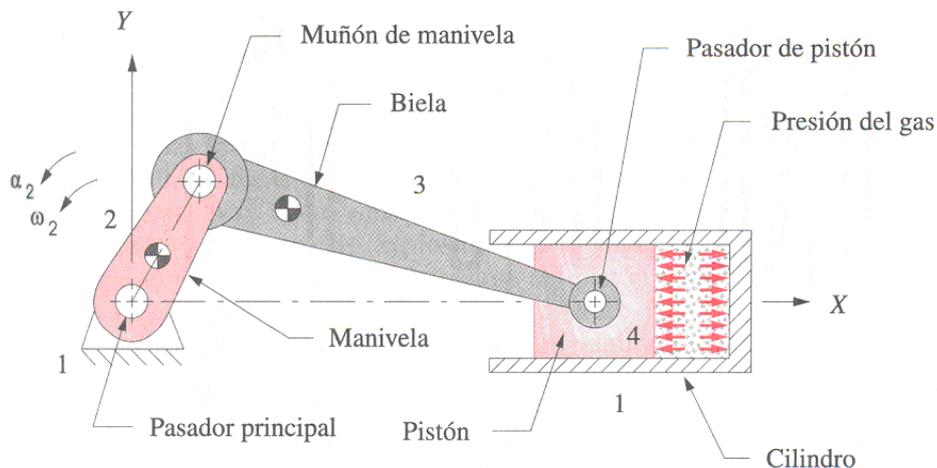


Figura 2.3

CINEMATICA DEL MECANISMO DE MANIVELA-CORREDERA

Para el análisis de este mecanismo de eslabonamiento de manivela-corredera "estándar" se emplea un método de ecuaciones vectoriales para su análisis. Observe la figura 2.4 que su movimiento de corredera se ha alineado con el eje X. Este es un mecanismo de manivela-corredera "sin corrimiento", pues el eje de deslizamiento prolongado pasa por el pivote de la manivela. También tiene su corredera de traslación con respecto al plano de fijación estacionario; así que no habrá ninguna componente de aceleración de Coriolis.

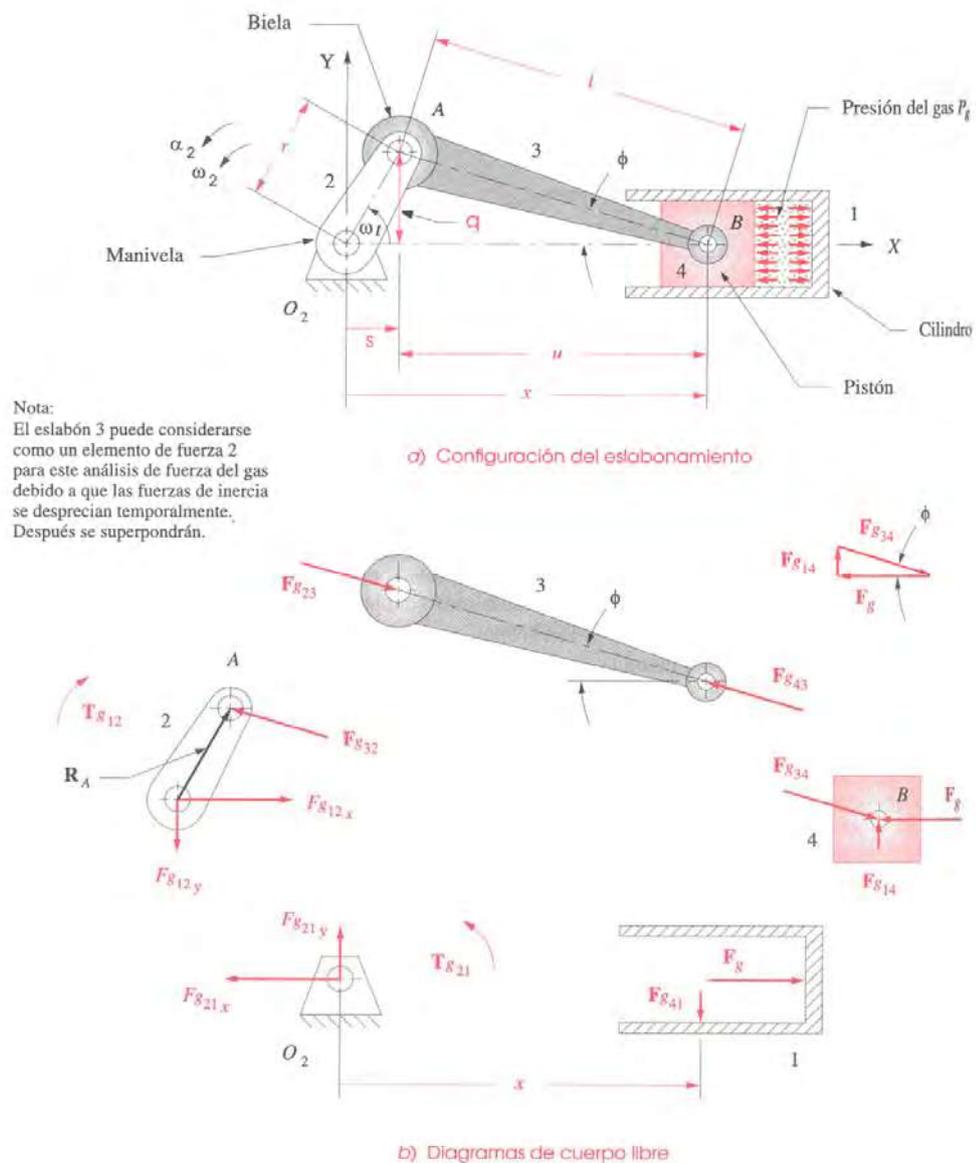


Figura 2.4

La geometría simple de esta inversión particular del mecanismo de manivela-corredera permite un enfoque sencillo del análisis exacto de la posición, velocidad y aceleración de su corredera, utilizando solo trigonometría plana y ecuaciones escalares. Dada la simplicidad de este método, y para presentar un enfoque de solución alternativa, se volverá a analizar este dispositivo.

Sea r el radio de la manivela y l la longitud de la biela. El ángulo de la manivela es θ , y el ángulo que forma la biela con el eje X es ϕ . Para cualquier velocidad angular constante de la manivela ω , el ángulo de esta es $\theta = \omega t$. La posición instantánea del pistón es x . Se construyen dos triángulos rectángulos rqs y lqu . A partir de la configuración:

$$\begin{aligned} q &= r \text{Sen} \theta = l \text{Sen} \phi \\ \theta &= \omega t \end{aligned} \quad 2.1a$$

$$\begin{aligned} \text{Sen} \phi &= \frac{r}{l} \text{Sen} \omega t \\ s &= r \text{Cos} \omega t \\ u &= l \text{Cos} \phi \\ x &= s + u = r \text{Cos} \omega t + l \text{Cos} \phi \end{aligned} \quad 2.1b$$

$$\text{Cos} \phi = \sqrt{1 - \text{Sen}^2 \phi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t \right)^2} \quad 2.1c$$

$$x = r \text{Cos} \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t \right)^2} \quad 2.1d$$

La ecuación 2.1d es una expresión exacta para la posición del pistón x como una función de r , l y ωt . Esto puede derivarse con respecto al tiempo a fin de obtener expresiones exactas para la velocidad y aceleración del pistón. Para un análisis de estado estable se supondrá que ω es constante.

$$\dot{x} = -r\omega \left[\text{Sen} \omega t + \frac{r}{2l} \frac{\text{Sen} 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t \right)^2}} \right] \quad 2.1e$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \text{Cos} \omega t - \frac{r \left[l^2 (1 - 2 \text{Cos}^2 \omega t) - r^2 \text{Sen}^4 \omega t \right]}{\left[l^2 - (r \text{Sen} \omega t)^2 \right]^{3/2}} \right\} \quad 2.1f$$

Las ecuaciones 2.1 pueden resolverse fácilmente con una computadora para todos los valores necesarios de ωt . Sin embargo, es un poco difícil observar la ecuación 2.1f y visualizar que efectos tienen en la aceleración los cambios en los parámetros de diseño r y l . Sería conveniente obtener una expresión más simple, aun aproximada, que permitiera predecir más fácilmente los resultados de las decisiones del diseño que involucran estas variables. Para ello se empleara el teorema del binomio, y de este modo se desarrollara el radical de la ecuación 2.1d para la posición del pistón, con el fin de expresar las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración en formas más simples y aproximadas que aclaran el comportamiento dinámico del mecanismo.

La forma general del teorema del binomio es:

$$(a + b)^n = a^n + na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{2!}a^{n-2}b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!}a^{n-3}b^3 + \dots \quad 2.2a$$

El radical de la ecuación 2.1d es:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t\right)^2\right]^{1/2} \quad 2.2b$$

Donde, para el desarrollo del binomio:

$$a = 1 \quad b = -\left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t\right)^2 \quad n = \frac{1}{2} \quad 2.2c$$

Se desarrollara:

$$1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t\right)^2 + \frac{1}{8}\left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t\right)^4 - \frac{1}{16}\left(\frac{r}{l} \text{Sen} \omega t\right)^6 + \dots \quad 2.2d$$

O bien:

$$1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{Sen}^2 \omega t + \left(\frac{r^4}{8l^4}\right) \text{Sen}^4 \omega t - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right) \text{Sen}^6 \omega t + \dots \quad 2.2e$$

Cada término no constante contiene la **relación manivela-biela** r/l para cierta potencia. Al aplicar el sentido común de ingeniería en la representación del mecanismo de manivela-corredera de la figura 2.4 a), se puede observar que si r/l fuese mayor que 1 la manivela no podría realizar una revolución completa. De hecho, aun cuando r/l fuera casi 1, el pistón golpearía el pivote fijo O_2 antes de que la manivela terminara su revolución. Si r/l es tan grande como $\frac{1}{2}$, el ángulo de transmisión ($\Pi/2 - \Phi$) sería muy pequeño y el eslabonamiento no opera bien. Un límite superior práctico del valor de r/l es de aproximadamente $1/3$. La mayoría de los eslabonamientos de manivela-corredera tendrán esta relación manivela-biela en algún punto entre $1/3$ y $1/5$ para su operación normal. Si en la ecuación 2.2e se sustituye este límite superior práctico de $r/l = 1/3$, se obtiene:

$$1 - \left(\frac{1}{18}\right) \text{Sen}^2 \omega t + \left(\frac{1}{648}\right) \text{Sen}^4 \omega t - \left(\frac{1}{11664}\right) \text{Sen}^6 \omega t + \dots \quad 2.2f$$

$$1 - 0.05556 \text{Sen}^2 \omega t + 0.00154 \text{Sen}^4 \omega t - 0.00009 \text{Sen}^6 \omega t + \dots$$

Es evidente que después del segundo término se pueden eliminar todos los demás con un error muy pequeño. Al sustituir esta expresión aproximada para el radical de la ecuación 2.1d, se obtiene una expresión aproximada para el desplazamiento del pistón con una fracción de error de solo uno por ciento.

$$x \cong r \cos \omega t + l \left[1 - \left(\frac{r^2}{2l^2} \right) \text{Sen}^2 \omega t \right] \quad 2.3a$$

Al sustituir la identidad trigonométrica:

$$\text{Sen}^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad 2.3b$$

Y simplificando:

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad 2.3c$$

Al derivar con respecto a la velocidad del pistón (con ω constante):

$$x \cong -r\omega \left(\text{Sen}\omega t + \frac{r}{2l} \text{Sen}2\omega t \right) \quad 2.3d$$

Al derivar de nuevo con respecto a la aceleración (con ω constante):

$$x \cong -r\omega^2 \left(\text{Cos}\omega t + \frac{r}{l} \text{Cos}2\omega t \right) \quad 2.3e$$

En este caso particular el desarrollo del binomio conduce a las aproximaciones de serie de Fourier de las expresiones exactas para el desplazamiento, la velocidad y la aceleración del pistón.

FUERZA DEL GAS Y PAR DE TORSION DEL GAS

La fuerza del gas se debe a la presión ejercida por la explosión de la mezcla combustible-aire que incide sobre la cabeza del pistón, como se muestra en la figura 2.3. Sea F_g = fuerza del gas, P_g = presión del gas, A_p = área del pistón y B = diámetro del cilindro, que es igual al diámetro del pistón. Entonces:

$$\begin{aligned} F_g &= -P_g A_p \hat{i}; \\ A_p &= \frac{\pi}{4} B^2 \\ F_g &= -\frac{\pi}{4} P_g B^2 \hat{i} \end{aligned} \quad 2.4$$

El signo negativo se debe a la elección de la orientación del motor en el sistema de coordenadas de la figura 2.3 (13.3). En esta expresión la presión del gas P_g es una función del ángulo de manivela ωt y esta determinada por la termodinámica del motor. En la figura 1.2 se muestra una curva de presión del gas común para un motor de cuatro tiempos. La forma de la curva de fuerza del gas es idéntica a la de la curva de presión del gas, ya que solo difiere por un multiplicador constante, el área del pistón A_p .

El par de torsión del gas en la figura 2.5 se debe a la fuerza del gas que actúa en un brazo de momento con respecto al centro de la manivela O_2 en la figura 2.4. Conforme gira la manivela este brazo de momento varia desde cero hasta un máximo.

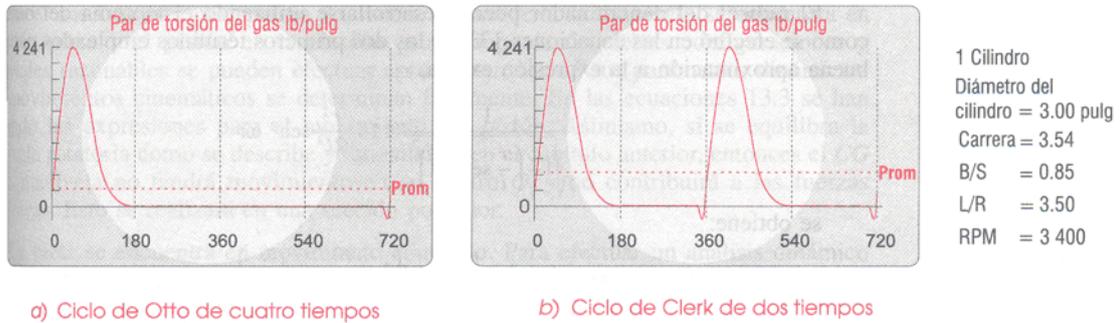


Figura 2.5

La fuerza del gas distribuida sobre la superficie del pistón se ha reducido a una fuerza simple que actúa a través del centro de masa del eslabón 4 en los diagramas de cuerpo libre de la figura 2.4 b). El sistema de fuerzas concurrentes en el punto B se determina con base en el diagrama vectorial que muestra que:

$$F_{g14} = F_g Tg\phi \hat{j} \quad 2.5a$$

$$F_{g34} = F_g \hat{i} - F_g Tg\phi \hat{j} \quad 2.5b$$

De acuerdo con los diagramas de cuerpo libre de la figura 2.4 se puede ver que:

$$F_{g41} = -F_{g14}$$

$$F_{g43} = -F_{g34}$$

$$F_{g23} = -F_{g43}$$

$$F_{g32} = -F_{g23}$$

$$F_{g32} = -F_{g32} = -F_g \hat{i} + F_g Tg\phi \hat{j} \quad 2.5c$$

El par de torsión impulsor T_{g21} en el eslabón 2 debido a la fuerza del gas puede determinarse a partir del producto cruz del vector de posición al punto A y la fuerza en el punto A:

$$T_{g21} = R_A * F_{g32} \quad 2.6a$$

Esta expresión puede desarrollarse e incluirá la longitud r de la manivela y los ángulos θ y Φ , así como la fuerza del gas F_g . Advierta que, según el diagrama de cuerpo libre para el eslabón 1, también se puede expresar el par de torsión en términos de las fuerzas F_{g14} o F_{g41} que actúan siempre perpendicularmente al movimiento de la corredera (despreciando la fricción) y la distancia x , la cual es su brazo de momento instantáneo con respecto a O_2 . El par de torsión de reacción T_{g12} debido a la fuerza del gas que intenta inclinar el plano de fijación es:

$$T_{g12} = F_{g41} \cdot x \hat{k} \quad 2.6b$$

Si alguna vez ha abierto violentamente la mariposa del motor de un automóvil en marcha, quizás habrá notado que el motor se mueve hacia un lado, ya que se inclina en su montaje por el par de torsión de reacción. El par de torsión impulsor T_{g21} es el negativo de este par de torsión de reacción:

$$T_{g21} = -T_{g12}$$

$$T_{g21} = -F_{g41} \cdot x \hat{k} \quad 2.6c$$

$$F_{g14} = -F_{g41}$$

$$T_{g21} = F_{g14} \cdot x \hat{k} \quad 2.6d$$

La ecuación 2.6d da una expresión para el par de torsión del gas que implica al desplazamiento lineal del pistón x para el que ya se ha derivado la ecuación 2.3a. Al sustituir la ecuación 2.3a por x y la magnitud de la ecuación 2.5a por F_{g14} se obtiene:

$$T_{g21} = \left(F_g Tg\phi \right) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos\omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{k} \quad 2.6e$$

La ecuación 2.6e contiene el ángulo de la biela Φ y la variable independiente, es decir, el ángulo de manivela ωt . Sería conveniente tener una expresión que solo incluyera a ωt . A partir de la geometría general de la figura 2.4 a) se puede sustituir una expresión para $Tg\phi$.

$$Tg\phi = \frac{q}{u} = \frac{r \text{Sen}\omega t}{l \text{Cos}\phi} \quad 2.7a$$

Al sustituir la ecuación 2.1c por Cos Φ :

$$Tg\phi = \frac{rSen\omega t}{l\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}Sen\omega t\right)^2}} \quad 2.7b$$

El radical del denominador puede desarrollarse utilizando el teorema del binomio como se efectuó en las ecuaciones 2.2, y los dos primeros términos empleados para una buena aproximación a la expresión exacta:

$$\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}Sen\omega t\right)^2}} \cong 1 + \frac{r^2}{2l^2} Sen^2\omega t \quad 2.7c$$

se obtiene :

$$Tg\phi \cong \frac{r}{l} Sen\omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} Sen^2\omega t\right) \quad 2.7d$$

Sustituyendo esto en la ecuación 2.6e para el par de torsión del gas:

$$T_{g21} \cong F_g \left[\frac{r}{l} Sen\omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} Sen^2\omega t\right) \right] \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(Cos\omega t + \frac{r}{4l} Cos2\omega t \right) \right] \hat{k} \quad 2.8a$$

Se desarrolla esta expresión y se desprecian los términos que contengan la relación manivela-biela r/l elevada a cualquier potencia mayor que uno, ya que estos tendrán coeficientes muy pequeños como se vio en la ecuación 2.2. El resultado es una expresión más simple, pero aun más aproximada para el par de torsión del gas:

$$T_{g21} \cong F_g r Sen\omega t \left(1 + \frac{r}{l} Cos\omega t\right) \quad 2.8b$$

Observe que el **valor exacto** de este **par de torsión del gas** siempre puede calcularse a partir de la combinación de las ecuaciones 2.1d, 2.5a y 2.6d, o del desarrollo de la ecuación 2.6a, si usted requiere una respuesta mas exacta. Para los propósitos del diseño la ecuación aproximada 2.8b será siempre la más conveniente.

Advierta también que el ciclo de dos tiempos tiene en teoría el doble de potencia disponible que el ciclo de cuatro tiempos; todos los otros factores son iguales, ya que hay dos veces más impulsos de par de torsión por unidad de tiempo. No obstante, la poca eficiencia del ciclo de dos tiempos reduce esta ventaja teórica.

MASAS EQUIVALENTES

Para efectuar un análisis de fuerzas dinámicas completo de cualquier mecanismo se necesitan conocer las propiedades geométricas (masa, centro de gravedad, momento de inercia) de los eslabones móviles. Cuando se diseña el mecanismo en borrador por lo común no se conoce el nivel de detalle de la geometría de los eslabones. Sin embargo, se debe realizar cierta estimación de sus parámetros geométricos para comenzar el proceso de iteración que eventualmente concurrirá en un diseño detallado.

En el caso de este mecanismo de manivela-corredera, la **manivela** se encuentra en **rotación pura** y el **pistón** en **translación pura**. Suponiendo ciertas configuraciones y materiales razonables se pueden efectuar aproximaciones de sus parámetros dinámicos. Sus movimientos cinemáticos se determinan fácilmente. En la ecuación 2.3 se han derivado las expresiones para el movimiento del pistón. Asimismo, si se equilibra la manivela rotatoria, entonces el CG de la manivela no tendrá movimiento en el centro O_2 y no contribuirá a las fuerzas dinámicas.

La biela se encuentra en movimiento complejo. Para efectuar un análisis dinámico se necesita determinar la aceleración lineal de su CG para todas las posiciones. Si se pudiera modelar la biela que aun no se diseña como dos masas puntuales concentradas, una en el muñón de manivela (punto A en la figura 2.4) y otra en el pasador de pistón (punto B en la figura 2.4), se sabría por lo menos cuáles son los movimientos de estas masas. La masa concentrada en A estaría en rotación pura como parte de la manivela, y la masa concentrada en el punto B estaría en translación pura como parte del pistón.

Modelo Dinámicamente Equivalente en la figura 2.6 a) se muestra una biela común. En la figura 2.6 b) se muestra un modelo genérico de las masas de la biela. Una masa m_t se localiza a una distancia l_t del CG de la barra original y la segunda masa m_p a una distancia l_p del CG. La masa de la parte original es m_3 y su momento de inercia con respecto a su CG es I_{G3} . Al expresar matemáticamente los tres requisitos para la equivalencia dinámica en términos de estas variables se obtiene:

-La masa del modelo debe ser igual a la del cuerpo original.

$$m_p + m_t = m_3 \quad 2.9 a$$

-El centro de gravedad debe estar en la misma localización que el del cuerpo original.

$$m_p l_p = m_t l_t \quad 2.9 b$$

-El momento de inercia debe ser igual que el del cuerpo original.

$$m_p l_p^2 + m_t l_t^2 = I_{G3} \quad 2.9 c$$

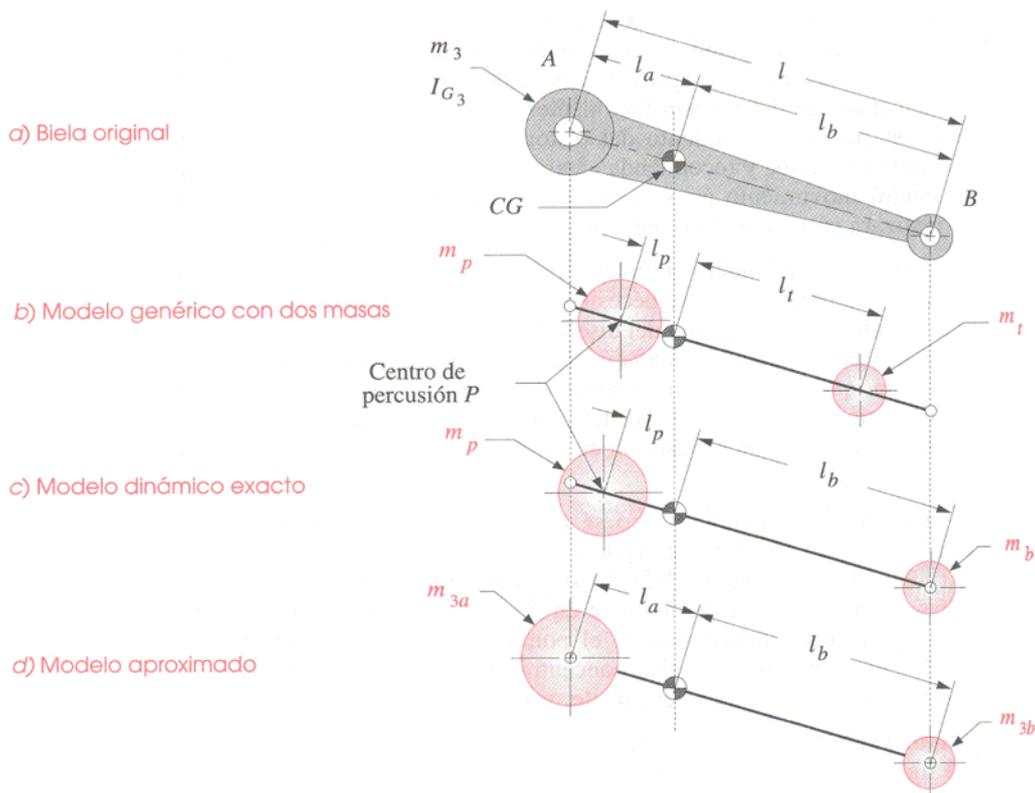


Figura 2.6

Existen cuatro incógnitas en estas tres ecuaciones, m_p , l_p , m_t , l_t , lo que significa que se debe elegir un valor para cualquier variable a fin de resolver el sistema. Se elegirá la distancia l_t que será igual a la distancia al pasador del pistón l_b , como se muestra en la figura 2.6 c). Esto colocará una masa en una localización deseada.

Al resolver simultáneamente las ecuaciones 2.9a y 2.9b con dicha sustitución se obtienen las expresiones para las dos masas concentradas:

$$\begin{aligned} m_p &= m_3 \frac{l_b}{l_p + l_b} \\ m_b &= m_3 \frac{l_p}{l_p + l_b} \end{aligned} \quad 2.9d$$

Sustituyendo la ecuación 2.9d en la 2.9c se obtiene una relación entre l_p y l_b :

$$\begin{aligned} m_3 \frac{l_b}{l_p + l_b} l_p^2 + m_3 \frac{l_p}{l_p + l_b} l_b^2 &= I_{G3} = m_3 l_p l_b \\ l_p &= \frac{I_{G3}}{m_3 l_b} \end{aligned} \quad 2.9e$$

La distancia l_p es la localización del centro de percusión correspondiente a un centro de rotación en l_b . Así que la segunda masa m_p debe colocarse en el **centro de percusión P** del eslabón (utilizando el punto B como centro de rotación) para obtener una equivalencia dinámica exacta. Las masas deben definirse como en la ecuación 2.9d.

La configuración de la biela común, como se muestra en la figura 2.6 a), es grande en el extremo del muñón de la manivela (A) y pequeño en el extremo del pasador del pistón (B). Esto coloca el CG cerca del "extremo grande". El centro de percusión P estará aun más cerca del extremo grande de lo que estaría en el CG.

Por esta razón se puede colocar la segunda masa concentrada, que pertenece a P, en el punto A con un error relativamente pequeño en la exactitud del modelo dinámico. Este modelo aproximado es adecuado para los cálculos de diseño iniciales. Una vez establecida una configuración de diseño variable, se tiene que efectuar un análisis de fuerzas completo y exacto. Al sustituir la distancia l_a por l_p y considerando las masas concentradas a esas distancias m_{3a} y m_{3b} , para reflejar su identidad con el eslabón 3, y con los puntos A y B se vuelven a escribir las ecuaciones 2.9d.

Sea: $l_p = l_a$

$$m_{3a} = m_3 \frac{l_b}{l_a + l_b} \quad 2.10a$$

Entonces:

$$m_{3b} = m_3 \frac{l_a}{l_a + l_b} \quad 2.10b$$

Estas ecuaciones determinan la cantidad de la masa total de la biela que se debe colocar en cada extremo para modelar dinámicamente dicho eslabón en forma aproximada. En la figura 2.6 d) se muestra este modelo dinámico. Si no se tiene información sobre la forma de la biela, al principio de un diseño se puede obtener información preliminar de las fuerzas dinámicas mediante el método empírico de colocar dos tercios de la masa de la biela en el muñón de manivela y un tercio en el pasador del pistón.

Modelo Estáticamente Equivalente es posible crear un modelo similar de la masa concentrada de la manivela. Aun cuando se intente equilibrar la manivela antes de que se realice, por lo general se modelara inicialmente desequilibrada como se muestra en la figura 2.7. Su CG se localiza a cierta distancia r_{G2} del pivote, O_2 , en la línea hasta el muñón de la manivela, A . Seria conveniente modelarla como una masa concentrada en A en una barra sin masa pivotada en O_2 . Si el interés principal es un análisis de estado estable, entonces la velocidad de la manivela ω se mantendrá constante. Una ausencia de aceleración angular en la manivela permite que se utilice un modelo estáticamente equivalente debido a que la ecuación $\mathbf{T} = I\mathbf{a}$ será cero sin importar valor de I . Un **modelo estáticamente equivalente** necesita tener solo una masa equivalente y los primeros momentos equivalentes. No se necesita igualar los momentos de inercia. Se modelara como dos masas concentradas, una en el punto A y otra en el pivote fijo O_2 .

-La masa del modelo debe ser igual que la del cuerpo original.

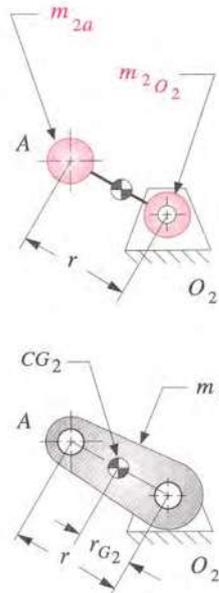
$$m_2 = m_{2a} + m_{2O_2}$$

-El centro de gravedad debe estar en la misma localización que el del cuerpo original.

$$m_{2a}r = m_2r_{G2}$$

$$m_{2a} = m_2 \frac{r_{G2}}{r} \quad 2.11$$

La masa concentrada m_{2a} puede colocarse en el punto A para representar la manivela desequilibrada. La segunda masa concentrada en el pivote fijo O_2 no es necesaria para ningún cálculo, ya que tal punto es estacionario.



Estas simplificaciones llevan al modelo de parámetros concentrados del eslabonamiento de manivela-corredera mostrado en la figura 2.8. El muñón de manivela, punto A , tiene dos masas concentradas, la masa equivalente de la manivela m_{2a} y la porción de la biela m_{3a} . La suma de estas es m_A . En el pasador del pistón, punto B , se concentran también dos masas, la masa del pistón m_4 y la porción restante de la masa de la biela m_{3b} . Su suma es m_B .

Figura 2.7

Este modelo tiene masas que están en rotación pura (m_A) o en traslación pura (m_B), por lo tanto, es muy fácil analizarlo dinámicamente.

$$m_A = m_{2a} + m_{3a}$$

$$m_B = m_{3b} + m_4$$

2.12

Valor de los medios el valor de construir modelos simples de masas concentradas de sistemas complejos se incrementa con la complejidad del sistema que se diseñara. Tiene poco sentido dedicar mucho tiempo a realizar análisis de diseños sofisticados y detallados, que al principio se definen tan mal que su viabilidad conceptual es dudosa. Es mejor obtener una respuesta rápida y razonablemente aproximada que señale que se necesita volver a considerar el concepto, en vez de desperdiciar mucho tiempo para llegar a la misma conclusión con más lugares decimales.

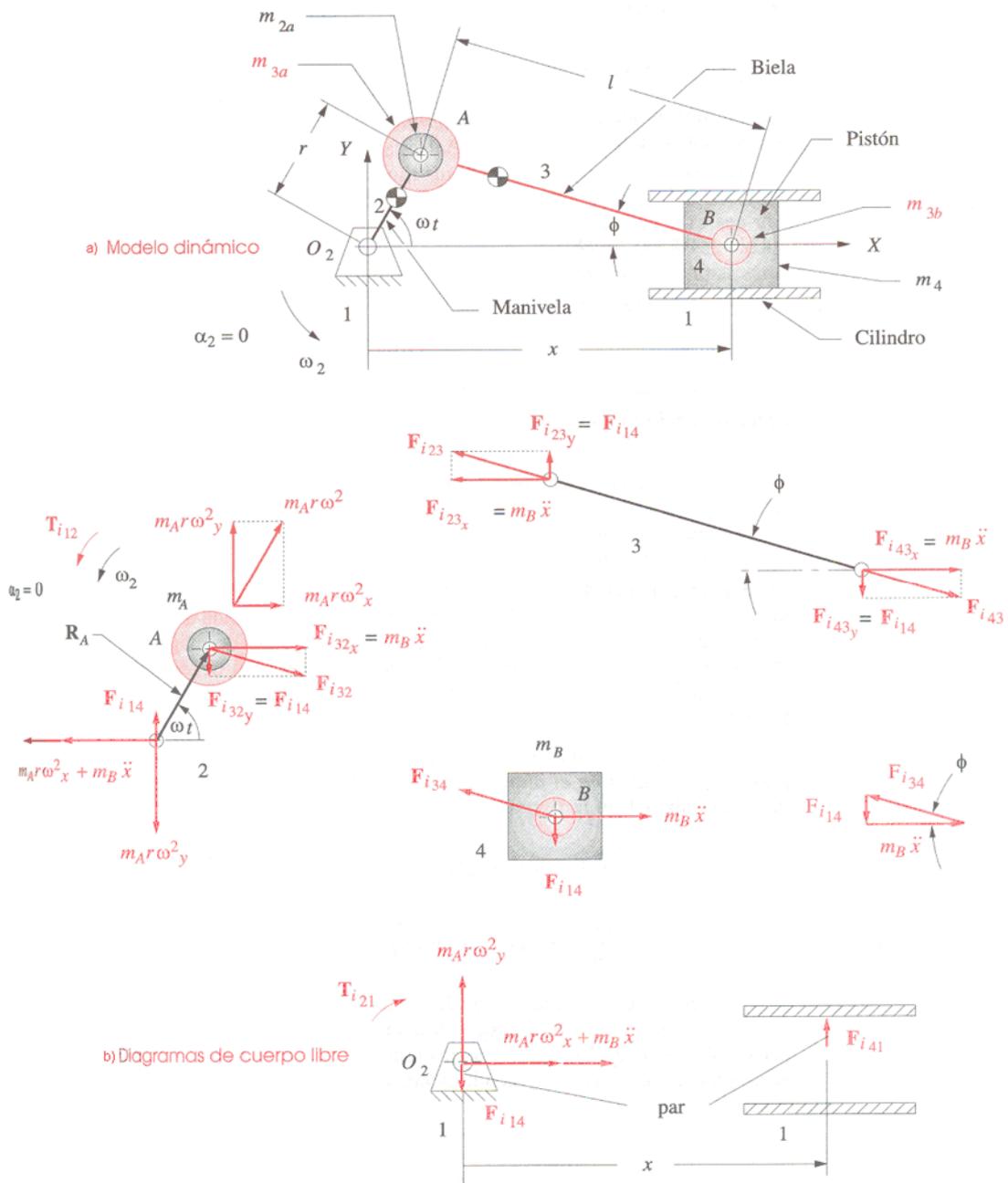


Figura 2.8

FUERZAS DE INERCIA Y DE SACUDIMIENTO

El modelo simplificado de masas concentradas de la figura 2.8 se utiliza en el desarrollo de expresiones para las fuerzas y pares de torsión debido a las aceleraciones de las masas en el sistema. El método de d'Alembert es útil para visualizar los efectos de estas masas móviles en el sistema y en el plano de fijación. En consecuencia, los diagramas de cuerpo libre de la figura 2.8 b) muestran las fuerzas de inercia de d'Alembert que actúan sobre las masas en los puntos **A** y **B**. De nuevo se desprecia la fricción. La aceleración para el punto B se da en la ecuación 2.3 e. La aceleración del punto **A** en rotación pura se obtiene al derivar dos veces el vector de posición \mathbf{R}_A , suponiendo una velocidad constante en el cigüeñal ω , lo que da:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_A &= r\cos\omega t \hat{i} + r\sin\omega t \hat{j} \\ \mathbf{a}_A &= -r\omega^2\cos\omega t \hat{i} + r\omega^2\sin\omega t \hat{j} \end{aligned} \quad 2.13$$

La fuerza total de inercia \mathbf{F}_i es la suma de la fuerza centrífuga (de inercia) en el punto **A** y la fuerza de inercia en el punto **B**.

$$\mathbf{F}_i = -m_A\mathbf{a}_A - m_B\mathbf{a}_B \quad 2.14 a$$

Al separarla en las componentes **x** y **y**:

$$F_{ix} = -m_A(-r\omega^2\cos\omega t) - m_Bx \quad 2.14 b$$

$$F_{iy} = -m_A(-r\omega^2\sin\omega t) \quad 2.14 c$$

Advierta que solo la aceleración del pistón afecta a la componente x. Al sustituir la ecuación 2.3 e en la ecuación 3.14 b:

$$\begin{aligned} F_{ix} &\cong -m_A(-r\omega^2\cos\omega t) - m_B \left[-r\omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{l}\cos 2\omega t \right) \right] \\ F_{iy} &= -m_A(-r\omega^2\sin\omega t) \end{aligned} \quad 2.14 d$$

Observe que las fuerzas de inercia en la dirección **x** tienen componentes primarias en la frecuencia de manivela, y las fuerzas secundarias (segunda armónica) en dos veces la frecuencia de manivela. También existen armónicas pares de magnitud pequeña y grande que se truncaron en el desarrollo binominal de la función de desplazamiento lineal del pistón. La fuerza debida a la masa rotatoria en el punto **A** solo tiene una componente primaria.

La **fuerza de sacudimiento** se define como *la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano de fijación*. De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre para el eslabón 1 en la figura 2.8:

$$\begin{aligned} \sum F_{sx} &\cong -m_A(r\omega^2 \text{Cos}\omega t) - m_B \left[r\omega^2 \left(\text{Cos}\omega t + \frac{r}{l} \text{Cos}2\omega t \right) \right] \\ \sum F_{sy} &\cong -m_A(r\omega^2 \text{Sen}\omega t) + F_{i41} - F_{i14} \end{aligned} \quad 2.14 e$$

Advierta que la fuerza lateral del pistón en la pared del cilindro F_{i41} se cancela con una fuerza igual y opuesta F_{i14} que pasa a través de la biela y el cigüeñal hacia el pasador principal en $a + O_2$. Estas dos fuerzas crean un par que proporciona el par de torsión de sacudimiento. La fuerza de sacudimiento F_s es igual a la negativa de la fuerza de inercia.

$$F_s = -F_i \quad 2.14 f$$

Observe que la fuerza del gas de la ecuación 2.4 no contribuye a la fuerza de sacudimiento. Solo las fuerzas de inercia y las fuerzas externas ocasionan fuerzas de sacudimiento. La fuerza del gas es una fuerza interna que se cancela en el propio mecanismo. Actúa de manera igual y opuesta en la parte superior del pistón y en la cabeza del cilindro, como se muestra en la figura 2.4.

PARES DE TORSIÓN DE INERCIA Y DE SACUDIMIENTO

El **par de torsión de inercia** resulta de la acción de las fuerzas de inercia en un brazo de momento. La fuerza de inercia en el punto **A** en la figura 2.8 tiene dos componentes, radial y tangencial. (La componente radial no tiene brazo de momento). La componente tangencial tiene un brazo de momento de radio de manivela r . Si la ω de la manivela es constante, la masa en **A** no contribuirá al par de torsión de inercia. La fuerza de inercia en **B** tiene una componente distinta de cero, perpendicular a la pared del cilindro excepto cuando el pistón se encuentra en el PMS o el PMI. Como se hizo para el par de torsión del gas, se puede expresar el par de torsión de inercia en términos del par $-F_{i14}$, F_{i41} , cuyas fuerzas actúan siempre perpendicularmente al movimiento de la carrera (despreciando la fricción) y la distancia x , que es su brazo de momento instantáneo. El par de torsión de inercia es:

$$T_{i21} = (F_{i41} \cdot x) \hat{k} = (-F_{i14} \cdot x) \hat{k} \quad 2.15 a$$

Al sustituir por \mathbf{F}_{i14} (vea la figura 2.8 b)) y por \mathbf{x} (vea la ecuación 2.3 a)) se obtiene:

$$T_{i21} \cong -(-m_B x Tg \phi) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{k} \quad 2.15 b$$

Anteriormente se desarrollaron expresiones para \mathbf{x} con doble punto (ecuación 2.3 e) y $Tg \Phi$ (ecuación 2.7 d) que ahora se sustituirán:

$$T_{i21} \cong m_B \left[-r \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] * \left[\frac{r}{l} \sin \omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \right) \right] * \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{k} \quad 2.15 c$$

Desarrollando esto y eliminando después todos los términos con coeficientes que contengan r/l a potencias mayores que uno, se tendrá la siguiente ecuación aproximada para el par de torsión de inercia con ω del eje constante:

$$T_{i21} \cong -m_B r^2 \omega^2 \sin \omega t \left(\frac{r}{2l} + \cos \omega t + \frac{3r}{2l} \cos 2\omega t \right) \hat{k} \quad 2.15 d$$

Esto contiene productos de términos de seno y coseno. El expresarlo completamente en términos de armónicas será instructivo, así que se sustituyen las identidades:

$$2 \sin \omega t \cos 2\omega t = \sin 3\omega t - \sin \omega t$$

$$2 \sin \omega t \cos \omega t = \sin 2\omega t$$

Para obtener:

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \sin \omega t - \sin 2\omega t + \frac{3r}{2l} \sin 3\omega t \right) \hat{k} \quad 2.15 f$$

Esto muestra que el **par de torsión de inercia** tiene un término de tercera armonía, así como uno de primera y uno de segunda. La segunda armonía es el termino dominante, ya que el coeficiente mayor debido a que r/l es siempre menor que 2/3.

El **par de torsión de sacudimiento** es igual al par de torsión de inercia.

$$T_s = T_{i21} \quad 2.15 g$$

PAR DE TORSION TOTAL DEL MOTOR

El par de torsión total del motor es la suma del par de torsión del gas y del par de torsión de inercia.

$$T_{total} = T_g + T_i \quad 2.16$$

El par de torsión del gas es menos sensible a la velocidad del motor que el par de torsión de inercia, el cual es una función de ω^2 . Por lo que las contribuciones relativas de estas dos componentes al par de torsión total variaran con la velocidad del motor.

VOLANTES

El motor de un cilindro es un candidato primordial para el uso de un volante. La naturaleza intermitente de sus carreras de potencia lo hace obligatorio, ya que almacenará la energía cinética necesaria para llevar el pistón a través de los tiempos de escape, admisión y compresión del ciclo Otto, durante los que se debe realizar trabajo sobre el sistema. Incluso el motor de dos tiempos necesita un volante para impulsar el pistón hacia arriba en la carrera de compresión.

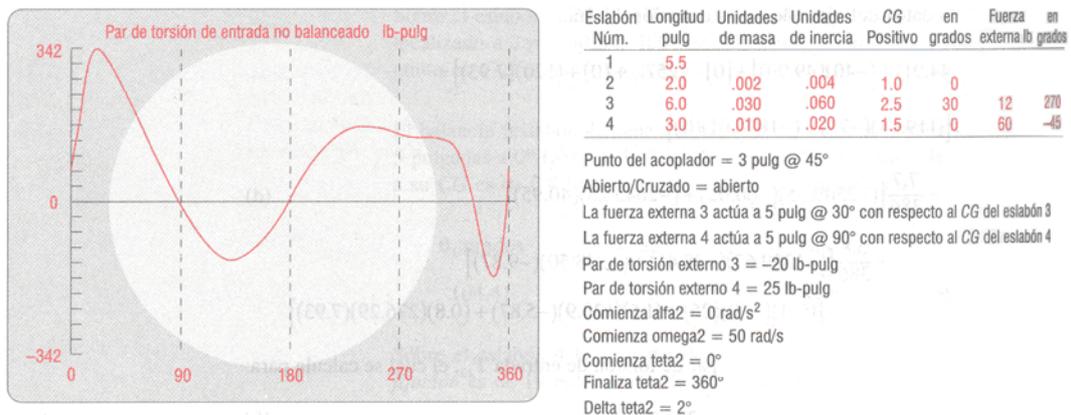


Figura 2.10

La comúnmente gran variación en aceleración dentro de un mecanismo puede causar importantes oscilaciones en el par de torsión requerido para impulsarlo a una velocidad constante o casi constante. Los pares de torsión máximo necesarios pueden ser tan grandes que requieren de un motor demasiado grande que los proporcione. Sin embargo, debido principalmente a las pérdidas y al trabajo externo realizado, el par de torsión promedio durante el ciclo puede ser a menudo mucho más pequeño que el par de torsión máximo. Sería conveniente proporcionar algunos medios para suavizar o eliminar las oscilaciones del par de torsión durante el ciclo. Esto permitiría dimensionar el motor para que proporcione un par de torsión promedio en lugar de un par de torsión máximo. Un medio conveniente y relativamente barato para lograr esto es agregar un **volante** al sistema.

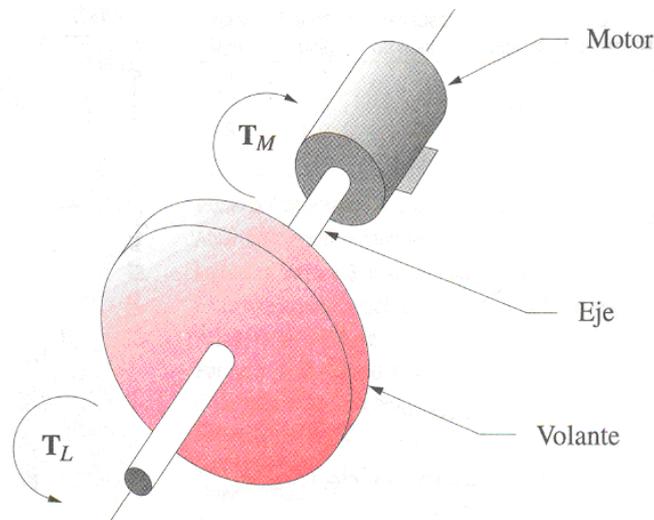


Figura 2.9

Energía del volumen: En la figura 2.9 se muestra un **volante** diseñado como un disco redondo plano, acoplado al eje de un motor que también podría ser el eje de accionamiento para la manivela de un eslabonamiento. El motor proporciona un par de torsión de magnitud T_M que quisiéramos que fuese lo mas constante posible, es decir, igual al par de torsión promedio T_{prom} . La carga (de un eslabonamiento), en el otro lado del volante, requiere un par de torsión T_L que varíe con el tiempo, como el que se muestra en la figura 2.10. La energía cinética en un sistema rotatorio es:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad 2.17$$

Donde I es el momento de inercia de toda la masa que gira en el eje. Esto incluye el I del rotor del motor y de la manivela del eslabonamiento más la del volante.

Se quiere determinar cuanto I es necesario agregar en forma de volante para reducir la variación de la velocidad del eje a un nivel aceptable. Se empezara por escribir la ley de Newton para el diagrama de cuerpo libre de la figura 2.9.

$$\begin{aligned} \sum T &= I\alpha \\ T_L - T_M &= I\alpha \\ \text{pero se quiere : } T_M &= T_{prom} \\ \text{así: } T_L - T_{prom} &= I\alpha \end{aligned} \tag{2.18a}$$

$$\text{sustituyendo : } \alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \left(\frac{d\theta}{d\theta} \right) = \omega \frac{d\omega}{d\theta}$$

$$\begin{aligned} \text{se obtiene : } T_L - T_{prom} &= I\omega \frac{d\omega}{d\theta} \\ (T_L - T_{prom})d\theta &= I\omega d\omega \end{aligned} \tag{2.18b}$$

e integrando :

$$\begin{aligned} \int_{\theta @ \omega_{min}}^{\theta @ \omega_{max}} (T_L - T_{prom})d\theta &= \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} I\omega d\omega \\ \int_{\theta @ \omega_{min}}^{\theta @ \omega_{max}} (T_L - T_{prom})d\theta &= \frac{1}{2} I(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \end{aligned} \tag{2.18c}$$

El lado izquierdo de esta expresión representa el cambio de energía E entre la ω máxima y mínima del eje, y es igual al *área bajo la curva par de torsión-tiempo* entre esos valores extremos de ω . El lado derecho de la ecuación 2.18c es el cambio de la energía almacenada en el volante. La única manera en que se puede extraer energía del volante es desacelerando como se muestra en la ecuación 2.17. Al agregar energía se acelera. Así, es imposible obtener de manera exacta la velocidad constante del eje dados los requerimientos de cambio de energía por la carga.

Lo mejor que se puede hacer es minimizar la variación de la velocidad ($\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n}$) proporcionando un volante con I suficientemente grande.

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

$$Fl = \omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n} \tag{2.19a}$$

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

$$k = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n})}{\omega_{prom}} \quad 2.19b$$

Este *coeficiente de fluctuaci3n* es un parámetro de dise1o que ser1 elegido por el dise1ador. Este normalmente tiene un valor entre 0.01 y 0.05 que corresponde a una fluctuaci3n de 1 a 5% de la velocidad del eje. Cuanto m1s peque1o se elijan los valores, el volante ser1 m1s grande. Esto representa una transacci3n en el dise1o. Un volante mas grande agregara m1s costo y peso al sistema, estos factores tienen que ser sopesados con respecto a la suavidad de funcionamiento deseado.

El cambio requerido en la energ1a E se determina integrando la curva del par de torsi3n:

$$\int_{\theta @ \omega_{m\acute{i}n}}^{\theta @ \omega_{m\acute{a}x}} (T_L - T_{prom}) d\theta = E \quad 2.20a$$

Y ahora se puede igualar con el lado derecho de la ecuaci3n 2.18c:

$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{m\acute{a}x}^2 - \omega_{m\acute{i}n}^2) \quad 2.20b$$

Factorizando esta expresi3n:

$$E = \frac{1}{2} I (\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{m\acute{i}n}) (\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n}) \quad 2.20c$$

Si la funci3n par de torsi3n-tiempo fuera s3lo arm3nica, entonces su valor promedio se expresari1 exactamente como:

$$\omega_{prom} = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n})}{2} \quad 2.21$$

Las funciones del par de torsi3n pocas veces ser1n arm3nicas puras, pero el error que se comete al usar esta expresi3n como una aproximaci3n del promedio, es aceptablemente peque1o. Ahora se puede sustituir las ecuaciones 2.19b y 2.21 en la ecuaci3n 2.20c, y obtener una expresi3n para el momento de inercia I_s del volante necesario para el sistema.

$$E = \frac{1}{2} I (2\omega_{prom}) (k\omega_{prom})$$

$$I_s = \frac{E}{k\omega_{prom}^2} \tag{2.22}$$

La ecuación 2.22 puede usarse para diseñar el volante físico eligiendo un coeficiente de fluctuación k deseado, y se usa el valor de E a partir de la integración numérica de la curva del par de torsión y de la velocidad promedio del eje ω para calcular el I_s necesario para el sistema. El momento de inercia del volante físico I_f se iguala entonces al del sistema requerido I_s . Pero si se conocen los momentos de inercia de los otros elementos que giran en el mismo eje de accionamiento (como el motor), el momento de inercia I_f , requerido por el volante físico, puede ser reducido por esas cantidades.

El diseño del volante mas eficiente en términos de maximizar I_f usando el mínimo material es aquel en el que la masa se concentra en su borde y su centro se apoya en los rayos como en una rueda de carruaje. Esto coloca la mayor parte de la masa en el radio más grande posible y minimiza el peso para un I_f dado. Aun cuando se elija un volante como un disco redondo solidó plano, ya sea por simplicidad de fabricación o para obtener una superficie plana para otras funciones (como en un embrague de automóvil), el diseño debe hacerse con cuidado para reducir el peso y, por lo tanto, el costo.

FUERZAS DE PASADOR EN UN MOTOR DE UN CILINDRO

Además del cálculo de los efectos globales en el plano de fijación de las fuerzas dinámicas presentes en el motor, también se necesita conocer las magnitudes de las fuerzas en las juntas de pasador. Estas fuerzas determinaran el diseño de los pasadores y los cojinetes en las juntas. Aunque se fuese capaz de concentrar la masa debida a la biela y al pistón, o a la biela y a la manivela, en los puntos A y B para un análisis global de los efectos del eslabonamiento en el plano de fijación, no se puede efectuar así para los cálculos de la fuerza del pasador. Esto se debe a que los pasadores sufren el efecto de la biela que tira hacia un "lado" y el del pistón (o manivela) que tira hacia el otro "lado" del pasador, como se muestra en la figura 2.11. Por lo tanto, se deben separar los efectos de las masas de los eslabones unidos por los pasadores.

Se calcula el efecto de cada componente debido a las diversas masas y a la fuerza del gas, y después se sobrepondrá para obtener la fuerza completa de pasador en cada junta. Se necesita de un sistema de registro para monitorear todos estos componentes. Anteriormente ya se emplearon algunos subíndices para estas fuerzas, los cuales se mantendrán y se agregarán otros. Las cargas resultantes de los cojinetes tienen las siguientes componentes:

1. Las componentes de fuerza del gas, con el subíndice g , como en F_g .
2. La fuerza de inercia debida a la masa del pistón, con el subíndice ip , como en F_{ip} .
3. La fuerza de inercia debida a la masa de la biela en el pasador del pistón, con el subíndice iw , como en F_{iw} .
4. La fuerza de inercia debida a la masa de la biela en el muñón de manivela, con el subíndice ic como en F_{ic} .
5. La fuerza de inercia debida a la masa de la manivela en el muñón de manivela, con el subíndice ir como en F_{ir} .

De la misma manera se añadirán las designaciones numéricas del eslabón a cada subíndice como se hizo antes, indicando el eslabón donde se origina la fuerza como el primer número y el eslabón que se analiza como el segundo.

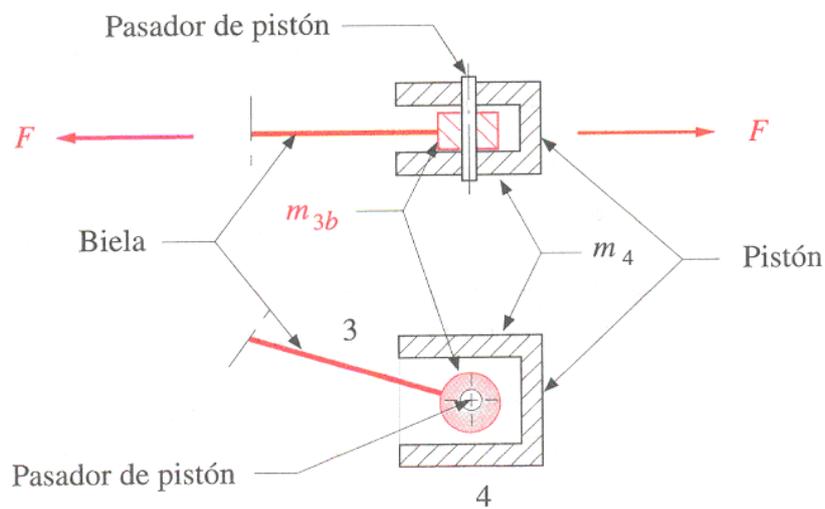


Figura 2.11

En la figura 2.12 se muestran los diagramas de cuerpo libre para las fuerzas debidas sólo a la aceleración de la masa del pistón, m_4 . Estas componentes son:

$$F_{ip41} = -m_4 a_B T g \phi \hat{j} \quad 2.23a$$

$$F_{ip34} = m_4 a_B \hat{i} - m_4 a_B T g \phi \hat{j} \quad 2.23b$$

$$F_{ip32} = -F_{ip34} \quad 2.23c$$

$$F_{ip21} = F_{ip32} \quad 2.23d$$

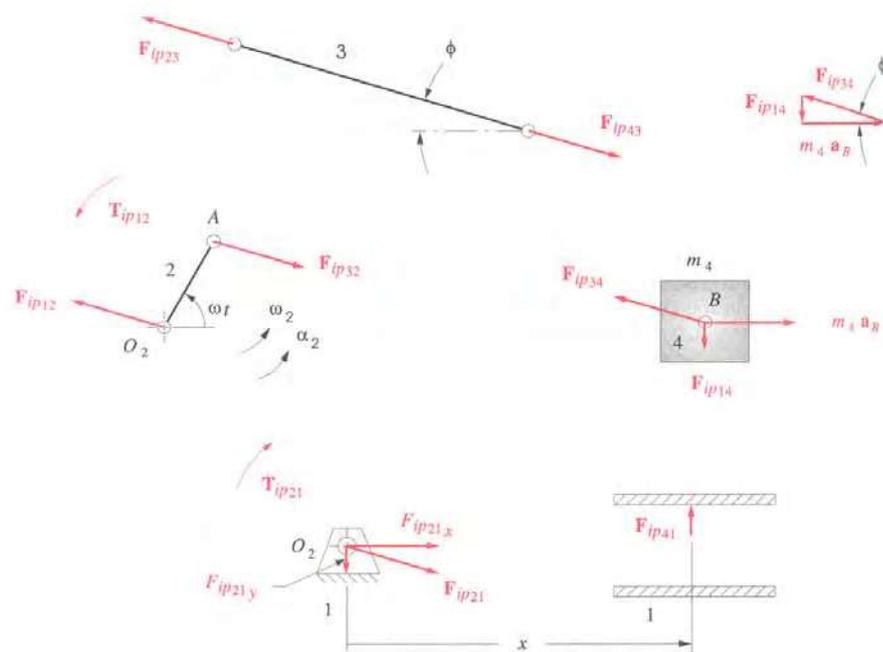


Figura 2.12

En la figura 2.13 se muestra los diagramas de cuerpo libre para las fuerzas debidas sólo a la aceleración de la masa de la biela localizada en el pasador de pistón, m_{3b} . Estas componentes son:

$$F_{iw41} = -m_{3b} a_B T g \phi \hat{j} \quad 2.24a$$

$$F_{iw34} = F_{iw41} \quad 2.24b$$

$$F_{iw32} = -m_{3b} a_B \hat{i} + m_{3b} a_B T g \phi \hat{j} \quad 2.24c$$

$$F_{iw21} = F_{iw32} \quad 2.24d$$

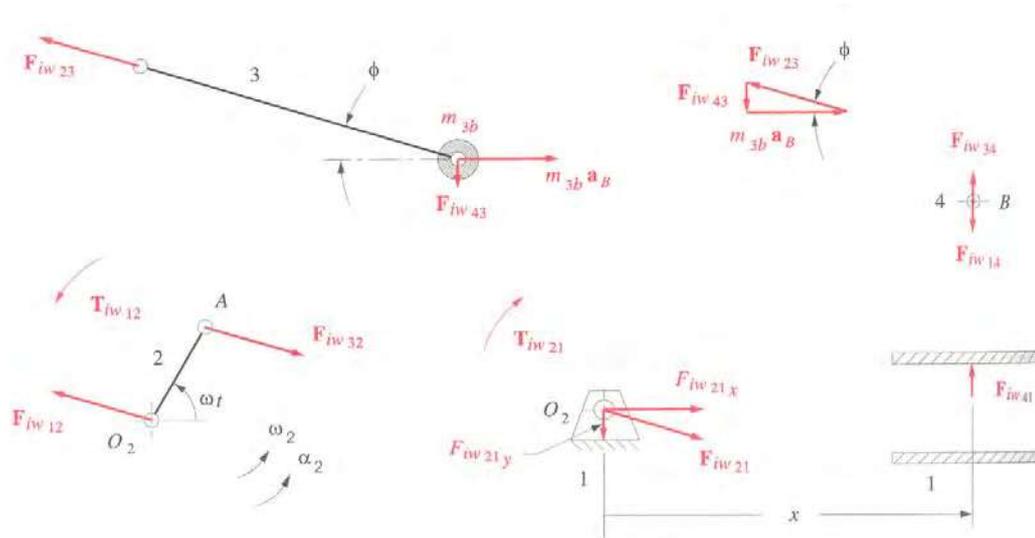


Figura 2.13

En la figura 2.14a se muestra los diagramas de cuerpo libre para las fuerzas debidas solo a la aceleración de la masa de la biela localizada en el muñón de manivela, m_{3a} . Esa componente es:

$$F_{ic32} = -m_{3a} a_A \quad 2.25a$$

Al sustituir la ecuación 2.13 por a_A :

$$F_{ic32} = m_{3a} r \omega^2 (\cos \omega t \hat{i} + \sin \omega t \hat{j}) \quad 2.25b$$

En la figura 2.14b se muestra los diagramas de cuerpo libre para las fuerzas debidas solo a la aceleración de la masa concentrada de la manivela en el muñón de manivela, m_{2a} . Estas afectan solo al pasador principal en O_2 . Tal componente es:

$$F_{ir21} = m_{2a} r \omega^2 (\cos \omega t \hat{i} + \sin \omega t \hat{j}) \quad 2.25c$$

Las componentes de la fuerza del gas se mostraron en la figura 2.4 y se definieron en las ecuaciones 2.5.

Ahora se pueden sumar las componentes de las fuerzas en cada junta de pasador. Para la fuerza de la pared lateral F_{41} del pistón contra la pared del cilindro:

$$\begin{aligned} F_{41} &= F_{g41} + F_{ip41} + F_{iw41} \\ &= -F_g \operatorname{Tg} \phi \hat{j} - m_4 a_B \operatorname{Tg} \phi \hat{j} - m_{3b} a_B \operatorname{Tg} \phi \hat{j} \\ &= -[(m_4 + m_{3b}) a_B + F_g] \operatorname{Tg} \phi \hat{j} \end{aligned} \quad 2.26$$

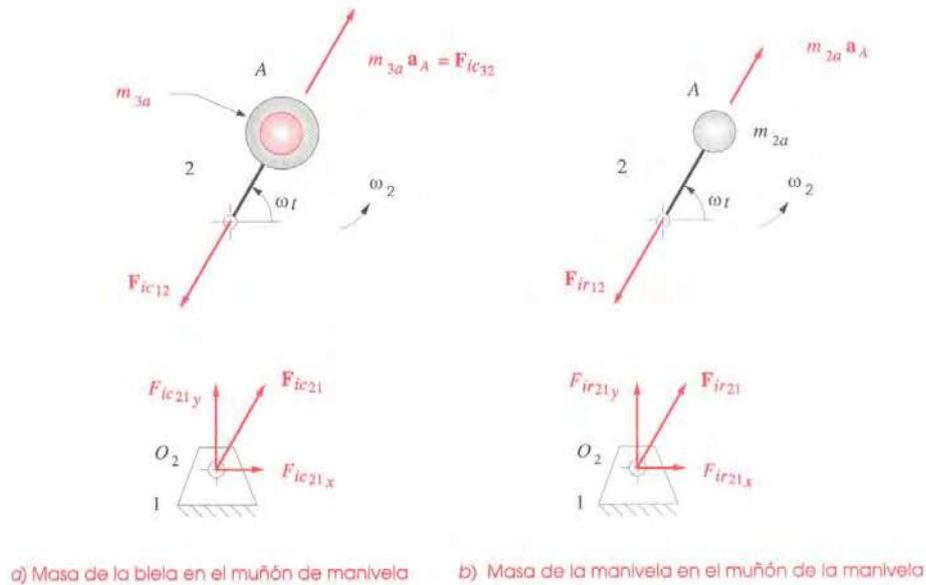


Figura 2.14

La fuerza total \mathbf{F}_{34} en el pasador de pistón es:

$$\begin{aligned}
 F_{34} &= F_{g34} + F_{ip34} + F_{iw34} \\
 &= (F_g \hat{i} - F_g Tg\phi \hat{j}) + (m_4 a_B \hat{i} - m_4 a_B Tg\phi \hat{j}) + (-m_{3b} a_B Tg\phi \hat{j}) \\
 &= (F_g + m_4 a_B) \hat{i} - [F_g (m_4 + m_{3b}) a_B] Tg\phi \hat{j}
 \end{aligned} \tag{2.27}$$

La fuerza total \mathbf{F}_{32} en el muñón de manivela es:

$$\begin{aligned}
 F_{32} &= F_{g32} + F_{ip32} + F_{iw32} + F_{ic32} \\
 &= (-F_g \hat{i} - F_g Tg\phi \hat{j}) + (-m_4 a_B \hat{i} + m_4 a_B Tg\phi \hat{j}) + (-m_{3b} a_B \hat{i} + m_{3b} a_B Tg\phi \hat{j}) \\
 &\quad + [m_{3a} r \omega^2 (Cos\omega t \hat{i} + Sen\omega t \hat{j})] \\
 &= [m_{3a} r \omega^2 Cos\omega t - (m_{3b} + m_4) a_B - F_g] \hat{i} \\
 &\quad + \{m_{3a} r \omega^2 Sen\omega t + [(m_{3b} + m_4) a_B + F_g] Tg\phi\} \hat{j}
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

La fuerza total \mathbf{F}_{21} en el pasador principal es:

$$F_{21} = F_{32} + F_{ir21} \tag{2.29}$$

Observe que, a diferencia de la fuerza de inercia en la ecuación 2.14, la cual no se afecto por la fuerza del gas, estas fuerzas de pasador son una función de la fuerza del gas así como de las fuerzas $-ma$. Los motores con mayores diámetros de pistón experimentaran mayores fuerzas de pasador como resultado de la presión por explosión que actúan en el área más grande del pistón.

EQUILIBRIO DEL MOTOR DE UN CILINDRO

Las deducciones y las figuras en las secciones anteriores han mostrado que las fuerzas significativas se desarrollan sobre los pasadores del pivote y sobre el plano de fijación debido a las fuerzas del gas y las fuerzas de inercia y sacudimiento. El equilibrio no tendrá ningún efecto en las fuerzas del gas, que son internas, pero puede tener un efecto dramático sobre las fuerzas de inercia y sacudimiento. La fuerza del pasador principal puede reducirse, pero las fuerzas del muñón de manivela y del pasador no se afectarán por ningún equilibrio del cigüeñal que se realice.

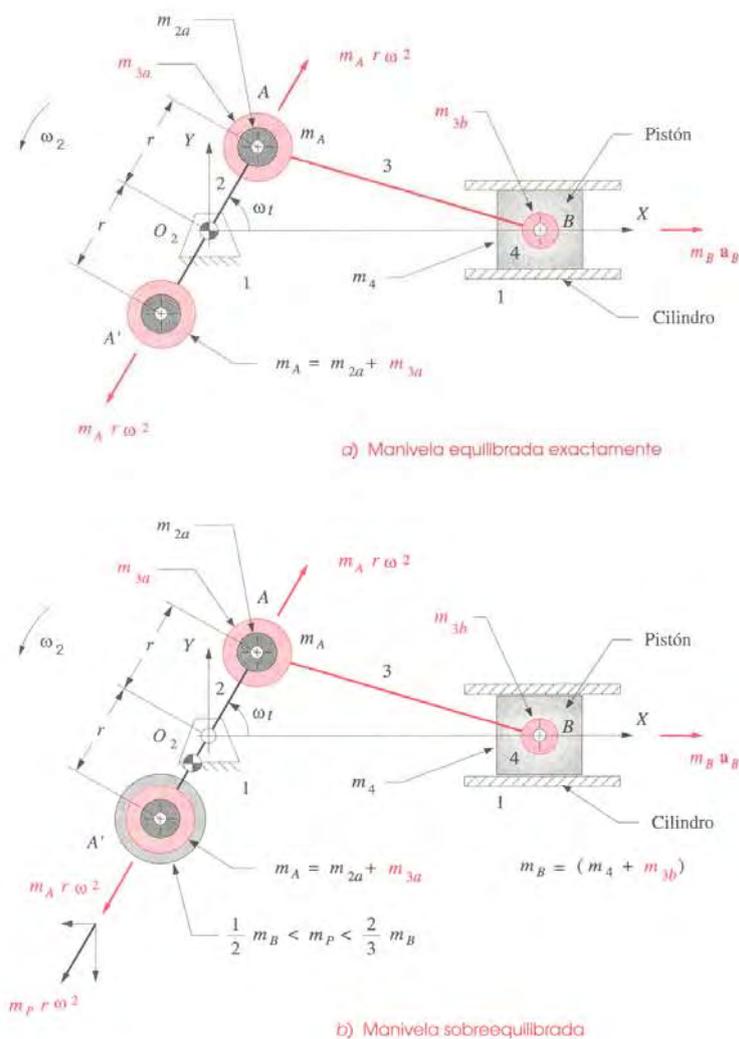


Figura 2.15

En la figura 2.15a se muestra el modelo dinámico del mecanismo de manivela-corredera con la masa de la biela concentrada en el muñón de manivela A y el pasador del pistón B. Este motor de un cilindro se puede considerar como un dispositivo uniplanar, por lo tanto, es conveniente para el equilibrio estático. Es sencillo equilibrar estáticamente la manivela.

Se necesita una masa de equilibrio a cierto radio, a 180° de la masa concentrada en el punto A, cuyo producto mr es igual al producto de la masa en **A** y su radio r . Aplicando la ecuación 2.2 a este problema simple se obtiene:

$$m_{equil}r_{equil} = -m_A r_A \tag{2.30}$$

Cualquier combinación de masa y radio que tenga este producto, localizado a 180° del punto A, equilibrara la manivela. Para hacer mas sencillo el ejemplo se empleara un radio de equilibrio igual a r . Entonces una masa igual a ma colocada en A' equilibrara con exactitud las masas rotatorias. El CG de la manivela estará entonces en el pivote fijo O₂ como se muestra en la figura 2.15a (13.23a). En un cigüeñal verdadero, en realidad no funcionará colocar el contrapeso con este gran radio. La masa de equilibrio debe mantenerse cerca de la línea central para que el pistón pase al PMI.

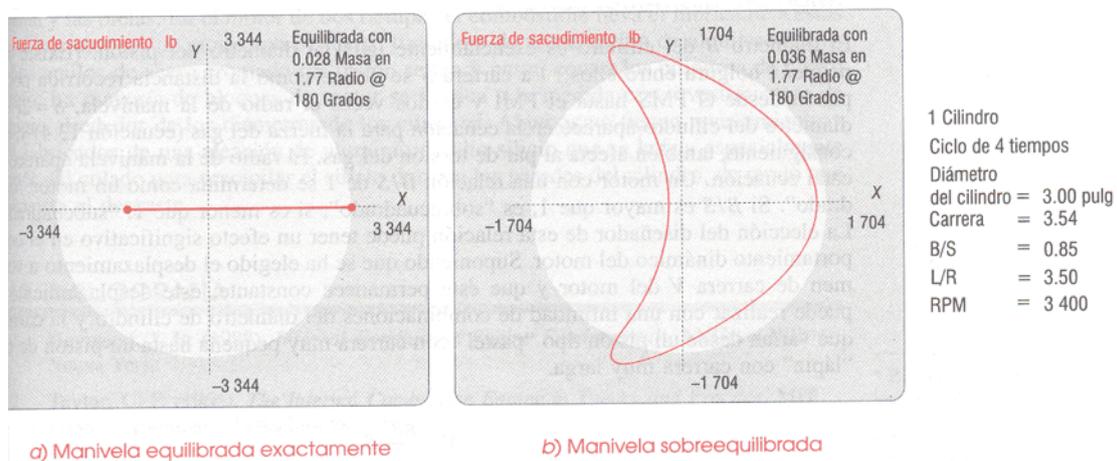


Figura 2.16

En la figura 2.16a se muestra la fuerza de sacudimiento del mismo motor, después de que la manivela se ha equilibrado de esta manera. La componente Y de la fuerza de sacudimiento se ha reducido a cero y la componente X a aproximadamente 3200 lb a 3400 rpm. Este es factor de tres reducciones sobre el motor desequilibrado. Observe que la única fuente de la fuerza de inercia dirigida a Y es la masa rotatoria en el punto A de la figura 2.15.

Lo que queda después de equilibrar la masa rotatoria es la fuerza debida a la aceleración de las masas del pistón y de la biela en el punto B de la figura 2.15, las cuales se encuentran en traslación lineal a lo largo del eje X , como lo muestra la fuerza de inercia $-m_{BAB}$ en el punto B en dicha figura.

Para eliminar por completo esta fuerza de sacudimiento alternativa en desequilibrio se requerirá la introducción de otras masas alternativas que oscilen a 180° fuera de fase con el pistón. Esto se puede llevar a cabo añadiendo un segundo pistón y un cilindro, dispuestos apropiadamente. Una de las ventajas principales de los motores multicilíndricos es su capacidad para reducir o eliminar las fuerzas de sacudimiento.

En el motor de un cilindro no existe forma alguna de eliminar por completo el desequilibrio alternativo con un solo contrapeso rotatorio, pero la fuerza de sacudimiento se puede reducir aún más. En la figura 2.15b se muestra una cantidad adicional de la masa m_p agregada al contrapeso en el punto A'. (Observe que ahora el CG de la manivela se ha apartado del pivote fijo). Esta masa extra de equilibrio produce una fuerza de inercia adicional ($-m_p r \omega^2$) dividida en las componentes x y y como se muestra en la misma figura.

La componente y no se opone a alguna de las otras fuerzas de inercia presentes, pero la componente x siempre se opondrá a la fuerza de inercia reciprocante en el punto B. Por lo tanto, esta masa extra, m_p , que *sobreequilibra la manivela*, reducirá la fuerza de sacudimiento dirigida a lo largo de x , a expensas de agregar hacia atrás cierta fuerza de sacudimiento es por lo general de menor interés que su magnitud. Las fuerzas de sacudimiento producen vibraciones en la estructura de soporte que se transmiten a través de esta y se modifican por ésta. Como ejemplo, es poco probable que usted pudiera definir la dirección de las fuerzas de sacudimiento de un motor de motocicleta por la sensación de sus vibraciones resultantes en el manillar, pero detectará un incremento en la magnitud de las fuerzas de sacudimiento por la mayor amplitud de vibración que causan en el bastidor de la motocicleta.

La cantidad correcta de la masa adicional "sobreequilibrada" necesaria para minimizar la fuerza pico de sacudimiento, a pesar de su dirección, variaran con el diseño de un motor en particular. Estas cantidad estará frecuentemente entre un medio y dos tercios de la masa reciprocante en el punto B (el pistón mas la biela en el pasador del pistón), si se colocó en el radio de la manivela r . Desde luego, una vez que se ha determinado este producto de masa-radio se puede lograr con cualquier combinación de masa y radio.

En la figura 2.16b se muestra la fuerza de sacudimiento mínima alcanzada por este motor con un aumento de 65.5% de la masa en B, que actúa a un radio r . Ahora, la fuerza de sacudimiento se ha reducido a 1700 lb a 3400 rpm, lo cual es el **18% de su valor original desequilibrado**. Los beneficios del equilibrio y el sobreequilibrio es el caso del motor de un cilindro ahora son obvios.

TRANSACCIONES Y RELACIONES DE DISEÑO

En el diseño de cualquier sistema o dispositivo, no importa que tan simple sea, siempre habrá demandas, requerimientos o deseos conflictivos que deben transigirse para lograr el mejor convenio de diseño. Este motor de un cilindro no es la excepción. Hay dos relaciones de diseño adimensionales que pueden emplearse para caracterizar el comportamiento dinámico de un motor en una forma general. La primera es la relación manivela/biela (r/l) ó su inversa, la **relación biela/manivela (l/r)**. La segunda es la **relación diámetro/carrera (B/S)**.

Relación biela/manivela. La relación manivela/biela r/l aparece en todas la ecuaciones para la aceleración, fuerzas y pares de torsión. En general, cuanto mas pequeña sea la relación r/l , mas uniforme será la función de aceleración y, por consiguiente, todos los otros factores en los que influye. La **relación biela/manivela l/r** debe ser mayor que casi dos para obtener ángulos de transmisión aceptables en el eslabonamiento de manivela-corredera. El valor ideal para l/r desde un punto de vista cinemática seria infinito, ya que tendría por resultado que la función de aceleración del pistón fuese una armonía pura. En las ecuaciones 2.3 los términos armónicos segundo, y todos los subsecuentes serán cero en este caso, y el valor pico de la aceleración será un mínimo. Sin embargo, un motor de esta altura no se integraría muy bien y a menudo las consideraciones del conjunto especifican el valor máximo de la relación l/r . La mayoría de los motores tendrá una **relación l/r entre tres y cinco**, dichos valores dan una uniformidad aceptable en un motor razonablemente pequeño.

Relación diámetro/carrera. El diámetro B del cilindro es esencialmente igual al diámetro del pistón. (Existe una pequeña holgura entre ellos). La carrera S se define como la distancia recorrida por el pistón desde el PMS hasta el PMI y es dos veces el radio de la manivela, $S=2r$. El diámetro del cilindro aparece en la ecuación para la fuerza del gas (ecuación 2.4) y, por consiguiente, también afecta al par de torsión del gas. El radio de la manivela aparece en cada ecuación. Un motor con una relación B/S de 1 se determina como un motor "cuadrado".

Si B/S es mayor que 1, es "sobrecuadrado"; si es menor que 1, "subcuadrado". La elección del diseñador de esta relación puede tener un efecto significativo en el comportamiento dinámico del motor. Suponiendo que se ha elegido el desplazamiento o volumen de carrera V del motor y que este permanece constante, este desplazamiento se puede realizar con una infinidad de combinaciones del diámetro de cilindro y la carrera, que varía desde un pistón tipo "pastel" con carrera muy pequeña hasta un pistón de tipo "lápiz" con carrera muy larga.

$$V = \frac{\pi B^2}{4} S \quad 2.31$$

Aquí hay una transacción clásica de diseño entre B y S para un volumen de carrera constante V . Un diámetro de cilindro grande y una carrera pequeña tendrán como resultado altas fuerzas del gas, que afectaran las fuerzas del pasador en forma desfavorable. Una gran carrera y un pequeño diámetro tendrán como resultado grandes fuerzas de inercia, que afectaran las fuerzas del pasador (así como otras fuerzas y pares de torsión) en forma desfavorable.

De manera que en cada caso debe hacer un valor óptimo para la relación B/S que minimizara estos efectos desfavorables. La mayoría de los motores de producción tiene relaciones B/S dentro del rango de aproximadamente 0.75 a 1.5.

Materiales. Siempre habrá una transacción resistencia/peso. Las fuerzas en este dispositivo pueden ser muy grandes, debido tanto a la explosión como a la inercia de los elementos móviles. Sería conveniente mantener las masas de las partes lo mas pequeñas posibles, ya que las aceleraciones son comúnmente muy grandes. Pero las partes deben ser lo suficientemente fuertes para soportar las fuerzas, por lo que se necesitan materiales con buenas relaciones de resistencia a peso. Generalmente los pistones se fabrican de una aleación de aluminio, fundido o forjado. Las bielas a menudo son de hierro fundido o de acero forjado, excepto en motores muy pequeños (podadoras, sierras de cadena, motocicletas), donde pueden ser de una aleación de aluminio. Los motores de alto funcionamiento pueden tener bielas de titanio. Por lo general los cigüeñales son de hierro fundido o de acero forjado, y los pasadores del pistón son de tubos o barras de acero templado. Frecuentemente se utilizan cojinetes de casquillo de una aleación suave especial de un metal no ferroso llamado babbitt. En el motor de cuatro tiempos estos se lubrican a presión con aceite bombeado a través de los pasajes en el bloque, el cigüeñal y las bielas. En el motor de dos tiempos el combustible lleva el lubricante a estas partes. Los bloques de motor son de hierro fundido o de una aleación de aluminio fundido.

Los anillos de acero cromado del pistón sellan y pasan contra los cilindros de hierro fundido. La mayoría de los bloques de motores se fabrican a la medida con revestimiento de aluminio alrededor de los diámetros de los cilindros. Algunos no tienen revestimiento y están fabricados de una aleación de aluminio de alto silicio que se enfría especialmente después del colado para precipitar el silicio duro en las paredes del cilindro, de modo que este resista el desgaste.

DISEÑOS DE MOTORES MULTICILINDRICOS

Los motores multicilíndricos están diseñados en una amplia variedad de configuraciones, desde la simple disposición de cilindros en línea hasta las disposiciones de cilindros en V, opuestos y radiales, algunas de las cuales se muestran en la figura 2.17. Estas disposiciones utilizan cualquiera de los ciclos de los tiempos analizados Clerk, Otto ó Diesel.

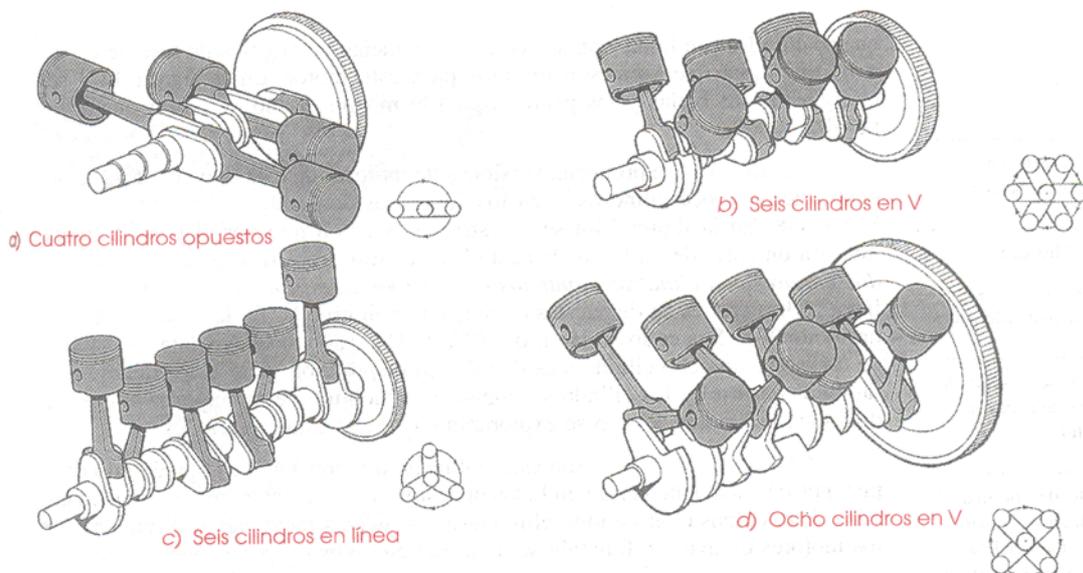


Figura 2.17

Motores en Línea. La disposición mas común y simple es un motor en línea, con todos sus cilindros en un plano común, como se muestra en la figura 2.18. Los **motores en línea** de dos, tres, cuatro, cinco y seis cilindros son de uso común. Cada cilindro tendrá su propio mecanismo de manivela-corredera que consiste de una manivela, una biela y un pistón. Las manivelas se forman en un cigüeñal común, como se muestra en la figura 2.19. A cada manivela de cilindro en el cigüeñal se le llama **codo de cigüeñal**. Estos codos de cigüeñal se dispondrán con cierta relación de **ángulo de fase** entre si, con el fin de alternar los movimientos de los pistones en el tiempo.

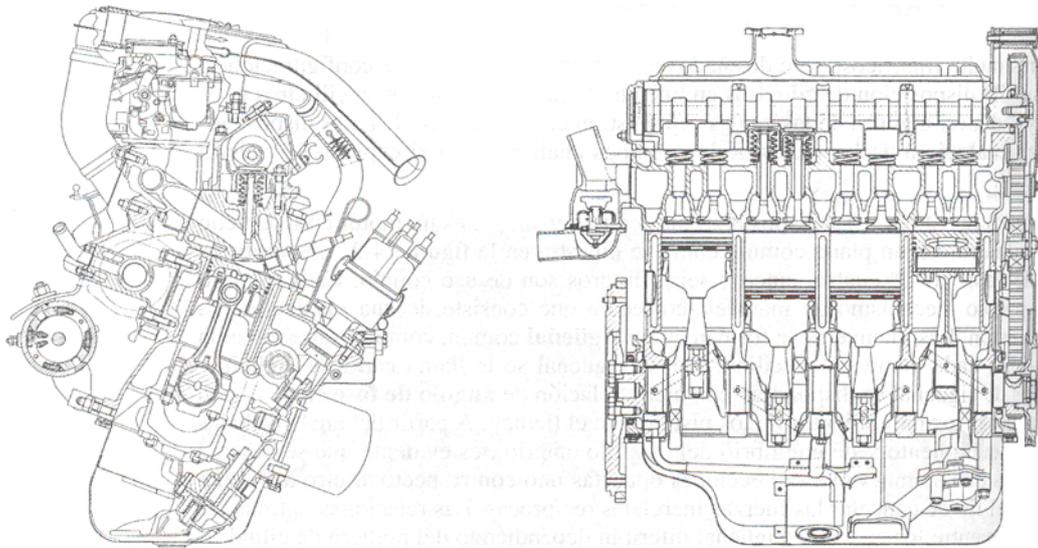


Figura 2.18

A partir del análisis de las fuerzas de sacudimiento y de equilibrio, es evidente que se deseara tener pistones que se muevan en direcciones opuestas uno con respecto al otro al mismo tiempo, con el fin de cancelar las fuerzas inerciales recíprocas. Las relaciones óptimas de ángulo de fase entre los codos de cigüeñal diferirán dependiendo del número de cilindros y del ciclo de los tiempos del motor. Normalmente hay una (o un pequeño número) disponible de codos de cigüeñal viable para la configuración de un motor dada para alcanzar esta meta. El motor de la figura 2.18 es un motor con ciclo de cuatro tiempos, cuatro cilindros en línea, con sus codos de cigüeñal en ángulo de fase de 0° , 180° , 180° y 0° que, como se vera, son óptimos para este motor. En la figura 2.19 se muestra el cigüeñal, las bielas y los pistones para el mismo diseño de motor que el de la figura 2.18.

Motores en V. Se producen versiones de motores de este tipo con dos, cuatro, seis, ocho, diez y doce cilindros, en los cuales las configuraciones más comunes son los V-6 y V-8. En la figura 2.20 se muestra una sección transversal y en la figura 2.21 se muestra un corte de un motor V-12 a 60° . Los **motores en V** pueden considerarse como *dos motores con cilindros montados en línea en un mismo cigüeñal*. Las dos partes "en línea" o **bancos**, están dispuestos entre si en un **ángulo V**. En la figura 2.17d se muestra un motor V-8. Sus codos están a 0° , 90° , 270° y 180° , respectivamente. El ángulo en V de un motor de ocho cilindros es de 90° . La disposición geométrica del eje del cigüeñal (ángulos de fase) y los cilindros (ángulos V) tienen un efecto importante en la condición dinámica del motor.

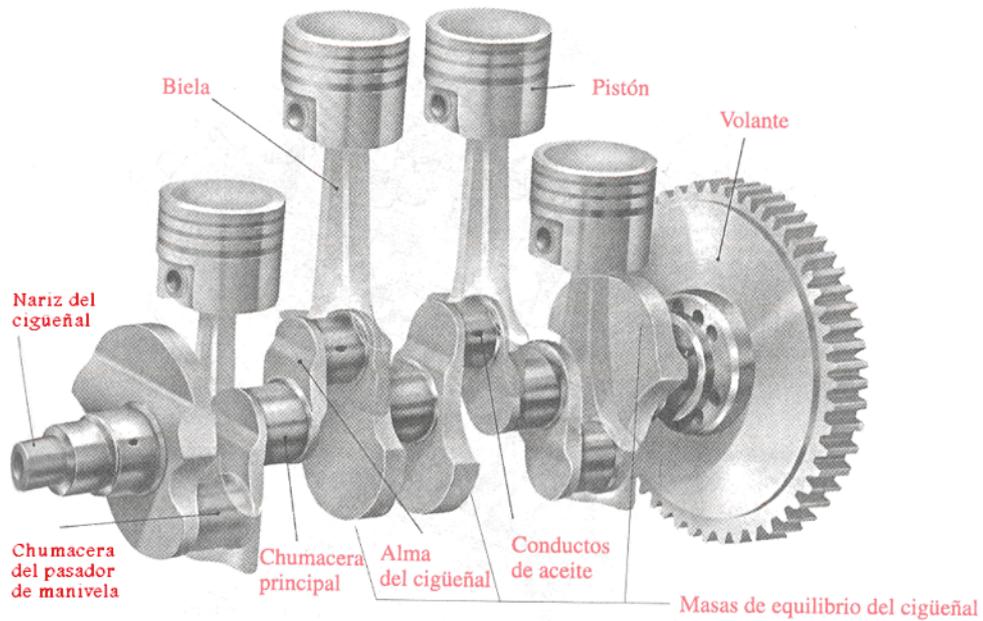
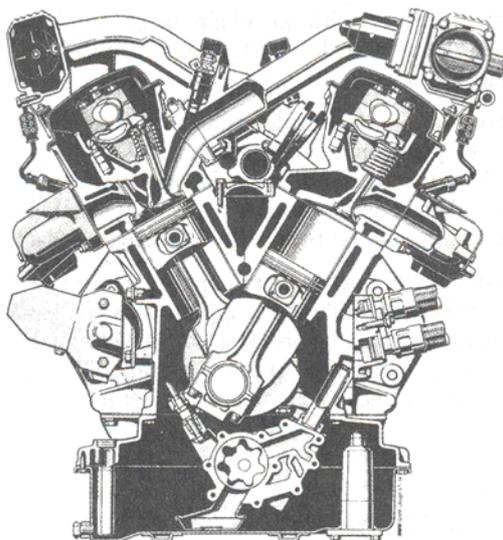


Figura 2.19

Motores Opuestos. Son esencialmente motores en V con un ángulo de 180° . Los pistones de cada banco están en lados opuestos del cigüeñal, como se muestra en la figura 2.22. Esta disposición permite eliminar a las fuerzas inerciales y se emplea bastante en los motores de avión. También se ha usado en algunas aplicaciones automotrices.



Curvas de potencia y par de torsión del motor

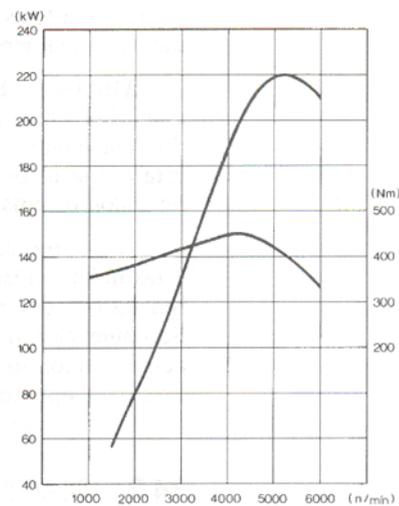


Figura 2.20

Motores Radiales. Tiene los cilindros dispuestos radialmente, alrededor del cigüeñal, casi en un plano común. Fueron de uso muy frecuente en algunos aviones de la Segunda Guerra Mundial, ya que permitían grandes desplazamientos volumétricos, y por tanto, alta potencia, en maquinas compactas cuya forma se adapta a la del aeroplano. Normalmente enfriados por aire, la disposición de sus cilindros permitía una buena exposición de todos al flujo de aire. En versiones grandes había varias hileras de cilindros radiales, escalonadas rotacionalmente, para permitir que el aire de enfriamiento alcanzara todas las hileras traseras. El motor de turbina de gas ha ocasionado que los motores radiales para aeronaves se consideren obsoletos.

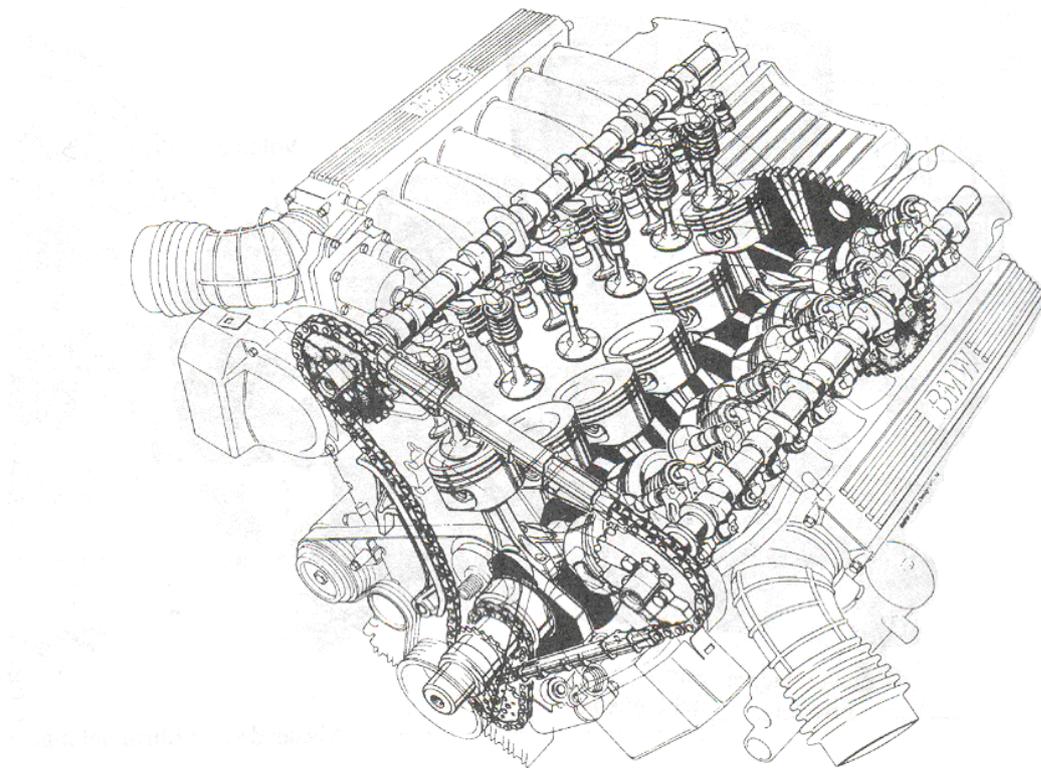


Figura 2.21

Motores Rotatorios. Fueron una variante interesante del motor radial de aviación. Son similares en apariencia y disposición a los cilindros de los motores radiales, la diferencia radica en que el cigüeñal es el elemento fijo estacionario. ¡La hélice propulsora estaba fija al bloque (o al cárter), el cual giraba alrededor del cigüeñal! Esta es una inversión cinemática del motor de tipo radial. Al menos no necesita un volante. A lo largo de un siglo se han intentado muchas otras configuraciones de motores de estas ubicuas máquinas.

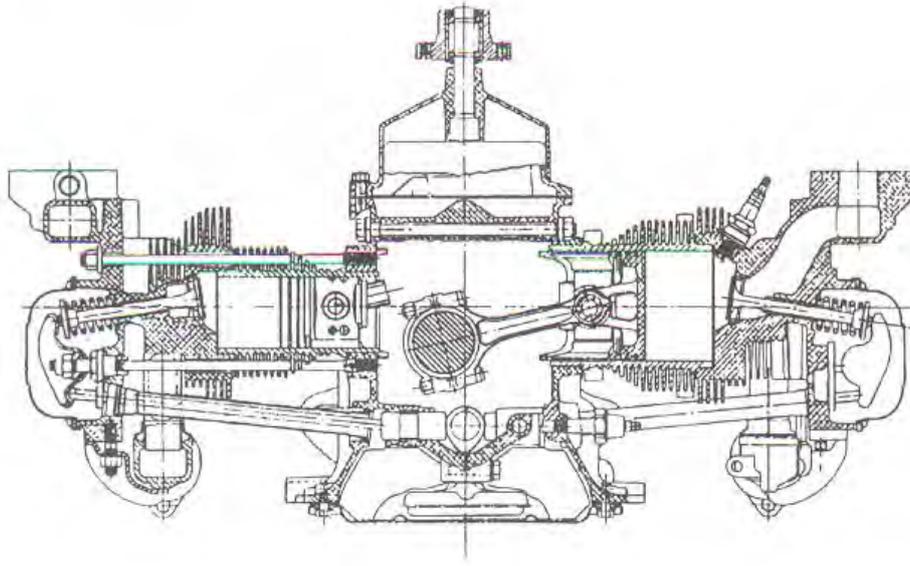


Figura 2.22

DIAGRAMA DE FASE DE LA MANIVELA

Es fundamentalmente para el diseño de cualquier motor multicilíndrico (o bomba de pistón) la disposición de los codos del cigüeñal en el cigüeñal. Se utilizara el motor en línea de cuatro cilindros como ejemplo. Hay muchas opciones para los ángulos de fase de la manivela en el motor de cuatro cilindros. Se comenzara, por ejemplo, con el más obvio desde un punto de vista común. Hay 360° en cualquier cigüeñal. Se tienen cuatro cilindros, por lo tanto, un arreglo de 0° , 90° , 180° y 270° parece el apropiado. El **desfasamiento** entre los codos es entonces de 90° . En general, para una máxima cancelación de fuerzas inerciales, que tienen un periodo de una revolución, el ángulo fase delta óptimo será:

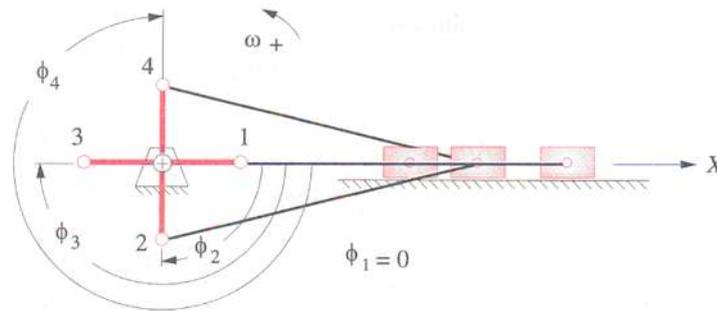
$$\Delta\phi_{inercia} = \frac{360^\circ}{n} \quad 2.32$$

Donde n es el número de cilindros.

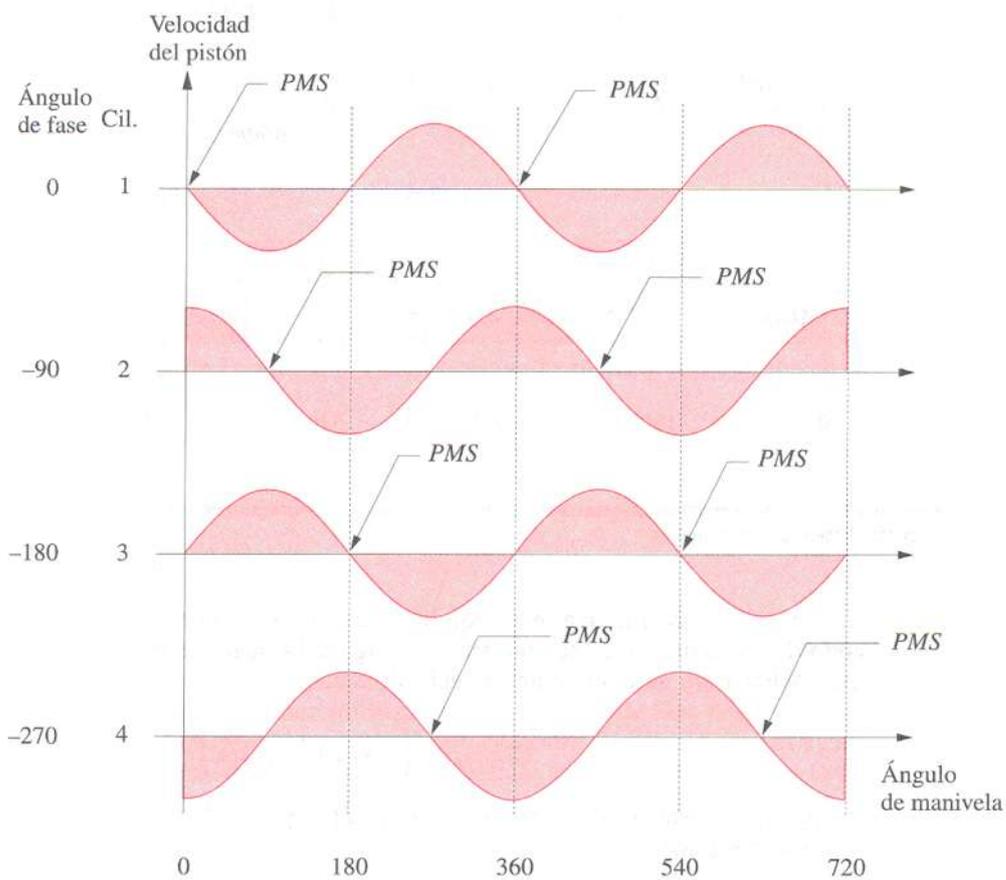
Se deben establecer algunas convenciones para la medición de estos ángulos de fase por ejemplo:

1. El primer cilindro (frontal) será el numero 1 y su ángulo de fase siempre cero. Es el cilindro de referencia para los demás.
2. El ángulo de fase de todos los demás cilindros se medirán con respecto al codo del cigüeñal del cilindro 1.

3. Los ángulos de fase se miden internamente con respecto al cigüeñal, es decir, en relación con un sistema coordenado que se encuentra en el primer codo del cigüeñal.
4. Los cilindros se enumeran consecuentemente del frente hacia atrás del motor.



a) Ángulos de fase del cigüeñal



b) Diagrama de fase de manivela

Figura 2.23

Los ángulos de fase se definen en el **diagrama de fase de la manivela** como se muestra en la figura 2.23 para un motor en línea de cuatro cilindros. En la figura 2.23a se muestra el cigüeñal con sus codos numerados en el sentido de las manecillas del reloj alrededor del eje. El eje gira en sentido contrario al de las manecillas del reloj. En este diagrama los pistones oscilan horizontales a lo largo del eje x. Se muestra al cilindro 1 con su pistón en el punto muerto superior (PMS). Si se toma esta posición como el punto inicial para las abscisas (así el tiempo es cero) en la figura 2.23b, se grafica la velocidad de cada pistón para dos revoluciones de la manivela (a fin de adaptar un ciclo completo de cuatro tiempos). El pistón 2 llega al PMS 90° después del pistón 1.

Así que se dice que el cilindro 2 se retrasa respecto del cilindro 1 por 90° . Por convención, *un evento con retraso se define como aquel que tiene un ángulo de fase negativo*, como se muestra por medio de la numeración en el sentido de las manecillas del reloj de los codos del cigüeñal. En la grafica de velocidad se muestra claramente que cada cilindro llega al PMS (velocidad cero) 90° después que el anterior. La velocidad negativa en las graficas de la figura 2.23b indican el movimiento del pistón a la izquierda (carrera descendente) en la figura 2.23a; la velocidad positiva indica movimiento a la derecha (carrera ascendente).

En la figura 2.23 se muestra la temporización de eventos dentro del ciclo, que es útil y necesaria en la definición del diseño del cigüeñal. Sin embargo, no se requiere dibujar las formas senoidales correctas de las graficas de velocidad para obtener la información necesaria. Todo lo que se necesita es una indicación esquemática de las posiciones relativas dentro del ciclo de los ascensos y descensos de los cilindros. Esta misma información la proporciona el diagrama de fase de manivela simplificado de la figura 2.24. Aquí los movimientos de los pistones están representados por bloques rectangulares con un bloque negativo usado en forma arbitraria para mostrar un pistón en carrera descendente y uno positivo para mostrar un pistón en carrera ascendente.

Es estrictamente esquemático. Los valores positivos y negativos de los bloques no implican más que lo establecido. El diagrama de fase de la manivela puede (y debe) trazarse para cualquier disposición propuesta de ángulo de fase del cigüeñal. Para trazarlo simplemente cambie cada bloque de cilindro a la derecha en su ángulo de fase con respecto al primer cilindro.

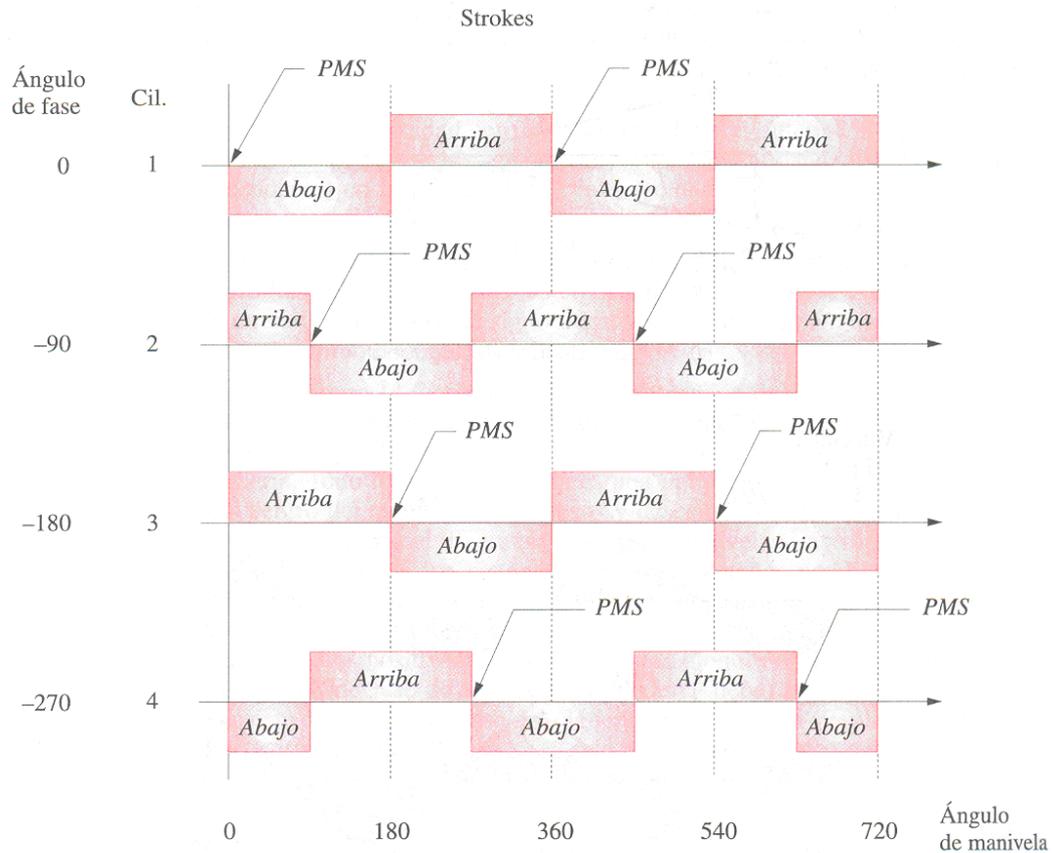


Figura 2.24

FUERZAS DE SACUDIMIENTO EN MOTORES CON CILINDROS EN LINEA

Se desea determinar todas las fuerzas de sacudimiento globales que resultan de la disposición del ángulo de fase del cigüeñal seleccionado. Cada uno de los cilindros contribuirá en forma individual a la fuerza total de sacudimiento. Se pueden sobreponer sus efectos tomando en cuenta sus cambios de fase. La ecuación 2.14e define la fuerza de sacudimiento para un cilindro cuyo cigüeñal rota con ω constante. Para $\alpha = 0$

$$F_s \cong \left[m_A r \omega^2 \cos \omega t + m_B r \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{i} + \left[m_A r \omega^2 \sin \omega t \right] \hat{j} \quad 2.33a$$

Esta expresión es para una manivela desequilibrada. En los motores multicilíndricos cada codo del cigüeñal en el cigüeñal es un contrapeso que sirve por lo menos para eliminar los efectos de las fuerzas de sacudimiento de la masa combinada m_A de la biela y manivela que se suponen concentradas en el muñón del cigüeñal. A veces los codos del cigüeñal en un motor multicilíndrico también están sobreequilibrados, aunque con una menor extensión que para el motor de un solo cilindro. La necesidad del sobreequilibrio es menor si los ángulos de fase del cigüeñal se disponen para cancelar los efectos de las masas recíprocas en los pasadores del pistón. Esto es posible, excepto en algunos motores en línea de dos cilindros y de cuatro tiempos.

Si se proporciona una masa equilibrada con un producto mr igual a m_{ARA} para cada codo del cigüeñal como se muestra en la figura 2.19, los términos en la ecuación 2.33a que incluyen m_A se eliminarán, reduciéndola a:

$$F_s \cong m_B r \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \hat{i} \quad 2.33b$$

Recuerde que estas son expresiones aproximadas que excluyen todas las armónicas superiores a la segunda. Se supondrá que todos los cilindros en el motor son de igual desplazamiento y que todos los pistones y todas las bielas son intercambiables. Esto es deseable para un equilibrio dinámico y para costos más bajos de producción.

Si el ángulo de manivela ωt representa la posición instantánea del codo del cigüeñal de referencia para el cilindro 1, las posiciones correspondientes de las otras manivelas se definen por sus ángulos de fase como se muestra en la figura 2.23. La fuerza total de sacudimiento para un motor en línea multicilíndrico es entonces:

$$F_s \cong m_B r \omega^2 \sum_{i=1}^n \left[\cos(\omega t - \phi_i) + \frac{r}{l} \cos 2(\omega t - \phi_i) \right] \hat{i} \quad 2.33c$$

Donde n = número de cilindros y $\phi_i=0$. Se sustituye la identidad:

$$\cos(a - b) = \cos a \cos b + \sin a \sin b$$

Y factorizando:

$$F_s \cong m_B r \omega^2 \left[\cos \omega t \sum_{i=1}^n \cos \phi_i + \sin \omega t \sum_{i=1}^n \sin \phi_i + \frac{r}{l} \left(\cos 2\omega t \sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i + \sin 2\omega t \sum_{i=1}^n \sin 2\phi_i \right) \right] \hat{i} \quad 2.33d$$

El valor ideal para la fuerzas de sacudimiento es cero. Esta expresión solo es cero para todos los valores de ωt si:

$$\sum_{i=1}^n \cos \phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \sin \phi_i = 0 \quad 2.34a$$

$$\sum_{i=1}^n \cos 2\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \sin 2\phi_i = 0 \quad 2.34b$$

Por consiguiente, hay algunas combinaciones de ángulos de fase ϕ_i que provocaran la cancelación de la fuerza de sacudimiento hasta la segunda armonía. Si se desea cancelar las armónicas superiores, se puede remplazar esos términos armónicos truncados de la representación de la serie de Fourier y se encontrara que la cuarta y sexta armónica se cancelaran si:

$$\sum_{i=1}^n \cos 4\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \sin 4\phi_i = 0 \quad 2.34c$$

$$\sum_{i=1}^n \cos 6\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \sin 6\phi_i = 0 \quad 2.34d$$

Las ecuaciones 2.34 predicen convenientemente el comportamiento de las fuerzas de sacudimiento para cualquier diseño propuesto de motor en línea. Observe que **las sumatorias del seno y del coseno de cualquier múltiplo de los ángulos de fase deben ser cero para que la armónica de la fuerza de sacudimiento sea cero.**

El calculo para el ejemplo de un motor de cuatro cilindros con ángulos de fase $\phi_1=0^\circ$, $\phi_2=90^\circ$, $\phi_3=180^\circ$, $\phi_4=270^\circ$ en la tabla 14-1 muestra que las fuerzas de sacudimiento son cero para la primera, segunda y sexta armónica, y diferente de cero para la cuarta. Por lo tanto, esta elección con base en el sentido común ha resultado ser buena en cuanto a las fuerzas de sacudimiento se refiere. Los coeficientes de los términos de la cuarta y sexta armónicas son muy pequeños, así que cualquiera de sus contribuciones si hay alguna, es despreciable. La componente primaria es la de mayor importancia, debido a su magnitud potencial.

TABLA 14-1 Estado de equilibrio de fuerza de un motor de cuatro cilindros en línea con cigüeñal de 0°, 90°, 180°, 270°

Fuerzas primarias:	$\sum_{i=1}^n \text{sen } \phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos } \phi_i = 0$
Fuerzas secundarias:	$\sum_{i=1}^n \text{sen } 2\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos } 2\phi_i = 0$
Fuerzas de cuarta armónica:	$\sum_{i=1}^n \text{sen } 4\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos } 4\phi_i = 0$
Fuerza de sexta armónica:	$\sum_{i=1}^n \text{sen } 6\phi_i = 0$	$\sum_{i=1}^n \text{cos } 6\phi_i = 0$

El termino secundario (segunda armónica) es menos critico que el primero cuando se multiplica por r/l , el cual generalmente es menor que 1/3. Una armónica secundaria desequilibrada de la fuerza de sacudimiento es indeseable pero puede presentarse, especialmente si el motor es de carrera pequeña (menor que ½ litro por cilindro).

PAR DE TORSION DE INERCIA EN MOTORES CON CILINDROS EN LINEA

El par de torsión de inercia para motores de un solo cilindro se definió anteriormente. Ahora el punto es reducir este par de torsión de inercia, preferiblemente a cero, porque se suma al par de torsión del gas para formar el par de torsión total. El par de torsión de inercia no agrega nada a la red del par de torsión impulsor cuyo valor promedio es siempre cero, pero crea grandes oscilaciones en el par de torsión total que lo aleja de su uniformidad. Las oscilaciones del par de torsión de inercia se encubren hasta cierto punto con la adición de un volante adecuado al sistema, o bien, su efecto externo se cancela con la elección de ángulo de fase apropiados. Sin embargo, las oscilaciones del par de torsión, incluso si están ocultos para el observador, o hacen que la suma sea cero, están presentan en el cigüeñal y pueden ocasionar una fractura por fatiga torsional si esta parte no se diseña apropiadamente. La aproximación de la ecuación del par de torsión de inercia de un cilindro para tres armónicas es:

$$T_{i2l} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \text{Sen} \omega t - \text{Sen} 2\omega t - \frac{3r}{2l} \text{Sen} 3\omega t \right) \hat{k} \quad 2.35a$$

Al sumar para todos los cilindros e incluir sus ángulos de fase:

$$T_{i2l} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \sum_{i=1}^n \left[\frac{r}{2l} \text{Sen}(\omega t - \phi_i) - \text{Sen} 2(\omega t - \phi_i) - \frac{3r}{2l} \text{Sen} 3(\omega t - \phi_i) \right] \hat{k} \quad 2.35b$$

Sustituyendo la identidad:

$$\text{Sen}(a - b) = \text{Sen } a \text{ Cos } b - \text{Cos } a \text{ Sen } b$$

Y factorizando:

$$T_{i2l} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left[\begin{array}{l} \frac{r}{2l} \left(\text{Sen} \omega t \sum_{i=1}^n \text{Cos} \phi_i - \text{Cos} \omega t \sum_{i=1}^n \text{Sen} \phi_i \right) \\ - \left(\text{Sen} 2\omega t \sum_{i=1}^n \text{Cos} 2\phi_i - \text{Cos} 2\omega t \sum_{i=1}^n \text{Sen} 2\phi_i \right) \\ - \frac{3r}{2l} \left(\text{Sen} 3\omega t \sum_{i=1}^n \text{Cos} 3\phi_i - \text{Cos} 3\omega t \sum_{i=1}^n \text{Sen} 3\phi_i \right) \end{array} \right] \hat{k} \quad 2.35c$$

Este sólo puede ser cero para todos los valores de ωt si:

$$\sum_{i=1}^n \text{Sen} \phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \text{Cos} \phi_i = 0 \quad 2.36a$$

$$\sum_{i=1}^n \text{Sen} 2\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \text{Cos} 2\phi_i = 0 \quad 2.36b$$

$$\sum_{i=1}^n \text{Sen} 3\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n \text{Cos} 3\phi_i = 0 \quad 2.36c$$

Las ecuaciones 2.36 predicen en forma adecuada el comportamiento del par de torsión de inercia para cualquier motor con cilindros en línea propuesto. El calculo para el ejemplo de un motor de cuatro cilindros con ángulos de fase de $\Phi_1=0^\circ$, $\Phi_2=90^\circ$, $\Phi_3=180^\circ$, $\Phi_4=270^\circ$ muestra que las componentes del par de torsión de inercia son iguales a cero la primera, segunda y tercera armónicas.

MOMENTO DE SACUDIMIENTO EN MOTORES CON CILINDROS EN LINEA

Se considera que el motor de un solo cilindro es un dispositivo en un solo plano, o en dos dimensiones, por lo tanto, se podría equilibrar estáticamente. El motor multicilíndrico esta en tres dimensiones. Sus múltiples cilindros se distribuyen a lo largo del eje del cigüeñal. Aunque es posible cancelar las fuerzas de sacudimiento, ahí aun se puede desequilibrar por momentos en el plano del bloque del motor. Es necesario aplicar criterios para el equilibrio dinámico. En la figura 2.25 se muestra el esquema de un motor en línea de cuatro cilindros con ángulos de fase de la manivela de $\Phi_1=0^\circ$, $\Phi_2=90^\circ$, $\Phi_3=180^\circ$, $\Phi_4=270^\circ$.

El espacio entre los cilindros es normalmente uniforme. Se puede sumar los momentos en el plano de los cilindros respecto de algún punto conveniente tal como el extremo del cigüeñal.

$$\sum M_L = \sum_{i=1}^n z_i F_{s_i} \hat{j} \quad 2.37a$$

Donde F_{s_i} es la fuerza de sacudimiento y z_i es el brazo de momento del *i*ésimo cilindro. Sustituyendo F_{s_i} en la ecuación 2.33d:

$$\sum M_L \cong m_B r \omega^2 \left[\begin{array}{l} \cos \omega t \sum_{i=1}^n z_i \cos \phi_i + \text{Sen} \omega t \sum_{i=1}^n z_i \text{Sen} \phi_i \\ + \frac{r}{l} \left(\cos 2\omega t \sum_{i=1}^n z_i \cos 2\phi_i + \text{Sen} 2\omega t \sum_{i=1}^n z_i \text{Sen} 2\phi_i \right) \end{array} \right] \hat{j} \quad 2.37b$$

Esta expresión sólo es cero para todos los valores de ωt si:

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos \phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \text{Sen} \phi_i = 0 \quad 2.38a$$

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos 2\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \text{Sen} 2\phi_i = 0 \quad 2.38b$$

Esto garantizara que no es presenten momentos de sacudimiento hasta la segunda armónica. Se puede extender a armónicas superiores como se hizo para la fuerza de sacudimiento.

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos 4\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \text{Sen} 4\phi_i = 0 \quad 2.38c$$

$$\sum_{i=1}^n z_i \cos 6\phi_i = 0 \quad \sum_{i=1}^n z_i \text{Sen} 6\phi_i = 0 \quad 2.38d$$

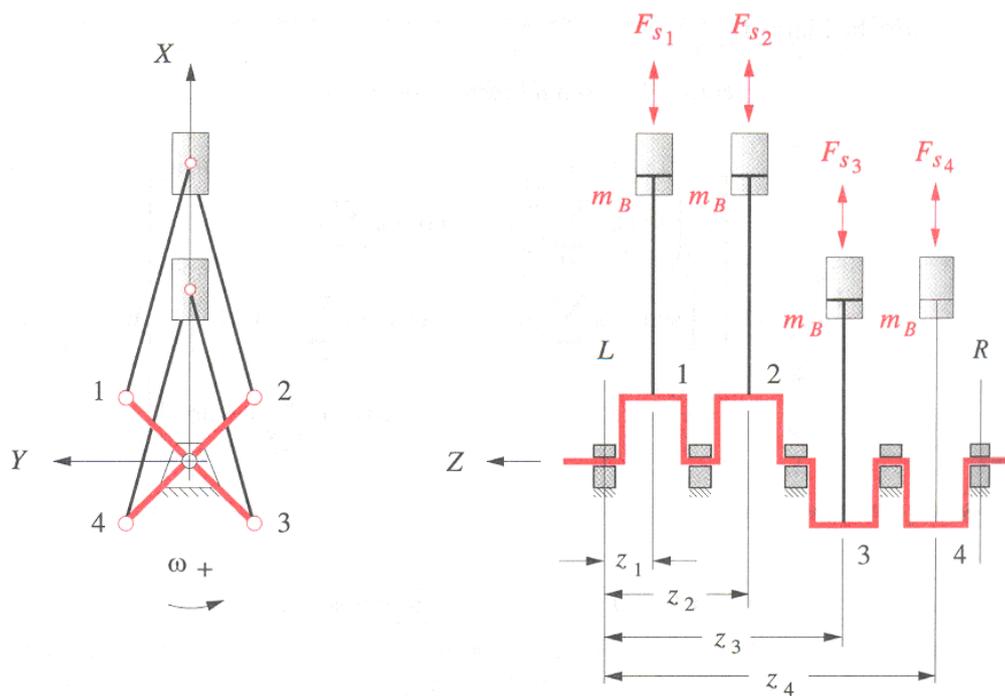


Figura 2.25

Observe que las sumatorias del seno y del coseno para cualquier múltiplo de los ángulos de fase deben ser cero, de modo que la armónica en el momento de sacudimiento sea cero. El calculo para el ejemplo de un motor de cuatro cilindros con ángulos de fase de $\Phi_1=0^\circ$, $\Phi_2=90^\circ$, $\Phi_3=180^\circ$, $\Phi_4=270^\circ$, suponiendo un espaciamento entre los cilindros de una unidad de longitud ($z_1=1$), en la tabla 14-2, se muestra que los momentos de sacudimiento son distintas de cero para cualquiera de estas armónicas. Por lo tanto, la elección de los ángulos de fase es buena para las fuerzas de sacudimiento y momentos de torsión, pero falla en la prueba para momentos de sacudimiento iguales a cero. Los coeficientes de los términos de la cuarta y sexta armónicas en las ecuaciones de momento son muy pequeños, así que pueden despreciarse.

El termino secundario (segunda armónica) es menos critico que el primario, pues se multiplica por r/l que es generalmente menor que $1/3$. Una armónica secundaria desequilibrada del momento de sacudimiento es indeseable, pero puede ser tolerada, especialmente si el motor es de carrera pequeña (menos de $\frac{1}{2}$ litro por cilindro). Debido a su magnitud, la componente primaria es la de mayor importancia. Si se desea usar esta configuración del cigüeñal, se necesita aplicar una técnica que equilibre el motor. No es deseable un gran momento de sacudimiento ya que ocasionara un **cabeceo** en el motor hacia adelante y hacia atrás, debido a que el momento oscila de positivo a negativo en el plano de los cilindros.

*No confunda este momento de sacudimiento con el par de torsión de sacudimiento que hace **rotar** el motor hacia delante y hacia atrás con respecto al eje del cigüeñal.*

ENCENDIDO UNIFORME

Las fuerzas de inercia, los pares de torsión y los momentos son solo un conjunto de los criterios que deben tomarse en cuenta en el diseño de motores multicilíndricos. La fuerza y el par de torsión del gas se consideran de la misma importancia. En general, es deseable crear un patrón de encendido para los cilindros que están uniformes especialmente espaciados en el tiempo. Si el encendido de los cilindros ocurre en forma desigual habrá vibraciones inaceptables. Lo que se quiere es la uniformidad de los pulsos de potencia. Los pulsos de potencia dependen de los ciclos de carrera. Si el motor es de dos tiempos habrá un pulso de potencia por revolución en cada uno de sus n cilindros. El desfase óptimo entre los codos del cigüeñal de los cilindros para pulsos de potencia regularmente espaciados será entonces:

$$\Delta\phi_{dos\ tiempos} = \frac{360^\circ}{n} \quad 2.39a$$

Para un motor de cuatro tiempos habrá un pulso de potencia en cada cilindro cada dos revoluciones. El desfase óptimo de los codos del cigüeñal para pulsos de potencia uniformemente espaciados será:

$$\Delta\phi_{cuatro\ tiempos} = \frac{720^\circ}{n} \quad 2.39b$$

Comparando las ecuaciones 2.39a y 2.39b con la ecuación 2.32 que define el desfase óptimo para la cancelación de la fuerza de inercia. Un motor de dos tiempos puede tener encendido uniforme y equilibrio inercial, pero en un motor de cuatro tiempos hay un conflicto entre estos dos criterios. Así que será necesario algunas transacciones de diseño para obtener la mejor disposición entre estos factores en el caso de un motor de cuatro tiempos.

Motores con un ciclo de dos tiempos. Para determinar el patrón de encendido del diseño de un motor se debe regresar al diagrama de fase de la manivela. En la figura 2.26 se reproduce la figura 2.24 y se le agrega nueva información.

Se muestra que los pulsos de potencia para un **motor de cuatro cilindros con ciclo de dos tiempos**, con configuración de ángulo de fase de la manivela $\Phi_i=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$. Observe que cada bloque negativo del cilindro en la figura 2.26 está corrido hacia la derecha en su ángulo de fase con respecto al cilindro de referencia 1.

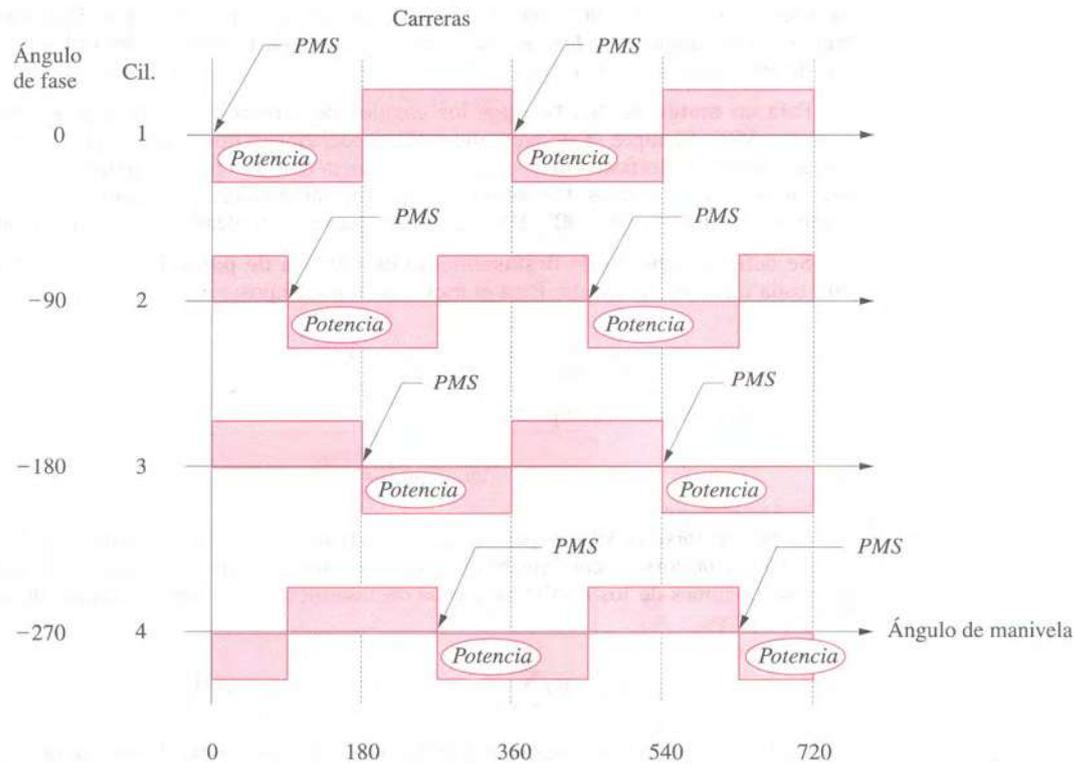


Figura 2.26

En esta representación esquemática solo los bloques negativos en el diagrama están disponibles para pulsos de potencia, ya que representan la carrera descendente del pistón. Por convención el primer cilindro se enciende primero, así que su bloque negativo en 0° se llama **Potencia**. Los otros cilindros pueden encender en cualquier orden, pero sus pulsos de potencia se deben espaciar lo más uniformemente posible en el intervalo.

Los ángulos de fase de la manivela ordenan los espaciamientos de los pulsos de potencia. Existe más de un orden de encendido que dará un encendido uniforme, especialmente con un número grande de cilindros. En este sencillo ejemplo el orden de encendido 1, 2, 3, 4 funcionara bien, ya que se establece proporcionando pulsos sucesivos de potencia cada 90° a través del intervalo. Los **ángulos de carrera de potencia** ψ_i son los ángulos en el ciclo en que los cilindros se encienden. Son definidos por los ángulos de fase del cigüeñal y la elección del orden de encendido en combinación; en este ejemplo los ángulos son $\psi_i = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ y 270° . En general, ψ_i no es igual a Φ_i . Su correspondencia con los ángulos de fase en este ejemplo resulta de la elección del orden consecutivo de encendido 1, 2, 3, 4.

Para un **motor de dos tiempos** los ángulos de carrera de potencia ψ_i deben estar *entre* 0 y 360° . Siempre se deseara que estén espaciados uniformemente en ese intervalo con un ángulo de desfase de potencia definido por la ecuación 2.39c.

Para este motor de dos tiempos de cuatro cilindros, los ángulos ideales de carrera de potencia deben ser cuando $\psi_i=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$, los que se han alcanzado en este ejemplo:

Se define el **ángulo de desfasamiento de carrera de potencia** en forma diferente para cada ciclo de operación. Para el motor de dos tiempos:

$$\Delta\psi_{dos\text{ tiempos}} = \frac{360^\circ}{n} \quad 2.39c$$

Para el motor de cuatro tiempos:

$$\Delta\psi_{cuatro\text{ tiempos}} = \frac{360}{n} \quad 2.39d$$

El par de torsión del gas para un motor con un cilindro se definió en la ecuación 2.8b. El par de torsión combinado del gas para todos los cilindros debe ser la suma de las contribuciones de los n cilindros, cada desfasamiento mediante su ángulo de carrera de potencia ψ_i :

$$T_{g21} \cong F_g r \sum_{i=1}^n \left\{ \text{Sen}(\omega t - \psi_i) \left[1 + \frac{r}{l} \text{Cos}(\omega t - \psi_i) \right] \right\} \hat{k} \quad 2.40$$

La fuerza de inercia y el par de torsión de inercia son cero, lo que resulta ideal en los motores de dos tiempos.

Motor con ciclo de cuatro tiempos. En la figura 2.27 se muestra un diagrama de fase de manivela para *el mismo diseño de cigüeñal* que en la figura 2.26, solo que en este caso corresponde a un *motor con ciclo de cuatro tiempos*. Ahora solo hay una carrera de potencia cada 720° para cada cilindro. El segundo bloque negativo para cada cilindro se debe usar para cada carrera de admisión. De nuevo el cilindro 1 es el primero en encender. Se desea un patrón de pulsos de potencia uniformemente espaciadas entre los otros cilindros pero ahora no es posible con este cigüeñal. En todo caso el orden de encendido es 1, 3, 4, 2; ó 1, 2, 4, 3; ó 1, 4, 2, 3; se puede escoger cualquier otro, y habrá tantos espacios como superposiciones en los pulsos de potencia. Se ha elegido para este ejemplo el primer orden de encendido, 1, 3, 4, 2. Esto de cómo resultado que el conjunto de ángulos de carrera de potencia $\psi_i=0^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 450^\circ$. Estos **ángulos de carrera de potencia** definen los puntos en el **ciclo de 720°** donde se enciende cada cilindro. En consecuencia, para un motor de cuatro tiempos, los ángulos de carrera de potencia Ψ_i deben estar entre 0° y 720° .

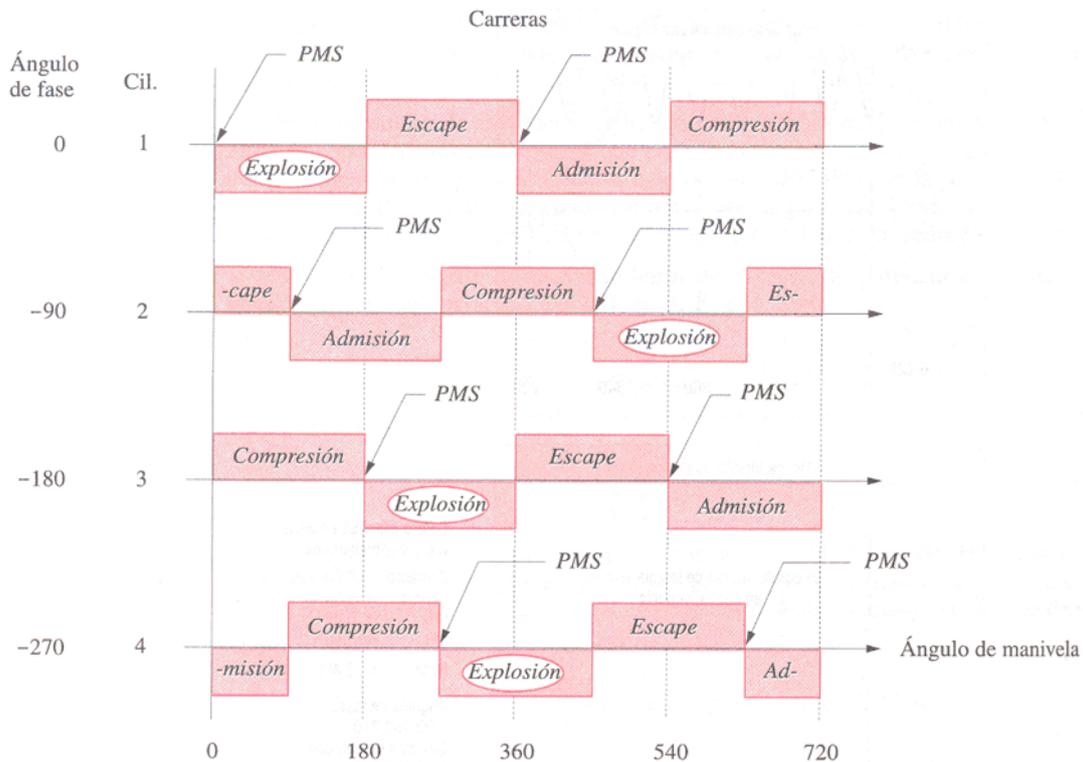


Figura 2.27

Es conveniente para cada intervalo un espaciado uniforme con un desfase definido por la ecuación 2.39d. Para nuestro motor de cuatro tiempos de cuatro cilindros los ángulos de carrera de potencia ideales serían $\psi_i=0^\circ, 180^\circ, 360^\circ, 540^\circ$. Claramente se ve que no se han logrado en este ejemplo.

Este par de torsión desigual del gas será percibido por el operario de cualquier vehículo con este motor cuyo funcionamiento es accidentado al correr y con vibración, especialmente en la velocidad de marcha. A velocidades más altas del motor, un volante tendería a encubrir este efecto, pero los volantes no son eficaces a velocidades bajas. Este hecho ocasiona que la mayoría de los diseñadores de motores favorezcan el encendido uniforme sobre la eliminación de efectos de inercia en su selección de ángulo de fase del cigüeñal. La fuerza de inercia, el par de torsión y el momento son funciones de la velocidad del motor al cuadrado. Pero conforme la velocidad del motor aumenta la magnitud de estos factores, la misma velocidad aumenta también la capacidad del volante para encubrir sus efectos. No tanto con las asperezas del par de torsión del gas sino debido a un encendido desigual. Esto es malo para todas las velocidades y el volante no lo encubriría a una baja velocidad.

Por lo tanto, se debe rechazar este diseño de cigüeñal para el motor de cuatro cilindros de cuatro tiempos. La ecuación 2.39b indica que se necesita un desfase del ángulo de fase $\Delta\Phi_i=180^\circ$ en

este cigüeñal para obtener un encendido uniforme. Se necesitaran cuatro codos de cigüeñal, y todos los ángulos de fase de la manivela deben ser menores a 360° . Por lo tanto, se debe repetir algún ángulo si se usa un desfaseamiento del ángulo de fase de 180° . Una posibilidad es $\Phi_i=0^\circ, 180^\circ, 0^\circ, 180^\circ$ para los cuatro codos del cigüeñal. El diagrama de fase de la manivela para este diseño se muestra en la figura 2.28. La carrera de potencia pueden estar ahora espaciadas uniformemente sobre 720° . Se ha elegido un orden de encendido de 1, 4, 3, 2 que proporciona la secuencia deseada de los ángulos de carrera de potencia $\psi_i = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ, 540^\circ$.

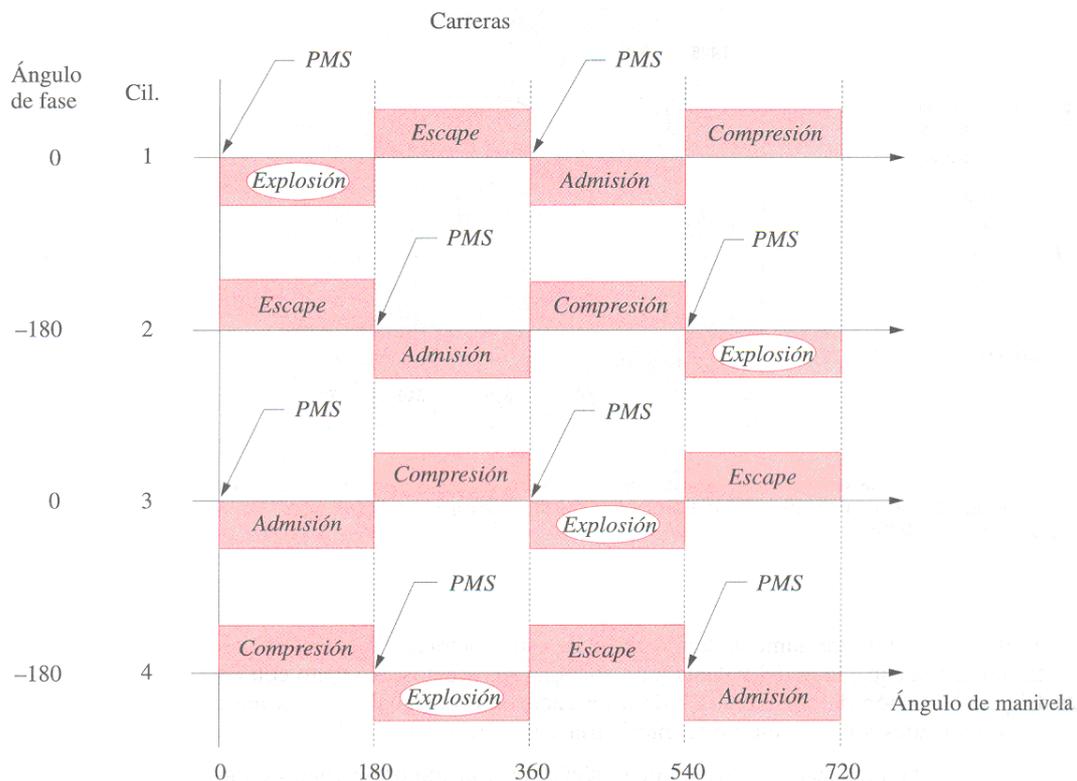


Figura 2.28

La condición del balance de inercia para este diseño se debe comprobar con las ecuaciones 2.34, 2.36, 2.38. Estas muestran que la fuerza de inercia primaria es cero, pero el momento primario, la fuerza secundaria, el momento de secundario y el par de torsión de inercia son todos distintos de cero como se muestra en la tabla 14.3. Por lo tanto, este diseño de encendido uniforme ha puesto en riesgo el buen estado de equilibrio de inercia del diseño anterior para lograr un encendido uniforme. Las variaciones del par de torsión pueden ser encubiertas por un volante. Las fuerzas y los momentos secundarios son relativamente pequeños en un motor pequeño y pueden ser tolerados. El momento primario difiere de cero es un problema que necesita manejar.

En la figura 2.29 se muestra que el momento de sacudimiento se debe a la acción de las fuerzas de inercia individuales de los cilindros que actúan en los brazos del momento con respecto de algún centro. Si se considera que el centro será el punto C en el centro del motor, debe ser visible para cualquier diseño de fuerzas equilibradas primarias del cigüeñal, el cual presenta simetría de espejo respecto a un plano transversal del punto C cuyos momentos primarios también estarían equilibrados en todos los espaciamientos de los cilindros uniformes y todas las fuerzas inerciales iguales. En la figura 2.29a (14.16a) se muestra que el cigüeñal a $0^\circ, 180^\circ, 0^\circ, 180^\circ$ no tiene simetría de espejo. El par $F_{s1}\Delta z$, de los cilindros 1, 2, tiene la misma magnitud y sentido que el par $F_{s3}\Delta z$ debido a los cilindros 3 y 4, así que se suman. En la figura 2.29b (14.16b) se muestra el cigüeñal a $0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$ que tienen *simetría de espejo*. El par $F_{s1}\Delta z$ debido a la pareja de cilindros 1, 2 tiene la misma magnitud pero sentido opuesto al del par $F_{s3}\Delta z$ de los cilindros 3, 4, así que se cancelan. Entonces se puede lograr un encendido y un momento primario equilibrado cambiando la secuencia de los ángulos de fase del codo del cigüeñal a $\Phi_i = 0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$, lo que corresponde a la *simetría de espejo*.

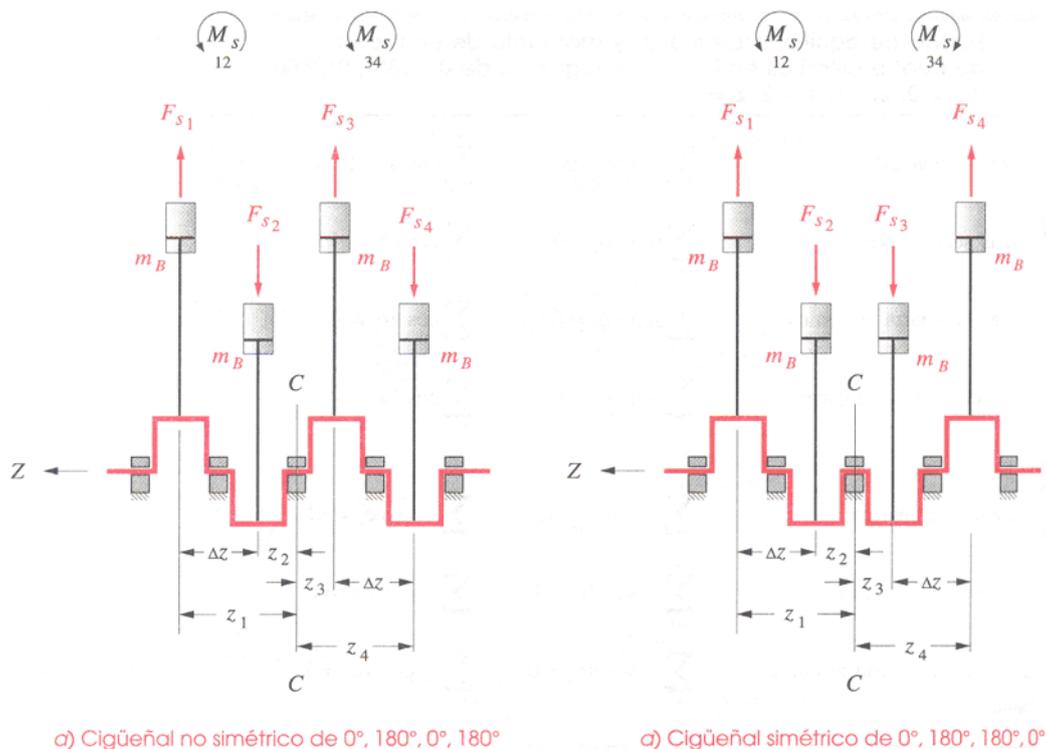


Figura 2.29

El diagrama de fase de la manivela para este diseño se muestra en la figura 2.30 (14.17). Las carreras de potencia pueden aún estar uniformemente espaciadas sobre 720° .

Se ha elegido un orden de encendido de 1, 3, 4, 2 que dará la misma secuencia de ángulos de carrera de potencia deseada, $\psi_i = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ, 540^\circ$. Las ecuaciones 2.34, 2.36 y 2.38 y la tabla 14.4 muestran que la fuerza inercial primaria y el momento primario son cero, pero la fuerza secundaria, el momento secundario y el par de torsión de inercia son aún distintos de cero.

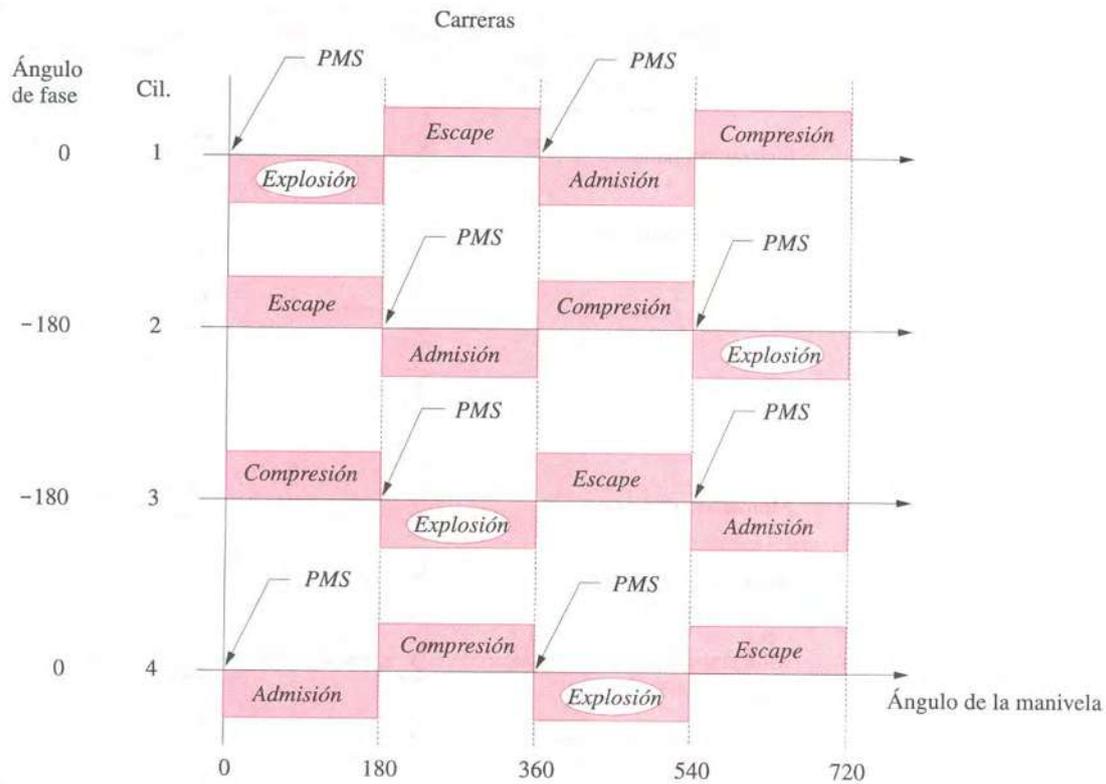


Figura 2.30

Este cigüeñal con $\Phi_i = 0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$ se considera el mejor diseño de la transacción y se utiliza universalmente en la producción de motores de cuatro cilindros en línea. En la figura 2.18 y 2.19 se observa tal diseño de un motor de cuatro cilindros. El equilibrio de inercia se sacrifica para ganar un encendido uniforme por las razones antes citadas.

CONFIGURACIONES DE MOTORES EN V

Los mismos principios de diseño que se aplican a los motores en línea se pueden aplicar a los motores en V y los de configuraciones opuestas. El encendido uniforme tiene prioridad sobre el equilibrio de inercia, y la simetría de espejo del cigüeñal equilibra los momentos primarios. En general, un motor en V tendrá un equilibrio de inercia semejante al de los motores en línea a partir de los cuales se construye. Un motor V-6 es esencialmente igual a dos motores de tres cilindros en línea, etc.

El mayor numero de cilindros permite espaciar mas pulsos de potencia por ciclo para u par de torsión del gas mas suave. La existencia de un **ángulo en V** entre los dos motores en línea introduce un corrimiento adicional de los eventos de inercia y de gas, análogo a los efectos del ángulo de fase pero independiente de ellos. Este ángulo en V es la elección del diseñador, pero hay buenas y malas elecciones. Los mismos criterios de encendido uniforme y de equilibrio de inercia se aplican a esta selección.

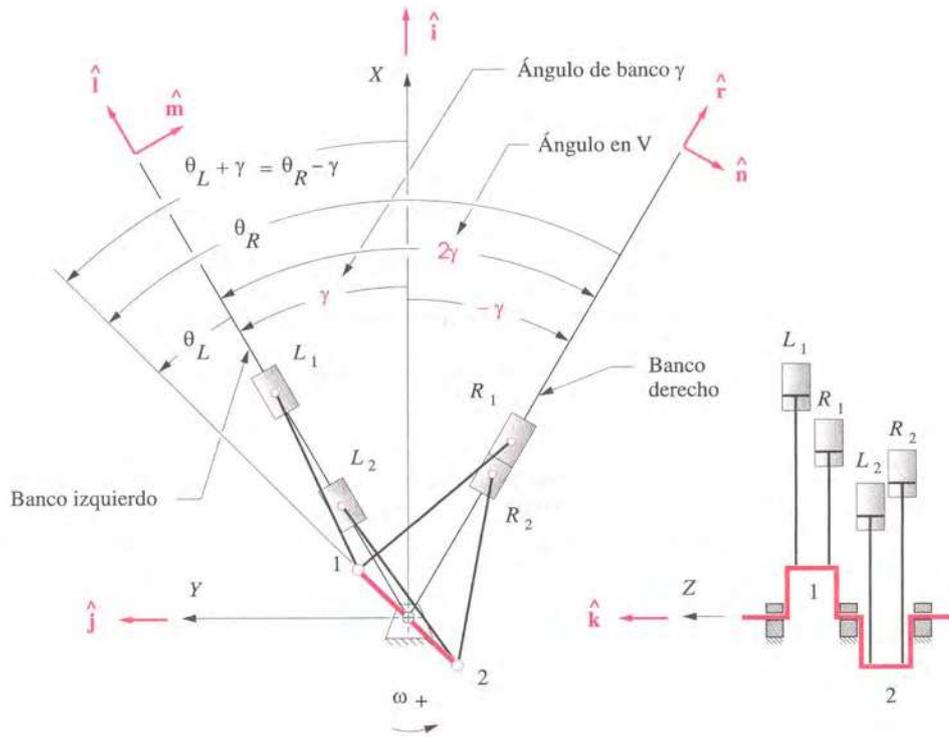


Figura 2.31

El **ángulo en V**, o sea, 2γ se define como se muestra en la figura 2.31. Cada banco esta corrido por su **ángulo de banco** γ con respecto al eje central X del motor. El cilindro 1 del banco derecho es el cilindro de referencia. Los sucesos en cada banco estarán ahora con corrimiento de fase en su ángulo de banco así como en sus ángulos de fase del cigüeñal. Estos dos corrimientos de fase se superpondrán. Al tomar cualquier cilindro en uno de los bancos como ejemplo, se tiene que su ángulo instantáneo de manivela se representa por:

$$\theta = (\omega t - \phi_i) \tag{2.41a}$$

Considere primero un motor en V de dos cilindros con un cilindro en cada banco y con ambos compartiendo un codo de cigüeñal común.

La fuerza de sacudimiento para un solo cilindro en la dirección del movimiento de un pistón u *circunflejo* con θ medido desde el eje del pistón es:

$$F_s \cong m_B r \omega^2 \left(\cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \hat{u} \quad 2.41b$$

La fuerza de sacudimiento total es la suma vectorial de las contribuciones de cada banco:

$$F_s = F_{s_I} + F_{s_D} \quad 2.41c$$

Ahora conviene referirse al ángulo de la manivela con respecto al eje central X . Las fuerzas de sacudimiento para los bancos de la derecha (D) y de la izquierda (I), en los planos de los bancos de cada cilindro respectivo se pueden expresar como:

$$\begin{aligned} F_{s_D} &\cong m_B r \omega^2 \left[\cos(\theta + \gamma) + \frac{r}{l} \cos 2(\theta + \gamma) \right] \hat{r} \\ F_{s_I} &\cong m_B r \omega^2 \left[\cos(\theta - \gamma) + \frac{r}{l} \cos 2(\theta - \gamma) \right] \hat{i} \end{aligned} \quad 2.41d$$

Observe que el ángulo del banco γ se suma o se resta del ángulo de la manivela para cada banco de cilindros respecto al eje central X . Las fuerzas aún están dirigidas a lo largo de los planos de los bancos de cilindros. Si las identidades se sustituyen:

$$\begin{aligned} \cos(\theta + \gamma) &= \cos\theta \cos\gamma - \text{Sen}\theta \text{Sen}\gamma \\ \cos(\theta - \gamma) &= \cos\theta \cos\gamma + \text{Sen}\theta \text{Sen}\gamma \end{aligned} \quad 2.41e$$

Se obtiene:

$$\begin{aligned} F_{s_R} &\cong m_B r \omega^2 \left[\cos\theta \cos\gamma - \text{Sen}\theta \text{Sen}\gamma + \frac{r}{l} (\cos 2\theta \cos 2\gamma - \text{Sen} 2\theta \text{Sen} 2\gamma) \right] \hat{r} \\ F_{s_L} &\cong m_B r \omega^2 \left[\cos\theta \cos\gamma + \text{Sen}\theta \text{Sen}\gamma + \frac{r}{l} (\cos 2\theta \cos 2\gamma + \text{Sen} 2\theta \text{Sen} 2\gamma) \right] \hat{i} \end{aligned} \quad 2.41f$$

Ahora se considera la posibilidad de cilindros múltiples, con corrimiento de fase dentro de cada banco, sustituyendo la ecuación 2.41a en lugar de θ y reemplazando las sumas de los términos de ángulos con productos de las identidades:

$$\begin{aligned} \cos(\omega t - \phi_i) &= (\cos \omega t \cos \phi_i + \sin \omega t \sin \phi_i) \\ \sin(\omega t - \phi_i) &= (\sin \omega t \cos \phi_i - \cos \omega t \sin \phi_i) \end{aligned} \quad 2.41g$$

Después de hacer muchas operaciones algebraicas, las expresiones para las contribuciones de los bancos derecho e izquierdo se reducen a; para el banco derecho:

$$F_{s_R} \cong m_B r \omega^2 \left[\begin{aligned} &(\cos \omega t \cos \gamma - \sin \omega t \sin \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \cos \phi_i \\ &+ (\cos \omega t \sin \gamma + \sin \omega t \cos \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \sin \phi_i \\ &+ \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \cos 2\gamma - \sin 2\omega t \sin 2\gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \cos 2\phi_i \\ &+ \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \sin 2\gamma + \sin 2\omega t \cos 2\gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \sin 2\phi_i \end{aligned} \right] \hat{i} \quad 2.41h$$

Y para el banco izquierdo:

$$F_{s_L} \cong m_B r \omega^2 \left[\begin{aligned} &(\cos \omega t \cos \gamma + \sin \omega t \sin \gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} \cos \phi_i \\ &- (\cos \omega t \sin \gamma - \sin \omega t \cos \gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} \sin \phi_i \\ &+ \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \cos 2\gamma + \sin 2\omega t \sin 2\gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} \cos 2\phi_i \\ &- \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \sin 2\gamma - \sin 2\omega t \cos 2\gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} \sin 2\phi_i \end{aligned} \right] \hat{i} \quad 2.41i$$

Las sumatorias en las ecuaciones 2.41h y 2.41i dan un conjunto de criterios suficientes para **fuerzas de sacudimiento cero** por medio de la segunda armónica de cada banco, similares a las de un motor en línea de la ecuación 2.34. Se pueden resolver las fuerzas de sacudimiento para cada banco en componentes a lo largo y normal al eje central X para los motores en V:

$$\begin{aligned} F_{s_x} &= (F_{s_I} + F_{s_D}) \cos \gamma \hat{i} \\ F_{s_y} &= (F_{s_I} + F_{s_D}) \sin \gamma \hat{j} \\ F_s &= F_{s_x} \hat{i} + F_{s_y} \hat{j} \end{aligned} \quad 2.41j$$

La ecuación 2.41j proporciona oportunidades adicionales para la cancelación de las fuerzas de sacudimiento mas allá de la opción de los ángulos de fase; por ejemplo, aun con valores distintos de cero para F_{SI} y F_{SD} , si γ es 90° , entonces la componente "x" de la fuerza de sacudimiento será cero. También, si $F_{SI} = F_{SD}$, entonces la componente "y" de las fuerzas de sacudimiento será cero para cualquier γ . Esta situación se obtiene para el caso de motores opuestos horizontales. Con algunos motores en V o motores opuestos es posible obtener la cancelación de las componentes de las fuerzas de sacudimiento aun cuando no todas las sumatorias en la ecuación 2.41 sean cero.

Las ecuaciones de los **momentos de sacudimiento** se forman fácilmente a partir de las ecuaciones de las fuerzas de sacudimiento al multiplicar cada termino en las sumatorias por el brazo de momento, tal y como se hizo en las ecuaciones 2.37. Los momentos en cada banco y sus vectores serán ortogonales con respecto al plano de su cilindro respectivo. Para el banco derecho se definió un vector unitario de momento **n** *circunflejo* perpendicular al **r** *circunflejo* del plano Z de la figura 2.31. Para el banco izquierdo se definió un vector unitario de momento **m** *circunflejo* perpendicular al **l** *circunflejo* del plano Z de la figura 2.31.

$$Ms_D \cong m_B r \omega^2 \begin{bmatrix} (\cos \omega t \cos \gamma - \text{Sen} \omega t \text{Sen} \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} z_i \cos \phi_i \\ + (\cos \omega t \text{Sen} \gamma + \text{Sen} \omega t \cos \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} z_i \text{Sen} \phi_i \\ + \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \cos 2\gamma - \text{Sen} 2\omega t \text{Sen} 2\gamma) \sum_{i=1}^{n/2} z_i \cos 2\phi_i \\ + \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \text{Sen} 2\gamma + \text{Sen} 2\omega t \cos 2\gamma) \sum_{i=1}^{n/2} z_i \text{Sen} 2\phi_i \end{bmatrix} \hat{n} \quad 2.42a$$

$$Ms_I \cong m_B r \omega^2 \begin{bmatrix} (\cos \omega t \cos \gamma + \text{Sen} \omega t \text{Sen} \gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} z_i \cos \phi_i \\ - (\cos \omega t \text{Sen} \gamma - \text{Sen} \omega t \cos \gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} z_i \text{Sen} \phi_i \\ + \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \cos 2\gamma + \text{Sen} 2\omega t \text{Sen} 2\gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} z_i \cos 2\phi_i \\ - \frac{r}{l} (\cos 2\omega t \text{Sen} 2\gamma - \text{Sen} 2\omega t \cos 2\gamma) \sum_{i=n/2+1}^{n/2} z_i \text{Sen} 2\phi_i \end{bmatrix} \hat{m} \quad 2.42b$$

Las sumatorias proporcionan un conjunto de criterios suficientes para **fuerzas de sacudimiento cero** por medio de la segunda armónica de cada banco, estas son similares a las encontradas para los motores en línea de la ecuación 2.38. Al resolver los momentos de sacudimiento para cada banco en componentes a lo largo y normal al eje central X de los motores en V se obtiene:

$$\begin{aligned} Ms_x &= (Ms_I - Ms_D) \text{ Sen}\gamma \\ Ms_y &= (-Ms_I - Ms_D) \text{ Cos}\gamma \\ Ms &= Ms_x \hat{i} + Ms_y \hat{j} \end{aligned} \quad 2.42c$$

La ecuación 2.42c permite cancelaciones de las componentes de los momentos de sacudimiento para algunas configuraciones en V y opuestas aun las sumatorias en la ecuación 2.42 no sean todas cero; por ejemplo, si γ es 90° , entonces la componente y del momento de sacudimiento es cero.

Los **pares de torsión** para los bancos izquierdos y derechos del motor en V son:

$$T_{i21D} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \begin{bmatrix} \frac{r}{2l} \left(\text{Sen}(\omega t + \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \text{Cos}\phi_i - \text{Cos}(\omega t + \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \text{Sen}\phi_i \right) \\ - \left(\text{Sen}2(\omega t + \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \text{Cos}2\phi_i - \text{Cos}2(\omega t + \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \text{Sen}2\phi_i \right) \\ - \frac{3r}{2l} \left(\text{Sen}3(\omega t + \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \text{Cos}3\phi_i - \text{Cos}3(\omega t + \gamma) \sum_{i=1}^{n/2} \text{Sen}3\phi_i \right) \end{bmatrix} \hat{k} \quad 2.43a$$

$$T_{i21I} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \begin{bmatrix} \frac{r}{2l} \left(\text{Sen}(\omega t - \gamma) \sum_{i=n/2+1}^n \text{Cos}\phi_i - \text{Cos}(\omega t - \gamma) \sum_{i=n/2+1}^n \text{Sen}\phi_i \right) \\ - \left(\text{Sen}2(\omega t - \gamma) \sum_{i=n/2+1}^n \text{Cos}2\phi_i - \text{Cos}2(\omega t - \gamma) \sum_{i=n/2+1}^n \text{Sen}2\phi_i \right) \\ - \frac{3r}{2l} \left(\text{Sen}3(\omega t - \gamma) \sum_{i=n/2+1}^n \text{Cos}3\phi_i - \text{Cos}3(\omega t - \gamma) \sum_{i=n/2+1}^n \text{Sen}3\phi_i \right) \end{bmatrix} \hat{k} \quad 2.43b$$

Al sumar las contribuciones de cada banco para el total. Para un **par de torsión de inercia cero** a través de la tercera armónica en los motores en V es suficiente (pero no necesario) que:

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^{n/2} \text{Sen} \phi_i = 0 & \quad \sum_{i=1}^{n/2} \text{Cos} \phi_i = 0 & \quad \sum_{i=n/2+1}^n \text{Sen} \phi_i = 0 & \quad \sum_{i=n/2+1}^n \text{Cos} \phi_i = 0 \\
 \sum_{i=1}^{n/2} \text{Sen} 2\phi_i = 0 & \quad \sum_{i=1}^{n/2} \text{Cos} 2\phi_i = 0 & \quad \sum_{i=n/2+1}^n \text{Sen} 2\phi_i = 0 & \quad \sum_{i=n/2+1}^n \text{Cos} 2\phi_i = 0 \\
 \sum_{i=1}^{n/2} \text{Sen} 3\phi_i = 0 & \quad \sum_{i=1}^{n/2} \text{Cos} 3\phi_i = 0 & \quad \sum_{i=n/2+1}^n \text{Sen} 3\phi_i = 0 & \quad \sum_{i=n/2+1}^n \text{Cos} 3\phi_i = 0
 \end{aligned} \tag{2.43c}$$

Observe que cuando se suman las ecuaciones 2.43a y b, combinaciones particulares de Φ_i y γ probablemente cancelen el par de torsión de inercia aun cuando algunos términos de la ecuación 2.43c sean distintos de cero.

El par de torsión del gas es:

$$T_{g21} \cong F_g r \sum_{i=1}^n \left(\text{Sen}[\omega t - (\psi_i + \gamma_k)] \left\{ 1 + \frac{r}{l} \text{Cos}[\omega t - (\psi_i + \gamma_k)] \right\} \right) \hat{k} \tag{2.44}$$

Donde el banco izquierdo tiene un *ángulo de banco*, " $\gamma_k = +\gamma$ " y el banco derecho un *ángulo de banco*, " $\gamma_k = -\gamma$ ".

Es posible diseñar un motor en V que tenga tantos codos de cigüeñal como cilindros, pero por diversas razones no siempre se hace. La principal ventaja de un motor en V sobre un motor en línea con el mismo número de cilindros es que tiene un tamaño mas compacto y una mayor rigidez. Puede tener casi la mitad de la longitud de un motor en línea (a expensas de un mayor anchura), lo que facilita que el cigüeñal este diseñado para acomodar do biela por codo de cigüeñal como se muestra en la figura 2.32. Los cilindros en bancos opuestos comparten un codo de cigüeñal. Un banco de cilindros se corre a lo largo del eje del cigüeñal en el espesor de una biela.

El bloque de cilindros más corto y mas ancho, y el cigüeñal más cortó dan mas rigidez tanto a la torsión como a la flexión que en el caso de un motor en línea como el mismo numero de cilindros. En la figura 2.33 se muestra simulaciones por computadora de diversos modos de flexión y un modo torsional de vibración para un cigüeñal de cuatro codos. Las deflexiones están muy exageradas. La necesaria forma retorcida del cigüeñal dificulta el control de estas flexiones por el diseño. Si es excesiva en magnitud podría ocasionar una fractura en la estructura.

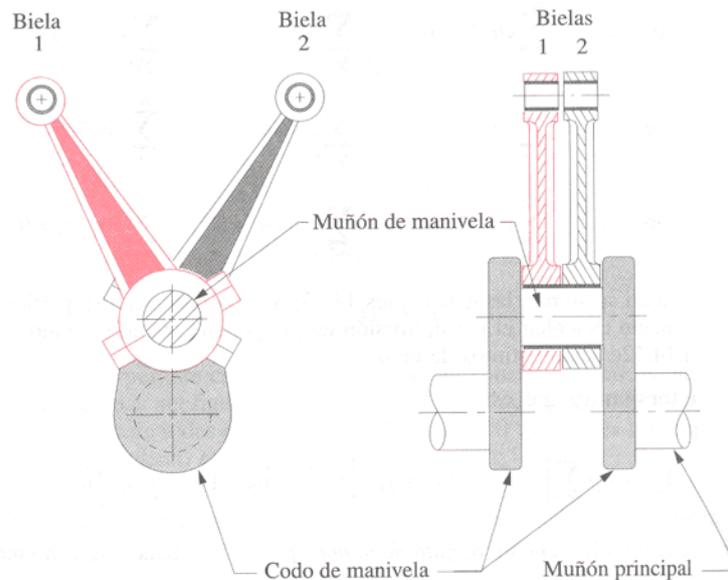


Figura 2.32

Para ejemplificar se diseñara el cigüeñal para un motor V-8 con ciclo de cuatro tiempos. Se pueden colocar dos motores de cuatro cilindros juntos en un cigüeñal a $\Phi_i = 0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$ y tener las mismas condiciones de equilibrio que en el motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros. Sin embargo, la motivación para escoger el cigüeñal para un motor de cuatro cilindros es la necesidad de espaciar los cuatro pulsos de potencias disponibles, uniformes en el ciclo. La ecuación 2.39b señala un desfase de 180° para este motor. Ahora se tiene ocho cilindros disponibles y la ecuación 2.39b define un desfase de 90° para un óptimo espaciado de los pulsos de potencia.

Esto significa que se puede usar el diseño del cigüeñal a $\Phi_i = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ para un motor de dos tiempos de cuatro cilindros como el que se muestra en la figura 2.26, y aprovechar su mejor condición de equilibrio de inercia así como lograr un encendido uniforme en un motor en V de ocho cilindros y de cuatro tiempos.

El cigüeñal de cuatro cilindros con $\Phi_i = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ tiene todos sus factores de inercia iguales a cero excepto para los momentos primario y secundario. Se ha aprendido que al disponer los codos del cigüeñal con simetría de espejo con respecto al plano medio se podrá equilibrar el momento primario. Algunos piensan que los esquemas revelaran que no es posible obtener esta simetría de espejo para cualquiera de los cuatro codos, con una delta del ángulo de fase de 90° . Sin embargo, el solo volver a acomodar el orden de los codos del cigüeñal de $\Phi_i = 0^\circ, 180^\circ, 0^\circ, 180^\circ$ a $\Phi_i = 0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$ tiene un efecto en los momentos de sacudimiento, el reordenamiento de este orden de codos del cigüeñal será lo mejor.

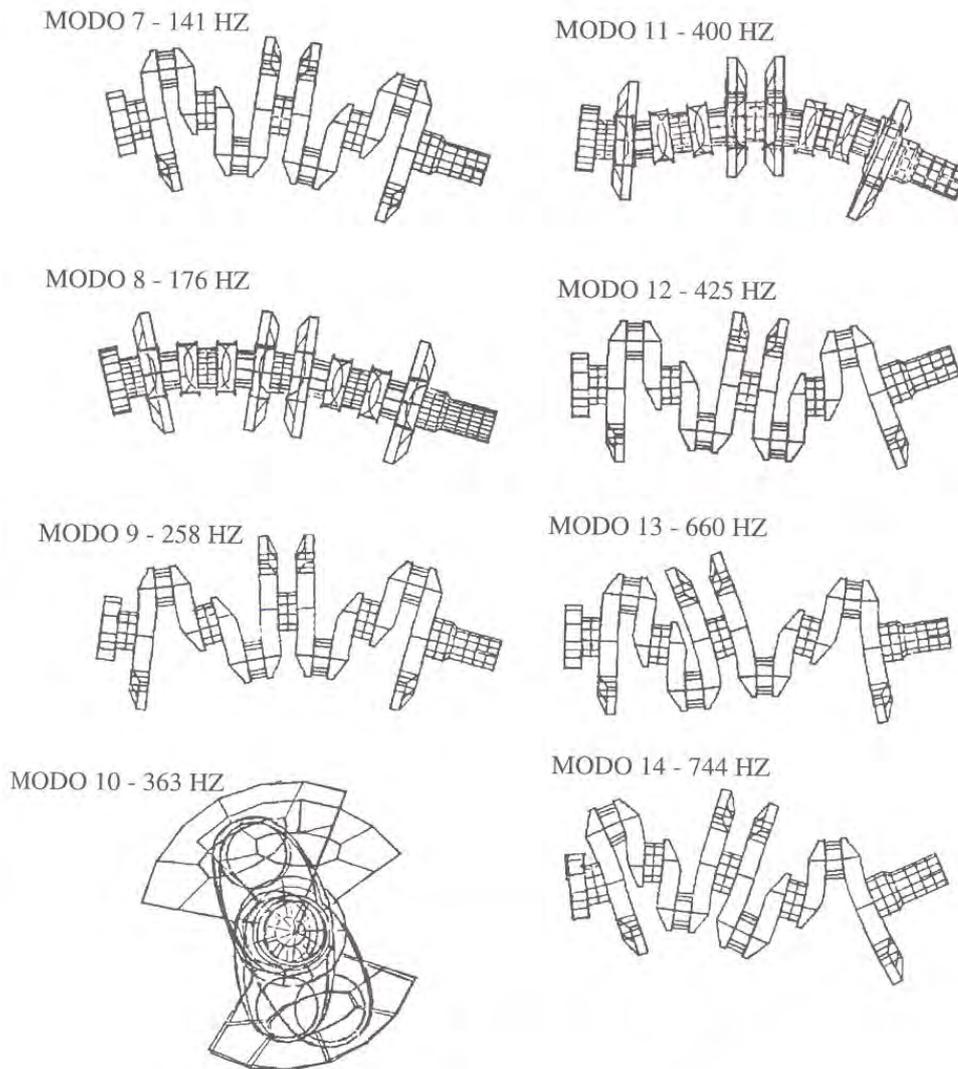


Figura 2.33

Un cigüeñal a $\Phi_i = 0^\circ, 90^\circ, 270^\circ, 180^\circ$ tiene todos los factores de inercia iguales a cero excepto el momento primario. El momento secundario no se presenta ahora. Esta es una ventaja que se debe aprovechar. Estos cigüeñales se usaran para los V-8 y después se tratara con el momento primario.

En la figura 2.34a se muestra el diagrama de fase de manivela para el banco derecho de un motor V-8 con un cigüeñal a $\Phi_i = 0^\circ, 90^\circ, 270^\circ, 180^\circ$. En la figura 2.34b se muestra el diagrama de fase de manivela para el segundo banco (izquierda) que es idéntico al banco derecho (como debe ser, ya que comparten los codos de cigüeñal), pero esta *corrído hacia la derecha en el ángulo V* , que se 2γ . Observe en la figura 2.31 que los dos pistones son impulsados por bielas en un codo común de cigüeñal con una ω positiva, y el pistón en el banco derecho alcanzara el PMS antes que el del banco izquierdo.

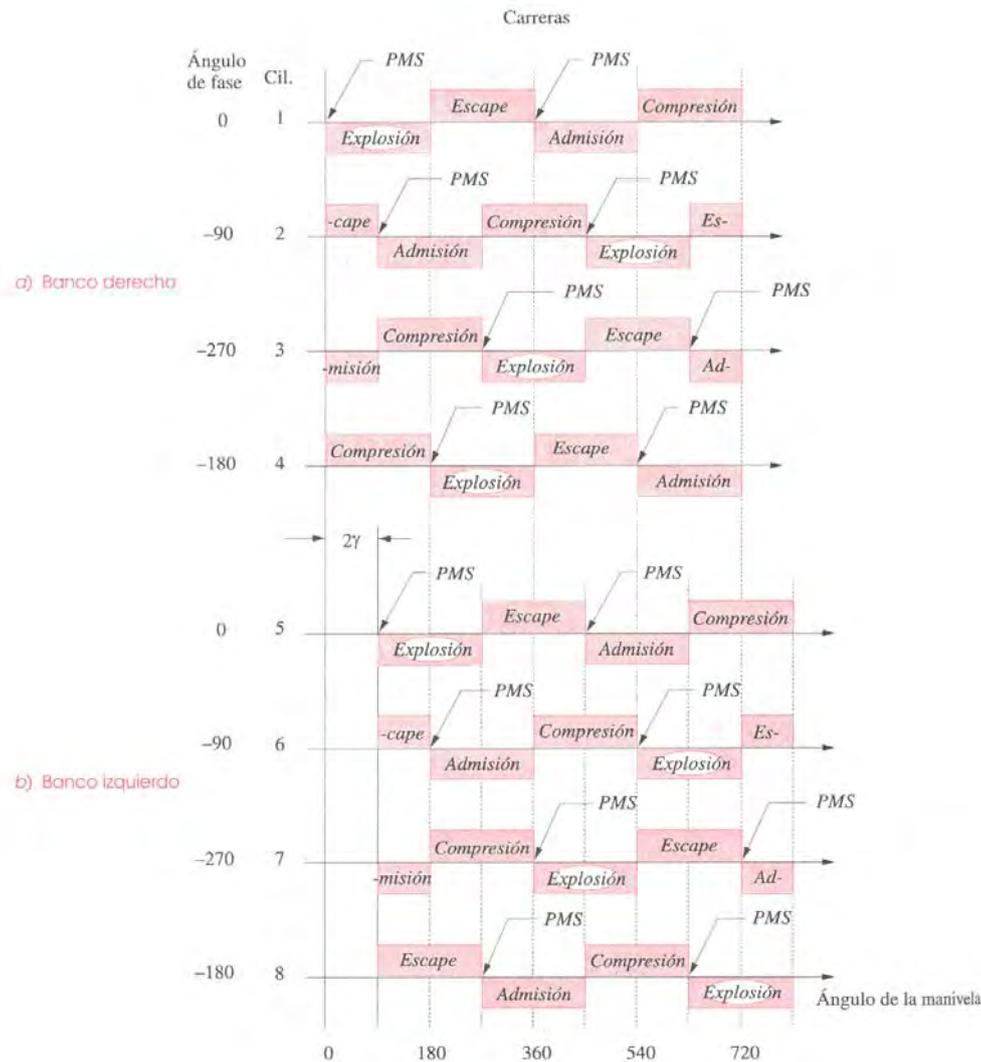


Figura 2.34

Así como se ha demostrado, los movimientos del pistón del banco izquierdo se retrasan con respecto a los del banco derecho. Los eventos de retraso ocurren después en tiempo, por lo tanto se debe correr el segundo banco (izquierda) hacia la derecha por el ángulo V en el diagrama de fase del cigüeñal.

Convendría correr tanto el segundo banco de cilindros que sus pulsos de potencia estén espaciados uniformemente entre los del primer banco. Con algo de reflexión (y con referencia a la ecuación 2.39b se advierte que, en este ejemplo, cada banco de cuatro cilindros tiene potencialmente $720^\circ/4 = 180^\circ$ entre los pulsos de potencia. Los codos de cigüeñal escogidos están espaciados por incrementos de 90° . Un ángulo de banco de 90° será el óptimo en este caso donde los ángulos de fase y los ángulos de banco se sumaran para crear un espacio efectivo de 180° .

Todo diseño de motor en V tendrá uno o más ángulos en V óptimos que darán un encendido aproximadamente uniforme con un conjunto particular de ángulos de fase de la manivela.

Con esta cantidad de cilindros son posibles varios órdenes de encendido. Los motores en V a menudo están dispuestos para encender sucesivamente cilindros en bancos opuestos para equilibrar el flujo de la mezcla demandado en el múltiple de admisión. Los cilindros son numerados desde el frente hacia atrás, primero baja el banco derecho y luego baja el banco izquierdo. El orden de encendido que se muestra en la figura 2.34b es 1, 5, 4, 3, 7, 2, 6, 8 y resulta en ángulos de carrera de potencia $\psi_i = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 360^\circ, 450^\circ, 540^\circ, 630^\circ$. Esto dará claramente un encendido uniforme con un pulso de potencia cada 90° .

CONFIGURACIONES DE MOTORES CON CILINDROS OPUESTOS

Un motor opuesto es esencialmente un motor en V con un ángulo V de 180° . La ventaja, en particular con un número pequeño de cilindros, ya sean dos o cuatro, es la relativamente posible buena condición de equilibrio. Un motor de cuatro tiempos con cilindros gemelos opuestos con manivela de $0^\circ, 180^\circ$ tiene equilibrio de la fuerza primaria mas encendido uniforme, aunque el momento primario y todas las armónicas superiores de fuerzas y el momento son distintos de cero. Un motor opuesto de cuatro cilindros de cuatro tiempos (cuatro planos) con cuatro codos de cigüeñal a $0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$, tiene equilibrio de la fuerza primaria pero debe encender sus cilindros en parejas, por lo tanto, su patrón de encendido se ve como un gemelo. Un motor de cuatro tiempos en el plano con dos codos de cigüeñal de $0^\circ, 180^\circ$ tendrá un encendido uniforme y las mismas condiciones de equilibrio que un motor de cuatro en línea con manivela de $0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$.

EQUILIBRIO DE MOTORES MULTICILINDRICOS

Con un número suficiente de cilindros (n), y una disposición apropiada, un motor puede estar inherentemente equilibrado. En un motor de dos tiempos con sus codos de cigüeñal dispuestos para un encendido uniforme, todas las armónicas de la fuerza de sacudimiento estarán equilibradas excepto aquellas cuyo número armónico sea un múltiplo de n . En un motor de cuatro tiempos con sus codos de cigüeñal dispuestos para un encendido uniforme, todas las armónicas de la fuerza de sacudimiento estarán equilibradas excepto aquellas cuyo número armónico sea un múltiplo de $n/2$.

Las componentes de los momentos de sacudimiento primarios estarán equilibradas si el cigüeñal tiene simetría de espejo con respecto al plano central transversal. Una configuración de motor de cuatro tiempos en línea requiere al menos seis cilindros para estar inherentemente equilibrada hasta la cuarta armónica. Se ha visto que un motor de cuatro cilindros en línea con cigüeñal de $0^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 0^\circ$ tiene fuerzas y momentos secundarios diferentes de cero así como un par de torsión de inercia diferente de cero. El motor de seis en línea con una manivela con simetría de espejo de $\Phi_i = 0^\circ, 240^\circ, 120^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 0^\circ$ tendrá fuerzas y momentos de sacudimiento hasta la cuarta armónica, aunque la tercera armónica del par de torsión de inercia seguirá presente.

Un motor de doce cilindros en V es entonces el motor en V más pequeño con un estado inherente de equilibrio casi perfecto, ya que equivale a dos motores en línea de seis cilindros en un cigüeñal común. Se ha visto que los motores en V tienen las características de equilibrio de los bancos en línea a partir de los cuales están construidos. Las ecuaciones 2.41 y 2.42 no introducen nuevos criterios de equilibrio en los motores en V de los ya definidos en las ecuaciones 2.34 y 2.36 para la fuerza de sacudimiento y equilibrio de momentos en un motor de cilindros en línea. El motor V-8 común, con ángulos de fase del cigüeñal de $\Phi_i = 0^\circ, 90^\circ, 270^\circ, 180^\circ$ tiene un momento primario desequilibrado al igual que el de cuatro cilindros en línea a partir del cual se construye.

Un motor V-6 con cigüeñal de $0^\circ, 240^\circ, 120^\circ$ tiene los momentos primarios y secundarios desequilibrados como el de 3-cilindros en línea a partir del cual esta constituido. Estos motores V-6 necesitan un ángulo V de 120° para su propio equilibrio. Para reducir el ancho del motor, los motores V-6 tienen a menudo un ángulo en V de 60° que dará un encendido uniforme con una manivela de 6 codos. Algunos usan ángulos en V de 90° para permitir su ensamblaje con las mismas herramientas que los de V-8 a 90° en la misma línea de producción, pero los V-6 a 90° tienen un funcionamiento muy áspero debido a su encendido no uniforme, a menos que el cigüeñal este rediseñado para correr (o desplazar) las dos bielas sobre cada pasador en 30° . Esto da como resultado un cigüeñal de 6 codos más complicado, el cual, sin embargo, tendrá un encendido uniforme, pero un motor dinámicamente desequilibrado.

Los pares de torsión de inercia desequilibrados se pueden regularizar con un volante, para el motor de un solo cilindro. Observe que aun cuando un motor tenga par de torsión de inercia cero posiblemente requerirá de un volante para suavizar sus variaciones en el par de torsión del gas.

La función del par de torsión total debe ser usada para determinar las variaciones de energía que se absorberá por el volante, ya que contiene tanto el par de torsión del gas como al par de torsión de inercia.

Las fuerzas y los momentos de sacudimiento desequilibrados pueden ser cancelados por medio de la suma de uno o más ejes rotatorios de equilibrio dentro del motor. Para cancelar las componentes primarias se requiere dos ejes equilibrados que giren a la velocidad de la manivela, uno de los cuales puede ser el propio cigüeñal. Para cancelar las componentes secundarias usualmente se requiere al menos de dos ejes equilibrados que giren a dos veces la velocidad de la manivela, impulsados por engranes o cadenas desde el cigüeñal. En la figura 2.35a se muestra un par de ejes de contrarrotación provistos con masas excéntricas a 180° fuera de fase. Como se muestra las fuerzas centrífugas desequilibradas a partir de masas iguales se sumaran para obtener la componente de la fuerza de sacudimiento en la dirección vertical, igual a dos veces la fuerza en desequilibrio de cada masa, mientras que sus componentes horizontales se cancelaran exactamente. Los pares de excéntricas contrarrotatorias se pueden disponer para proporcionar una fuerza armónicamente variable en un plano cualquiera. La frecuencia armónica será determinada por la velocidad de rotación de los ejes.

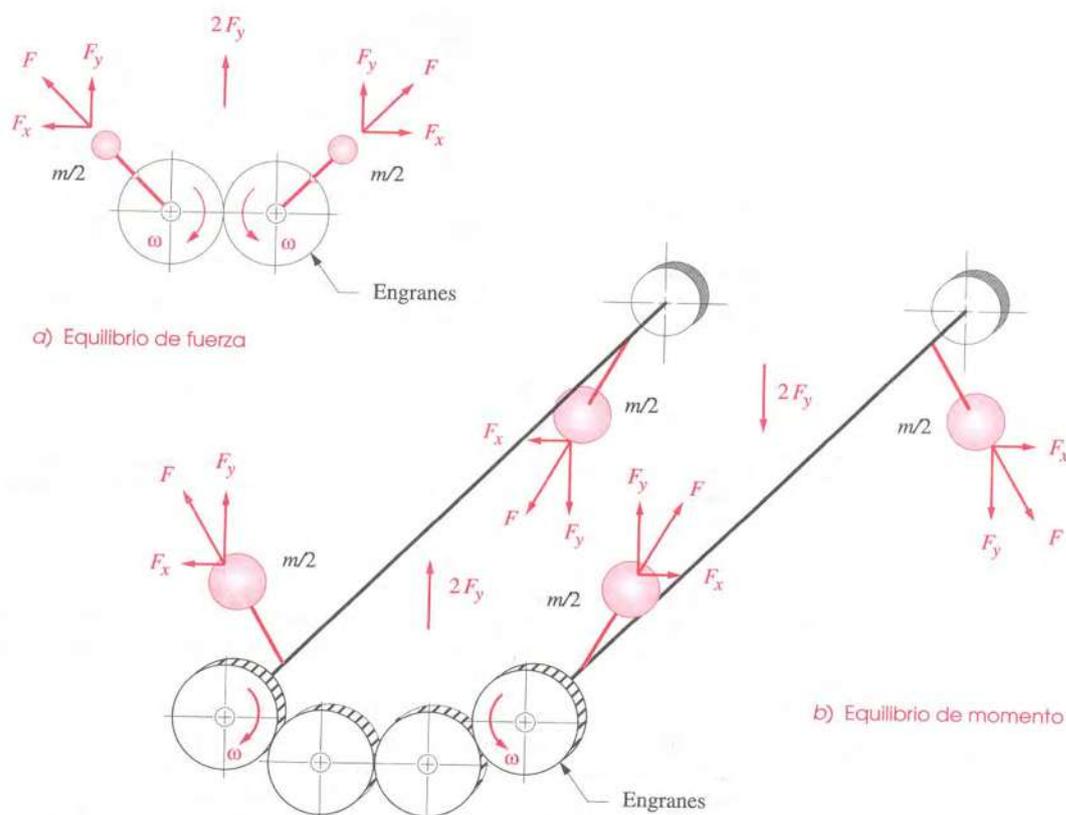


Figura 2.35

Si se disponen dos pares de excéntricas, con un par desplazado una cierta distancia de la otra a lo largo del eje, y también girado a un ángulo de 180° con respecto al eje de la primera, como se muestra en la figura 2.35b se obtendrá un par armónicamente variable en un plano. Habrá entonces cancelaciones de las fuerzas en una dirección y suma en una dirección ortogonal.

Así que para cancelar el momento de sacudimiento en cualquier plano se puede disponer un par de ejes, cada uno de los cuales contiene dos masas excéntricas desplazadas a lo largo de ellos, 180° fuera de fase, y engranar los ejes entre si para que giren en direcciones opuestas a un múltiplo de velocidad del cigüeñal. Para cancelar totalmente la fuerza de sacudimiento, solo es necesario proporcionar una suficiente masa desequilibrada adicional en uno de los pares de masas excéntricas para generar una fuerza de sacudimiento opuesta a la del motor, además de la necesaria para generar las fuerzas del par.

En un motor en línea las fuerzas y los momentos desequilibrantes están todos confinados al plano único de los cilindros, esto se debe a la reciprocidad de las masas que se supone están concentradas en el pasador del pistón. (Se supone que todos los codos del cigüeñal están en forma exacta equilibrados rotatoriamente para cancelar los efectos de las masas en el pasador de la manivela.) Sin embargo, en un motor en V, las fuerzas y los momentos de sacudimiento tienen componentes tanto en x como en y , como se muestra en las ecuaciones 2.41 y 2.42 y en la figura 2.31. Cada uno de los efectos en los bancos de pistones actúan en el plano de los bancos de cilindros, y el ángulo del banco γ se usa para descomponerlas en las componentes "x" y "y".

Las dos bielas comparten un codo de cigüeñal común a un ángulo de fase igual a cero para este motor en particular. La fuerza debido a cada pistón esta confinada al plano reciproco (banco) de cada pistón, pero el ángulo V entre los bancos de cilindros crea el patrón mostrado cuando las componentes primaria y secundaria de cada fuerza de pistón se suman en su propia relación de fase.

El motor V-8 a 90° , con un cigüeñal a 0° , 90° , 270° , 180° , que tiene solo un momento primario desequilibrado, presenta un caso especial. El ángulo de 90° entre los bancos da como resultado componentes horizontales y verticales iguales del momento de sacudimiento primario, lo cual reduce un par de magnitud constante que gira alrededor del eje de manivela a la velocidad del cigüeñal, que corresponde a la vista desde el extremo del eje del cigüeñal.

Con este motor V-8, el momento primario se puede equilibrar por la adición de dos contrapesos excéntricos, de tamaño y orientación adecuados, únicamente el cigüeñal. No se necesita un segundo eje independiente de equilibrio para el motor V-8 con este cigüeñal. Los contrapesos a 180° fuera de fase normalmente están colocados cerca de los extremos del cigüeñal para obtener el mayor brazo de momento posible y reducir así su tamaño.

La fuerza de sacudimiento de un motor en V gemelo a 90° que se ilustra tiene una componente primaria giratoria de magnitud constante que también puede ser cancelada con contrapesos solo en el cigüeñal. Sin embargo, su segunda armónica esta en un plano YZ. Para cancelar se requerirá de un par de ejes equilibrados con una velocidad doble como se muestra en la figura 2.35a.

El motor V-6 a 60° con un cigüeñal a 0° , 240° , 120° , 60° , 300° , 180° tiene momentos primarios y secundarios desequilibrados, cada uno con un vector de torsión de magnitud constante. La componente primaria puede ser completamente equilibrada sumando contrapesos al cigüeñal como en el motor V-8 a 90° . Algunos fabricantes también agregan un solo eje equilibrado en el valle de los V-6, impulsados por engranajes a una doble velocidad del cigüeñal para cancelar la magnitud constante de la segunda armónica del momento de sacudimiento. Esta combinación da como resultado una cancelación completa del momento de sacudimiento en este motor.

El calculo de la magnitud y la localización de las masas excéntricas equilibradas necesarias para cancelar cualquier fuerza o momento de sacudimiento es un ejercicio sencillo de **equilibrio estático** (para fuerzas) y de **equilibrio dinámico en dos planos** (para momentos). Las fuerzas y momentos desequilibrados para una configuración de motor en particular son calculados a partir de las ecuaciones apropiadas. A lo largo de la longitud de equilibrio ejes/cigüeñal que se esta diseñando se deben seleccionar dos planos de corrección.

BALANCE SECUNDARIO EN UN MOTOR DE CUATRO CILINDROS EN LINEA

El motor de cuatro cilindros en línea con un cigüeñal de 0° , 180° , 180° , 0° es uno de los motores mas extensamente usados en la industria automotriz. Como se describe en la sección previa, este motor experimenta desequilibrio de las fuerzas secundarias, momentos y pares de torsión. Si el desplazamiento del motor es menor que casi 2.0 litros, entonces las magnitudes de las fuerzas secundarias serán probablemente tan pequeñas como para despreciarlas, en especial si los soportes del motor proporcionan buen aislamiento a la vibración del motor desde el compartimiento de pasajeros. Por encima de este desplazamiento, sonido objetable, vibración, y aspereza (RVA) puede llegar a ser sentido y oído por los pasajeros a cierta velocidad del motor cuando la frecuencia de la segunda armónica del motor coincide con una frecuencia natural de la estructura del cuerpo humano. Entonces es necesario un equilibrio en el motor para evitar la insatisfacción del cliente.

La fuerza de sacudimiento para un motor en línea esta dada por la ecuación 2.33d. Si se toma solo el término de la segunda armónica y se aplican los factores importantes de la tabla 14.4 para este motor se obtiene:

$$F_{s_2} \cong m_B r \omega^2 \frac{4r}{l} \text{Cos}2\omega t \hat{i} \quad 2.45$$

El par de torsión de sacudimiento para un motor en línea esta dado por la ecuación 2.35c en combinación con la ecuación 2.15f. Si se toma solo el término de la segunda armónica y se aplican los factores importantes de la tabla 14.4 para este motor se obtiene:

$$T_{s_2} \cong 2m_B r^2 \omega^2 \text{Sen}2\omega t \hat{k} \quad 2.46$$

En la figura 2.35a se muestra el principio del Lanchester, el cual se puede usar para contrarrestar las fuerzas secundarias mediante el impulso de dos ejes de equilibrio contrarrotatorios con una velocidad de dos veces la velocidad del cigüeñal mediante cadenas o engranes. En la figura 2.36 se muestra esta disposición cuando se aplica al motor Mitsubishi de 2.6L, de cuatro cilindros.

H. Nakamura mejoro el diseño de Lanchester de 1913 al disponer los ejes de equilibrio dentro del motor para cancelar la segunda armónica del par de torsión de inercia así como la fuerza secundaria de inercia. Pero, esta disposición no afecta el momento secundario de sacudimiento desequilibrado.

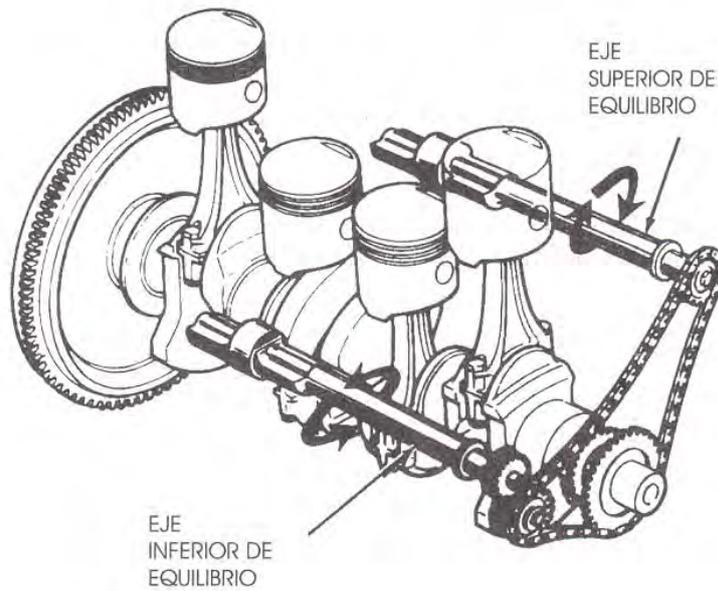


Figura 2.36

De hecho, esta diseñado para proporcionar un momento neto igual a cero con respecto a un eje transversal par cualquier eje equilibrado, con el fin de minimizar los momentos de flexión en los ejes y, por tanto, reducir las cargas y las perdidas por fricción. Esta característica es el asunto y el principal reclamo de la patente de Nakamura sobre este diseño.

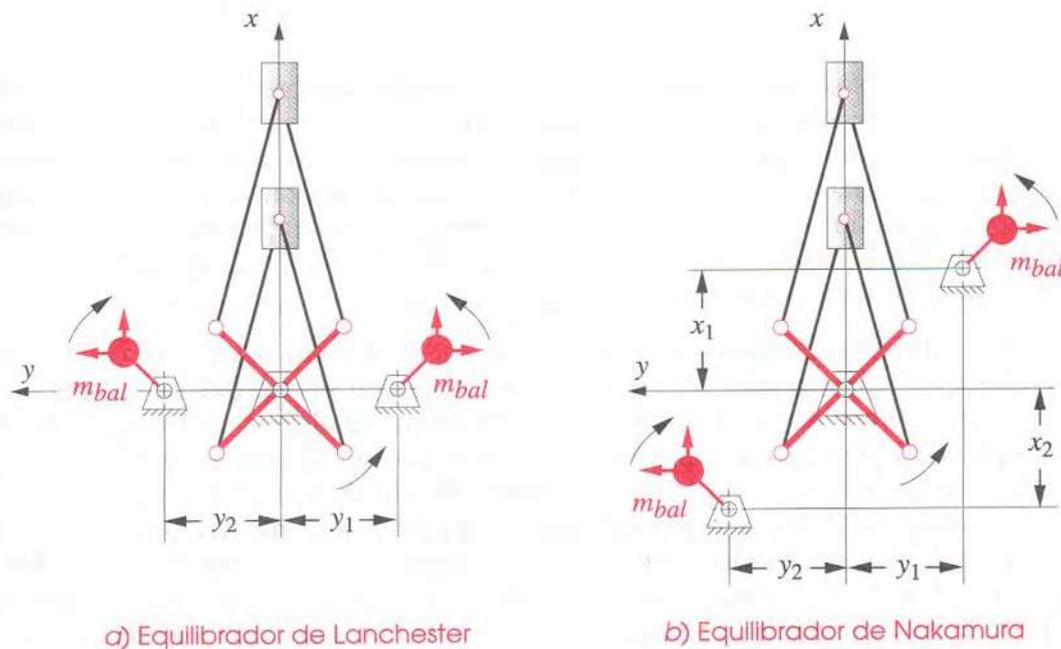


Figura 2.37

En la figura 2.37a se muestra un esquema del equilibrio convencional de Lanchester dispuesto con dos ejes equilibrados contrarrotatorios, con sus centros en un plano horizontal transversal simple al plano vertical del movimiento del pistón.

La fuerza de equilibrio a partir de la combinación de los dos ejes de equilibrio es:

$$F_{bal} \cong -8m_{bal}r_{bal}\omega^2 \text{Cos}2\omega t \hat{i} \quad 2.47$$

Donde m_{bal} y r_{bal} son la masa y el radio de un peso equilibrado.

En la figura 2.37b se muestra un arreglo de Nakamura de ejes de equilibrio con un eje situado sobre el otro en planos horizontales separados. El corrimiento vertical x_1-x_2 entre los ejes, en combinación con la dirección opuesta pero con componentes de igual magnitud horizontal de las fuerzas centrífugas de contrapeso, crea un par que varía con el tiempo *con respecto al eje del cigüeñal* definido como:

$$T_{bal} \cong -4m_{bal}r_{bal}\omega^2(x_1 - x_2)\text{Sen}2\omega t - (y_1 + y_2)\text{Cos}2\omega t \hat{k} \quad 2.48$$

Donde "x" y "y" se refieren a las coordenadas de los centros de los ejes con respecto al centro del cigüeñal, y los subíndices 1 y 2 se refieren, respectivamente, al eje de equilibrio que gira en la misma y en dirección opuesta al cigüeñal.

Las componentes verticales de las fuerzas centrífugas de los pesos equilibrados se seguirán sumando para proporcionar la fuerza de equilibrio como en la ecuación 2.47. El par de torsión de la ecuación 2.48 tendrá un sentido opuesto al par de torsión de sacudimiento si el eje superior gira en la misma dirección del cigüeñal, y el eje inferior en la dirección opuesta. Para el equilibrio de fuerzas, las ecuaciones 2.45 y 2.47 deben sumar cero:

$$m_B r \omega^2 \frac{4r}{l} \text{Cos}2\omega t - 8m_{bal}r_{bal}\omega^2 \text{Cos}2\omega t = 0$$

$$m_{bal}r_{bal} = \frac{r}{2l} m_B r \quad 2.49$$

Lo cual define el producto del radio por la masa necesario para el equilibrio del mecanismo. Para el equilibrio del par de torsión las ecuaciones 2.46 y 2.48 deben sumar cero.

$$2m_B r^2 \omega^2 \text{Sen}2\omega t - 4m_{bal}r_{bal}\omega^2(x_1 - x_2)\text{Sen}2\omega t - (y_1 + y_2)\text{Cos}2\omega t = 0 \quad 2.50a$$

Sustituyendo la ecuación 2.49 en la 2.50a.

$$2m_B r^2 \text{Sen}2\omega t - 4 \frac{r}{2l} m_B r (x_1 - x_2) \text{Sen}2\omega t - (y_1 + y_2) \text{Cos}2\omega t = 0 \quad 2.50b$$

Para que esta ecuación sea cero para toda ωt ,

$$\begin{aligned} y_2 &= -y_1 \\ x_1 - x_2 &= l \end{aligned} \quad 2.50c$$

Por lo tanto, si los ejes de equilibrio están dispuestos simétricamente con respecto al plano del pistón en cualquier ubicación conveniente " y_1 " y " $-y_1$ ", y la distancia " $x_1 - x_2$ " se hace igual a la longitud del acoplador l , entonces la segunda armonía del par de torsión de inercia será cancelada completamente. Ya que la segunda armónica es la única componente del par de torsión de inercia diferente de cero en este motor, no estará completamente equilibrado para la fuerza y el par de torsión de sacudimiento.

También hay una oscilación importante del par de torsión del gas en un motor de cuatro cilindros. El par de torsión del gas esta a 180° fuera de fase con un par de torsión de inercia, y así proporciona algunas cancelaciones naturales como se muestra en la curva total del par de torsión. La magnitud del par de torsión del gas varía con la carga del motor y no puede ser cancelada por cualquier eje geométrico particular equilibrado para todas las condiciones. Sin embargo, se pueden seleccionar una velocidad de motor y una condición de carga como condiciones de la mayoría de impulsos usuales, y el sistema geométrico equilibrado se altera para dar una reducción óptima del par de torsión total del motor en estas condiciones. Nakamura estima que la magnitud del par de torsión del gas es de casi el 30% del par de torsión de inercia en condiciones comunes de impulso y por lo tanto, sugiere un valor de " $x_1 - x_2 = 0.7 l$ " para la reducción total de las oscilaciones del par de torsión en este motor. Observe que el valor promedio del par de torsión impulsor no es afectado por el equilibrio, debido a que el promedio del par de torsión de cualquier sistema equilibrado es siempre cero.

CAPÍTULO III: “ANÁLISIS DE UN MODELO DE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ANTIGUO Y ACTUAL”

ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS, RENDIMIENTO Y DESEMPEÑO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ANTIGUO (20s a 70s).

En este capítulo se analizará las tecnologías que emplearon en la fabricación de algunos motores en la industria automotriz. Los principales motores empleados en la industria automotriz son los motores de cuatro tiempos, en los cuales el mecanismo de manivela, biela, corredera ha permanecido sin muchas modificaciones.

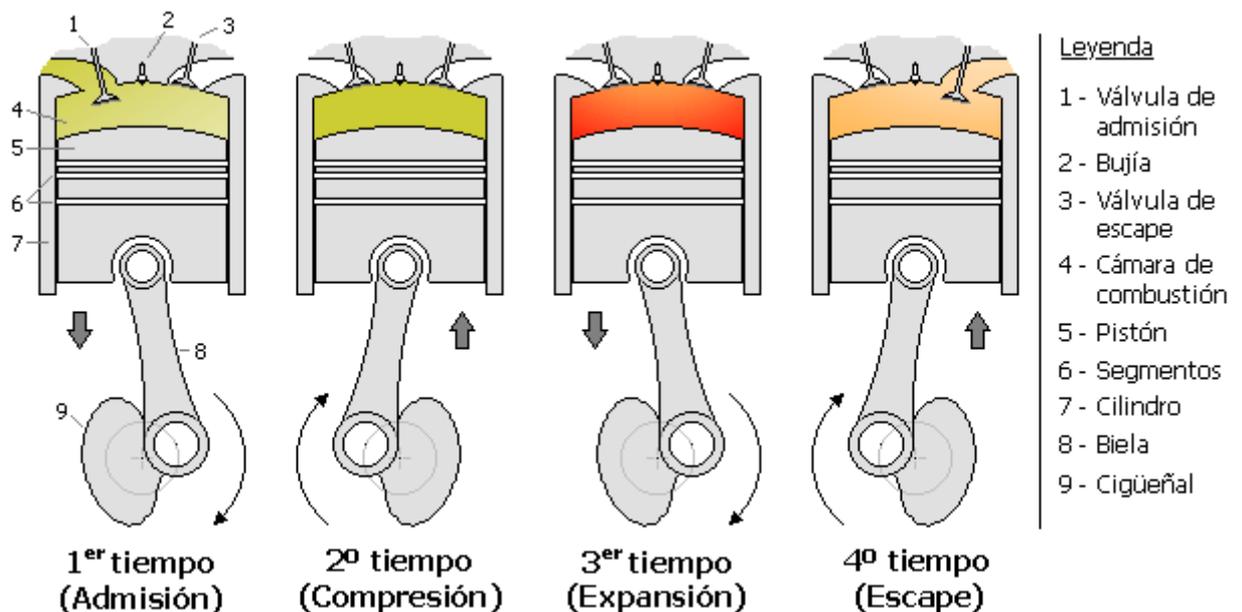


Figura 3.1

Pero algunas partes o sistemas del motor han cambiado para mejorar la eficiencia del mismo, el sistema de admisión de combustible, el sistema de ignición del combustible, así como el empleo de sensores para mejorar la eficiencia y las emisiones contaminantes. A continuación mencionaremos algunos sistemas que se empleaban en motores antiguos:

SISTEMA DE ADMISION

Carburador:



Figura 3.2 Carburador de automóvil.

El **carburador** es el dispositivo que hace la mezcla de aire-combustible en los motores de gasolina. A fin de que el motor funcione más económicamente y obtenga la mayor potencia de salida, es importante que la gasolina esté en las mejores condiciones. A fin de hacer una mezcla óptima de aire-combustible, el carburador usará varias técnicas.

Construcción y operación del carburador: el carburador posee una división donde la gasolina y el aire son mezclados y otra porción donde la gasolina es almacenada (cámara del flotador). Estas partes están divididas pero están conectadas por la tobera principal.

La relación de aire-combustible da una mayor potencia, la clave es que el aire debe ser frío para que este rendimiento se haga. En la carrera de admisión del motor, el pistón baja dentro del cilindro y la presión interior del cilindro disminuye, aspirando aire desde el purificador, carburador y múltiple de admisión fluyendo hasta el cilindro. Cuando este aire pasa a través de la porción angosta (venturi) del carburador, la velocidad se eleva, luego aspira la gasolina desde la tobera principal. Esta gasolina aspirada es soplada y esparcida por el flujo de aire y es mezclada con el aire.

Esta mezcla aire-combustible es luego aspirada dentro del cilindro. La cantidad de aire es controlada por la válvula de aceleración conectada al pedal del acelerador, determinándose así la cantidad de gasolina aspirada.

Principio de operación del carburador: el carburador opera básicamente con el mismo principio de un pulverizado de pintura. Cuando el aire es soplado, cruzando el eje de la tubería pulverizadora, la presión interior de la tubería cae. El líquido en el

pulverizador es por consiguiente jalado dentro de la tubería y atomizado cuando es rozado por el aire. La rapidez del flujo de aire atraviesa la parte superior de la tubería, la mayor presión en la tubería cae y el mayor líquido es jalado dentro de la tubería.

Motor de mezcla pobre: se denomina motor de mezcla pobre a un motor de combustión interna alternativo en el que no es necesario que la mezcla sea estequiométrica, o sea que tenga unas proporciones más o menos fijas de aire y combustible.

Una de las grandes pérdidas de energía de los motores de gasolina son las pérdidas por bombeo. En los motores de gasolina para dosificar la potencia además de dosificar el combustible se restringe la cantidad de aire que entra en los cilindros mediante una válvula de mariposa o una guillotina.

Esto le obliga a realizar un esfuerzo de succión al motor, lo produce dichas pérdidas por bombeo. Lo que produce un mayor consumo de combustible. De hecho el aprovechamiento máximo del combustible se produce al par máximo y con acelerador a fondo. Como aumenta la potencia también aumenta el consumo, pero no en la misma medida.

La necesidad de que la mezcla sea estequiométrica es debido que si la mezcla es demasiado pobre, tiene mucho aire, la chispa no enciende bien la mezcla, y si es demasiado rica no se quema todo el combustible.

El motor de mezcla pobre más antiguo que se fabrica actualmente es el motor diésel, que no requiere de chispa para encender el combustible.

La técnica más utilizada para que la chispa pueda encender la mezcla pobre es la **mezcla** estratificada. Consiste en tener varias zonas con diferente proporción de mezcla aire/combustible: Una más concentrada cerca de la chispa para que prenda y otra alrededor con mucha menos gasolina o prácticamente nada. Las técnicas utilizadas para conseguirlo van desde utilizar un inyector en la cámara de combustión que pulverice el combustible cerca de la bujía hasta un sistema en el que el inyector está en la entrada del cilindro, como es habitual en los motores de gasolina. Mediante estudio por ordenador de la corriente de aire dentro del cilindro, se logra diseñar el motor de modo que la "nube" de combustible generada por el inyector en la entrada del cilindro, pase por la bujía en el momento de saltar la chispa.

Hay también un proyecto de motor de mezcla pobre homogénea no estratificada, que es una especie de híbrido entre un Diesel y un gasolina, el motor HCCI. La mezcla se inyecta durante la fase de admisión como en los gasolina, pero la ignición de la mezcla se produce por compresión como en los Diesel. El mayor problema es controlar en qué momento se va producir la explosión.

En conclusión, un motor de mezcla pobre consume menos pudiendo enriquecer la mezcla cuando se le pide más potencia. Produce menos CO₂ pero en cambio produce más NO_x al igual que los Diésel.

Mecanismo de las válvulas:

El sistema de apertura de válvulas está diseñado de tal manera, que cierre cada una de ellas en un momento determinado del ciclo de cuatro tiempos y que la mantengan abierta el tiempo necesario para permitir el flujo de gases.

Para que sea llevado a cabo este movimiento, se recurre a diversos procedimientos. El más común es el que utiliza empujadores y balancines accionados por el árbol de levas situado dentro del bloque. El árbol de levas es accionado por una cadena (o juego de piñones) desde el cigüeñal y gira a la mitad de revoluciones que este.

En su rotación, cada una de las levas del árbol levanta su correspondiente taque (buzo) y empujador, haciendo bascular el balancín, que empuja la válvula hacia abajo. La válvula se cierra por la acción de un muelle cuando, al continuar su rotación, el árbol de levas permite el descenso del taque

Para su mejor funcionamiento, las válvulas deben cerrar perfectamente. Para conseguir esto, tiene que existir una cierta holgura, llamada juego de taques entre la válvula cerrada y su correspondiente balancín. Esta holgura permite la dilatación de la válvula cuando se calienta.

El árbol de levas está apoyado en tres o cinco cojinetes colocados en el bloque. Las levas están dispuestas en el árbol de modo que quede asegurado el orden de encendido.

Los motores anteriores empleaban el mecanismo de árbol de levas simple el cual consistía en un árbol de levas colocado dentro del bloque el cual es accionado por una cadena y ruedas dentadas, un taque (buzo) de levas que empujaba a la varilla de empuje y esta a su vez al balancín que presionaba la válvula para su apertura. Pero este mecanismo contaba con muchas piezas móviles, lo que ocasionaba un mayor desgaste y pérdidas por fricción.

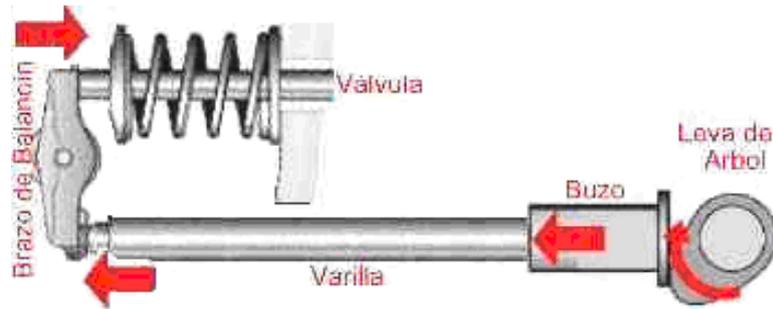


Figura 3.3 Mecanismo simple de levas.

SISTEMA DE ENCENDIDO

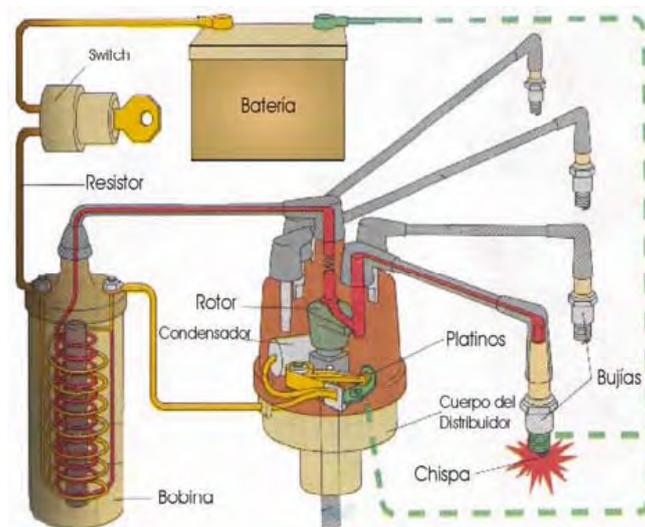


Figura 3.4

El funcionamiento del motor de combustión interna de encendido por chispa, depende de la compresión de la mezcla de aire y combustible que entonces se enciende por medio de una chispa eléctrica. La chispa eléctrica se produce y regula para que ocurra en el momento preciso en el sistema de encendido, la cual lo forman los siguientes componentes:

El switch: lo conecta el acumulador con el sistema de encendido.

La bobina: transforma la corriente de bajo voltaje del acumulador, en la corriente de alto voltaje necesaria para que arranque el motor.

Los cables de alto voltaje: conectan la bobina, el distribuidor y las bujías.

El distribuidor: una por cada cilindro, inflaman la mezcla de aire y gasolina.

Las bujías: una por cada cilindro, inflaman la mezcla de aire y gasolina.

Un cable del acumulador: se conecta al chasis para hacer tierra y completar así el círculo que permite que fluya la electricidad.

El acumulador: abastece de corriente eléctrica al sistema de encendido y a los demás accesorios eléctricos del automóvil.

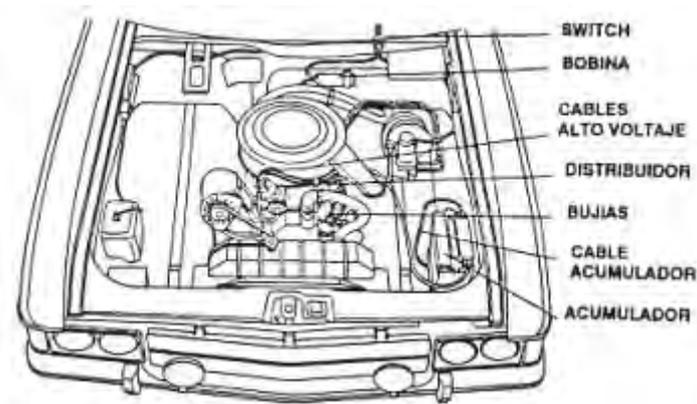


Figura 3.5

Cómo se inflama la gasolina: cuando la bujía recibe corriente eléctrica de alto voltaje, salta una chispa en el espacio que hay entre los dos electrodos e inflama la mezcla de aire y gasolina. Para que la chispa encienda esta mezcla altamente comprimida, se requiere de un alto voltaje. Los acumuladores proporcionan una corriente de 12 voltios y la bobina transforma este voltaje en 40,000 voltios.

Cómo funciona la bobina: el funcionamiento de la bobina se basa en el principio de inducción magnética. Esto es, cuando una corriente eléctrica pasa por un alambre produce un campo magnético a su alrededor y cuando deja de pasar esta corriente, se contrae el campo magnético y se introduce electricidad en cualquier alambre que esté dentro de las líneas de fuerza de campo.

Los transformadores, en los que aumenta o disminuye el voltaje, funcionan con este mismo principio. La bobina, que es un transformador, tiene dos alambres largos, uno grueso y otro delgado, que van embobinados (devanados) en un núcleo de hierro dulce.

El alambre grueso, que da varios cientos de vueltas, se llama embobinado primario, va conectado al acumulador y recibe la corriente de bajo voltaje; el alambre delgado, que da miles de vueltas al rededor del núcleo, se llama embobinado secundario.

Cuando el switch (interruptor) y los platinos están cerrados, por el embobinado primario llega a la bobina una corriente de bajo voltaje y genera un campo magnético a lo largo y alrededor del núcleo de hierro.

Al abrirse los platinos, cesa el paso de la corriente de bajo voltaje y el campo magnético se contrae induciendo así una corriente de alto voltaje en el embobinado secundario, que llega al distribuidor y de ahí a las bujías. La diferencia entre los voltajes que reciben ambos embobinados es proporcional a la diferencia entre las vueltas del alambre de cada uno de ellos:

Si el embobinado secundario tiene 100 vueltas del alambre por cada vuelta del embobinado primario, el voltaje del primero será 100 veces mayor.

Circuitos: el sistema de encendido consta de dos circuitos, el de bajo voltaje o primario y el de alto voltaje o secundario.

El sistema de encendido: cuando el switch se abre, activa la corriente eléctrica que pasa por el embobinado primario, los platinos, el cuerpo del distribuidor, el bloque y el chasis y regresa al acumulador. Esta corriente forma el campo magnético dentro de la bobina.

Cuando se abren los platinos se contrae el campo magnético y en el embobinado secundario se induce corriente de alto voltaje que pasa por el distribuidor y las bujías y regresa al acumulador por el bloque y el chasis.

Cuando se abren los platinos, la electricidad brinca de un platino a otro hasta que el espacio entre ellos es tan grande que la electricidad no puede brincar.

Con el tiempo, este brinco (llamado arco) desgasta los platinos. Para disminuir el arco se reduce el voltaje del circuito primario entre 5 y 9 voltios con un resistor que se coloca entre el switch y la bobina. Sin embargo, al poner en la marcha el motor se desvía al resistor para proporcionar la chispa más potente posible.

En los resistores de tipo termostático, el efecto de resistencia se produce después de que se ha puesto en marcha el motor; la corriente de encendido calienta el elemento termostático y produce la resistencia. El funcionamiento del motor de combustión interna de encendido por chispa, depende de la compresión de la mezcla de aire y combustible que entonces se enciende por medio de una chispa eléctrica.

La chispa eléctrica se produce y regula para que ocurra en el momento preciso en el sistema de encendido, la cual lo forman los siguientes componentes:

El switch: lo conecta el acumulador con el sistema de encendido.

La bobina: transforma la corriente de bajo voltaje del acumulador, en la corriente de alto voltaje necesaria para que arranque el motor.

Los cables de alto voltaje: conectan la bobina, el distribuidor y las bujías.

El distribuidor: una por cada cilindro, inflaman la mezcla de aire y gasolina.

Las bujías: una por cada cilindro, inflaman la mezcla de aire y gasolina.

Un cable del acumulador: se conecta al chasis para hacer tierra y completar así el círculo que permite que fluya la electricidad.

El acumulador: abastece de corriente eléctrica al sistema de encendido y a los demás accesorios eléctricos del automóvil.

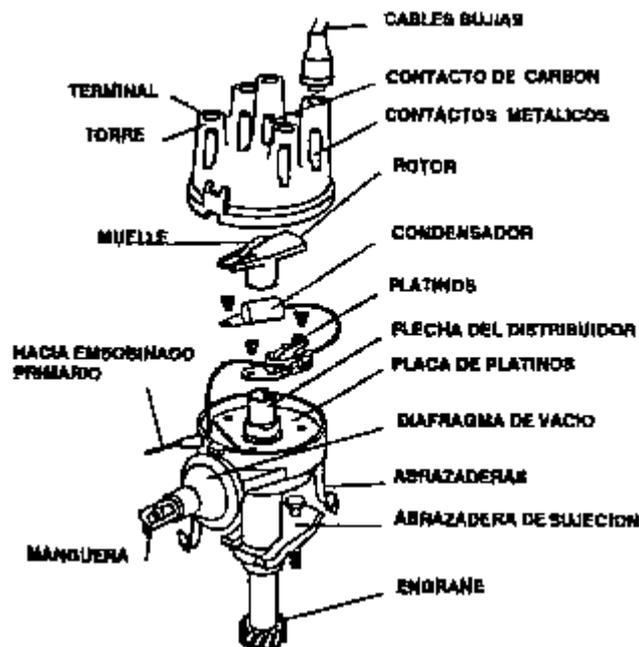


Figura 3.6

Distribuidor con platinos: está diseñado para abrir y cerrar el circuito primario del encendido y también distribuir el alto voltaje producido por la bobina a la bujía correcta en el momento correcto del ciclo del motor.

Los cables de las bujías: se conectan a las torres de la tapa del distribuidor. Hay una torre más para la bobina.

El contacto de carbón: del centro de la tapa toca el muelle del rotor.

Los contactos metálicos: de la tapa del distribuidor conectan el rotor con los cables de las bujías.

El rotor: gira con la flecha del distribuidor. El contacto metálico lleva corriente del contacto de carbón a los de la tapa. Algunos rotores tienen un contacto fijo de carbón y una muelle para asegurar el contacto directo.

El condensador: funciona como una especie de amortiguador eléctrico para acumular ráfagas de corriente y reducir el arco (brinco) entre los platinos.

Los platinos: constituyen un interruptor que conecta y desconecta la corriente de bajo voltaje que entra en la bobina.

La Flecha del distribuidor: tiene una ranura para que el rotor se coloque sólo en una posición.

La placa de platinos: se mueven con el diafragma de vacío para adelantar la chispa. Los platinos y el condensador fijos a la placa, hacen tierra a través de ella y del cuerpo del distribuidor.

El diafragma de vacío: está conectado con una manguera al múltiple de admisión o a la base del carburador. El vacío del múltiple cambia la posición de la placa al variar la carga del motor.

Las abrazaderas: sujetan la tapa del distribuidor, que tienen una ranura para que se instale en una sola posición.

Las abrazaderas de sujeción: evitan que gire el cuerpo del distribuidor, lo que cambiaría el tiempo de encendido de la chispa de las bujías.

El engrane: hace girar la flecha del distribuidor de la misma velocidad que el árbol de levas. En algunos motores, la flecha acciona la bomba del aceite; en otros, el engrane acciona tanto la bomba de aceite como el distribuidor.

La tapa: del distribuidor es de plástico, la corriente de alto voltaje de la bomba pasa del contacto central del carbón al rotor. Los contactos metálicos de la tapa están conectados a los cables de las bujías.

Al girar **el rotor**, la corriente pasa del contacto de carbón a los contactos de las bujías. Algunos automóviles tienen un contacto de carbón con resorte que presiona contra un inserto metálico plano.

Cuando el rotor gira nunca toca los contactos para las bujías, pero la corriente de alto voltaje salta fácilmente el espacio que hay entre ellos.

Cómo funcionan los platinos.

Hay dos platinos uno movable y otro fijo. La leva de la flecha del distribuidor tiene un lóbulo para cada bujía. Al girar el distribuidor, la leva empuja el bloque de fibra que mueve el brazo y éste abre los platinos.

Una **muelle** cierra los platinos cuando la leva gira un poco más. Como el espacio entre los platinos cuando estos están totalmente abiertos es muy importante, se deben calibrar con gran precisión. Esto se hace cambiando la posición de la placa en donde está sujeto el platino fijo.

Cuando se abren los platinos: la electricidad brincaré de un platino a otro mientras el espacio entre ellos no sea muy grande. Este brinco (llamado arco) pica y erosiona los platinos. El condensador almacena temporalmente las ráfagas de corriente y reduce la formación del arco.

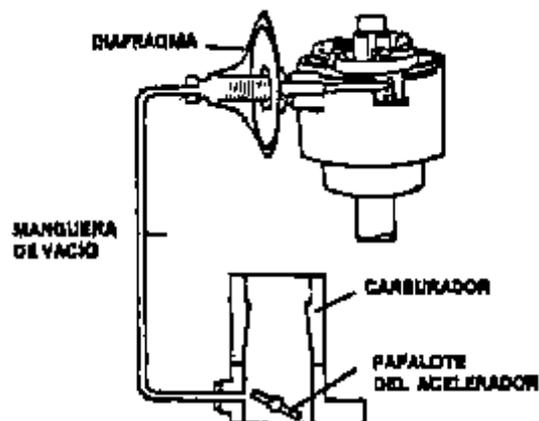


Figura 3.7 Avance por vacío.

El avance de la chispa por vacío: lo puede un diafragma conectado al cuerpo del distribuidor, en la mayoría de los motores, una manguera va de uno de los lados del diafragma a la base del carburador. Al abrirse más el papalote, el vacío parcial del múltiple flexiona el diafragma y hace girar la placa y los platinos.

Al cambiar de posición en relación con la leva, los platinos se abren antes y la chispa salta más pronto. Algunos motores tienen un diafragma secundario que mueve la placa en sentido opuesto para retardar la chispa. Al trabajar los dos diafragmas, uno en contra del otro, se obtiene el avance deseado de la chispa.

A altas velocidades del motor, el papalote del acelerador se abre totalmente y el vacío del múltiple baja al mínimo.

El avance centrífugo: de la chispa entra en acción cuando el avance por vacío deja de funcionar. Al aumentar la velocidad del motor, los contrapesos se separan de la flecha. Estos están conectados a la leva de manera que, cuando se abren, la leva se mueve ligeramente en el sentido de rotación de la flecha del distribuidor. Esto hace que los platinos se abran más pronto de lo que harían a bajas velocidades del motor. En los distribuidores Delco que usan en los automóviles GM y algunos AMC, a baja velocidad, los contrapesos se mantienen pegados a la flecha y no varía el tiempo del encendido; a alta velocidad los contrapesos se separan y se adelanta el tiempo del encendido.

Encendido Electrónico

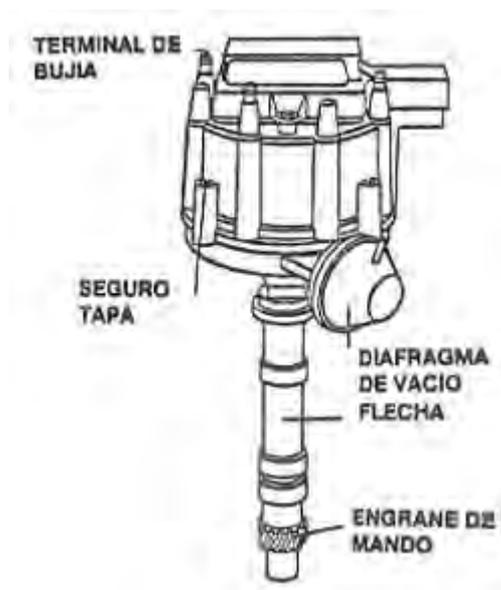


Figura 3.8

El sistema de encendido electrónico funciona con unos dispositivos no mecánicos llamados transistores.

El transistor usa una corriente muy débil para interrumpir el paso de una corriente muy elevada. Los diversos sistemas de encendido electrónico difieren en la manera de generar esta débil corriente.

En uno de los sistemas de la Chrysler, la flecha de distribuidor hace girar un reductor parecido a un engrane. Cuando los dientes del reductor pasan por la bobina magnética del distribuidor, se genera un débil impulso eléctrico. Este impulso conecta y desconecta el transistor, e impide que pase la corriente de bajo voltaje por el embobinado primario.

Otros sistemas generan la débil corriente necesaria para conectar y desconectar el transistor mediante detectores metálicos, diodos emisores de luz (LED), o el efecto HALL.

Los transistores no tienen partes móviles que se gasten o necesiten lubricación; no se pican ni se queman y controlan voltajes mucho más altos que los platinos. La capacidad para dejar pasar altos voltajes a la bobina hace que este sistema produzca un voltaje más elevado, que salta un espacio más grande entre los electrodos de la bujía. Con ello se produce la potente chispa necesaria para inflamar las mezclas pobres en los motores modernos que no tienen computadora. Esta chispa de alto voltaje también podrá saltar un espacio grande entre los electrodos de una bujía desgastada.



Figura 3.9

La tapa de la bobina: está en el centro de la tapa del distribuidor.

La bobina: en la mayoría de los distribuidores HEI, está en la tapa del distribuidor. Tiene al rededor de cien vueltas del embobinado primario y varios miles del secundario, devanadas en un marco de hierro que se convierte en imán cuando pasa corriente por el embobinado primario. Cuando se interrumpe la corriente, se contrae el campo magnético y se inducen al rededor de 35,000 voltios en el embobinado secundario.

La tapa del distribuidor HEI: (más grande que la de un distribuidor común) sujeta los cables de alto voltaje de las bujías y determina el tamaño del distribuidor. Debido al alto voltaje, se requiere mayor espacio entre los contactos de los cables de las bujías para evitar que se forme un arco entre los contactos.

El rotor: que está dentro de la tapa del distribuidor, envía la corriente de la bobina a las bujías.

El mecanismo de avance centrífugo: esta bajo el rotor, en la parte superior de la flecha. Cuando más rápidamente gire ésta, la fuerza centrífuga abrirá más los contrapesos y avanzará el tiempo de encendido.

El núcleo sincronizador: que está debajo del mecanismo de avance, gira con la flecha del distribuidor, cuando los dientes externos del núcleo se alinean con los dientes internos de la pieza polar fija, se genera un impulso de voltaje que concreta el transistor.

El captador magnético: tiene un imán permanente con dientes internos. La bobina captadora genera el impulso del tiempo de encendido cuando se alinea con los dientes.

El módulo de control: contiene el transistor. Como está sellado con resina epóxica no se puede reparar por lo que deberá repararse si se estropea.

El capacitor: elimina la interferencia en el radio.

El diafragma de vacío: mueve la pieza polar y el captador que está en la placa de la base para adelantar el tiempo de encendido. Muchos automóviles actuales tienen una computadora para ajustar este tiempo.

El transistor: se conecta cuando pasa un voltaje específico por un circuito que va de la base al emisor y hace que pase una corriente más alta de la base al colector. Cuando deja de pasar corriente entre la base y el emisor, también deja de pasar corriente entre la base y el colector, y el transistor se desconecta.

Encendido por transistores: con excepción de los sistemas Delco HEI integrados, la mayoría de los sistemas de encendido electrónico emplean una caja de control externa que contiene el transistor y otros componentes. El distribuidor y la bobina son parecidos a los que se usan en sistemas con platinos, pero difieren de aquellos en que tienen las terminales de los cables de las bujías más separadas para evitar arcos de corriente de alto voltaje entre terminales adyacentes.

Captador magnético: el captador magnético se usa en los sistemas de encendido electrónico de la Chrysler y en muchos otros que se instalan como equipo de fábrica. En el sistema de Chrysler se mueve un reductor cuyos dientes pasan por la bobina del captador magnético con el fin de producir impulsos eléctricos que conectan el transistor que está en la caja de control.

El efecto HALL: es un cambio de voltaje que se produce cuando un conductor rectangular que lleva corriente cruza un campo magnético que es perpendicular al flujo de la corriente. Este cambio de voltaje conecta el transistor puesto que la velocidad a la que se cruza el rectángulo y el imán no tiene ningún efecto en el cambio del voltaje, la eficacia del distribuidor de efecto HALL es constante a cualquier velocidad del motor.

Los gatillos ópticos: para los sistemas de encendido electrónico dirigen la luz del diodo emisor hacia el diodo sensible a la luz. Mientras el diodo sensible vea la luz, la corriente pasa. El distribuidor hace girar un disco ranurado entre los diodos que obstruye intermitentemente el paso de luz y conecta el transistor. El gatillo óptico se usa también en sistemas de encendido electrónico que reemplaza el sistema de encendido con platinos.

El sensor de proximidad: se usa en los equipos de reemplazo PRESTOLITE y MOTORCRAFT. La caja de control externa envía corriente oscilante a la varilla sensora y crea un campo electromagnético. Cuando un diente de la rueda no conductora del gatillo cubre la varilla de metal, el campo magnético disminuye. Esto modifica la corriente que pasa por la varilla sensora y conecta el transistor que está en la caja de control.

La bobina magnética: se usa en los sistemas MOTORCRAFT que se instalan como equipo de fábrica en los automóviles Ford y en algunos AMC. Cuando los dientes de la armadura de hierro pasan por la bobina del captador magnético, inducen un débil voltaje a la bobina y ésta conecta el transistor que está en la caja de control externa.



Figura 3.10

Funcionamiento de las bujías: las bujías producen la chispa que inflama la mezcla de aire y gasolina que está en la cámara de combustión. Cada bujía consiste en una varilla de metal -electrodo central- cubierta por un aislador de cerámica.

El extremo interior del aislador está encajado en un cuerpo de metal enroscado que se atornilla en la cabeza. Hay otro electrodo soldado al cuerpo y separado del electrodo central por un pequeño espacio (apertura). La corriente de alto voltaje fluye del distribuidor al electrodo central y brinca es espacio en forma de chispa.

Para quien el motor tenga un rendimiento adecuado, la chispa debe ser de intensidad y duración suficientes para inflamar la mezcla con eficiencia. Cuanto más grande sea la abertura, más intensa será la chispa; pero las aberturas grandes requieren mayor voltaje para producirla. Cada motor tiene una abertura específica en las bujías que varía entre 0.50 mm (0.020 pulg.) y 2.03 mm (0.080 pulg.).

Como los electrodos se erosionan con el uso, la abertura se debe revisar periódicamente, ya que si es muy grande, no habrá voltaje suficiente para que la chispa salte y, al contrario, si es muy pequeña, la chispa no será lo bastante intensa para inflamar la mezcla de gasolina. Para calibrar la bujía se dobla el electrodo lateral.

La chispa también se debilita si hay polvo, aceite o agua en el exterior del aislador de cerámica, si éste está agrietado, o si los electrodos están sucios. En tales circunstancias la corriente de alto

voltaje ya no pasa del cable a la cabeza del motor por el camino normal, sino que se desvía. A estas desviaciones de corriente se les llama saltos o brincos. Una bujía deficiente aumenta en consumo de gasolina entre 10 y 15% en cuanto a motores V-8 y de 25 a 35% en los de cuatro cilindros.

Conexión del cable.

El capuchón de hule: se coloca en la conexión que está entre el cable y la terminal de la bujía. Mantiene limpio el aislador e impide que la corriente salte por el exterior de la bujía. Este salto o brinco de la corriente se puede ver en la noche o en lugares oscuros.

Paso de corriente

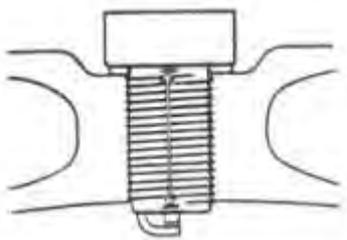
El paso normal de corriente: se efectúa a lo largo del electrodo central, a través de la abertura (en forma de chispa) y por el electrodo lateral hacia la cabeza. La electricidad sale del motor al chasis del automóvil por un cable de tierra y regresa después al acumulador, conectado a tierra en el bastidor.

Cables de bujía.

La corriente de alto voltaje: que pasa por cables sin blindaje genera ondas de radio que se pueden interferir en la recepción de las ondas de radio, TV y radar. El cable TVRS (supresión para radio y televisión), que es de fibra de vidrio, lino u otra fibra no metálica impregnada con carbón, elimina esta interferencia. Nunca tuerza o jale un cable TVRS porque el conductor de fibra se puede romper y cuando lo cambie, siempre jale el capuchón, no el cable. El cable blindado es más resistente que un TVRS pero es difícil encontrarlo en el mercado.

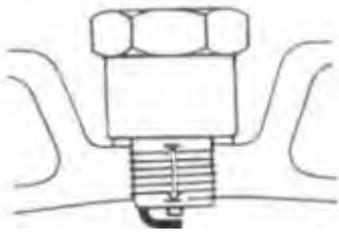
Cómo escoger las bujías adecuadas.

Tamaños de bujías

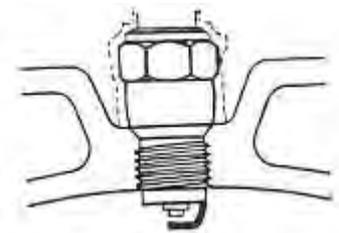


Las bujías de alcance largo: se usan en los motores de cabeza gruesa, pues en una cabeza delgada penetran demasiado en la cámara de combustión y el pistón chocaría con ellas. Además se

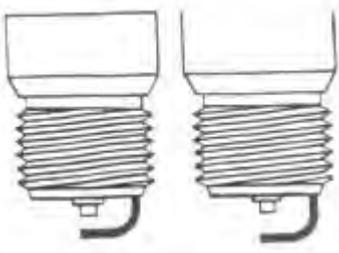
formarían, en la rosca expuesta, depósitos de carbón que dificultaría el cambio de las bujías.



Las bujías de alcance corto: se usan en motores de cabeza delgada, ya que en una cabeza gruesa los electrodos quedarían muy arriba y no se produciría la chispa necesaria para el encendido correcto, también se formarían en las roscas depósitos de carbón que dificultarían el cambio de las bujías.



Las bujías de asiento cónico: no necesitan junta, se atornillan con los orificios de la cabeza formando un sello hermético y por lo general, son más delgadas que las bujías que llevan junta, con el fin de instalar válvulas o camisas de agua más grandes.



Las bujías de apertura grande: producen una chispa más intensa para inflamar la mezcla pobre de algunos motores modernos que tienen controles anticontaminantes. La abertura de estas bujías varía de 1.25 a 2mm (0.050 a 0.080 pulg.) y requieren un sistema de encendido de muy alto voltaje.

Gama de calor.

Las bujías frías: tienen la punta del aislador corta y el recorrido del calor es muy directo. Se usan para manejo de alta velocidad, con el fin de evitar el cascabeleo.

Las bujías calientes: tienen la punta del aislador muy larga y el recorrido del calor no es directo. La punta quema los depósitos que se forman al manejar a baja velocidad.

ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS, RENDIMIENTO Y DESEMPEÑO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ACTUAL.

Los motores actuales de la industria automotriz son mas pequeños y eficiente gracias a las innovaciones que se han logrado con el empleo de sistemas electrónicos y el mejoramiento de algunos sistemas como el de admisión e ignición.

SISTEMA DE ADMISIÓN

Inyección de combustible:

La **inyección de combustible** es un sistema de alimentación de motores de combustión interna, alternativo al carburador, que es el que usan prácticamente todos los automóviles europeos desde 1993, debido a la obligación de reducir las emisiones contaminantes y para que sea posible y duradero el uso del catalizador.

Este sistema es utilizando obligatoriamente en el ciclo del diésel desde siempre, puesto que el combustible tiene que ser inyectado dentro de la cámara en el momento de la combustión y es imposible usar un carburador.

En los motores de gasolina o GLP actualmente está desterrado el carburador en favor de la inyección, ya que permite una mejor dosificación del combustible.

Sistemas de inyección



Figura 3.11 Inyectores y tubo de distribución de combustible utilizado en el Chevrolet Astra Brasil.

Los sistemas de inyección se dividen en:

- En un principio se usaba inyección mecánica pero actualmente la inyección electrónica es común incluso en motores diésel
- Inyección multipunto y monopunto, solo en gasolina o GLP. Para ahorrar costes a veces se utilizaba un solo inyector para todos los cilindros, o sea, monopunto; en vez de uno por cada cilindro, o multipunto. Actualmente, y debido a las normas de anticontaminación existentes en la gran mayoría de los países, la inyección monopunto ha caído en desuso.
- Directa e indirecta. En los motores de gasolina es indirecta si se pulveriza el combustible en el colector de admisión en vez de dentro de la cámara de combustión. En los diésel, en cambio, se denomina indirecta si se inyecta dentro de una precámara que se encuentra conectada a la cámara de combustión en vez de directamente en la cámara principal.

Gracias a la electrónica de hoy en día, son indiscutibles las ventajas de la inyección electrónica. Aparte de tener un mapa de inyección para todas las circunstancias de carga y régimen del motor, permite algunas técnicas como el corte de inyección para evitar que el motor se revolucione excesivamente, y al retener el vehículo con el motor, o desacelerar, para aumentar la retención y evitar el gasto innecesario de combustible.

En los motores diésel el combustible debe estar más pulverizado porque se tiene que mezclar en un lapso menor y para que el encendido del mismo sea completo. Un motor de gasolina tiene toda la carrera de admisión y la de compresión para mezclarse, en cambio un diésel solo parte de la de compresión y la de combustión; por ello necesita mayores presiones y para eso se han diseñado entre otros sistemas, el common-rail y el elemento bomba-inyector.

Inyección electrónica:

La **inyección electrónica** es una forma de inyección de combustible que se diferencia en varios tipos (monopunto, multipunto) pero básicamente todas se basan en la ayuda de la electrónica para dosificar la inyección del carburante y reducir la emisión de agentes contaminantes a la atmósfera y a la vez optimizar el consumo.

Este es un sistema que reemplaza el carburador en los motores de gasolina, su introducción se debió a un aumento en las exigencias de los organismos de control del medio ambiente para disminuir las emisiones de los motores.

Su importancia radica en su mejor capacidad respecto al carburador para dosificar el combustible y crear un mezcla aire / combustible, muy próxima a la estequiométrica (14,7:1 para la gasolina), lo que garantiza una muy buena combustión con reducción de los porcentajes de gases tóxicos a la atmósfera. La relación estequiométrica es la proporción exacta de aire y combustible que garantiza una combustión completa de todo el combustible.

La función es la de tomar aire del medio ambiente, medirlo e introducirlo al motor, luego de acuerdo a esta medición y conforme al régimen de funcionamiento del motor, inyectar la cantidad de combustible necesaria para que la combustión sea lo más completa posible. Consta de fundamentalmente de sensores, una unidad electrónica de control y actuadores o accionadores.

El funcionamiento se basa en la medición de ciertos parámetros de funcionamiento del motor, como son: el caudal de aire, la temperatura del aire y del refrigerante, el estado de carga (sensor PAM), cantidad de oxígeno en los gases de escape (sensor EGO o Lambda), revoluciones del motor, etc., estas señales son procesadas por la unidad de control, dando como resultado señales que se transmiten a los accionadores (inyectores) que controlan la inyección de combustible y a otras partes del motor para obtener una combustión mejorada.

El sensor PAM (Presión absoluta del Múltiple) indica la presión absoluta del múltiple de admisión y el sensor EGO (Exhaust Gas Oxigen) la cantidad de oxígeno presente en los gases de combustión. Este sistema funciona bien si a régimen de funcionamiento constante se mantiene la relación aire / combustible cercana a la estequiométrica, esto se puede comprobar con un análisis de los gases de combustión, pero al igual que los sistemas a carburador, debe proveer un funcionamiento suave y sin interrupciones en los distintos regímenes de marcha.

Estos sistemas tienen incorporado un sistema de autocontrol o autodiagnóstico que avisa cuando algo anda mal, además existe la posibilidad de realizar un diagnóstico externo por medio de scanners electrónicos que se conectan a la unidad de control de inyección y revisan todos los parámetros, indicando aquellos valores que estén fuera de rango.

La detección de fallas debe realizarla personal especializado en estos sistemas y deben contar con herramientas electrónicas de diagnóstico también especiales para cada tipo de sistema de inyección. La reparación de estos sistemas se limita al reemplazo de los componentes fallados, generalmente los que el diagnóstico electrónico da como defectuosos.

Los sistemas de inyección electrónicos no difieren de los demás, respecto a las normas de seguridad ya que manipula combustible y/o mezclas explosivas. Lo mismo para el cuidado del medio ambiente, se debe manipular con la precaución de no producir derrames de combustible.

Mecanismo de válvulas:

El mecanismo que actualmente usa la mayoría de los motores es de árbol de levas a la cabeza (doble **DOHC** ó sencillo **SOHC**). Este mecanismo tiene menos pérdidas por fricción, al eliminar el taque, la varilla de elevación y el balancín. Esto fue posible gracias al empleo de bandas de neopreno que sustituyeron a la cadena, ya que era difícil emplear una cadena larga, la cual producía chicotazos y tendía a salirse a altas revoluciones y era necesario el empleo de tensores que desgastaban más rápidamente la cadena.

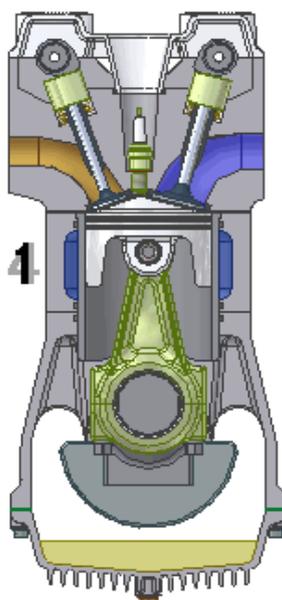


Figura 3.12 Mecanismo de doble árbol de levas a la cabeza (DOCH).

SISTEMA DE ENCENDIDO

Encendido electrónico integral

Una vez mas el distribuidor evoluciona a la vez que se perfecciona el sistema de encendido, esta vez desaparecen los elementos de corrección del avance del punto de encendido ("regulador centrifugo" y "regulador de vació") y también el generador de impulsos, a los que se sustituye por componentes electrónicos. El distribuidor en este tipo de encendido se limita a distribuir, como su propio nombre indica, la alta tensión procedente de la bobina a cada una de las bujías. El tipo de sistema de encendido al que nos referimos ahora se le denomina: "**encendido electrónico integral**" y sus particularidades con respecto a los sistemas de encendido estudiados hasta ahora son el uso de:

- Un sensor de rpm del motor que sustituye al "regulador centrifugo" del distribuidor.
- Un sensor de presión que mide la presión de carga del motor y sustituye al "regulador de vació" del distribuidor.
- Las ventajas de este sistema de encendido son:
 - Posibilidad de adecuar mejor la regulación del encendido a las variadas e individuales exigencias planteadas al motor.
 - Posibilidad de incluir parámetros de control adicionales (por ejemplo: la temperatura del motor).
 - Buen comportamiento del arranque, mejor marcha en ralentí y menor consumo de combustible.
 - Recogida de una mayor cantidad de datos de funcionamiento.
 - Viabilidad de la regulación antidetonante.

La ventaja de este encendido se aprecia claramente observando la cartografía de encendido donde se aprecia los ángulos de encendido para cada una de las situaciones de funcionamiento de un motor (arranque, aceleración, retención, ralentí y etc.). El ángulo de encendido para un determinado punto de funcionamiento se elige teniendo en cuenta diversos factores como el consumo de combustible, par motor, gases de escape distancia al límite de detonación, temperatura del motor, aptitud funcional, etc. Por todo lo es puesto hasta ahora se entiende que la cartografía de encendido de un sistema de encendido electrónico integral es mucho mas compleja

que la cartografía de encendido electrónico sin contactos que utiliza "regulador centrífugo" y de "vacío" en el distribuidor.

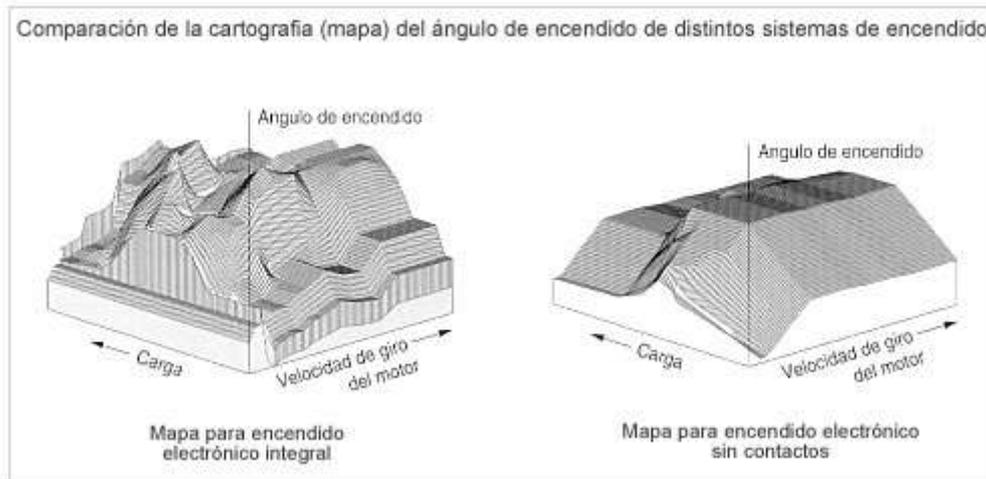


Figura 3.13

Si además hubiese que representar la influencia de la temperatura, que normalmente no es lineal, u otra función de corrección, sería necesaria para la descripción del ángulo de encendido de un "encendido electrónico integral" una cartografía tetradimensional imposible de ilustrar.

Funcionamiento: la señal entregada por el sensor de vacío se utiliza para el encendido como señal de carga del motor. Mediante esta señal y la de rpm del motor se establece un campo característico de ángulo de encendido tridimensional que permite en cada punto de velocidad de giro y de carga (plano horizontal) programar el ángulo de encendido más favorable para los gases de escape y el consumo de combustible (en el plano vertical). En el conjunto de la cartografía de encendido existen, según las necesidades, aproximadamente de 1000 a 4000 ángulos de encendido individuales. Con la mariposa de gases cerrada, se elige la curva característica especial ralentí/empuje. Para velocidades de giro del motor inferiores a la de ralentí inferior a la de ralentí nominal, se puede ajustar el ángulo de encendido en sentido de "avance", para lograr una estabilización de marcha en ralentí mediante una elevación en el par motor. En marcha por inercia (cuesta abajo) están programados ángulos de encendido adecuados a los gases de escape y comportamiento de marcha. A plena carga, se elige la línea de plena carga. Aquí, el mejor valor de encendido se programa teniendo en cuenta el límite de detonación. Para el proceso de arranque se pueden programar, en determinados sistemas, un desarrollo del ángulo de encendido en función de la velocidad de giro y la temperatura del motor, con independencia del campo característico del ángulo de encendido. De este modo se puede lograr un mayor par motor en el arranque.

La regulación electrónica de encendido puede ir integrada junto a la gestión de inyección de combustible (como se ve en el esquema inferior) formando un mismo conjunto como ocurre en el sistema de inyección electrónica de gasolina denominado "Motronic". Pero también puede ir la unidad de control de encendido de forma independiente como se ve en el sistema de inyección electrónica denominado "LE2-jetronic".

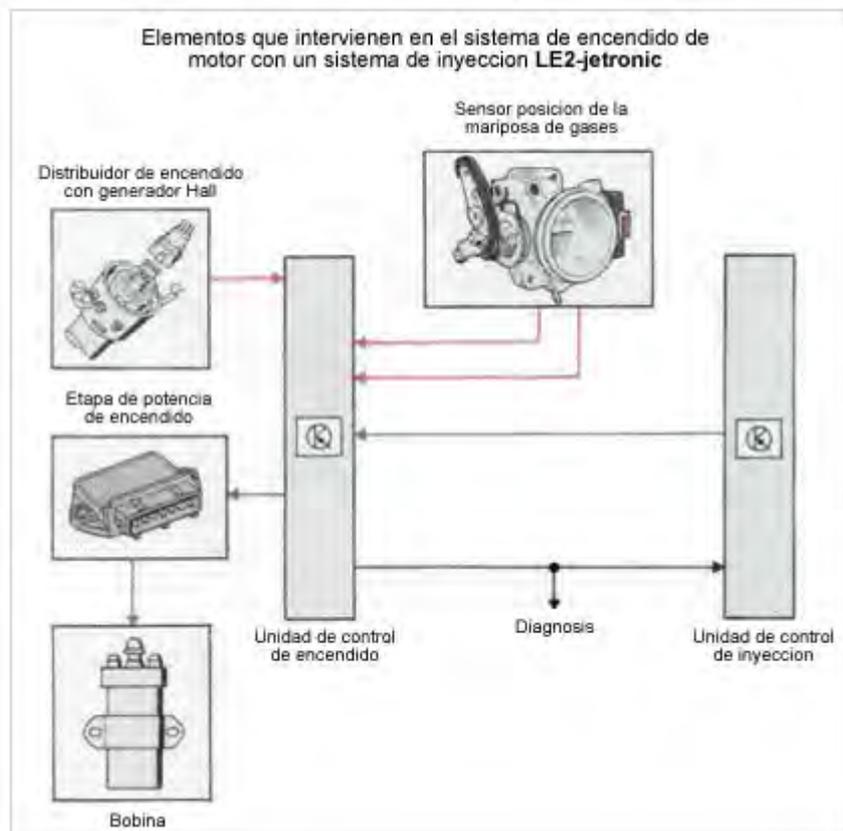
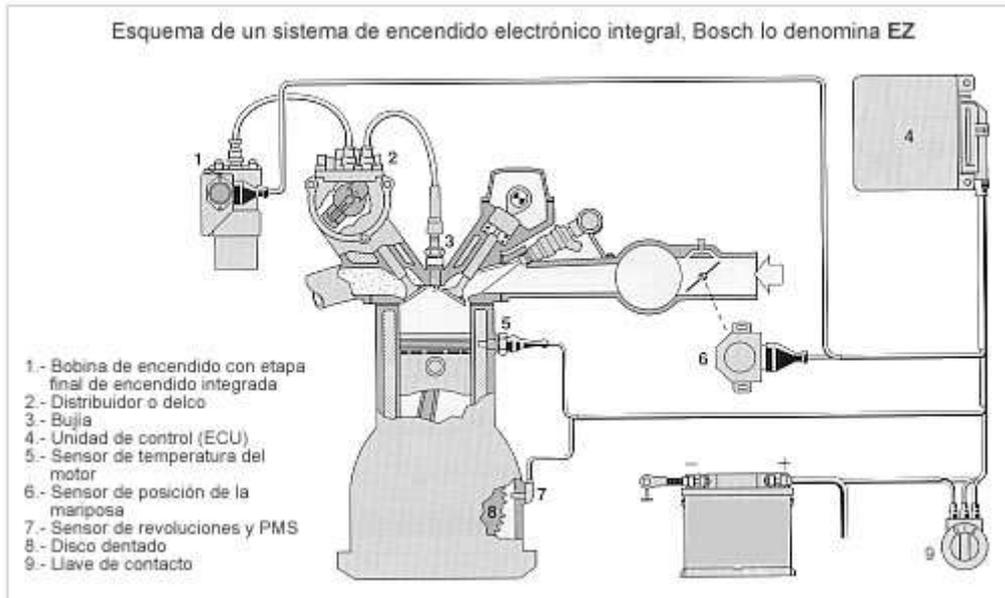


Figura 3.14

Para saber el número de rpm del motor y la posición del cigüeñal se utiliza un **generador de impulsos del tipo "inductivo"**, que esta constituido por una corona dentada que va acoplada al volante de inercia del motor y un captador magnético frente a ella. El captador esta formado por un imán permanente, alrededor esta enrollada una bobina donde se induce una tensión cada vez que pasa un diente de la corona dentada frente a el. Como resultado se detecta la velocidad de rotación del motor. La corona dentada dispone de un diente, y su correspondiente hueco, más ancho que los demás, situados 90° antes de cada posición PMS. Cuando pasa este diente frente al captador la tensión que se induce es mayor, lo que indica a la centralita electrónica que el pistón llegara al PMS 90° de giro después.

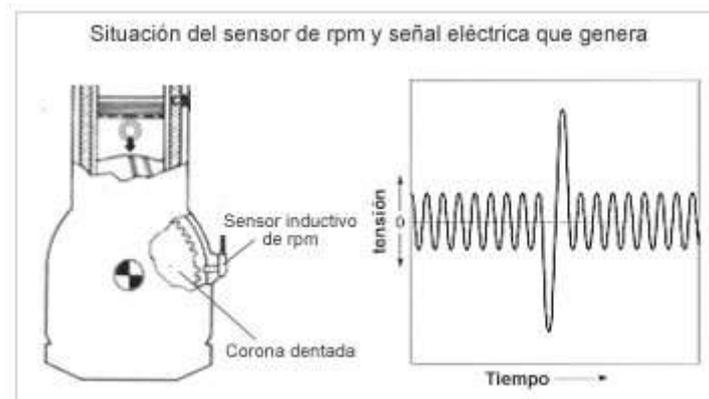


Figura 3.15

Para saber la carga del motor se utiliza **un captador de depresión** tiene la función de transformar el valor de depresión que hay en el colector de admisión en una señal eléctrica que será enviada e interpretada por la centralita electrónica. Su constitución es parecido al utilizado en los distribuidores ("regulador de vacío"), se diferencia en que su forma de trabajar ahora se limita a mover un núcleo que se desplaza por el interior de la bobina de un oscilador, cuya frecuencia eléctrica varia en función de la posición que ocupe el núcleo con respecto a la bobina. La señal del captador de de presión no da una medida exacta de la carga del motor para esto es necesario saber la cantidad de masa de aire que entra en los cilindros (caudalímetro) y esto en los motores de inyección electrónica de gasolina es un dato conocido por lo que la señal de carga utilizada para la preparación de la mezcla puede usarse también para el sistema de encendido.

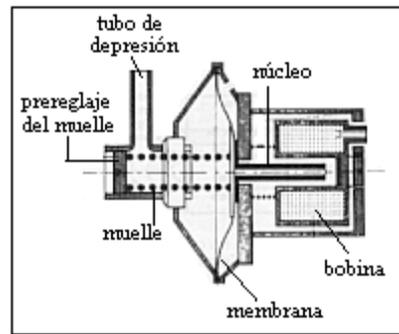
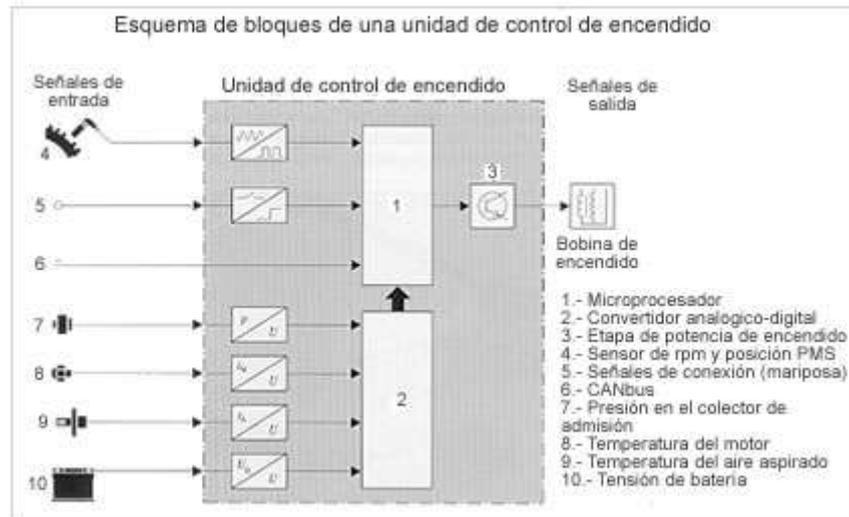


Figura 3.16

Además del sensor de rpm y del captador de depresión, el encendido electrónico integral utiliza otros parámetros de funcionamiento del motor:

- Sensor de temperatura situado en el bloque motor para medir la temperatura de funcionamiento del motor. Adicionalmente o en lugar de la temperatura del motor puede captarse también la temperatura del aire de admisión a través de otro sensor situado en el caudalímetro.
- Posición de la mariposa, mediante un interruptor de mariposa se suministra una señal de conexión tanto de ralenti como a plena carga del motor (acelerador pisado a fondo).
- Tensión de la batería es una magnitud de corrección captada por la unidad de control.
- Captador de picado, aplicado a los sistemas de encendido mas sofisticados y que explicamos mas adelante.

Unidad de control: (encendido electrónico integral **EZ**) tal como muestra el esquema de bloques, el elemento principal de la unidad de control para encendido electrónico es un microprocesador. Este contiene todos los datos, incluido el campo característico (cartografía de encendido), así como los programas para la captación de las magnitudes de entrada y el cálculo de las magnitudes de salida. Dado que los sensores suministran señales eléctricas que no son identificadas por el microprocesador se necesitan de unos dispositivos que transformen dichas señales en otras que puedan ser interpretadas por el microprocesador. Estos dispositivos son unos circuitos formadores que transforman las señales de los sensores en señales digitales definidas. Los sensores, por ejemplo: el de temperatura y presión suministran una señal analógica. Esta señal es transformada en un convertidor analógico-digital y conducida al microprocesador en forma digital.



Con el fin de que los datos del campo característico (cartografía de encendido) puedan ser modificados hasta poco antes de ser introducidos en la fabricación en serie, hay unidades de control dotadas de una memoria eléctricamente programable (EPROM). La etapa de potencia de encendido puede ir montada en la propia unidad de control (como se ve en el esquema de bloques) o externamente, la mayoría de las veces en combinación con la bobina de encendido. En el caso de una etapa de potencia de encendido externa, generalmente la unidad de control de encendido va montada en el habitáculo, y esto sucede también, aunque con poca frecuencia, en el caso de unidades de control con etapa de potencia integrada. Si las unidades de control con etapa de potencia integrada están en el compartimiento motor, necesitan un sistema de evacuación de calor eficaz. Esto se consigue gracias a la aplicación de la técnica híbrida en la fabricación de los circuitos. Los elementos semiconductores, y por tanto, la etapa de potencia, van montados directamente sobre el cuerpo refrigerante que garantiza contacto térmico con la carrocería. Gracias a ello, estos aparatos suelen soportar sin problemas temperaturas ambiente de hasta 100°C. Los aparatos híbridos tienen además la ventaja de ser pequeños y ligeros.

La unidad de control de encendido además de la señal de salida que gobierna la bobina de encendido suministra otro tipo de salidas como la señal de velocidad de giro del motor y las señales de estado de otras unidades de control como por ejemplo, la inyección, señales de diagnóstico, señales de conexión para el accionamiento de la bomba de inyección o reles, etc. Como hemos dicho anteriormente la unidad de control de encendido puede ir integrada con la unidad de inyección de combustible formando un solo conjunto. La conjunción

de ambos sistemas forma el sistema al que el fabricante Bosch denomina "Motronic".

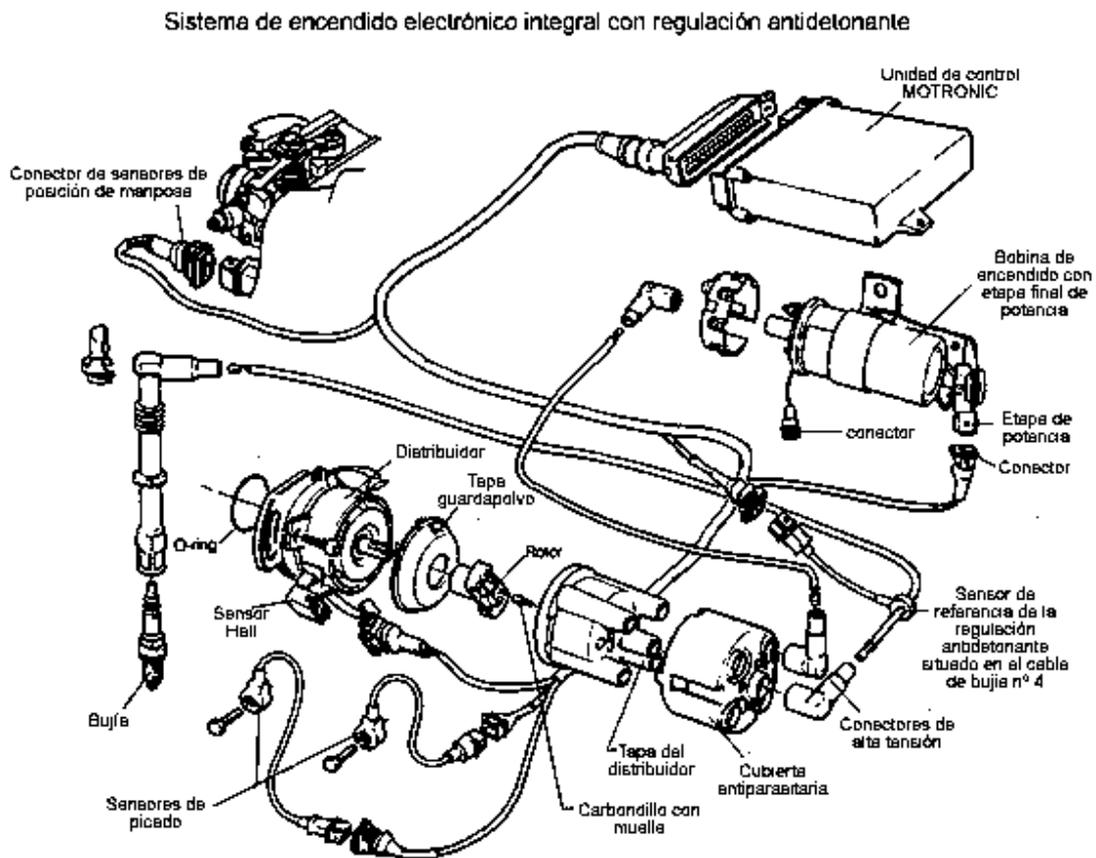


Figura 3.18

Una versión ampliada es la combinación del encendido electrónico con una "regulación antidetonante". Esta combinación es la que se ofrece principalmente, ya que la regulación en retardo del ángulo de encendido constituye la posibilidad de actuación más rápida y de efectos más seguros para evitar la combustión detonante en el motor. La regulación antidetonante se caracteriza por el uso de un captador de picado que se instala cerca de las cámaras de combustión del motor, capaz de detectar en inicio de picado. Cuando el par resistente es elevado (ejemplo: subiendo una pendiente) y la velocidad del un motor es baja, un exceso de avance en el encendido tiende a producir una detonación a destiempo denominada "picado" (ruido del cojinete de biela). Para corregir este fenómeno es necesario reducir las prestaciones del motor adoptando una curva de avance inferior.

El captador de picado: viene a ser un micrófono que genera una pequeña tensión cuando el material piezoeléctrico del que esta construido sufre una deformación provocada por la detonación de la mezcla en el interior del cilindro del motor.

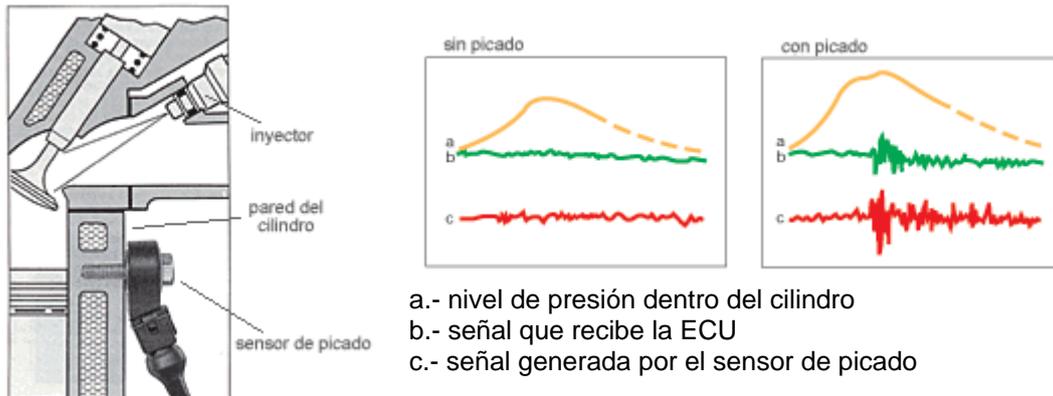


Figura 3.19

Distribuidor de encendido: en los sistemas de encendido electrónico integral el distribuidor suprime los reguladores mecánicos de avance al encendido como era la cápsula de vacío. El distribuidor en este caso se limita a distribuir la alta tensión generada en la bobina a cada una de las bujías. En algunos casos como se ve en la figura el distribuidor conserva el "generador de impulsos" de "efecto Hall" cuya señal sirve a la centralita de encendido para detectar en que posición se encuentra cada uno de los cilindros del motor. Hay casos que el generador de impulsos también se suprime del distribuidor.

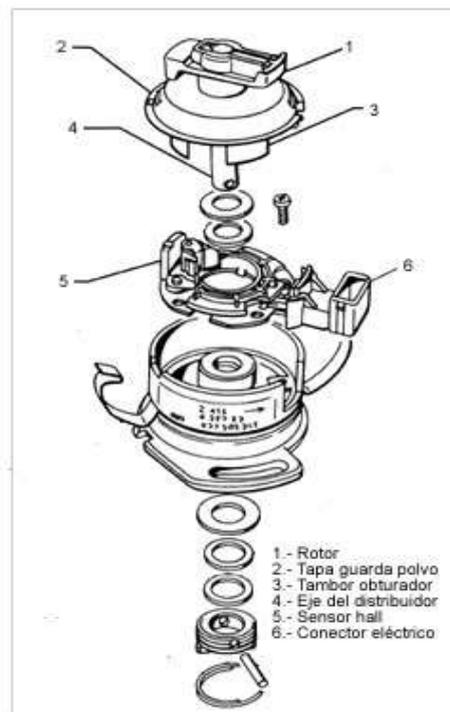
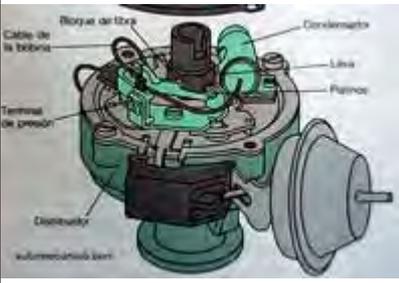


Figura 3.20

COMPARACIÓN DE AMBOS DISEÑOS (VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE AMBOS DISEÑOS).

En esta sección compararemos los sistemas de ignición y los sistemas de combustible:

Comparación: Sistemas de ignición.		
Platinos (Puntos)	Distribuidor electrónico	DIS Sistema de Encendido Directo
		
Flecha de distribuidor	Flecha de distribuidor	Sensor de posición del árbol de levas
<p>En este caso, la flecha tiene un engrane en la parte baja, que conecta, al árbol de levas, (también mueve la bomba de aceite, en algunos casos) y en la parte de arriba, esta flecha, lleva una deformación, que podríamos llamarles jorobas, parecidas a las del árbol de levas, y lleva tantas jorobas, como bujías lleve el motor. Cuando da vueltas, estas jorobas son las encargadas, de abrir y cerrar los platinos.</p>	<p>Aquí, la cosa, es similar en cuanto, a la parte baja, aunque hacemos la salvedad, que existen distribuidores, que ya no llevan engranes en la parte baja, debido a que están diseñados con una muesca de posición fija, de tal manera que solo encajan en la posición de encendido para el pistón # 1</p>	<p>En este caso, no hay flecha, la señal de posición llega al modulo electrónicamente</p> <p>Este sensor se encuentra posesionado, regularmente, en el mismo lugar, donde se instalaba anteriormente el distribuidor.</p>
Bobina	Bobina	Bobina
<p>Aquí estamos hablando, de una bobina, típica de</p>	<p>En este caso, tenemos bobinas cilíndricas. y</p>	<p>Estas bobinas, por lo general, se mantienen entregando</p>

forma cilíndrica.	bobinas de alto encendido, algunas de ellas posicionadas dentro del distribuidor. (como se muestra en la foto); estas bobinas, generan chispa; en base al trabajo de rotación del reductor dentro del distribuidor	chispa, obedeciendo al sensor de posición del cigüeñal, y árbol de levas
Platinos (puntos)	Pick coil (bobina captadora)	Sensor de posición de cigüeñal
<p>Los platinos hacen el trabajo de un interruptor, de alta velocidad, la función de abrir y cerrar, lo hace obedeciendo al número de jorobas que tiene, la flecha o eje del distribuidor.</p> <p>Cada vez que el platino se separa, se corta la corriente en la bobina, y se genera la contracción que, origina la chispa de alto voltaje.</p>	<p>La Bobina captadora, es la encargada, de captar, los impulsos magnéticos del momento en que el reductor, o estrella, alinea sus puntas, con el magneto receptor (bobina captadora), Esta señal es enviada hacia el modulo de encendido (la señal es interpretada, para cortar la corriente, logrando con esto la contracción en la bobina de encendido). El pick coil esta instalado en la base, o parte baja central del distribuidor; la flecha o eje del distribuidor, pasa por la parte central, rotando, y alineando sus puntas, con el magneto receptor (se entiende, que magneto receptor, bobina captadora, y pick coil; son la misma cosa).</p>	<p>Este sensor, posesionado cerca del cigüeñal detecta la rotación del mismo, debido a una especie de rueda con ventanas acoplada al cigüeñal, la señal es enviada al modulo de encendido. Aquí se administra el corte de corriente, que genera la contracción, en las bobinas, originándose la chispa de alto voltaje.</p>
Condensador	Modulo de encendido	Modulo de encendido
<p>Cuando los puntos, abren y cierran, cortan y conectan la corriente, el problema, se origina debido, a que este tipo</p>	<p>El modulo de encendido (modulo de ignición, pastilla), es un componente, que remplace la función del</p>	<p>En este caso, la función primaria es igual, la diferencia, se encuentra en el programa, instalado dentro de el.</p>

de conexión genera un arco de chispa, que queman, o pegan los puntos. El condensador, es el encargado de resistir, o amortiguar el voltaje, evitando con esto, que los puntos se calienten y suelten rebabas metálicas.	condensador y al mismo tiempo evita el constante cambio de platinos. La función o trabajo que realiza, lo consigue en base a un sistema de diodos instalados dentro del modulo.	Recuerde que la chispa, es entregada en forma constante y que además son varias bobinas, en algunos modelos; 1 por cilindro.
Rotor y tapa de distribuidor	Rotor y tapa de distribuidor	No aplica
El rotor, acompaña a la flecha o eje en su rotación, distribuyendo, la chispa entre los conectores de la tapa.	La función es la misma.	En este caso, no hay rotor, ni tapa (no hay distribuidor) Las bobinas conectan directamente hacia las bujías.
Cables y bujías	Cables y bujías	Cables y bujías
Los cables, (chicotes), y bujías, son los encargados de trasladar, la chispa hacia la cámara de combustión.	Aquí la función es la misma, y no difieren gran cosa con relación, a los del sistema de puntos.	Aquí, la función es la misma, en cuanto a trasladar la chispa, pero difieren en cuanto a la figura, y diseño de cable, debido a que en algunos casos, las bobinas vienen instaladas en los cables.
<p>Podemos concluir, agregando lo siguiente: cuando un sistema usa distribuidor; el hecho de conectar la señal de chispa; de la bobina al rotor, del rotor a los conectores de la tapa, de los conectores a los cables o chicotes, de los cables a las bujías; se puede considerar un tramite, que desgasta la intensidad de la chispa, que finalmente llega a la bujía, (recuerde que la conexión rotor/conector de tapa, es brinco de chispa).</p> <p>Por defecto, el sistema DIS, conecta directamente la chispa a la bujía.</p>		

El sistema de combustible tiene varios objetivos; entre ellos se pueden mencionar los siguientes:

- Proporcionar la mezcla adecuada de aire-combustible acorde a las condiciones de operación del vehículo.
- Mezclar el aire y el combustible para el mejor aprovechamiento del combustible.
- Dosificar el combustible o la mezcla aire-combustible en la cámara de combustión.

Para cumplir con estos objetivos compararemos los diferentes sistemas de combustible, los sistemas carburados o de admisión natural y los sistemas de inyección que pueden ser por el tipo de inyección monopunto y multipunto:

SISTEMA CARBURADO O DE ADMISIÓN NATURAL:

El sistema carburado cuenta con un carburador el cual se encarga de dosificar la mezcla aire combustible a la cámara de combustión utilizando el principio de tubo Venturi, es decir, generando un vacío en la parte más estrecha del tubo lo cual provoca la succión del combustible al pasar el aire por este estrechamiento. El control de la dosificación se lograba en los primeros sistemas utilizando únicamente medios mecánicos, (palancas, émbolos, diafragmas, etc.) en los últimos carburadores se contaba ya con controles electrónicos. Estos sistemas tienen las siguientes características:

- Son sistemas relativamente sencillos con pocos componentes.
- El principio de funcionamiento es por la depresión que se genera en el tubo Venturi que es la parte fundamental del diseño.
- La velocidad del aire es mayor que la del combustible, por lo cual el combustible es arrastrado por el aire.
- Generalmente proporcionan mezclas ricas de aire-combustible.
- Son fáciles de instalar.
- Son de precio bajo.
- No permiten un control estricto de las emisiones contaminantes.
- No permiten una dosificación homogénea a todos los cilindros.
- La presión del sistema de combustible es del orden de 5 lb/pulg².

PARTES DE UN SISTEMA DE COMBUSTIBLE CON CARBURADOR

Al sistema carburado lo forman:

1. Tanque o depósito de combustible.
2. Filtro de combustible.
3. Líneas de combustible.
4. Bomba de combustible mecánica (de diafragma).
5. Múltiple de admisión.
6. Carburador.
7. Ahogador o "choke".
8. Válvula de aceleración.
9. Línea de retorno.
10. Filtro de aire.

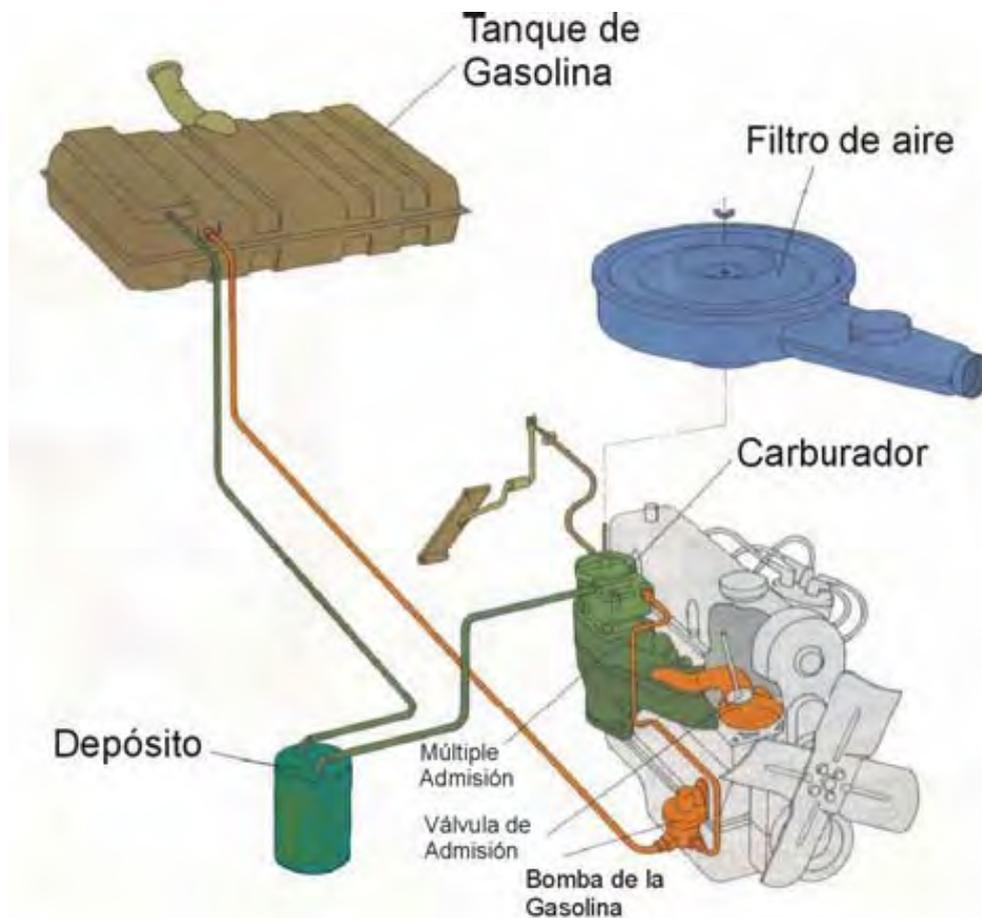


Figura 3.21 Partes de un sistema de combustible con carburador.

SISTEMAS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE:

Los sistemas de inyección de combustible permiten mejorar la dosificación del combustible debido a que el combustible es inyectado a una presión mayor en la corriente de aire, esto permite un mejor mezclado del aire con el combustible y generalmente se tiene un mejor aprovechamiento del combustible y un nivel menor de emisiones. Los inyectores utilizados en los motores de gasolina, generalmente son controlados electrónicamente lo cual permite tener un control muy preciso del tiempo de inyección y de la cantidad de combustible inyectada. Los sistemas de inyección de combustible presentan las siguientes características:

- Son sistemas más complicados y tienen más componentes.
- El principio de funcionamiento es por la presión con la que se inyecta el combustible, lograda por la bomba de alimentación y el regulador de presión del sistema.
- La velocidad del aire es menor que la del combustible, por lo cual el combustible es mezclado mejor con el aire.
- Generalmente proporcionan mezclas aire-combustible pobre.
- Son de precio medio y alto.
- Permiten un control estricto de las emisiones contaminantes.
- Permiten una dosificación homogénea a todos los cilindros.
- La presión del sistema de combustible es del orden de 35 a 70 lb/pulg² en motores de gasolina y mucho mayores en motores diesel (mayores de 3,000 lb/ pulg²).

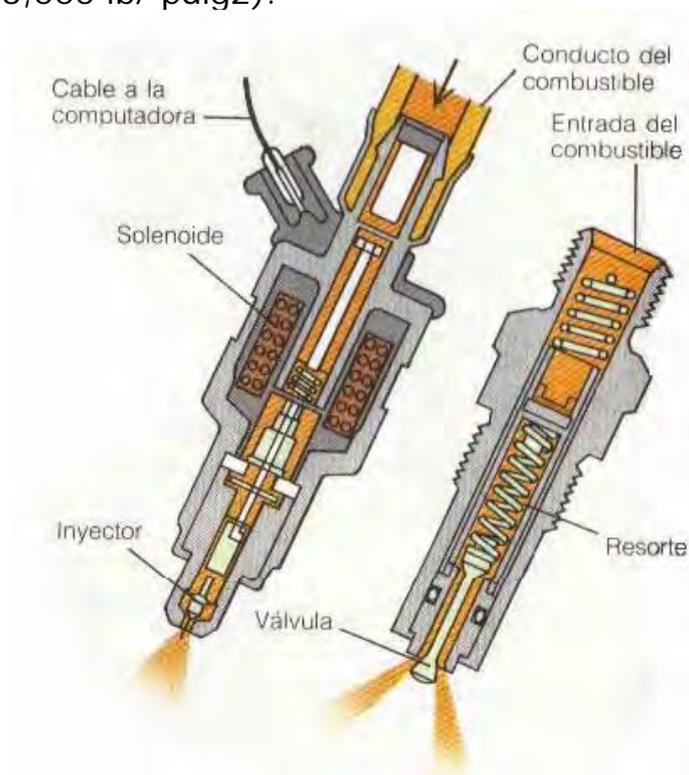


Figura 3.22 Inyectores de combustible.

SISTEMAS DE INYECCIÓN MONOPUNTO

Los sistemas de inyección monopunto tienen la característica de que un inyector alimenta a más de un cilindro, de tal manera que permiten una mejor dosificación de la mezcla aire combustible. Este inyector se coloca generalmente en el cuerpo de aceleración y es de mayor tamaño que los inyectores utilizados en los sistemas multipuntos.

PARTES DEL SISTEMA DE INYECCIÓN MONOPUNTO

Al sistema de inyección monopunto lo forman:

1. Tanque o depósito de combustible.
2. Filtro de combustible.
3. Bomba de combustible.
4. Líneas de combustible.
5. Regulador de presión.
6. Inyector.
7. Cuerpo de aceleración.
8. Válvula de aceleración.
9. Línea de retorno.
10. Módulo de control electrónico (computadora).
11. Sensores de aire.
12. Sensor de posición de la válvula de aceleración.
13. Sensor de la posición del cigüeñal.
14. Sensor de oxígeno.

CIRCUITO DEL COMBUSTIBLE

El combustible es succionado del tanque de combustible por la bomba la cual se encuentra generalmente dentro del tanque, pasando por el filtro de combustible. La bomba incrementa la presión y envía el combustible a través de la línea de combustible hacia el regulador donde se controla la presión a la cual será inyectado. El regulador se encarga de enviar el combustible hacia el inyector el cual se encuentra encima del cuerpo de aceleración donde se tiene la válvula de aceleración la cual está acoplada al pedal del acelerador. La posición de esta válvula definirá la potencia demandada, la cantidad de combustible necesaria será definida por la computadora (la cual toma la señal de la posición de la válvula de aceleración y de la temperatura del motor entre otras) y suministrada a través del inyector. La cantidad de combustible que no sea requerida se envía al tanque a través de la línea de retorno.

SISTEMAS DE INYECCIÓN MULTIPUNTO

Los sistemas de inyección multipunto tienen la característica de que se tiene un inyector para cada cilindro, de tal manera que permiten una mejor dosificación de la mezcla aire combustible. Estos inyectores se colocan generalmente en el puerto de admisión, que es la zona en la cual se encuentra la válvula de admisión antes de la cámara de combustión. Algunos fabricantes le denominan sistema de inyección multipuertos.

PARTES DEL SISTEMA DE INYECCIÓN MULTIPUNTO

Al sistema de inyección multipunto lo forman:

- 1.- Tanque o depósito de combustible.
- 2.- Filtro de combustible.
- 3.- Bomba de combustible.
- 4.- Líneas de combustible.
- 5.- Regulador de presión.
- 6.- Riel de inyectores.
- 7.- Inyectores.
- 8.- Puerto de admisión.
- 9.- Cuerpo de aceleración.
- 10.- Válvula de aceleración.
- 11.- Línea de retorno.
- 12.- Módulo de control electrónico (computadora).
- 13.- Sensores de aire.
- 14.- Sensor de posición de la válvula de aceleración.
- 15.- Sensor de la posición del cigüeñal.
- 16.- Sensor de temperatura del motor.
- 17.- Sensor de oxígeno.

CIRCUITO DEL COMBUSTIBLE

El combustible es succionado del tanque de combustible por la bomba la cual se encuentra generalmente dentro del tanque, pasando por el filtro de combustible. La bomba incrementa la presión y lo envía a través de la línea de combustible hacia el regulador donde se controla la presión a la cual será inyectado. El regulador se encarga de enviar el combustible hacia el tren de inyectores y de éste al inyector el cual se encuentra en el puerto de admisión. El aire entra a través del filtro de aire (donde está el sensor de aire) y pasa a través del cuerpo de aceleración donde se tiene la válvula de aceleración la cual está acoplada al pedal del acelerador.

La posición de esta válvula definirá la potencia demandada, la cantidad de combustible necesaria será definida por la computadora (la cual toma la señal de la posición de la válvula de aceleración y de la temperatura del motor entre otras) y suministrada a través de los inyectores. La cantidad de combustible que no sea requerida se envía al tanque a través de la línea de retorno.

CAPÍTULO IV: "CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN DE UN PROTOTIPO"

1) IDENTIFICACION DE LA NECESIDAD:

"Mejorar un motor de combustión interna."

2) INVESTIGACION PRELIMINAR:

El BMW Group y PSA Peugeot Citroën cooperan en un proyecto común y han desarrollado una nueva gama de motores de gasolina pequeños. Los motores de avanzada tecnología se montarán en modelos Peugeot, Citroën y en futuras variantes de modelos MINI.

Dentro del marco de un día de tecnología, BMW Group y PSA Peugeot Citroën han presentado los primeros resultados de su colaboración en el segmento de los motores de cuatro tiempos: en los cuales se han aplicado las tecnologías más avanzadas, desarrolladas conjuntamente.

Los resultados de los proyectos de cooperación, que están en marcha desde julio de 2002, son destacables: los motores de combustión interna de cuatro tiempos sentarán nuevas bases en las áreas de potencia, elasticidad en su comportamiento, bajo consumo de combustible y emisión de gases de escape (CO₂) extremadamente controlada.

Ambos motores presentados en el centro de investigación e innovación del grupo BMW en Munich, se basan en las siguientes técnicas:

- Motor atmosférico de cuatro tiempos con regulación variable de la abertura de las válvulas, cilindrada total de 1.6 litros y potencia de 85 kW/ -115 CV
- Motor alimentado con turbocompresor "Twin Scroll" e inyección directa en la cámara de combustión, cilindrada total de 1.6 litros y potencia de 105 kW-143 CV.

Los dos motores expuestos, son los primeros de una serie de propulsores que en el futuro comprenderán versiones con potencias comprendidas entre los 55 kW-75 HP y 125 kW-170 HP de potencia.

Numerosas innovaciones basadas en la competencia técnica de ambas empresas han sido incorporadas en el desarrollo de ambos motores:

- Control del tiempo y de los grados de la abertura de las válvulas.
- Bomba de aceite regulada según necesidad volumétrica.
- Accionamiento con una sola correa de los grupos secundarios.
- Fabricación de la culata con el procedimiento de fundición "Lost foam"

Además se han empleado varios conceptos muy nuevos:

- Inyección directa de la gasolina para optimizar la combustión y en consecuencia la potencia.
- Turbocompresor "Twin Scroll" para mejorar el tiempo de reacción y la entrega de potencia.
- Bomba de agua que se acciona según la temperatura del motor, hecho que reduce el consumo y las emisiones de gases de escape.

La cooperación entre el BMW Group y PSA Peugeot Citroën es una clara muestra de que los motores de gasolina ofrecen un gran potencial en el área del progreso tecnológico: contribuyen a la reducción del consumo como de las emisiones de CO₂, y al mismo tiempo incrementan la potencia.

VEHÍCULOS DE MOTORES HÍBRIDOS

Un coche híbrido utiliza más de una fuente de energía, es decir, un motor de combustión interna y un motor eléctrico. Esto genera que el automóvil no produzca los gases con efecto invernadero. Ya en Europa, Japón y Estados Unidos los coches híbridos se ven con facilidad en las automotoras y revistas del tema. Y aunque empresas dominantes del mercado como Toyota están con planes de sacar más de estos autos al mercado, la pelea, sobre todo con la industria petrolera, aún está en ebullición.

¿Qué es un vehículo de motor híbrido?

Un coche híbrido utiliza más de una fuente de energía, es decir, un motor de combustión interna y un motor eléctrico. Los vehículos híbridos se clasifican en dos tipos: paralelo, tanto el motor térmico como el eléctrico pueden hacer girar las ruedas; y serie, el motor

térmico genera electricidad y la tracción la proporciona sólo el motor eléctrico.

El primer vehículo con motor híbrido que apareció en el mercado fue el Prius de Toyota en 1997, y fue el único en combinar ambos sistemas para maximizar sus ventajas. Se alcanzó un menor consumo y una mayor reducción en la emisión de gases. En el caso de híbridos gasolina-eléctricos, cuando el motor de combustión interna funciona, lo hace con su máxima eficiencia. Si se genera más energía de la necesaria, el motor eléctrico se usa como generador y carga las baterías del sistema. En otras situaciones, sólo el motor eléctrico funciona al alimentarse de la energía guardada en la batería. Todos los coches eléctricos utilizan baterías cargadas por una fuente externa, lo que les ocasiona problemas de autonomía de funcionamiento sin recargarlas. Este inconveniente habitual se evita con los coches híbridos.

Beneficios y desventajas en el uso de este tipo de coches

Entre las ventajas que tienen estos automóviles con motor híbrido se encuentran éstas: menos ruido que un térmico, más elasticidad que un motor convencional, respuesta más inmediata, recuperación de energía en deceleraciones, mayor autonomía que un eléctrico simple, mayor suavidad y facilidad de uso, recarga más rápida que un eléctrico, mejor funcionamiento en recorridos cortos, consumo muy inferior. Además, en recorridos cortos no hace falta encender el motor térmico, y se evita que trabaje en frío. La instalación eléctrica es más potente y versátil; y resulta difícil que se quede sin batería por dejar algo encendido. La potencia eléctrica extra también sirve para poder usar, por ejemplo, el aire acondicionado con el motor térmico parado.

Respecto de las desventajas, un coche híbrido tiene mayor peso que un coche convencional (hay que sumar el motor eléctrico y las baterías), También tiene más complejidad y más posibilidad de desperfectos. Por el momento, el precio, ya que es más caro que uno convencional.

Los altos precios del petróleo, las estimaciones de que, al ritmo de consumo actual, las reservas de este combustible se agotarán en 2050 y el hecho de que 740 millones de vehículos son responsables del 18% de las emisiones globales de CO₂ (dióxido de carbono) que provocan el efecto invernadero, son argumentos válidos para estar en contra de los coches convencionales que largan al aire malos humos, por lo que la evolución de los motores ya no es una irrealdad.

Por ejemplo, en California el mayor mercado estadounidense del automóvil con dos millones de unidades vendidas al año, obligará a los fabricantes a reducir en un 25% de los vehículos las emisiones que producen. El presidente de Ford aseguró "hacer que el transporte sea accesible a todos los bolsillos, eficiente y limpio es una ventaja competitiva y clave de nuestro futuro". Esto significa que se debe tener muy en cuenta la construcción y venta de vehículos híbridos.



Figura 4.2.1

El año pasado las ventas de los Tres Grandes GM, Ford y Chrysler tocaron fondo en EEUU, volvieron a caer por segundo año consecutivo al punto más bajo de su historia. Y en medio de esta crisis, sin representar aún una parte significativa del mercado, los híbridos han pasado a ser una buena posibilidad. De los casi 17 millones de matriculaciones que registró este país en 2004, 100.000 correspondieron a vehículos híbridos. Según la consultora JD Power, la cifra se multiplicará por cuatro en cuatro años.

Por otro lado, Toyota está trabajando en el desarrollo de diez modelos de vehículos híbridos con motores eléctricos para que sean puestos a la venta antes de 2010. La empresa japonesa espera vender, con esta incorporación al mercado, cerca de un millón de unidades al año en todo el mundo. De igual manera, la compañía japonesa ya ha puesto a la venta tres modelos de coches ecológicos en Estados Unidos, el Toyota Prius y Highlander, y el Lexus RX 400H, y adelantó que dos de los diez nuevos modelos híbridos que están fabricando son el Lexus GS sedan y el Toyota Camry.

VEHICULOS DE MOTOR DE HIDROGENO

El BMW 750hL fue presentado el 11 de mayo en Berlín. El primer coche a hidrógeno del mundo fabricado en serie. En aquella ocasión, el Dr. Burkhard Göschel, director de Desarrollo del grupo BMW, expresó: 'Nuestra idea es que, para el 11 de mayo del año 2005, junto a cada establecimiento de BMW Group en Alemania haya a disposición una estación de servicio para la carga de hidrógeno.' España podría estar preparada para el año 2010.

El motor de doce cilindros propulsado con hidrógeno tiene una potencia de 204 CV., acelera de 0 a 100 km/h en 9,6 segundos y alcanza una velocidad máxima de 226 km/h. Gracias a su tanque criogénico de 140 litros, este modelo de la Serie 7 posee un alcance adicional de 350 kilómetros. A ello se le agrega una alimentación convencional a gasolina, que -en virtud de la aún incompleta red de suministro con hidrógeno- permanece igual que en la actualidad.



Figura 4.2.2

Por lo tanto, el motor solo muestra una diferencia sustancial en lo que respecta a la sección de aspiración, que tiene válvulas inyectoras adicionales para el hidrógeno. La fabricación del modelo propulsado a hidrógeno de la Serie 7 fue plenamente integrada en el proceso normal de producción. De este modo, los motores de doce cilindros se incorporaron a la planta de Dingolfing y se construyen junto a los motores tradicionales de carburador y Diesel.

Seguridad al nivel de los actuales vehículos de gasolina:

El hidrógeno se mantiene en forma criogénica (ultracongelado y líquido), a una temperatura de 253 grados centígrados, dentro de un tanque de acero de pared doble que se ubica detrás del respaldo trasero. En caso de haber una sobre presión excesiva, dos válvulas de seguridad garantizan una ventilación controlada. Estas piezas también forman parte de un concepto integral de seguridad, probado en numerosos tests de choque. Incluso en los accidentes sumamente violentos, donde el tanque se ve afectado en su área protegida, el cilindro de acero (con doble cubierta de 2 mm) no pierde su absoluta estanqueidad. Las deformaciones más pronunciadas en el vehículo, aquellas que casi no dejan posibilidad alguna de supervivencia a sus ocupantes, pueden provocar fugas en el tanque, aunque el mismo no habrá de explotar: para ello debería producirse una mezcla de hidrógeno y aire, pero el aire es incapaz de penetrar en el tanque debido a la mayor presión interna del hidrógeno.

Primera serie de autos con pila de combustible: Las berlinas propulsadas por hidrógeno disponen de pilas de combustible para suministro de la energía necesaria a todo el sistema eléctrico, siendo estas las primeras unidades fabricadas en serie que presentan tales características en el mundo. Esta 'batería electroquímica' adopta la función que mejor puede cumplir: genera corriente con un alto rendimiento (hasta el 50 %). En este modelo de la Serie 7 propulsado a hidrógeno, la compacta pila ocupa el espacio de una batería de aleación convencional, aunque la unidad de cinco kilovatios la supera claramente en cuanto a prestaciones y durabilidad. La también llamada Unidad Auxiliar de Potencia (APU) no solo suministra la energía necesaria a todo el sistema eléctrico, sino que además permite nuevas posibilidades: un ejemplo es el climatizador independiente que proporciona aire frío o caliente incluso con el motor apagado.

Servicio del futuro radio control permanente: Al igual que los coches de Fórmula 1, todas las unidades 750hL se encuentran conectadas por radio durante las 24 horas a los ordenadores del Taller de Desarrollo de Munich. Esto permite efectuar un control permanente de todos los sistemas y reaccionar de inmediato ante la más pequeña anomalía. No solo se transmiten y chequean los valores correspondientes al suministro de hidrógeno, sino también todos los datos administrados por un sistema de bus estándar incluido en este Serie 7. 'Si algo no está en orden, el conductor informa de inmediato al taller', explica Klaus Pehr, ingeniero responsable de los vehículos a hidrógeno en BMW. Los conocimientos adquiridos se vuelcan hacia un continuo mejoramiento de la moderna flota. Merced a un plan rotativo de aplicación para el ecológico Serie 7, queda asegurada una rápida actualización del estado de todas las unidades.

Ya durante esta etapa de desarrollo, el sistema de radio control ha demostrado ser de gran utilidad. El control de coches de Hannover, que hasta ahora debía funcionar durante toda la noche, puede reducirse a una breve tarea de verificación en la empresa, básicamente para calibrar los sensores. Allí las unidades 750hL también se cargan con hidrógeno desde un 'contenedor criogénico móvil'.

Motores de hidrógeno mezclas pobres para evitar emisiones: Mientras el motor básico proviene de una producción en serie, la propulsión por hidrógeno aún requiere algunos ajustes en el sistema de combustible para procesar la mezcla. Así es que se creó un sistema electrónico de formación de la mezcla, que dosifica en proporciones exactas el hidrógeno y el cambio de carga. En general, la combustión se lleva a cabo con mezclas pobres. El exceso de aire, contenido en la cámara de combustión, absorbe calor y reduce así la temperatura de llama por debajo del límite crítico (aquel sobre el cual

la mezcla se torna inflamable). Al mismo tiempo, la baja temperatura de combustión impide la formación de óxidos de nitrógeno (NOx), que en los motores de gasolina deben ser neutralizados mediante catalizadores. Por lo tanto, dejando de lado una mínima cantidad de vapor, los motores BMW a hidrógeno prácticamente no generan emisiones de ningún tipo, incluso cuando carecen de un tratamiento adicional para los gases de escape. Cabe destacar que si bien este diseño de motor no contaminante tiene como consecuencia una merma de potencia, la misma puede compensarse, por ejemplo, mediante una adaptación de la cilindrada. Los motores desarrollados exclusivamente para la propulsión a hidrógeno no ofrecen esta alternativa de equilibrio y se diseñan con características que por lo menos equivalen a las de los motores Diesel.

CELDAS DE COMBUSTIBLE

En principio, una celda de combustible opera como una batería. Genera electricidad combinando hidrógeno y oxígeno electroquímicamente sin ninguna combustión. A diferencia de las baterías, una celda de combustible no se agota ni requiere recarga. Producirá energía en forma de electricidad y calor mientras se le provea de combustible. El único subproducto que se genera es agua 100% pura.

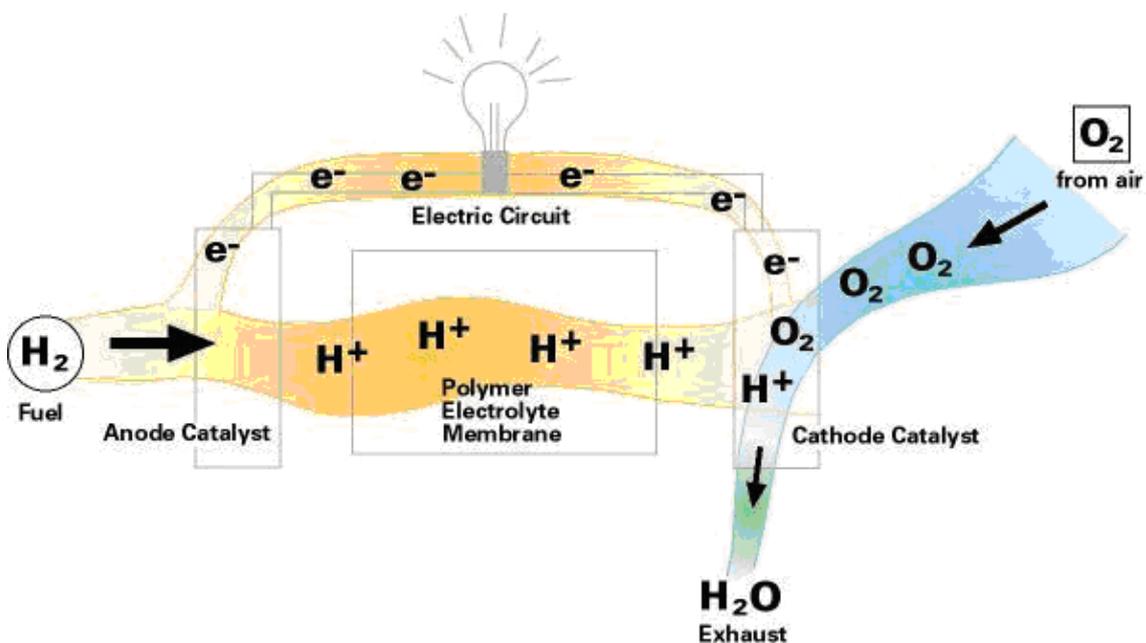


Figura 4.2.3

Una celda de combustible consiste en dos electrodos separados por un electrolito. Oxígeno pasa sobre un electrodo e hidrógeno sobre el otro. Cuando el hidrógeno es ionizado pierde un electrón y al ocurrir esto ambos (hidrógeno y electrón) toman diferentes caminos hacia el segundo electrodo. El hidrógeno migra hacia el otro electrodo a través del electrolito mientras que el electrón lo hace a través de un material conductor. Este proceso producirá agua, corriente eléctrica y calor útil. Para generar cantidades utilizables de corriente las celdas de combustibles son "amontonadas" en un emparedado de varias capas.

Las celdas de combustible son una familia de tecnologías que usan diferentes electrolitos y que operan a diferentes temperaturas. Cada miembro de esa familia tiende a ser más apropiada para ciertas aplicaciones. Por ejemplo, las celdas de combustible de membrana eléctrica polimérica han demostrado ser apropiadas para su aplicación en autos, mientras que las celdas de combustible de carbonatos fundidos parecen ser más apropiadas para uso con turbinas a gas.

Tipos de celdas de combustible:

Ácido fosfórico (PAFCs). Este es el tipo de celda de combustible más desarrollado a nivel comercial y ya se encuentra en uso en aplicaciones tan diversas como clínicas y hospitales, hoteles, edificios de oficinas, escuelas, plantas eléctricas y una terminal aeroportuaria. Las Celdas de Combustible de ácido fosfórico generan electricidad a más del 40% de eficiencia – y cerca del 85% si el vapor que ésta produce es empleado en cogeneración – comparado con el 30% de la más eficiente máquina de combustión interna. Las temperaturas de operación se encuentran en el rango de los 400F. Este tipo de celdas pueden ser usadas en vehículos grandes tales como autobuses y locomotoras.

Polímero Sólido ó Membrana de Intercambio Protónico (PEM). Estas celdas operan a relativamente bajas temperaturas (unos 200F), tienen una densidad de potencia alta, pueden variar su salida rápidamente para satisfacer cambios en la demanda de potencia y son adecuadas para aplicaciones donde se requiere una demanda inicial rápida, tal como en el caso de automóviles. De acuerdo con el Departamento de Energía de los Estados Unidos, "son los principales candidatos para vehículos ligeros, edificios, y potencialmente para otras aplicaciones mucho más pequeñas como el reemplazamiento de baterías recargables en vídeo cámaras".

Carbonato Fundido (MCFCs). Las Celdas de Combustible de Carbonato Fundido prometen altas eficiencias combustible-electricidad y la habilidad para consumir combustibles base carbón. Esta celda opera a temperaturas del orden de los 1,200F.

La primera pila de carbonato fundido a gran escala ha sido ya probada y algunas unidades para demostración están siendo terminadas para su prueba en California en 1996.

Óxido Sólido (SOFCs). Otra Celda de Combustible altamente prometedora, la Celda de Combustible de Óxido Sólido, podría ser usada en aplicaciones grandes de alta potencia incluyendo estaciones de generación de energía eléctrica a gran escala e industrial. Algunas organizaciones que desarrollan este tipo de celdas de combustible también prevén el uso de estas en vehículos motores. Una prueba de 100kW está siendo terminada en Europa mientras que dos pequeñas unidades de 25kW se encuentran ya en línea en Japón. Un sistema de Óxido Sólido normalmente utiliza un material duro cerámico en lugar de un electrólito líquido permitiendo que la temperatura de operación alcance los 1,800 grados F. Las eficiencias de generación de potencia pueden alcanzar un 60%. Un tipo de Celda de Combustible de Óxido Sólido utiliza un arreglo de tubos de un metro de longitud mientras que otras variaciones incluyen un disco comprimido semejando la parte superior de una lata de sopa.

Alcalinas. Utilizadas desde hace mucho tiempo por la NASA en misiones espaciales, este tipo de celdas pueden alcanzar eficiencias de generación eléctrica de hasta 70%. Estas celdas utilizan hidróxido de potasio como electrólito. Hasta hace poco tiempo eran demasiado costosas para aplicaciones comerciales pero varias compañías están examinando formas de reducir estos costos y mejorar la flexibilidad en su operación.

Otras Celdas de Combustible. Nuevos miembros de la familia de Celdas de Combustible, tales como las de Metanol Directo, pueden surgir como resultado del presente trabajo llevado a cabo en laboratorios privados y gubernamentales.

VEHICULOS CON CELDAS DE COMBUSTIBLE

Autos movidos a partir de celdas de combustibles se encuentran en una etapa temprana de desarrollo comparados con autos eléctricos movidos con baterías pero son considerados como una alternativa muy atractiva. Los primeros ofrecen las ventajas de un auto eléctrico provisto de baterías, pero pueden ser reabastecidos de combustible muy rápidamente y su rango de alcance es mayor que aquellos con baterías. Adicionalmente, autos con celdas de combustible producirían menos emisiones de gases que producen efecto invernadero (considerando las emisiones asociadas con la recuperación de la fuente primaria). Daimler-Benz ha concluido que los problemas técnicos fundamentales asociados al uso de celdas de combustible en autos pueden ser resueltos.

Un estudio reciente de General Motors hizo notar que motores de autos con celdas de combustible podrían ser contruidos casi por mismo precio que los de combustión interna.

Los "tres grandes" fabricantes de autos junto con otras pequeñas compañías independientes están trabajando en Celdas de Combustible.

Chrysler

Chrysler ha contratado a Delphi Automotive Systems para desarrollar un sistema para automóviles a base de celda de combustible. Delphi ha puesto una orden de compra por \$4 millones de USA dólares con Ballard Power Systems para las celdas de combustible que se usarán en el sistema.

A principios de 1997, Chrysler reveló un modelo a escala real de un vehículo movido a base de un sistema de celdas de combustible que podría emplear gasolina. El sistema de las celdas de combustible emplea un reformador del combustible, desarrollado por Arthur D. Little Inc., el cual convierte gasolina y otros combustibles líquidos en hidrógeno "a bordo". Chrysler está también trabajando con la industria del petróleo.

Chrysler expresó la intención de tener un auto trabajando para 1999 y realizar su comercialización en autos medianos para 2015.

Ford Motor Corporation.

Ford ha establecido su programa P2000 para producir un sedán familiar ligero altamente avanzado. El concepto del automóvil P2000 actuará como plataforma para varios sistemas motores avanzados incluyendo celdas de combustible. Ford ha trabajado con Ballard, International Cells y con Mechanical Technology Incorporated en este proyecto. Este fabricante de autos está tratando de llegar a un auto completamente integrado para investigación el cual podría estar listo para su evaluación para el año 2000.

En diciembre de 1997, Ford anunció que traerá su tecnología de autos eléctricos junto con \$420 millones de USA dólares, a una nueva alianza internacional de vehículos provistos con celdas de combustible junto con Ballard y Daimler-Benz. Cuando todos los arreglos de efectivo y valores hayan sido completados, tres compañías habrán de surgir. Ballard será el propietario mayoritario de la compañía que suministre las celdas de combustible. Daimler-Benz será dueño mayoritario de la compañía que desarrolle los sistemas de motores empleando celdas de combustible y Ford será el principal propietario de una compañía que desarrolle los sistemas de transporte eléctrico.

General Motors

GM está trabajando con Delphi y Ballard para desarrollar motores a celdas de combustible. En enero de 1998, GM reveló un modelo avanzado de un sistema de tren de avance a celda de combustible y oficiales de la compañía mencionaron la intención de ésta de tener un vehículo a celda de combustible "listo para producción" para el año 2004.

Actualmente GM se encuentra probando la posibilidad de integrar un procesador de combustible el cual extraería hidrógeno de metano, con un motor a celda de combustible y espera terminar las pruebas de un vehículo que pruebe el concepto para 1999.

Daimler-Benz

Daimler-Benz ha estado probando en campo una celda de combustible desde 1993 declarando que las barreras fundamentales para su comercialización han sido superadas. Daimler dio a conocer, en mayo de 1996, su vehículo a base de celdas de combustible de segunda generación, un vehículo tipo van llamado NECAR II.

En octubre de 1997, Daimler dio a conocer NECAR III, un vehículo alimentado con metano para su celda de combustible.

Daimler-Benz y Ballard anunciaron su asociación en abril 1997. Las dos compañías han comprometido más de \$450 millones de dólares canadienses en el trato. Una nueva compañía de motores, financiada por este acuerdo, pondrá al mercado celdas de combustible y motores a celda de combustible.

Daimler-Benz dio a conocer un autobús en mayo de 1997 movido por celdas de combustible que opera con hidrógeno almacenado y tiene un rango de 250 km. (unas 155 millas). Este autobús se encuentra probándose en campo en Stuttgart, Alemania.

Daimler ha comprometido \$725 millones de USA dólares en su participación junto con Ballard para investigación en celdas de combustibles que usan metano como combustible. Estas compañías esperan tener un vehículo a base de celdas de combustible comercialmente viable hacia finales de 1999 y planean producir unos 100,000 motores al año para el 2003-2004.

Peugeot/Citroën

Peugeot/Citroën está involucrado en un programa de investigación conjunto europeo de celdas de combustible tipo PEM para reducir tanto el peso de este sistema como sus costos.

Renault

Una co-inversión franco-sueco-italiana ha dado como resultado un concepto de vehículo a celda de combustible basado en un vagón tipo Renault. El vehículo FEVER (llamado así por sus siglas en inglés "Fuel Cell Electric Vehicle for Efficiency and Range") es alimentado por un sistema de celda de combustible tipo PEM que utiliza hidrógeno líquido almacenado, y una batería níquel-hidruro metálico como almacén de energía de respaldo. Su rango será de 500 Km (310 Millas).

Volkswagen/Volvo

En un proyecto conjunto, Volkswagen y Volvo han anunciado sus planes para tener en funcionamiento en 1999 un auto tipo "Golf" híbrido a base de una celda de combustible PEM alimentada con metano.

Honda

En febrero de 1997, el subsidiario de Honda para investigación y desarrollo firmó un contrato por \$2 millones de dólares canadienses con Ballard para que éste le provea celdas de combustible y equipo de medición relacionado con éstas.

Mazda

En diciembre de 1997, Mazda anunció que había desarrollado un auto a base de celdas de combustible basado en su auto compacto Demio. El auto desarrollado estará diseñado para alcanzar una velocidad máxima de 90 km./h (54 mph) y un rango de 170 km. (102 millas) con un tanque de hidrógeno lleno.

Nissan

Nissan comenzó a probar autos con celdas de combustible a principio de los 90's. En 1991 la compañía compró a Ballard una celda de combustible para pruebas. En marzo del mismo año Nissan arregló un contrato por \$2.2 millones de dólares canadienses con Ballard para que lo abasteciera de celdas de combustible para investigación y prueba en automóviles.

Toyota

En octubre de 1996, Toyota reveló la conclusión de un vehículo a celda de combustible de pre-producción basado en su vehículo deportivo RAV4L.

El auto corrió abastecido de hidrógeno almacenado a bordo en forma de hidrógeno sólido, en un "tanque" de una aleación capaz de absorber hidrógeno desarrollada por Toyota. Para la aceleración Toyota usa un sistema híbrido basado en baterías.

Un año más tarde, Toyota reveló una nueva versión de su FCEV alimentado con metano. Este auto es operado con una celda de combustible tipo PEM empleando un reformador de combustible y tiene un rango con tanque lleno de 500 km. (310 mi).

Un ejecutivo de Toyota dijo que el enfoque de la compañía sería sobre hidrógeno ó metano como combustibles para sus vehículos, siendo metano la opción preferida ya que la infraestructura existente para gasolina podría ser fácilmente modificada para la distribución de metano.

COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS "ALCOHOL, BIODIESEL, GAS NATURAL"

Los medios de comunicación nos traen frecuentemente la desagradable noticia de que el precio del petróleo ha subido de nuevo ¿Acaso nuestro motor de explosión no puede funcionar con otro combustible?

Cualquier líquido o gas que contenga hidrógeno y carbono, al mezclarse con el oxígeno en una combustión, puede producir calor, con lo cual es susceptible de sustituir a la gasolina. Para que se produzca una combustión de calidad, deberemos conseguir que la mezcla sea lo mas homogénea posible es decir, la unión de las moléculas del fluido (gas o líquido) con el oxígeno debe ser lo mas íntima o repartida posible. El gas, capaz de mezclarse mucho más fácilmente, sería preferible al líquido en este sentido; el líquido hay que pulverizarlo consiguiendo las partículas más pequeñas que nos sea posible, y dosificarlo convenientemente para que su mezcla con el O₂ resulte idónea.

Los problemas aducidos siempre de falta de poder calorífico de otros productos, siendo ciertos, no dejan de sonar como excusa, puesto que hoy día se pueden solventar aunque sea parcialmente. En algunos países como Brasil, más del 40% del combustible utilizado en el consumo interior, es alcohol obtenido de la caña de azúcar.

GASES	Índice de octano	Poder calorífico cal/kg
Butano	90	10.900
GLP	102	10.950
Metano	125	11.500
Propano	125	11.000
LÍQUIDOS	Índice de octano	Poder calorífico cal/kg
Alcohol etílico	100	6.500
Alcohol metílico	120	5.050
Gasolina 95	95	10.400
Gasolina 98	98	10.550
Benzol	100	9.600

Todos estos líquidos tienen la cualidad de ser muy volátiles; es decir, su capacidad de evaporarse espontáneamente en el aire y mezclarse con él, es alta. No ocurre lo mismo con otros combustibles como el gasóleo o el keroseno, que deben ser finamente divididos utilizando métodos físicos antes de provocar la combustión. De aquí la necesidad entre otras razones, de que la inyección del gasoil se lleve a cabo, a la mas alta presión posible.

El etanol o alcohol etílico, $\text{CH}_3 (\text{OH})$ es obtenido de la destilación de una serie de vegetales como la uva, o la caña de azúcar, en general de los monosacáridos, así en los países como Brasil, en los cuales es muy abundante es rentable su obtención. Se puede obtener sintéticamente del etileno, hidrocarburo derivado del petróleo, por lo tanto en este caso, sujeto a las importaciones desde otros países. El metanol o alcohol metílico $\text{CH}_3 - \text{CH}_2 (\text{OH})$ se puede obtener fácilmente por síntesis utilizando carbono e hidrógeno.

La obtención del etanol, podría realizarse por destilación de plantas (biomasa) que se repoblarían en regiones pobres, en las que la llegada de la globalización ha dejado devastadas. Estos nuevos cultivos, podrían transformar los hábitos de vida en estas extensiones, incidiendo por doble motivo en la economía del país.

Como ya hemos dicho, el problema que se presenta desde el punto de vista mecánico y estratégico para transformar los motores actuales en consumidores de alcohol, no resulta fácilmente salvable; otra razón para pensarlo mas detenidamente, es la de la falta de poder calorífico frente a las gasolinas.

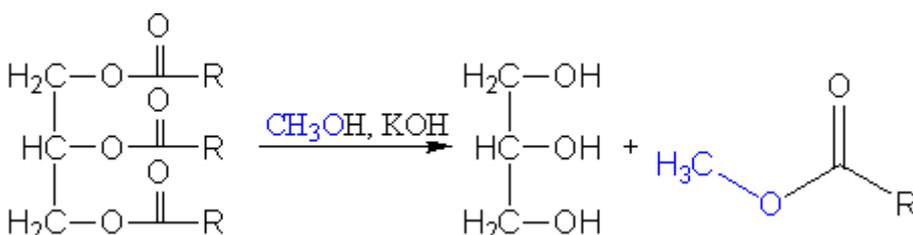
Una solución a medio plazo, es mezclar la gasolina con el alcohol (entre un 15% y un 25%), e ir adaptando los motores a este nuevo combustible. Su miscibilidad con los hidrocarburos (especialmente los aromáticos) lo hace posible, por lo cual no hay grandes inconvenientes que salvar; solo uno a tener en cuenta en este sentido, en presencia de agua la mezcla no se produce.

La utilización del alcohol como combustible está sujeta a las siguientes características:

1. Las emisiones contaminantes en los motores que funcionan con alcohol, no llegan a ser en las peores condiciones el 50% de las de gasolina.
2. La potencia perdida por la falta de poder calorífico frente a las gasolinas se podría solucionar con aumentos de relación de compresión en los motores ya que su poder antidetonante, como podemos ver en las tablas, es mayor que las gasolinas.
3. Su calor de vaporización (calor que absorbe en su evaporación) es 3 veces mayor que la gasolina, lo que hace bajar drásticamente la temperatura de la mezcla en el momento de la evaporación, aumentando en consecuencia la densidad de la misma y el rendimiento volumétrico.
4. La relación estequiométrica del alcohol es 6,7:1, (frente a 14,7:1 de la gasolina). Un motor de pequeña cilindrada que ya no necesita aspirar gran volumen de aire puede conseguir un rendimiento equivalente al de uno de gasolina con mayor cilindrada.
5. Un inconveniente a resolver; ese alto calor de vaporización impide los arranques correctos en invierno.

El **BIODIÉSEL** es un gasóleo que se obtiene por la transesterificación de triglicéridos (aceite). El producto obtenido es muy similar al gasóleo obtenido del petróleo (petrodiesel) y puede usarse en motores de ciclo diésel, aunque algunos motores requieren modificaciones.

Proceso de obtención



El proceso de transesterificación consiste en combinar el aceite (normalmente aceite vegetal) con un alcohol ligero, normalmente metanol, y deja como residuo glicerina que puede ser aprovechada por la industria cosmética, entre otras.

La fuente de aceite vegetal suele ser aceite de colza, ya que es una especie con alto contenido de aceite, que se adapta bien a los climas fríos. Sin embargo existen otras variedades con mayor rendimiento por hectárea, tales como la palma, la *jatropha curcas* etc. También se pueden utilizar aceites usados (por ejemplo, aceites de fritura), en cuyo caso la materia prima es muy barata y, además, se reciclan lo que en otro caso serían residuos.

Ventajas

El biodiésel no contabiliza en la producción de anhídrido carbónico porque se supone que las plantas absorbieron ese gas en su crecimiento, así que, por ello, ayuda a contener la emisión de gases de efecto invernadero. En realidad la cuenta no es tan sencilla, pues el metanol que se emplea en su fabricación se suele obtener del petróleo, por lo que el balance de CO₂ no es nulo. Se podría obtener metanol de la madera, pero resulta más costoso. Además, es una fuente de energía renovable, siempre que el metanol se obtenga a partir de la madera.

Por otro lado, la glicerina también se puede quemar, por lo tanto tampoco su combustión contabiliza en la producción de CO₂.

Inconvenientes

A pesar de sus muchas ventajas, también presenta algunos problemas. Uno de ellos es derivado de su mejor capacidad solvente que el petrodiesel, por lo cual los residuos existentes son disueltos y enviados por la línea de combustible, pudiendo atascar los filtros. Otro ítem es una menor capacidad energética, aproximadamente un 5% menos, aunque esto, en la práctica, no es tan notorio debido al mayor índice cetano, lo que produce una combustión más completa con menor compresión.

No existe registro de que produzcan mayores depósitos de combustión ni tampoco que degrade el arranque en frío de los motores. Por su mayor índice de cetano y lubricidad reduce el desgaste en la bomba de inyección y en las toberas.

Otros problemas que presenta se refieren al área de la logística de almacenamiento, ya que es un producto hidrófilo y degradable, por lo cual es necesaria una planificación exacta de su producción y expedición. El producto se degrada notoriamente más rápido que el petrodiesel.

El rendimiento promedio para oleaginosas como girasol, maní, lino, arroz, algodón, soja o ricino ronda los 900 litros de biodiesel por hectárea cosechada. Esto puede hacer que sea poco práctico para países con poca superficie cultivable; sin embargo, la gran variedad de semillas aptas para su producción, muchas de ellas complementarias en su rotación o con subproductos utilizables en otras industrias, hace que sea un proyecto sustentable.

Estándares y regulación

Los esteres metílicos de los ácidos grasos (FAME), denominados biodiesel, son productos de origen vegetal o animal, cuya composición y propiedades están definidas en la norma EN 14214, con excepción del índice de yodo, cuyo valor máximo queda establecido en 140.

En España el biodiesel aparece regulado en el Real Decreto 61/2006, de 31 de Enero, por el que se determinan las especificaciones de gasolinas, gasóleos, fuel óleos y gases licuados del petróleo y se regula el uso de determinados biocarburantes

El **GAS NATURAL** como carburante, se usa en los motores de combustión interna al igual como se utilizan los carburantes líquidos.

Debe operar con ciclo Otto dadas sus características propias, por el contrario los motores con ciclo Diesel deben ser transformados a ciclo Otto cuándo se quiere que aquellos funcionen con gas natural.

Las transformaciones básicamente consisten en:

- Eliminación sistema de inyección: bombas, tubos, inyectores.
- Modificación cámara de combustión.
- Adaptación sistema de encendido y alojamiento bujía.
- Inclusión de un sistema de mezcla de combustible.
- Inclusión de un sistema de regulación cuantitativa de la carga.
- Inclusión de un sistema de almacenamiento y reducción de presión del carburante.
- Inclusión de un convertidor catalítico.
- Inclusión de un sistema electrónico de control de dosificación, avance, estabilidad ralentí, presión de sobrealimentación, y diagnóstico.

Cuando un motor de ciclo Otto va a utilizar gas natural, no precisa ninguna transformación mecánica sustancial. Tan solo debe equiparse del sistema de almacenamiento, carburación y avance del encendido, electro válvulas, así como añadirle un convertidor catalítico, si así se desea.

Existe también una tercera posibilidad, consistente en no transformar los motores Diesel a Otto. El sistema se fundamenta en continuar alimentando el motor con gasóleo, pero interrumpiéndola durante un cierto tiempo, durante el cual se inyecta gas natural al motor. Este sistema tiene muchas dificultades en su aplicación práctica y no es utilizado masivamente.

Evidentemente existen cada vez más, motores específicamente estudiados y construidos para utilizar únicamente gas natural. Son los motores que tienen el más alto rendimiento termodinámico.

Son diversos los proyectos y empresas que han apostado por el gas natural y su aplicación en el sector, abriendo camino a nuevas tecnologías.

3) PLANTEAMIENTO DE LA META:

“Optimización de un motor de combustión interna mediante elementos y sistemas mecánicos.”

4) ESPECIFICACIONES DE FUNCIONAMIENTO:

Analizando la tendencia mundial sobre la industria automotriz, se ha observado que el cuidado del medio ambiente es muy importante a consecuencia de los altos índices de contaminación que se ha producido en este último siglo, a causa del gran crecimiento de la industria. Gran parte de la contaminación que actual existe es producida por la gran demanda de automóviles que existen en las grandes ciudades a causa de la necesidad de encontrar un transporte rápido y eficiente; es importante resolver esta problemática con la creación de motores que produzcan el mínimo de emisiones contaminantes. Otra problemática en la industria automotriz es el uso de los combustibles, ya que está previsto que en aproximadamente 20 años más se agotaran las reservas de hidrocarburos existentes en el planeta y es importante encontrar pronto alternativas para resolver esta problemática.

Por consiguiente es importante tomar en cuenta las anteriores problemáticas, para resolver la necesidad que se requiere en este proyecto, a continuación mencionaremos las principales características que se requieren en este proyecto:

- Mejorar el consumo de combustible.
- Encontrar otra alternativa de combustible si es posible.
- Reducir las emisiones contaminantes.
- Mejorar la relación peso-potencia.

5) IDEACIÓN E INVENCION:

En esta etapa es recomendable tomar todas las sugerencias, aunque parezcan ridículas. De todas estas sugerencias puede resultar una buena ó al mezclar algunas sugerencias resulta una que sea más razonable.

- Utilizar un combustible alternativo que sea menos contaminante y renovable como el "Alcohol Etílico ó Etanol".
- Analizar los ciclos ya existentes y encontrar una buena alternativa ó de lo contrario, optimizar el mejor de todos, para tener un mejor desempeño como "Ciclo de dos tiempos".
- Analizar de que manera se puede realizar una mejor oxidación de la mezcla de aire-etanol como "Encontrar la mezcla correcta de aire-etanol, etc."
- Analizar la posibilidad de emplear una alternativa hibrida como "Motor de combustión y un motor eléctrico".

6) ANALISIS:

"ETANOL COMO ALTERNATIVA DE COMBUSTIBLE"

INTRODUCCIÓN

El etanol ha sido usado como combustible automotor desde el nacimiento de los automóviles. En 1894, mientras Louis Renault, Armand Peugeot, Herbert Austin, Henry Ford, Karl Benz y otros intentaban adaptar el motor de combustión interna recientemente inventado en vehículos, simultáneamente en Francia y Alemania se investigaba como llevar a cabo la utilización del etanol en estos motores. Desde entonces y hasta nuestros días, el uso del etanol en vehículos automotores ha tenido un considerable avance, principalmente porque su uso reduce la dependencia del petróleo, disminuye emisiones contaminantes y se amplían las fuentes de energía alternativas para uso automotor.

¿Qué es el Etanol?

"El alcohol etílico o Etanol, cuya fórmula química es $\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{OH}$, es el componente activo esencial de las bebidas alcohólicas. Puede obtenerse a través de dos procesos de elaboración: la fermentación o descomposición de los azúcares contenidas en distintas frutas, y la destilación, consistente en la depuración de las bebidas fermentadas". El alcohol etílico; no sólo es el producto químico orgánico sintético más antiguo empleado por el hombre, sino también uno de los más importantes. Sus usos más comunes son industriales, domésticos y medicinales. La industria emplea mucho el alcohol etílico como disolvente para lacas, barnices, perfumes y condimentos; como medio para reacciones químicas, y para recristalizaciones. Además, es una materia prima importante para síntesis; su obtención puede darse de dos maneras fundamentalmente: preparamos alcohol etílico por hidratación del etileno o bien por fermentación de melazas (o, a veces de almidón); por tanto, sus fuentes primarias son el petróleo, la caña de azúcar y varios granos.

El alcohol etílico es el alcohol de las bebidas <<alcohólicas>>. Para este propósito se prepara por fermentación de azúcar, contenida en una variedad sorprendente de fuentes vegetales. La bebida específica obtenida depende de lo que se fermente (centeno o maíz, uvas o saúco, pulpa de cacto o diente de león), cómo se fermenta (dejando escapar el dióxido de carbono o embotellándolo, por ejemplo) y de lo que se haga después de la fermentación (se destile o no).

El sabor especial de las bebidas alcohólicas no se debe al alcohol etílico, sino a otras sustancias especiales que se usan en la elaboración de esas bebidas.

Medicinalmente, el alcohol etílico se clasifica como *hipnótico* (que produce sueño); es menos tóxico que otros alcoholes (el metanol, por ejemplo, es muy venenoso: tomarlo, respirarlo por períodos prolongados o dejarlo por mucho tiempo en contacto con la piel, puede causar daños graves a los seres humanos). Debido a su posición exclusiva como bebida muy gravada y como reactivo industrial, el alcohol etílico plantea un problema especial. Debe estar al alcance de la industria en forma no bebible. Este problema se resuelve agregándole un *desnaturalizante*, una sustancia que le confiere muy mal sabor o, incluso, eleva su toxicidad. Por ejemplo, uno de los ochenta y tantos desnaturalizantes legales son el metanol y la gasolina de alto octanaje. Cuando surge la necesidad, se dispone también de alcohol etílico puro, sin desnaturalizantes para propósitos químicos, pero su empleo es controlado estrictamente por los gobiernos.

Excepto para bebidas alcohólicas, prácticamente todo el alcohol etílico que se consume es una mezcla de 95% de alcohol y 5% de agua, conocida simplemente como *alcohol* de 95%. Cualquiera que sea su método de preparación, primero se obtiene alcohol etílico mezclado con agua, y luego se concentra esta mezcla por destilación fraccionada.

CONCEPTOS BÁSICOS DEL ETANOL

El etanol es un alcohol líquido, en condiciones ambientales, que al igual que la gasolina o diesel puede ser utilizado como combustible en los vehículos. Los alcoholes son aquellos compuestos cuyas moléculas se componen de carbono, hidrógeno y uno o más hidroxilos (OH); los alcoholes ligeros son líquidos miscibles con el agua; otros más espesos son aceites y los más densos son ceras. El etanol o alcohol etílico ($\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-OH}$) es el más común de los alcoholes y se caracteriza por ser un compuesto líquido, incoloro volátil, inflamable y soluble en agua. A pesar de que el etanol se ha utilizado mayoritariamente como base en la producción de bebidas alcohólicas, tales como cervezas, vinos, licores, etc. tiene además una serie de aplicaciones en la industria química, farmacéutica, y más recientemente como combustible para automóviles. El etanol es producido por la fermentación de granos tales como: trigo, cebada, maíz, madera y caña de azúcar, o por residuos forestales y DSM (papel, alimento y basura de patio, plásticos, maderas, llantas). El etanol es un alcohol combustible con potencial de llegar a ser ampliamente usado como combustible de automóvil.

En el caso de la caña de azúcar, el etanol se produce bajo el proceso que se ilustra en la siguiente figura:

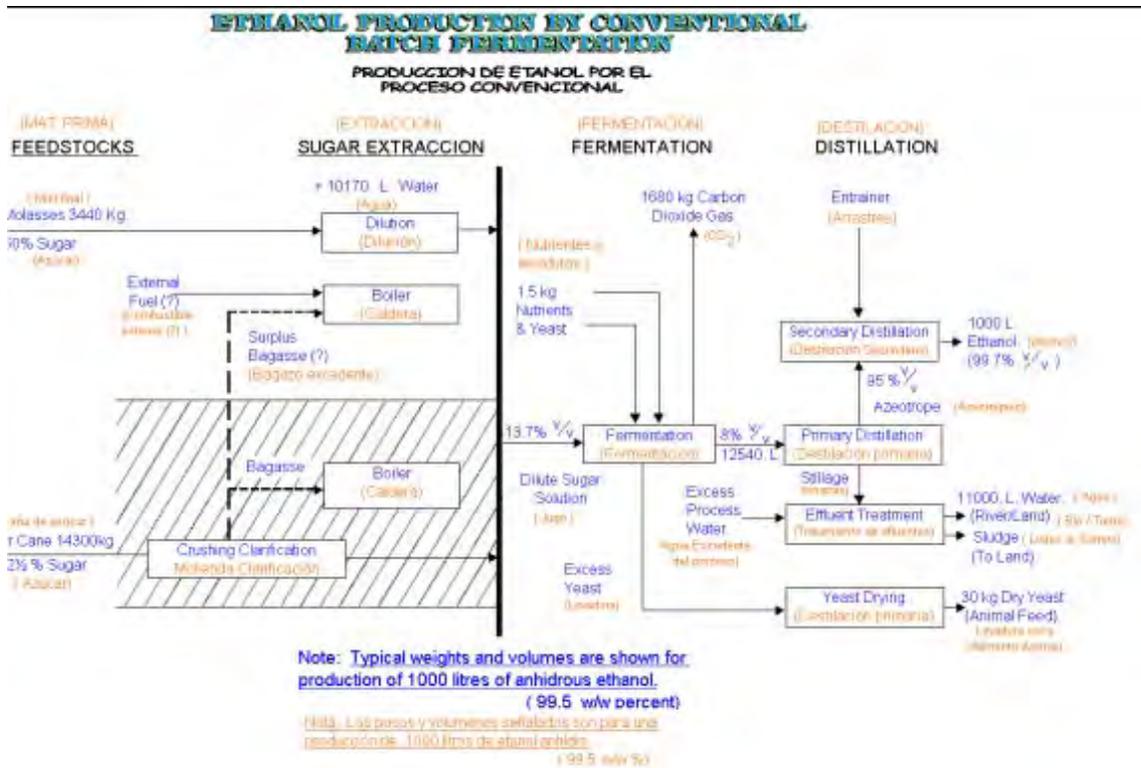


Figura 4.6.1

Fuente: Presentación Perspectivas para la Producción de Etanol; Ing. Manuel Enríquez Poy, Cámara Nacional de la Industria Azucarera y Alcoholera en la Conferencia Internacional sobre el uso del etanol como combustible para transporte automotor, 8-9 de junio de 1998, México, D.F.

Para el caso de su producción a partir de biomasa:

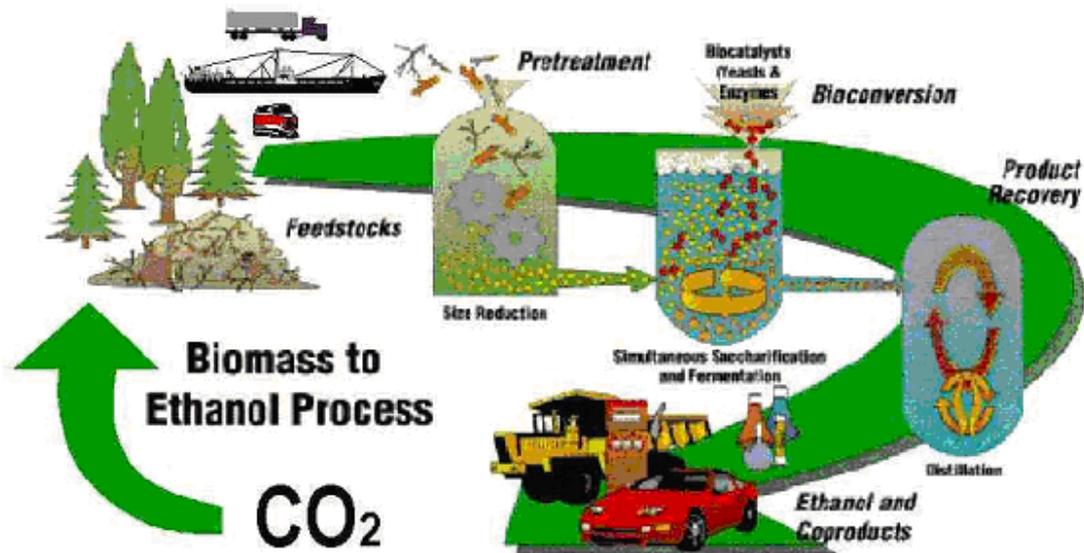


Figura 4.6.2

Fuente: presentación Fuel Life Cycle Analysis of Fuel Ethanol Production and Use; Alain Lefevre, Quebec ministry of Natural Resources, Canada en el Congreso Internacional de Biocombustibles, Guadalajara, Jal. México. El alcohol anhidro requiere tener por lo menos 99.5 grados Gay Lussac, en los ingenios mexicanos se produce alcohol etílico, del tipo hidratado de 96 grados Gay Lussac. El alcohol anhidro se requiere debido a que existen datos que demuestran que el agua puede ocasionar la separación de las fases gasolina - alcohol, que originaría problemas de fallas mecánicas de vehículos por gasificación en la bomba de gasolina. Con datos de 1989 se estimó el costo de producción para el alcohol anhidro es aproximadamente 38% mayor que para el caso de alcohol hidratado. Para que el etanol pueda ser empleado ampliamente dentro del sector auto transporte, debe haber cambios en la infraestructura de la industria de combustibles y en la manufactura de los automóviles.

BENEFICIOS AMBIENTALES

El uso del etanol en la gasolina tiene varios beneficios ambientales; entre los que destacan:

1. Reducción de CO: el uso de etanol causa un 25 a 30% de reducción en las emisiones de monóxido de carbono (CO) con el 10% de etanol en la mezcla.
2. Reducción de CO₂: aunque el dióxido de carbono es liberado cuando se quema el etanol, éste es reciclado dentro de tejido orgánico durante el desarrollo de la planta; de hecho, el uso del etanol en la gasolina puede resultar en una reducción neta de los niveles de dióxido de carbono atmosférico.
3. Fuente renovable: el etanol es un derivado de una fuente biológica renovable.
4. Reducción de emisiones de ozono: el uso de 10% de etanol en la mezcla gasolina puede resultar en una reducción neta del ozono - que forma emisiones como monóxido de carbono e hidrocarburos.

ETANOL COMO SUSTITUTO DE LA GASOLINA

El uso intensivo del etanol puede ser motivado por su habilidad para sustituir a la gasolina o utilizarlo como componente oxigenante de la gasolina y antidetonante.

1. En vehículos de gasolina (90% gasolina y 10% etanol en volumen) gasoil, esto se practica sin ninguna modificación al motor.
2. Etanol como sustituto de la gasolina. Una mezcla de 85 % etanol y 15% gasolina (E85) es un combustible viable para vehículos ligeros, éstos pueden operar con cualquier proporción de etanol mezclado con gasolina, teniendo como límite 85%. Algunos autobuses y camiones con la adecuada modificación a sus motores diesel, pueden operar con etanol casi puro.
3. Como un componente de la gasolina. El etanol puede ser usado para manufacturar ETBE; (etil terciario butil éter) elemento para la gasolina reformulada. Al ser mezclado con la gasolina aumenta el octanaje de la gasolina y por lo tanto previene el golpeteo.

Existe también la opción de utilizar vehículos de combustible flexible, los cuales están diseñados para usar una gran variedad de combustibles, siempre y cuando estén en el mismo estado físico (es decir líquido). El uso de un combustible en el auto transporte, requiere que sus características físicas y químicas sean las adecuadas para poder lograr una buena autonomía, buen desempeño y confiabilidad.

TABLA 4.6.1 PROPIEDADES DEL ETANOL (99.96°) Y GASOLINAS.

Parámetros	Unidad	Etanol	Gasolina		Gasolina+10% Etanol	
			Regular	Extra	Regular	Extra
Densidad (15° C)	Kg/l	0.79	0.75	0.74	0.74	0.75
Gravedad API (15° C)		46.55	57.51	58.1	58.20	55.60
Índice de refracción (20° C)		1.3577	1.4282	1.4402	1.4114	1.1423
Contenido de agua	ppm	4083.60	201	320	518	565
% v/v de Etanol	%	99.96	0	0	10.28	10.16
Presión de vapor reid (37.8° C)	KPa	18.33	55.14	55.14	54.36	56.24
% p/p de azufre	%	0	0.07	0.07	0.02	0.03
RON		120	84.8	93.4	84.3	93.3
MON		96	78	82	77.8	80.8
Índice antidetonante (RON+MON)/2		108	81.4	87.8	81.05	87.05
Índice de cierre de vapor ICV (*)	KPa		77.65	75.83	98.58	102.81
Poder calorífico	MJ/Kg	29.62	46.10	46.55	44.61	44.20

ICV (*) = Presión de vapor reid (KPa) + (1.13*% volumen evaporado a 70°C)

TABLA 4.6.2 PROPIEDADES DEL ETANOL (95.5°) Y GASOLINA.

Parámetros	Gasolina (Extra)	Etanol (95.5°)
Calor específico (KJ/Kg)	34900	26700
Numero de octanos (RON/MON) *	91/80	109/98
Calor latente de vaporización (KJ/Kg)	376-502	903
Temperatura de auto ignición (°C)	220	420
Punto de inflamación (°C)	-42.77	21.11
Rango de ebullición (°C @ 1 atm)	26.6 a 215.5	78.13
Velocidad de flama (m/s)	0.3962	0.3962
Densidad (Kg/m ³)	688.7 a 784.8	788.01
Relación estequiométrica aire-combustible	14.5	9

***RON** = Numero de octanos investigado. **MON** = Numero de octanos del motor.

VENTAJAS

1. El etanol puede ser producido a partir de fuentes renovables.
2. Es un combustible líquido y puede ser manejado tan fácilmente como la gasolina y el diesel.
3. Presenta un alto índice de octano: 105.
4. Produce menos bióxido de carbono al quemarse que la gasolina, pero el impacto total depende del proceso de destilación y la eficiencia de los cultivos.
5. Genera menores emisiones de monóxido de carbono cuando se usa como aditivo de la gasolina.
6. Resulta menos inflamable que la gasolina.
7. Notablemente genera menos emisiones de monóxido de carbono.
8. Baja toxicidad.

DESVENTAJAS

1. Presenta una menor densidad de energía que la gasolina; el conductor debe de llenar el tanque con más frecuencia.
2. Es más caro que la gasolina (alrededor de 1.5 veces).
3. Genera emisiones altamente evaporativas.
4. Contiene dos terceras partes de la energía contenida por el mismo volumen de gasolina.
5. Presenta problemas de corrosión de partes mecánicas y sellos.
6. Presenta dificultades para encender en climas fríos.
7. Se incrementan las emisiones de óxidos de nitrógeno y aldehídos.
8. Problemas con el encendido en frío con E-100.

EXPERIENCIA INTERNACIONAL

Brasil es el líder mundial en el uso de etanol; casi la mitad de sus autos operan con alcohol puro. En respuesta a la crisis de 1970's el gobierno brasileño, en cooperación con la industria privada, implantó un programa nacional para producir alcohol de la caña de azúcar y producir etanol que fuera compatible con sus motores. Hoy en día muchos países alrededor del mundo, están realizando pruebas con combustibles a base de alcohol como oxigenantes o mezclas (casi 100%). En los Estados Unidos, el etanol representa cerca del 12% del total del mercado de las gasolinas.

EL PRODUCTO Y EL ENTORNO INTERNACIONAL

El proceso productivo del Etanol

El Etanol es el alcohol etílico producido a partir de la fermentación de los azúcares que se encuentran en los productos vegetales (cereales, caña de azúcar, remolacha o biomasa) combinados en forma de sacarosa, almidón, hemicelulosa y celulosa. Dependiendo de su fuente de obtención, su producción implica fundamentalmente el proceso de separación de las azúcares, y la fermentación y destilación de las mismas.

Cadena productiva del Etanol carburante

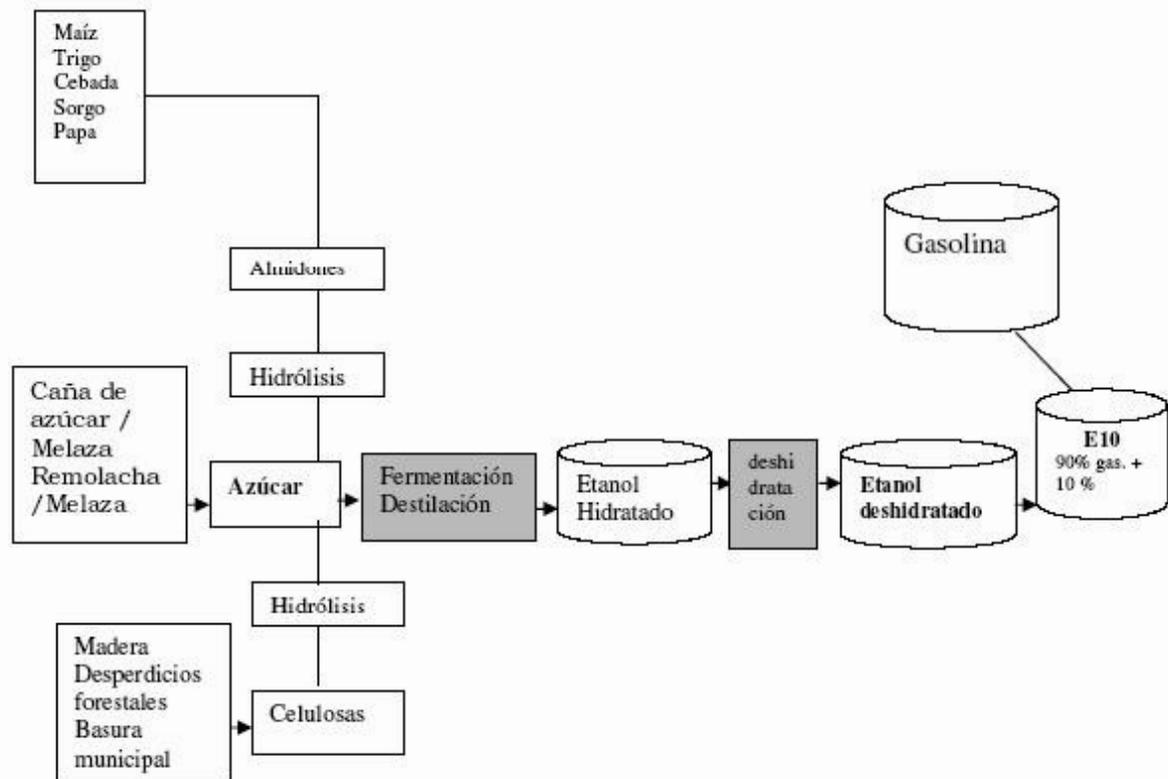


Figura 4.6.3

La cadena productiva del Etanol carburante muestra que existe una gran variedad de materias primas cuyo procesamiento conduce al Etanol. En el anterior flujo grama, se han dividido las fuentes de materias primas para la producción del Etanol en tres grandes grupos, según el proceso que conduce a la obtención de los azúcares.

En el primer grupo tenemos a los granos básicos: maíz, trigo, cebada, sorgo y papa. Son productos agrícolas que se cultivan también aquí en Nicaragua. De estos productos, se consigue el almidón que a partir de un proceso de hidrólisis se convierte en azúcares. En el segundo grupo, tenemos a la caña de azúcar y la remolacha que son transformadas en melaza y luego se inicia el proceso para la obtención del Etanol. En un tercer grupo, se han clasificado a la madera, los desechos municipales y los desperdicios forestales, a partir de los cuales se obtienen las celulosas que siguen un proceso de hidrólisis para convertirse en azúcar. Al obtener los azúcares, a partir de un proceso de fermentación o destilación se obtiene el Etanol hidratado. Para llegar al Etanol carburante, se hace un proceso de deshidratación. Y el alcohol deshidratado está listo para ser mezclado con la gasolina, se puede hacer mezclas del 5% hasta 25% según las normas de uso de cada país.

La obtención del Etanol carburante sufre un largo proceso de transformación, por eso, cuando una empresa quiere meterse en este negocio se necesita de grandes inversiones en planta de procesamiento. Y además se necesita disponer de fuentes seguras de abastecimiento de materia prima (integración hacia atrás) e igualmente necesaria la integración hacia delante, donde se asegura la venta del producto. Pues no basta con producir con alta calidad y eficiencia, se tiene que vender lo producido.

Producción mundial

Como puede apreciarse en el cuadro presentado a continuación, la tendencia de producción a nivel mundial describe un comportamiento ascendente, lo cual supone una demanda de mercado igualmente positiva. Cabe pensar que dicho comportamiento podría atribuirse a la necesidad internacional de sustituir los combustibles tradicionales debido a las sucesivas crisis que se experimentan en este campo, del mismo modo, el consumo mundial de bebidas alcohólicas está en crecimiento. Todo parece indicar que la demanda de Etanol en el mercado mundial tenderá a acrecentarse en los próximos años.

"CICLO DE DOS TIEMPOS"

Realizando un análisis de las ventajas y desventajas de los ciclos de potencia para motores de combustión interna (Otto, Clerk, Diesel, Wenkel, Rotatorios, Etc.), de los cuales el ciclo Clerk ó de dos tiempos es el más aceptable por sus ventajas las cuales son:

- Mayor potencia y menos peso.
- Simplicidad en su diseño.
- Bajo costo.
- Momento de giro mayor y más uniforme.
- Momento de inercia bajo y las vibraciones son menores.

Pero existen también desventajas con este ciclo, las cuales se tratara de optimizar, y eliminar el mayor número de desventajas posibles:

- Mayor consumo de combustible.
- El lubricante es diluido en el combustible para su lubricación y por consecuencia, mayor numero de emisiones contaminantes.
- Mayor temperatura, esfuerzo y desgaste, por consecuencia el mantenimiento es mayor.

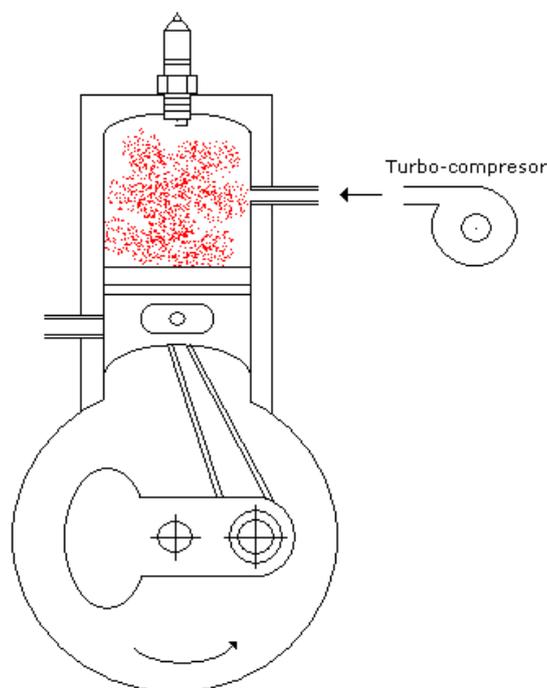
Optimización del ciclo de dos tiempos: primero se llevo a cabo el análisis del ciclo dos y cuatro tiempos utilizando el apoyo del programa engine para establecer los parámetros del par de torsión del gas, par de torsión inercial, par de torsión total, potencia y relación peso-potencia (sin considerar el incremento de peso en ciclo de cuatro tiempos), respetando las dimensiones originales del motor empleado para este estudio. Después de analizar los dos ciclos se estableció que el ciclo de dos tiempos es el más adecuado para obtener los resultados deseados en la investigación.

Al determinar que el ciclo de dos tiempos es el adecuado, se procedió a realizar un pequeño prototipo experimental para evaluar la optimización del diseño propuesto, utilizando como base un motor de dos tiempos empleado en jardinería con las siguientes características:

- Sopladora de hojas modelo **Yard Broom II**, marca **Homelite**.
- Un solo cilindro, de 30 centímetros cúbicos de cilindrada.
- Sistema de enfriamiento: por aire.
- Sistema de alimentación de combustible: carburador.

Las modificaciones principales realizadas a este sistema son el cambio de posición de la abertura de admisión, la cual fue reubicada en un nivel superior a la abertura de escapa. Esta modificación nos permite separar el lubricante del combustible, utilizando el cárter como un depósito de aceite.

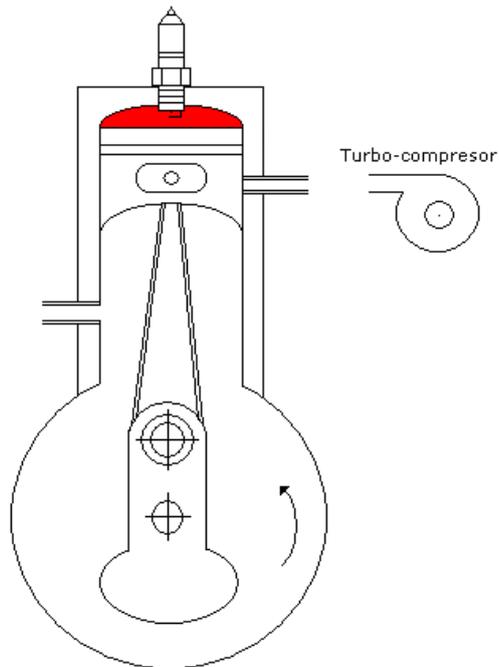
Al realizar esta modificación el cárter ya no es utilizado como una precámara de admisión. Para resolver esta problemática se utilizo el mismo sistema que se emplea para impulsar el aire en la sopladora de hojas como un turbo-compresor, el cual produce un barrido en el sistema limpiando la cámara de gases quemados, así mismo, adiciona la mezcla aire-etanol. Para una utilización óptima del turbo-compresor se requiere de una válvula de admisión, la cual nos permita llevar acabo la compresión. Una buena opción, es emplear una válvula unidireccional o tipo flaper, ya que este tipo de válvula no requiere de un mecanismo adicional para su funcionamiento y así no incrementar el peso del motor. Al realizar las modificaciones antes mencionadas en el ciclo de dos tiempos su funcionamiento será el siguiente:



ETAPA 1: Admisión

Figura 4.6.4

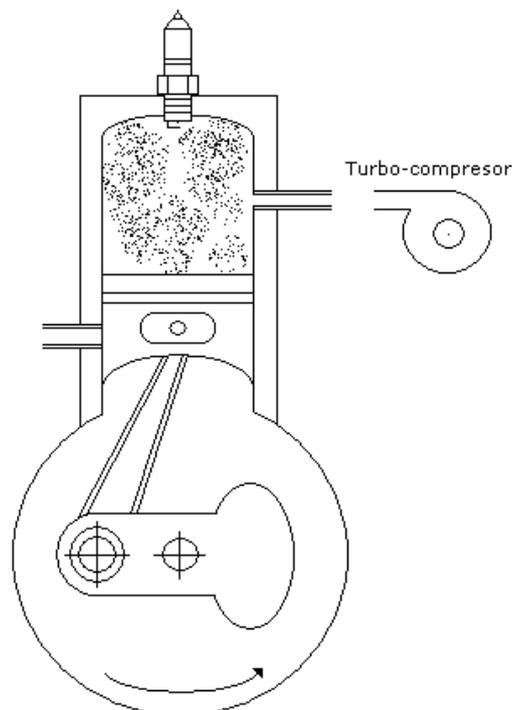
ADMISION: En la primera etapa el cilindro cierra la abertura de escape, aumentando el diferencial de presión lo cual cierre la válvula de admisión unidireccional logrando así llevar acabo la compresión.



ETAPA 2: Compresión

Figura 4.6.5

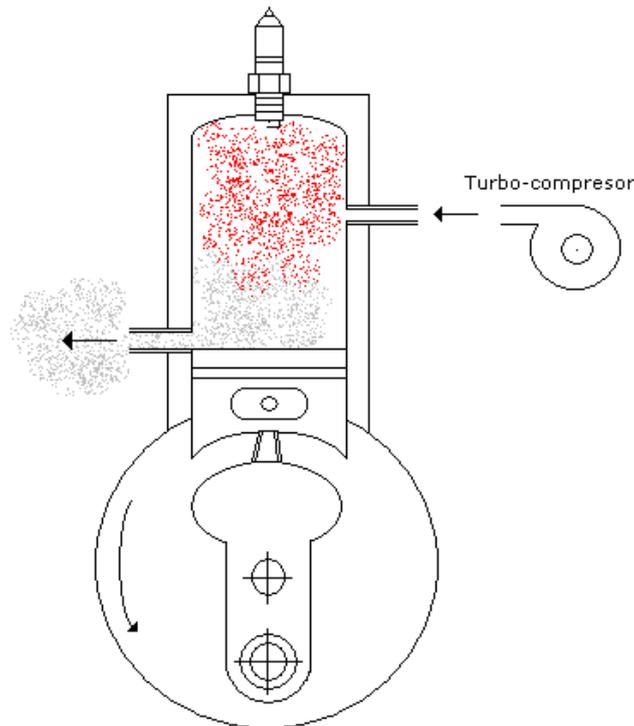
COMPRESION: En la segunda etapa la mezcla aire-etanol es comprimida hasta alcanzar el PMS, para llevar acabo la tercera etapa.



ETAPA 3: Potencia

Figura 4.6.6

POTENCIA: En la tercera etapa los gases son inflamados por la chipa producida en la bujía, descendiendo así el cilindro hasta alcanzar el PMI dejando descubierta la abertura de escape.



ETAPA 4: Escape
Figura 4.6.7

ESCAPE: En la cuarta etapa la abertura de escape esta abierta, permitiendo que el diferencial de presión producido por el turbo-compresor abra la válvula de admisión, introduciendo la mezcla aire-etanol al sistema. Esto ha su vez genera un barrido de gases. Al ascender el cilindro se cierra la abertura de escape incrementando la presión en el sistema y esto ha su vez cierra la válvula de admisión permitiendo así repetir el ciclo nuevamente. Este ciclo es llevado acabo en 360° o una revolución.

El ciclo que mencionamos anteriormente se analizara desde el punto de vista que a continuación se menciona:

1. Análisis termodinámico.
2. Análisis dinámico del mecanismo.
3. Calcular el espesor del cilindro.

1. ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

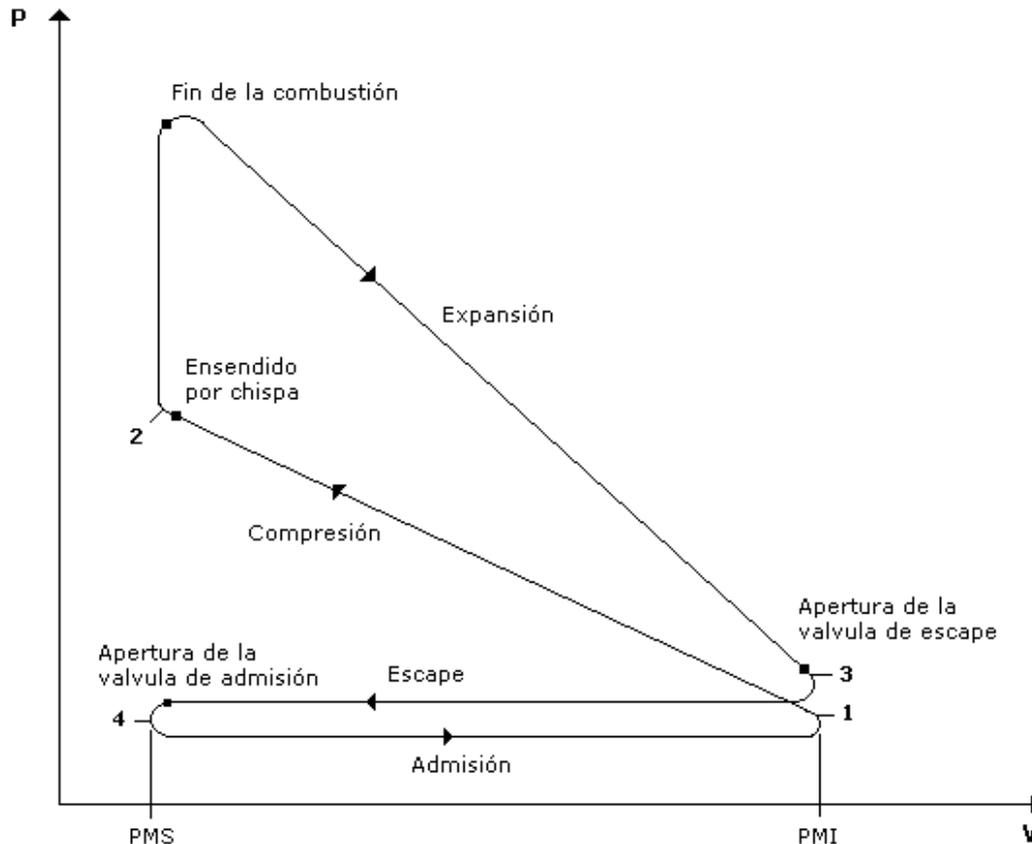
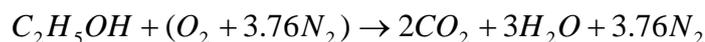


Figura 4.6.8

Primero, se analiza la reacción química de la mezcla aire-combustible.



La relación aire-combustible requerida para ejercer a combustión es:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(NM)_{aire}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}}$$

$$AC = \frac{(4.76Kmol)(29Kg / Kmol)}{(2Kmol)(12Kg / Kmol) + (3Kmol)(2Kg / Kmol)} = \underline{4.6Kg \text{ aire} / Kg \text{ combustible}}$$

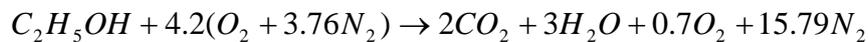
Para incrementar la eficiencia del ciclo y producir una mejor combustión es recomendable que la mezcla aire-etanol tenga un exceso de aire para garantizar la combustión completa durante el ciclo de combustión, se quema etanol ($C_2H_5 OH$) con 20% de exceso de aire y con este exceso garantizar la combustión completa.



Donde a_t es el coeficiente estequiométrico para el aire. De manera automática se tomo en cuenta el 20% de exceso de aire utilizando el factor $1.2a_t$ en lugar de a_t para el aire. La cantidad estequiométrica de oxígeno ($a_t O_2$) se utiliza para oxidar el combustible, y la cantidad de exceso restante ($0.2 a_t O_2$) aparecerá como oxígeno no utilizado y el nitrógeno se considera como un gas inerte.

$$O_2 : 1.2a_t = 2 + 1.5 + 0.2a_t \rightarrow a_t = 3.5$$

La sustitución produce:



La relación aire-combustible con un 20% de exceso de aire, se encuentra al tomar la proporción entre la masa del aire y la masa del combustible.

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(NM)_{aire}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}}$$

$$AC = \frac{(4.2 * 4.76 Kmol)(29 Kg / Kmol)}{(2 Kmol)(12 Kg / Kmol) + (3 Kmol)(2 Kg / Kmol)} = \underline{19.3 Kg aire / Kg combustible}$$

La **relación aire-combustible teórica es de 4.6 Kg aire/Kg combustible**. Pero muchos autores difieren en este calculo por ejemplo: 6.4 Kg aire/Kg comb. (H. Gerschler); 8.99 Kg aire/Kg comb. (José Mezquita); 6.2 Kg aire/Kg comb. (Internet). Ya que la relación aire-combustible con un 20% de exceso de aire es muy grande y puede generar problemas, es mejor encontrar una relación óptima.

El análisis termodinámico del ciclo considera la mezcla aire-combustible como un gas ideal (aire), pero sabemos que no lo es a consecuencia del etanol y por esa razón, se debería analizar como un gas real. Las condiciones iniciales del ciclo son en la etapa 1 en la cual consideraremos las condiciones atmosféricas a nivel del mar las cuales son: 101.325 KPas y 25°C.

La relación de compresión del ciclo es 10, ya que el octanaje del etanol es mayor que el de la gasolina y esa relación nos permitirá un rango de seguridad para evitar el autoencendido de la mezcla aire-etanol. Al desarrollar el análisis lo que nos interesa para el diseño, es la presión del gas la cual se realiza en la etapa 3.

Etapa 1 – 2 compresión :

$$T_1 = 298^\circ K \rightarrow u_1 = 212.64 KJ / Kg$$

$$v_{r1} = 631.88$$

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{631.88}{10} = 63.18$$

$$v_{r2} = 63.18 \rightarrow T_2 = 725.62^\circ K$$

$$u_2 = 532.6 KJ / Kg$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{v_1}{v_2} \right) = (101.325 KPas) \left(\frac{725.62^\circ K}{298^\circ K} \right) (10) = 2467.23 KPas$$

Etapa 2 – 3 potencia :

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \left(\frac{v_2}{v_3} \right) = (2467.23 KPas) \left(\frac{974.51^\circ K}{725.62^\circ K} \right) (1) = 3313.5 KPas$$

$$mCv(T_3 - T_2) = m_f Q_{LHV} \rightarrow T_3 = \left(\frac{m_f Q_{LHV}}{mCv} \right) + T_2$$

$$T_2 = \left(\frac{1 Kg * 2690 KJ / Kg}{5.6 Kg * 1.93 KJ / Kg \cdot ^\circ K} \right) + 725.62^\circ K = 974.51^\circ K$$

m_f = La masa del combustible aplicada al ciclo.

Q_{LHV} = El calor estequiometrico de la mezcla.

P_3 = Presión del gas = 3313.5 KPas ó 33.13 bars ó 480 psia.

Después de realizar el análisis termodinámico del ciclo es conveniente realizar un análisis del mecanismo desde un punto de vista dinámico par encontrar posibles fallas en el funcionamiento del mismo. Las fuerzas que actúan sobre los elementos de manivela-biela-corredera, y el equilibrio del mismo para reducir las vibraciones que se generan por las fuerzas en el mecanismo.

2. ANÁLISIS DINAMICO.

-TORSION TOTAL DEL MOTOR:

Para calcular la torsión total proporcionado por el motor es necesario conocer la fuerza que ejerce el gas, así como también la torsión del gas y torsión inercial. La fuerza del gas esta en función de la presión del gas producida por la combustión de la mezcla aire-etanol es:

- Presión del gas (**P_g**) = 480 Psia.
- Diámetro del cilindro (**D**) = 3.6 cm ó 1.417 in.
- Radio de la manivela (**r**) = 1.5 cm ó 0.59 in.
- Longitud de la biela (**l**) = 5.5 cm ó 2.165 in.
- Angulo (**θ**) = **ωt** (Cuando la velocidad angular es constante).

La fuerza del gas (**F_g**):

$$F_g = \frac{\pi}{4} P_g D^2 = \frac{\pi}{4} * (480 \text{ lb/in}^2) * (1.417 \text{ in})^2 = 756.96 \text{ lbf}$$

El Torsión del gas es igual (**T_g**):

$$T_g = F_g * r * \text{Sen} \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \text{Cos} \omega t \right) = (756.96 \text{ lbf}) (0.59 \text{ in}) (\text{Sen} 45^\circ) \left(1 + \frac{0.59 \text{ in}}{2.165 \text{ in}} \text{Cos} 45^\circ \right)$$

$$T_g = (315.798 \text{ lbf} - \text{in}) (1 + 0.2725 \text{ Cos} 45^\circ) = 376.648 \text{ lbf} - \text{in} = 31.38 \text{ lbf} - \text{ft} @ \theta = 45^\circ$$

$$T_g = 446.61 \text{ lbf} - \text{in} = 37.22 \text{ lbf} - \text{ft} @ \theta = 90^\circ$$

$$T_g = 256.02 \text{ lbf} - \text{in} = 21.33 \text{ lbf} - \text{ft} @ \theta = 135^\circ$$

$$T_g = 0 @ \theta = 180^\circ$$

El Torsión inercial es igual (T_{i21}):

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \text{Sen}\omega t - \text{Sen}2\omega t \frac{3r}{2l} \text{Sen}3\omega t \right)$$

$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} (0.126 \text{ lbm}) (0.049 \text{ ft})^2 (366.45 \text{ rad/s})^2 \left(\frac{0.59}{2 * 2.165} \text{Sen}45^\circ - \text{Sen}90^\circ \frac{3 * 0.59}{2 * 2.165} \text{Sen}135^\circ \right)$$

$$T_{i21} \cong (20.3 \text{ lbf} - \text{ft}) (0.0963 - 0.289) = -3.9 \text{ lbf} - \text{ft} \quad @ \quad \theta = 45^\circ$$

$$T_{i21} \cong 2.76 \text{ lbf} - \text{ft} \quad @ \quad \theta = 90^\circ$$

$$T_{i21} \cong 7.82 \text{ lbf} - \text{ft} \quad @ \quad \theta = 135^\circ$$

$$T_{i21} \cong 0 \quad @ \quad \theta = 180^\circ$$

El Torsión total es igual (T_{total}):

$$T_{total} = T_g + T_{i21} = (31.38 \text{ lbf} - \text{ft}) + (-3.9 \text{ lbf} - \text{ft}) = 27.48 \text{ lbf} - \text{ft} \quad @ \quad \theta = 45^\circ$$

$$T_{total} = (37.22 \text{ lbf} - \text{ft}) + (2.76 \text{ lbf} - \text{ft}) = 39.98 \text{ lbf} - \text{ft} \quad @ \quad \theta = 90^\circ$$

$$T_{total} = (21.33 \text{ lbf} - \text{ft}) + (7.82 \text{ lbf} - \text{ft}) = 29.15 \text{ lbf} - \text{ft} \quad @ \quad \theta = 135^\circ$$

$$T_{total} = 0 \quad @ \quad \theta = 180^\circ$$

-MASAS DE EQUILIBRIO:

Es necesario equilibrar el mecanismo para evitar las vibraciones, ya que las vibraciones afectan un poco las fuerzas inerciales y de sacudimiento. Esto favorece para reducir las fuerzas sobre el pasador. Primero analizaremos la biela del motor:

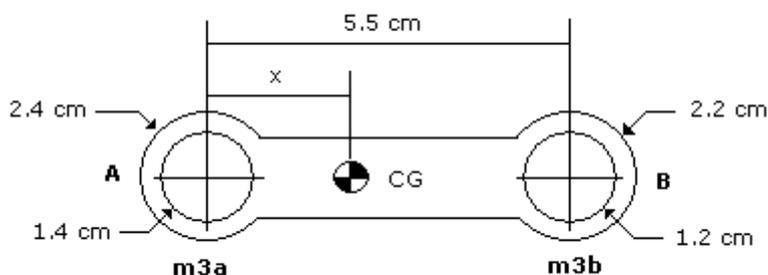


Figura 4.6.9

m_3 = masa de la biela = 15 gr.

m_4 = masa del pistón = 50 gr.

m_5 = masa de la manivela = 49.4 gr.

Calculando la masa de los extremos A y B para encontrar su centro de gravedad CG:

$$m_A = \rho V = (2.8 * 10^6 \text{ gr} / \text{m}^3)(1.49 * 10^{-6} \text{ m}^3) = 4.172 \text{ gr}$$

$$m_B = \rho V = (2.8 * 10^6 \text{ gr} / \text{m}^3)(1.33 * 10^{-6} \text{ m}^3) = 3.724 \text{ gr}$$

$$\sum M_{CG} = m_A g x - m_B g (l - x) = 0$$

$$\sum M_{CG} = 0.041x - 0.036(0.055 - x) = 0$$

$$\sum M_{CG} = 0.041x - 0.00198 + 0.036x = 0$$

$$0.041x + 0.036x = 0.00198$$

$$x(0.041N + 0.036N) = 0.00198N - m$$

$$x = \frac{0.00198N - m}{0.077N} = 0.0257m = 2.57\text{cm}$$

Calculando la masa de los extremos de las uniones A y B:

$$l_a = x \quad \text{y} \quad l_b = l - x$$

$$m_{3a} = m_3 \frac{l_b}{l_a + l_b} = 15 \text{ gr} \left(\frac{2.93\text{cm}}{2.57\text{cm} + 2.93\text{cm}} \right) = 7.99 \text{ gr} \quad \text{ó} \quad 8 \text{ gr}$$

$$m_{3b} = m_3 \frac{l_a}{l_a + l_b} = 15 \text{ gr} \left(\frac{2.57\text{cm}}{2.57\text{cm} + 2.93\text{cm}} \right) = 7.01 \text{ gr} \quad \text{ó} \quad 7 \text{ gr}$$

$$m_B = m_{3b} + m_4 = 7 \text{ gr} + 50 \text{ gr} = 57 \text{ gr}$$

$$m_A = m_{2a} + m_{3a} = 2.6 \text{ gr} + 8 \text{ gr} = 10.6 \text{ gr}$$

Ahora analizaremos la manivela del mecanismo.

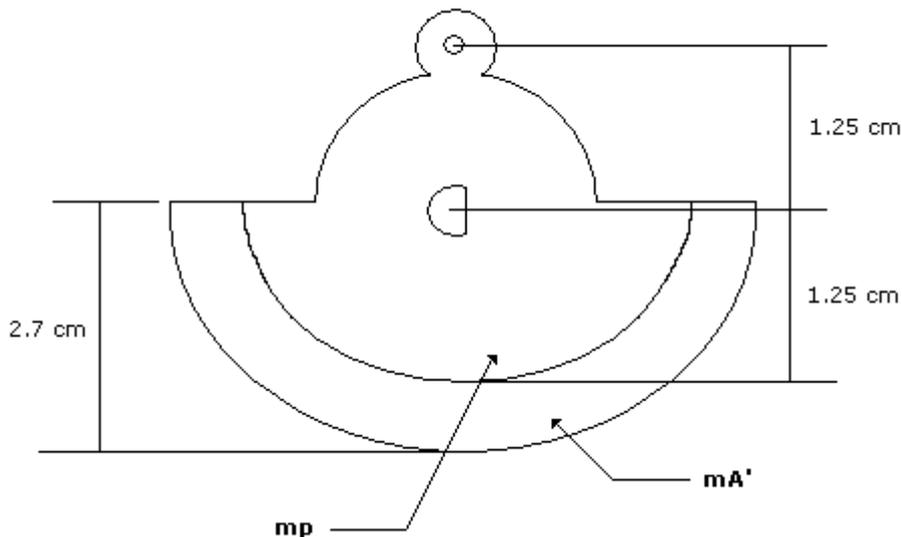


Figura 4.6.10

- Acero al carbono.
- Espesor de 0.6 cm.

Calculando la masa de la manivela es:

$$m_p = \rho V = \rho \left\{ \left[\frac{\pi r^2 a}{2} \right] - \left[\frac{\pi r'^2 a}{2} \right] \right\}$$

$$m_p = 7.2 * 10^6 \text{ gr} / \text{m}^3 * \left\{ \left[\frac{\pi * 0.027^2 \text{ m} * 0.006 \text{ m}}{2} \right] - \left[\frac{\pi * 0.0123^2 \text{ m} * 0.006 \text{ m}}{2} \right] \right\}$$

$$m_p = 38.8 \text{ gr}$$

Calculando la masa sobre equilibrada de la manivela:

$$\frac{1}{2} m_B < m_p < \frac{2}{3} m_B \quad \rightarrow \quad 28.5 \text{ gr} < m_p < 38 \text{ gr}$$

$$m_{A'} = \rho V = \rho \left[\frac{\pi r^2 a}{2} \right]$$

$$m_{A'} = 7.2 * 10^6 \text{ gr} / \text{m}^3 * \left[\frac{\pi * 0.0125^2 \text{ m} * 0.006 \text{ m}}{2} \right]$$

$$m_{A'} = 10.6 \text{ gr}$$

$$m_{A'} = m_A$$

-FUERZA TOTAL EN EL PASADOR PRINCIPAL ES (F₂₁):

La fuerza que se ejerce sobre el pasador es la sumatoria de varias fuerzas que actúan en el sistema las cuales son:

- Las fuerzas debidas a la aceleración de la masa del pistón (F_{ip32}).
- Las fuerzas debidas a la aceleración de la masa de la biela localizada en el pasador del pistón (F_{iw32}).
- Las fuerzas debidas a la aceleración de la masa de la biela localizada en el muñón de la manivela (F_{ic32}).
- Las fuerzas debidas solo a la aceleración de la masa concentrada de la manivela en el muñón de manivela (F_{ir21}).
- Las componentes de la fuerza del gas (F_{g32}).

$$F_{21} = F_{32} + F_{ir21}$$

Donde **F₃₂** es igual a:

$$F_{32} = F_{g32} + F_{ip32} + F_{iw32} + F_{ic32}$$

La aceleración angular es igual a:

$$\omega = 3500 \text{ rpm} = 366.45 \text{ rad/s}$$

La aceleración lineal de la corredera es igual a:

$$F = ma \rightarrow a_B = \frac{Fg}{m_4} = \frac{756.96 \text{ lbm.ft} / \text{s}^2}{0.11 \text{ lbm}} = 6881.45 \text{ ft} / \text{s}^2 = 82577.4 \text{ in} / \text{s}^2$$

La fuerza del pasador es:

$$F_{21} = [m_{3a} r \omega^2 \text{Cos} \omega t - (m_{3b} + m_4) a_B - Fg] \hat{i} + \{m_{3a} r \omega^2 \text{Sen} \omega t + [(m_{3b} + m_4) a_B + Fg] \text{Tg} \phi\} \hat{j} + m_{2a} r \omega^2 (\text{Cos} \omega t \hat{i} + \text{Sen} \omega t \hat{j})$$

Sustituyendo los valores para obtener la fuerza que actúa sobre el pasador es:

$$F_{21} = \{ [(0.0176 \text{ lbm} * 0.049 \text{ ft} * 366.45^2 \text{ rad} / \text{s} * \text{Cos} 45^\circ) - (0.0154 \text{ lbm} + 0.11 \text{ lbm}) * 6881.45 \text{ ft} / \text{s}^2] - 756.96 \text{ lbf} \} \hat{i} + \{ (0.0176 \text{ lbm} * 0.049 \text{ ft} * 366.45^2 \text{ rad} / \text{s} * \text{Sen} 45^\circ) + [(0.0154 \text{ lbm} + 0.11 \text{ lbm}) * 6881.45 \text{ ft} / \text{s}^2 + 756.96 \text{ lbf}] * \text{Tg} 0^\circ \} \hat{j} + [5.73 * 10^{-3} \text{ lbm} * 0.049 \text{ ft} * 366.45^2 \text{ rad} / \text{s} * (\text{Cos} 45^\circ \hat{i} + \text{Sen} 45^\circ \hat{j})]$$

$$F_{21} = (81.88 \text{ lbf} + 754.3 \text{ lbf}) \hat{i} + (81.88 \text{ lbf} + 0) \hat{j} + 26.66 \text{ lbf} \hat{i} + 26.66 \text{ lbf} \hat{j}$$

$$F_{21} = 853.84 \text{ lbf} \hat{i} + 108.54 \text{ lbf} \hat{j}$$

$$F_{21} = 860.71 \text{ lbf} \quad @ \quad \theta = 45^\circ$$

3. CALCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO.

Para calcular el espesor del cilindro tenemos que considerar el cilindro como un cilindro de pared gruesa. Primero calcularemos el espesor del cilindro como si fuera un cilindro compuesto por dos diferentes materiales:

Supondremos el espesor del cilindro interno: 3mm

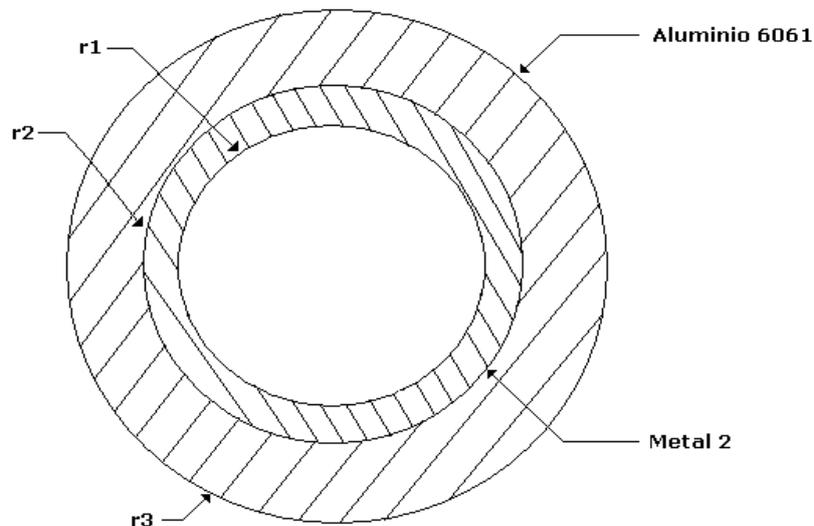


Figura 4.6.11

$$P_o = \frac{\frac{\Delta}{2r_2}}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu_1 \right)} + \frac{\frac{\Delta}{2r_3}}{\frac{1}{E_2} \left(\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \mu_2 \right)}$$

Δ = Tolerancia del ajuste mecánico (0.003188 in).

P_o = Presión interna (480 Psi).

r_1 = Radio interno del cilindro (1.417 in).

r_2 = Radio externo del primer cilindro (1.653 in).

r_3 = Radio externo del segundo cilindro (incógnita).

E_1 = Modulo de elasticidad del cilindro 1 (27.5 MPsi).

E_2 = Modulo de elasticidad del cilindro 2 (10.4 MPsi).

μ_1 = Relación de Poisson del cilindro 1 (0.28).

μ_2 = Relación de Poisson del cilindro 2 (0.34).

$$480Psi = \frac{\frac{0.003188 in}{2 * 1.653 in}}{\frac{1}{27.5 * 10^6 Psi} \left(\frac{1.653^2 in + 1.417^2 in}{1.653^2 in - 1.417^2 in} - 0.28 \right)} + \frac{\frac{0.003188 in}{2r_3}}{\frac{1}{10.4 * 10^6 Psi} \left(\frac{1 + 1.653^2 in}{1 - 1.653^2 in} + 0.34 \right)}$$

$$r_3 = 2.434 in$$

$$Espesor = r_3 - r_2 = 2.434 in - 1.653 in = 0.781 in$$

Ahora calcularemos el espesor del cilindro compuesto por un solo material (Aluminio 6061).

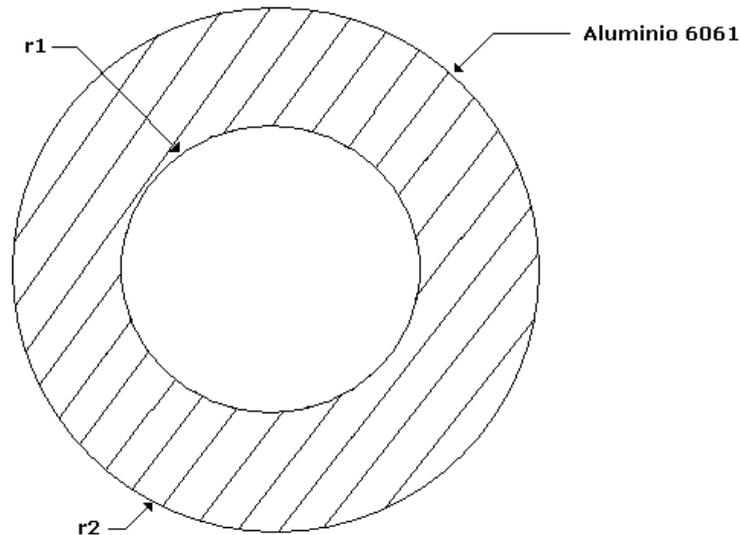


Figura 4.6.12

$$P_o = \frac{\frac{\Delta}{2r_2}}{\frac{1}{E} \left(\frac{1+r_1^2}{1-r_1^2} - \mu \right)} \Rightarrow 480 \text{Psi} = \frac{\frac{0.003188 \text{ in}}{2r_2}}{\frac{1}{10.4 * 10^6 \text{ Psi}} \left(\frac{1+1.417^2 \text{ in}}{1-1.417^2 \text{ in}} - 0.34 \right)}$$

$$480 \text{Psi} = \frac{\frac{0.003188 \text{ in}}{2r_2}}{(9.62 * 10^{-8} \text{ 1/Psi})(-3.324)} \Rightarrow 480 \text{Psi} = \frac{0.003188 \text{ in}}{2r_2 * (-3.198 * 10^{-7} \text{ 1/Psi})}$$

$$r_2 = \frac{0.003188 \text{ in}}{2 * 1.5343 * 10^{-4}} = 10.389 \text{ in}$$

$$\text{Espesor} = r_2 - r_1 = 10.389 \text{ in} - 1.417 \text{ in} = 8.97 \text{ in}$$

“VEHICULO HIBRIDO COMO ALTERNATIVA”

Se denomina **coche híbrido** o **vehículo eléctrico híbrido** a un vehículo en el cual la energía eléctrica que lo impulsa proviene de baterías y, alternativamente, de un motor de combustión interna que mueve un generador. Normalmente, el motor también puede impulsar las ruedas en forma directa. En el diseño de un automóvil híbrido, el motor térmico es la fuente de energía que se utiliza como última opción, y se dispone un sistema electrónico para determinar qué motor usar y cuándo hacerlo.



Figura 4.6.13 Toyota Prius 2004.

En el caso de híbridos gasolina-eléctricos, cuando el motor de combustión interna funciona, lo hace con su máxima eficiencia. Si se genera más energía de la necesaria, el motor eléctrico se usa como generador y carga las baterías del sistema. En otras situaciones, funciona sólo el motor eléctrico, alimentándose de la energía guardada en la batería. En algunos es posible recuperar la energía cinética al frenar, convirtiéndola en energía eléctrica.

La combinación de un motor de combustión operando siempre a su máxima eficiencia, y la recuperación de energía del frenado (útil especialmente en la ciudad), hace que estos vehículos alcancen mejores rendimientos que los vehículos convencionales. Todos los coches eléctricos utilizan baterías cargadas por una fuente externa, lo que les ocasiona problemas de autonomía de funcionamiento sin recargarlas. Esta queja habitual se evita con los coches híbridos.

Tipos de vehículos híbridos

Los vehículos híbridos se clasifican en dos tipos:

- **Paralelo:** tanto el motor térmico como el eléctrico pueden hacer girar las ruedas.
- **Serie:** el motor térmico genera electricidad y la tracción la proporciona sólo el motor eléctrico.

El vehículo híbrido paralelo es considerado por los expertos como un eslabón en la transición hacia el vehículo híbrido serie, ya que en la medida en que la tecnología y las infraestructuras lo permitan, el híbrido serie lograría que el vehículo dejara de depender de los combustibles fósiles.

Cadena energética de un vehículo híbrido

Un vehículo necesita realizar trabajo para desplazarse; para ello debe adquirir energía de alguna fuente y transformarla, con algún tipo de motor (térmico convencional, eléctrico, etcétera), en energía mecánica para que las ruedas giren y se produzca el desplazamiento. Un vehículo clásico toma esa energía que se encuentra almacenada en un combustible fósil (gasolina) y que es liberada mediante la combustión en el interior de un motor térmico convencional. El par de salida de ese motor térmico se trasmite a las ruedas.

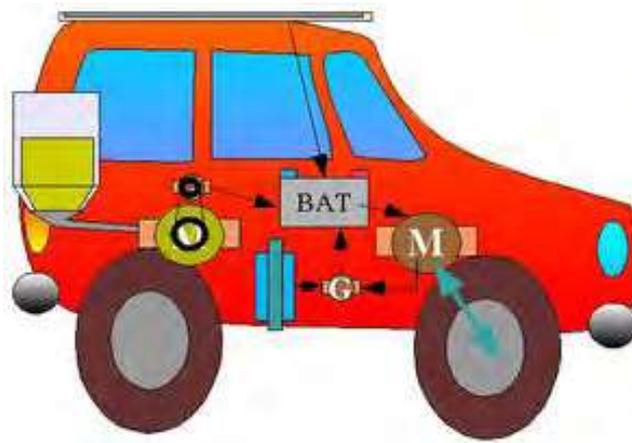


Figura 4.6.14

El motor eléctrico se perfila como el sustituto del motor térmico, puesto que es altamente controlable y sus rendimientos (energía consumida vs. energía útil) son muy altos (por encima del 90% y hasta casi un 100% en algunos casos). En el caso del motor térmico se pierde gran cantidad de energía en calor, ruido y vibraciones. El rendimiento de un motor térmico en un vehículo se encuentra por debajo de un 40%. Así que de cada 10 litros de gasolina lanzamos 6 litros en forma de calor, ruido, vibraciones, residuos, etc. El gran problema actual con el que se encuentra el motor eléctrico para sustituir al térmico en el vehículo es la capacidad de acumulación de energía eléctrica, que es muy baja en comparación con la capacidad de acumulación de energía en forma de combustible.

Aproximadamente 1 kg de baterías puede almacenar la energía equivalente de 18 gramos de combustible. Esto supone una barrera tecnológica importante para un motor eléctrico. Los motores

eléctricos han demostrado capacidades de sobras para impulsar un coche eléctrico (trenes, robots de gran potencia en fábricas, etc.).

Sin embargo, las capacidades de almacenamiento energético en un vehículo móvil obligan a los diseñadores a usar una complicada cadena energética multidisciplinar e híbrida para sustituir a una sencilla y barata cadena energética clásica depósito-motor-ruedas. La electricidad, como moneda de cambio energética, facilita el uso de tecnologías muy diversas, ya que el motor eléctrico consume electricidad, independientemente de la fuente empleada para generarla.

Elementos

Elementos que pueden ser utilizados en la configuración de la cadena energética de un vehículo híbrido, y deben de estar coordinados mediante un sistema electrónico-informático:

- Baterías de alta capacidad para almacenar energía eléctrica como para mover el vehículo.
- Pila de combustible, para conseguir almacenar energía eléctrica en forma de combustible y transformarla en el momento de su utilización. De esa forma se consiguen capacidades de almacenamiento energético similares o superiores a las del depósito de combustible fósil.
- Paneles fotovoltaicos como ayuda a la recarga de las baterías.
- Volantes de inercia que permitan recuperar la energía desprendida en la frenada. Las baterías no se cargan bajo picos de energía cortos y muy altos, así que acelerar un volante de inercia y luego utilizar esa energía cinética para ir cargando lentamente dichas baterías se perfila como una buena opción.
- Ultra condensadores para poder realizar la misma función que los volantes de inercia usando sólo tecnología eléctrica.
- Grupos electrógenos para en caso de niveles muy bajos de batería, consumir combustible fósil para generar electricidad.

De esta forma utilizando una mezcla de tecnologías que apoyen al motor eléctrico se consigue un vehículo que pueda competir en prestaciones con la versión clásica.

Ventajas

- Menos ruido que un térmico.
- Más par y más elasticidad que un motor convencional.
- Respuesta más inmediata.
- Recuperación de energía en deceleraciones.
- Mayor autonomía que un eléctrico simple.
- Mayor suavidad y facilidad de uso.

- Recarga más rápida que un eléctrico (lo que se tarde en llenar el depósito).
- Mejor funcionamiento en recorridos cortos.
- Consumo muy inferior. Un automóvil térmico en frío puede llegar a consumir 20l/100km.
- En recorridos cortos, no hace falta encender el motor térmico, evitando que trabaje en frío, disminuyendo el desgaste.
- El motor térmico tiene una potencia más ajustada al uso habitual. No se necesita un motor más potente del necesario por si hace falta esa potencia en algunos momentos, porque el motor eléctrico suple la potencia extra requerida. Esto ayuda además a que el motor no sufra algunos problemas de infrautilización como el picado de bielas.
- Instalación eléctrica más potente y versátil. Es muy difícil que se quede sin batería, por dejarse algo encendido. La potencia eléctrica extra también sirve para usar algunos equipamientos, como el aire acondicionado, con el motor térmico parado.

Desventajas

- Mayor peso que un coche convencional (hay que sumar el motor eléctrico y, sobre todo, las baterías).
- Más complejidad, más posibilidad de averías.
- Por el momento, también el precio.

7) SELECCIÓN:

En esta etapa de selección, tenemos que decidirnos por cuales son las ideas más óptimas, que ya hemos analizadas anteriormente, pero en esta etapa daremos importancia a otra cuestión, la cual es el tiempo. Todas las ideas analizadas anteriormente mencionadas son ideas viables para optimizar el diseño, pero por cuestiones de tiempo para concluir este trabajo se tendrá que omitir una de estas ideas.

IDEAS	SI	NO
Etanol como alternativa de combustible.	✓	
Ciclo de dos tiempos "Clerk".	✓	
Geometría de la cámara.	✓	
Tecnología hibrida.		✓

8) DISEÑO DETALLADO:

Empleando el apoyo del programa ENGINE¹ para realizar los cálculos del diseño y análisis de motores de combustión interna, el cual utilizaremos para simular los elementos móviles y calcular los parámetros dinámicos para el desarrollo de un prototipo:

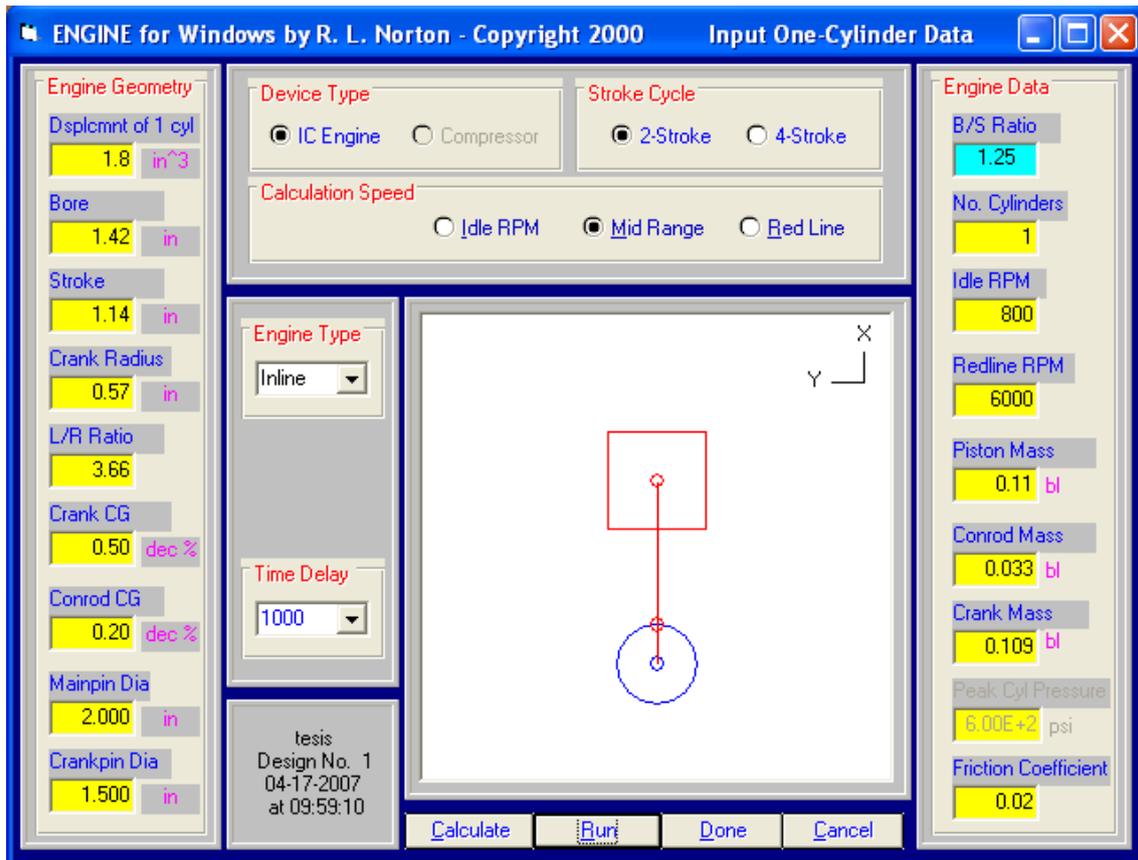


Figura 4.8.1

¹ Programa ENGINE, este software es incluido en el libro DISEÑO DE MAQUINARIA, Robert L. Norton, 2° Edición.

Las graficas muestran los parámetros que desarrollara el motor:

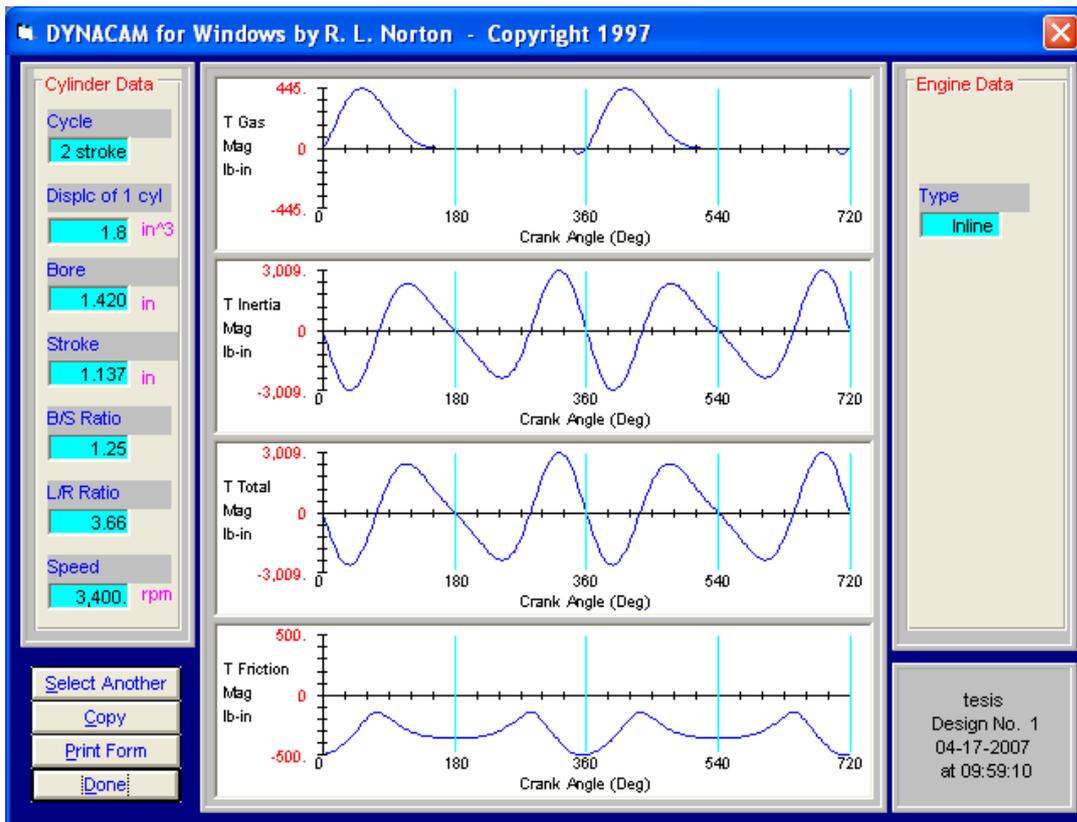


Figura 4.8.2

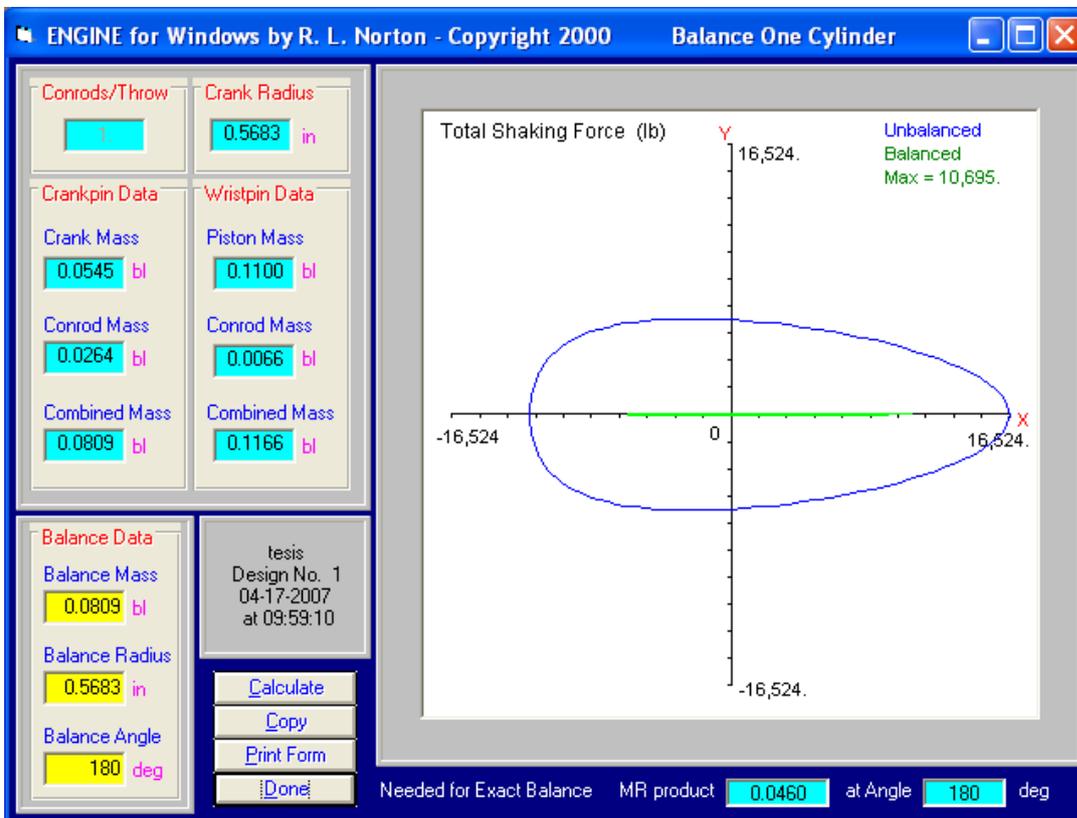


Figura 4.8.3

Las graficas representan el troqué que desarrollara el motor con y sin volante de inercia:

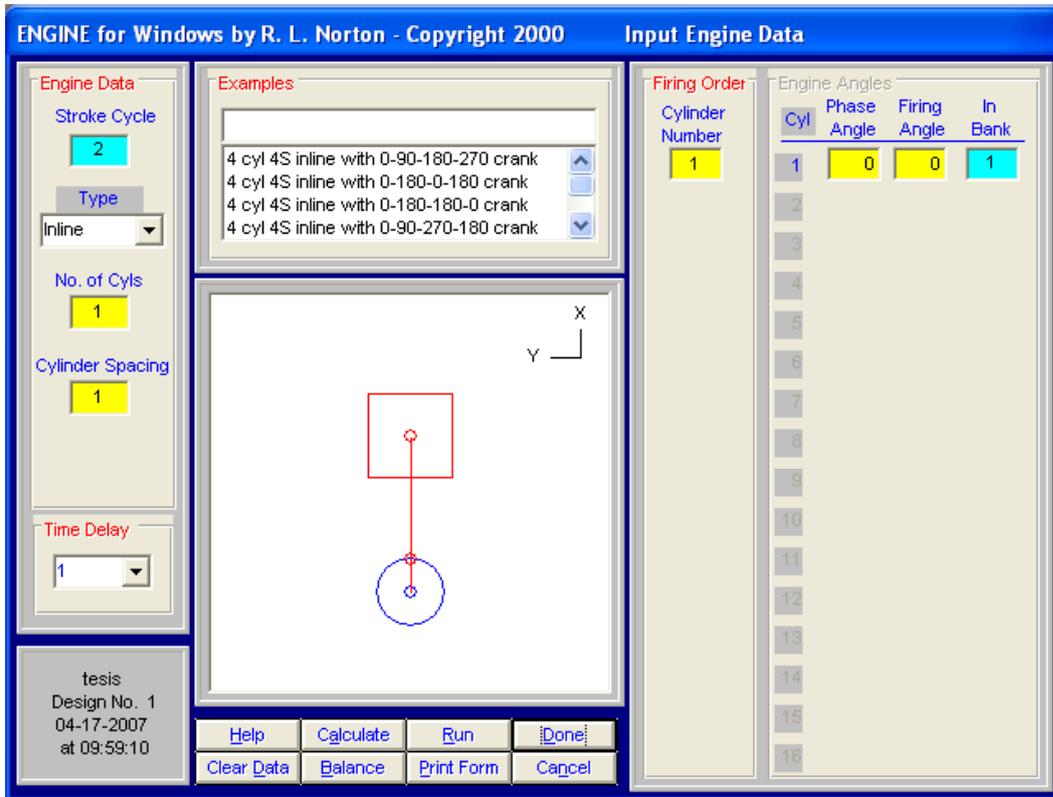


Figura 4.8.4

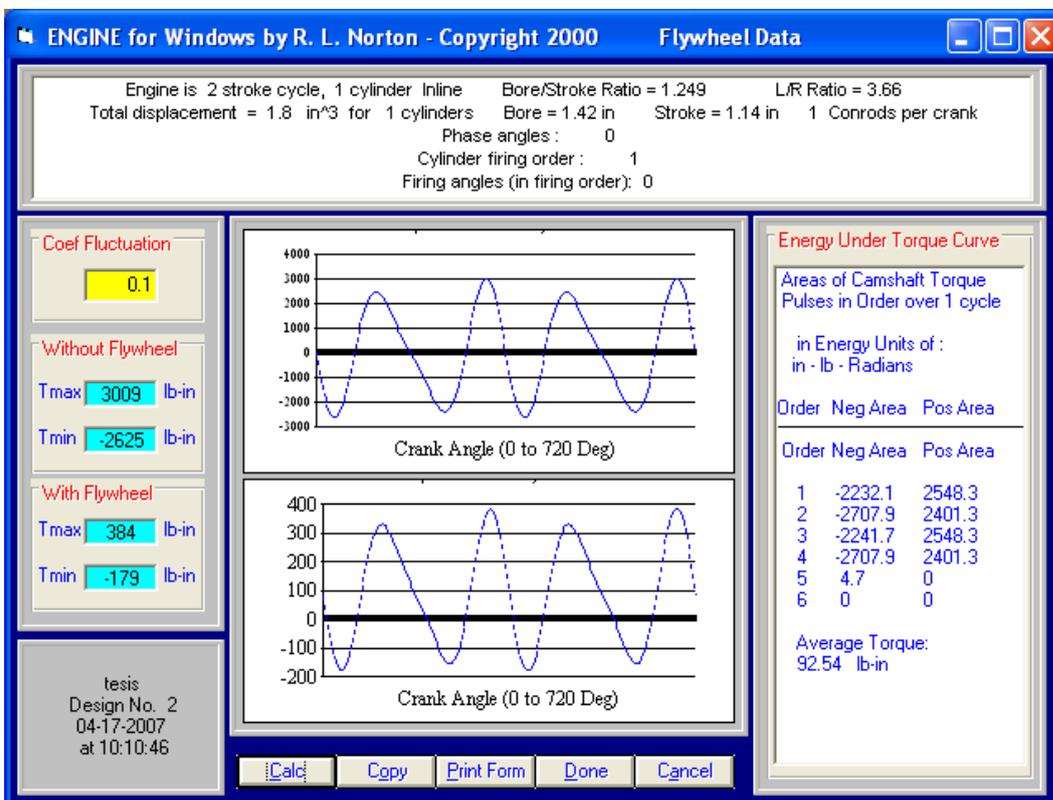
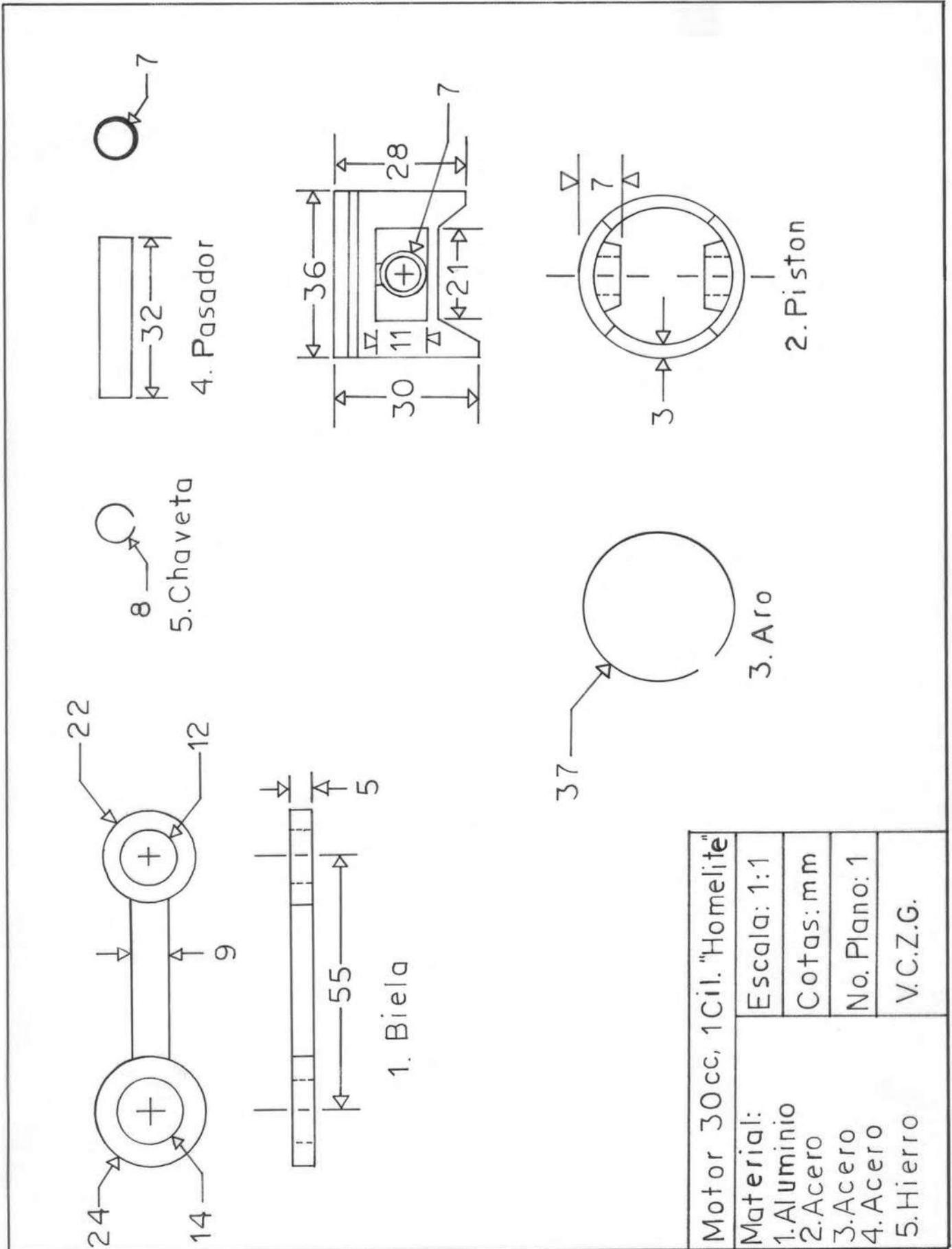
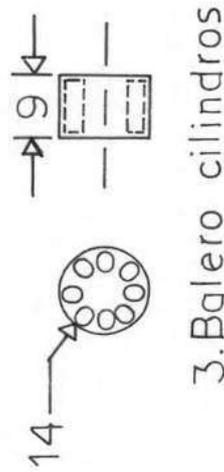
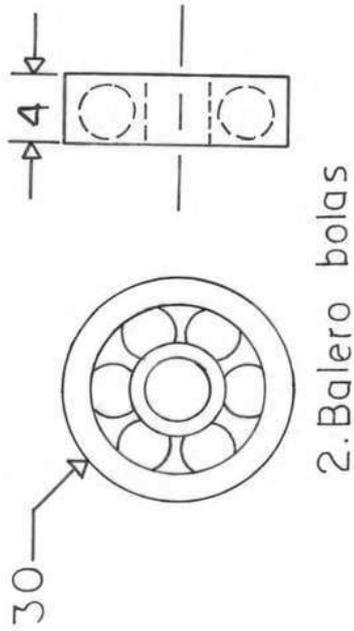
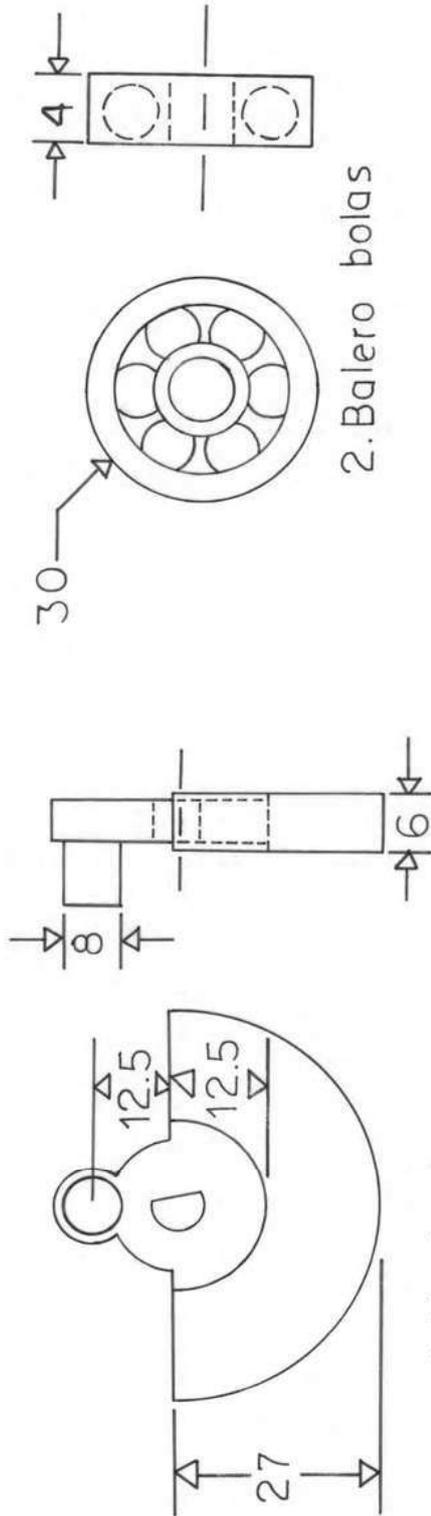


Figura 4.8.5

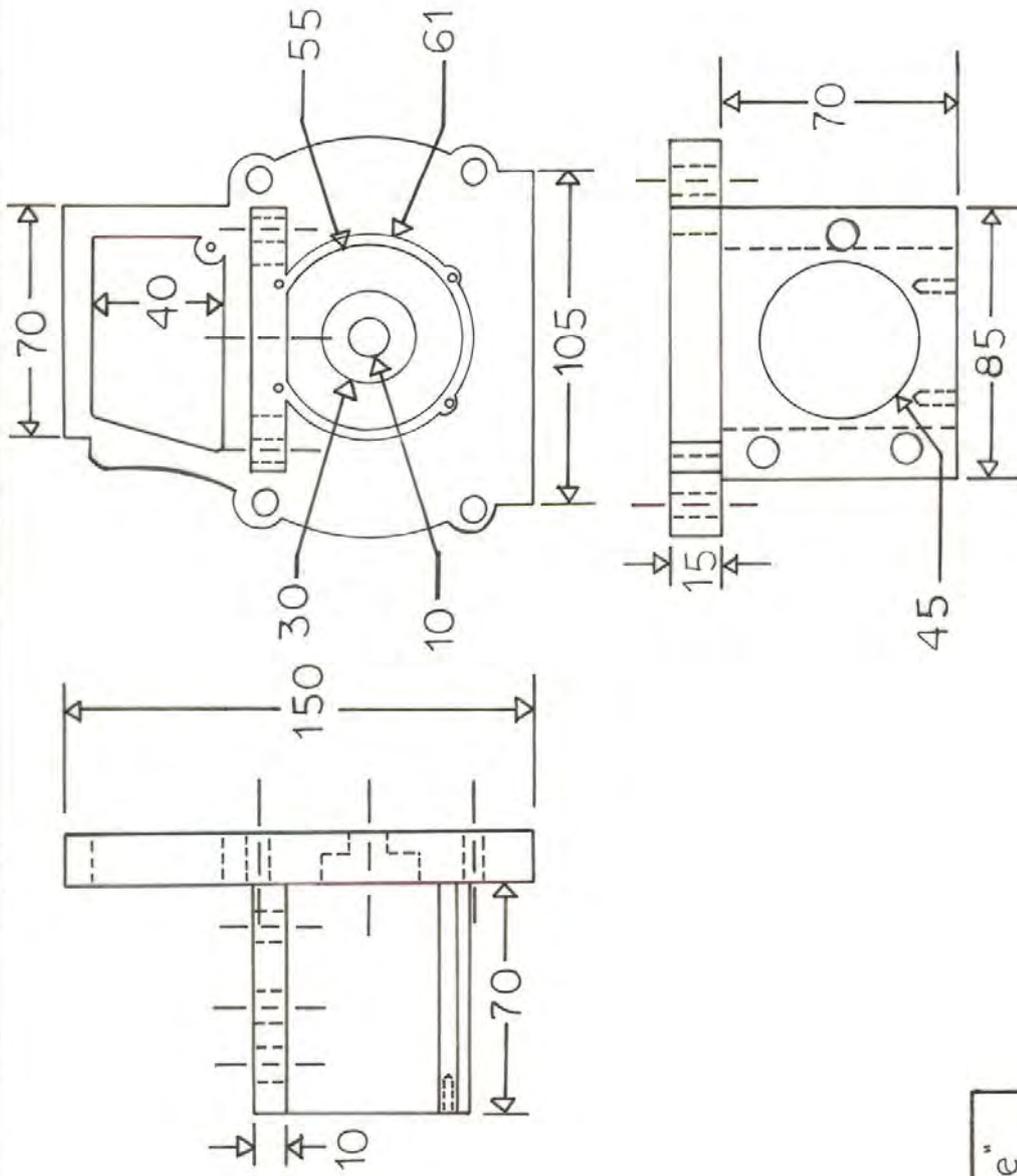
**“Dibujo detallado del
prototipo.”**



Motor 30cc, 1 Cil. "Homelite"	
Material:	Escala: 1:1
1. Aluminio	Cotas: mm
2. Acero	No. Plano: 1
3. Acero	V.C.Z.G.
4. Acero	
5. Hierro	

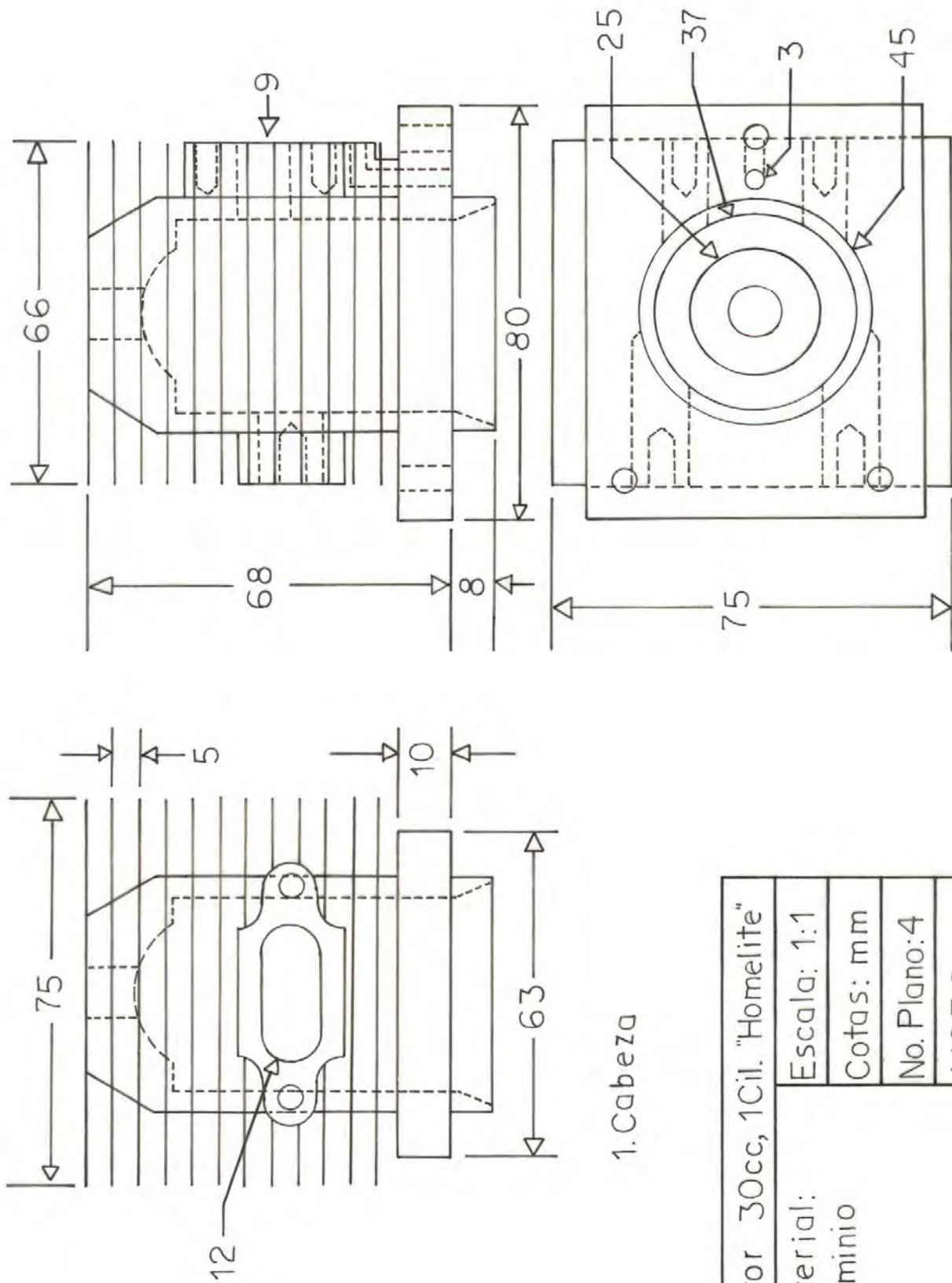


Motor 30cc, 1 Cil. "Homelite"	Escala: 1:1
Material:	Cotas: mm
1. Acero	No. Plano: 2
2. Acero	V.C.Z.G.
3. Acero	



1. Bloque

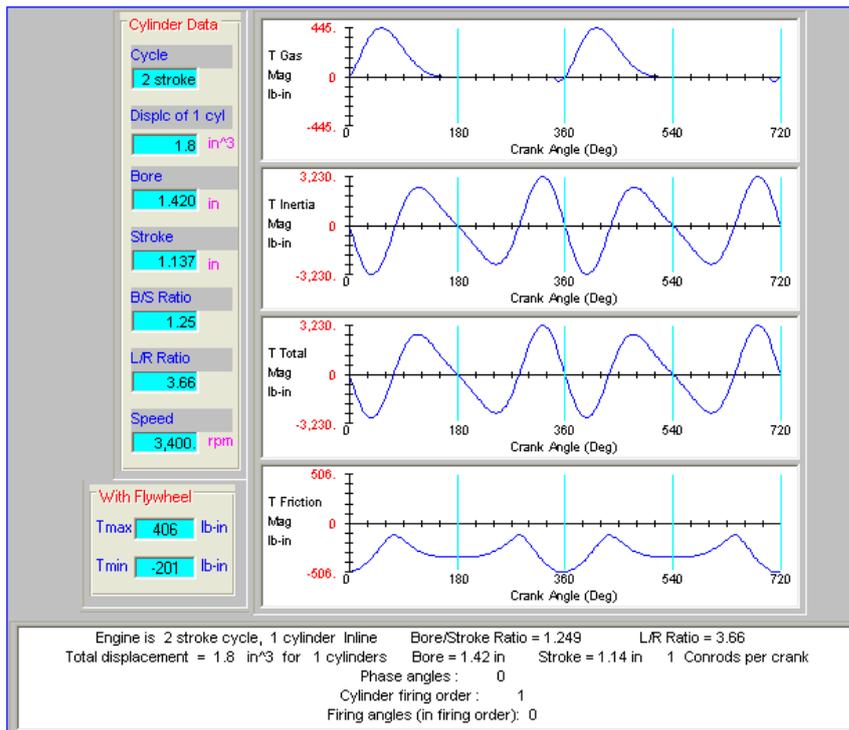
Motor 30cc, 1 Cil. "Homelite"	
Material:	Escala: 0.5:1
1. Aluminio	Cotas: mm
	No. Plano: 3
	V.C.Z.G.



1. Cabeza

Motor 30cc, 1Cil. "Homelite"	
Material: Aluminio	Escala: 1:1
	Cotas: mm
	No. Plano: 4
V.C.Z.G.	

9) PROTOTIPO Y PRUEBAS:



La potencia del ciclo de dos tiempos en un motor:

$$P = T * \omega = (7.7 \text{ lb} - \text{ft})(3400 \text{ rpm})$$

$$P = (7.7 \text{ lb} - \text{ft})(355.98 \text{ rad} / \text{s})$$

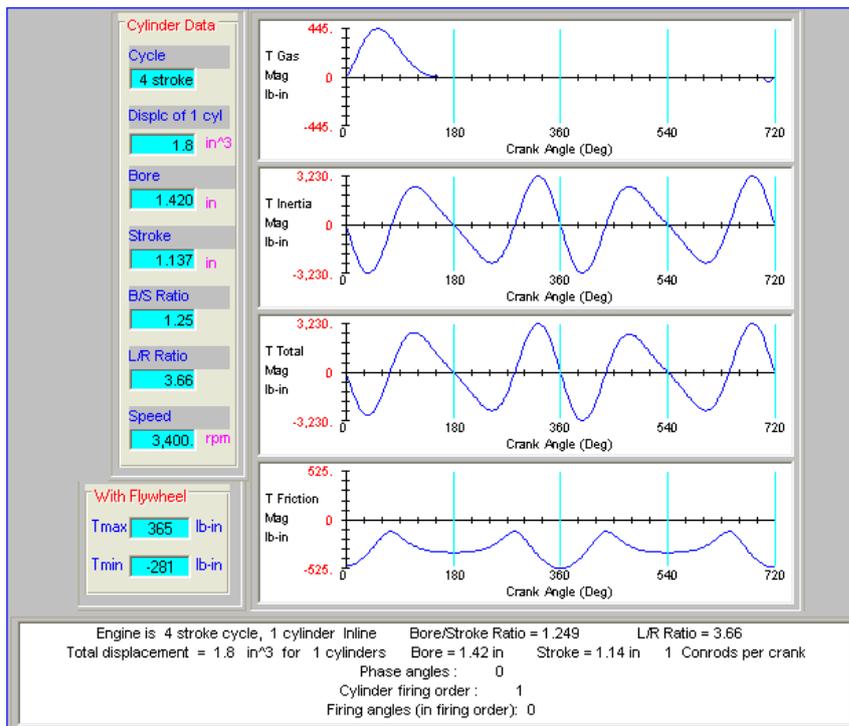
$$P = 2741.05 \text{ lb} - \text{ft} / \text{s}$$

$P = 4.98 \text{ HP @ } 3400 \text{ rpm (2,3)}$.

Relación peso potencia del ciclo en un motor de dos tiempos:

$$R = \frac{\text{Potencia}}{\text{Peso}} = \frac{4.98 \text{ HP}}{2.30 \text{ Kg}}$$

$$R = 2.16$$



La potencia del ciclo de cuatro tiempos en un motor:

$$P = (3.85 \text{ lb} - \text{ft})(3400 \text{ rpm})$$

$$P = (3.85 \text{ lb} - \text{ft})(355.98 \text{ rad} / \text{s})$$

$$P = 1370.52 \text{ lb} - \text{ft} / \text{s}$$

$P = 2.49 \text{ HP @ } 3400 \text{ rpm (2,3)}$.

Relación peso potencia del ciclo en un motor de cuatro tiempos:

$$R = \frac{\text{Potencia motor}}{\text{Peso motor}}^2$$

$$R = \frac{2.49 \text{ HP}}{2.30 \text{ Kg}} = 1.08$$

Figura 4.9.1 Simulación de la potencia del ciclo dos y cuatro tiempos.

² Nota: El ciclo de cuatro tiempos requiere de un sistema de válvula de admisión y un de escape, árbol de levas y correa de distribución. A consecuencia de esto, aumenta su volumen y peso, el cual no se considero por el tamaño del prototipo de pruebas.

Después de analizar, seleccionar y realizar el diseño optimizado, se procedió a crear un prototipo de pruebas, modificando un motor de dos tiempos, el cual se empleo para realizar las pruebas de emisiones contaminantes (Centro de Verificación, 2007), en base a las normas "NOM-041-SEMARNAT-1999-gasolina; NOM-050-SEMARNAT-1993 gas natural, gas licuado u otro combustible alternativo".

	LIMITE PERMISIBLE	PARAMETROS DEL PROTOTIPO
Hidrocarburos (ppm).	500	600 ³
Monóxido de carbono (%).	4.0	2.34
Monóxido de carbono + dióxido de carbono (%).	18.0	11.66

Tabla de parámetros de emisiones.

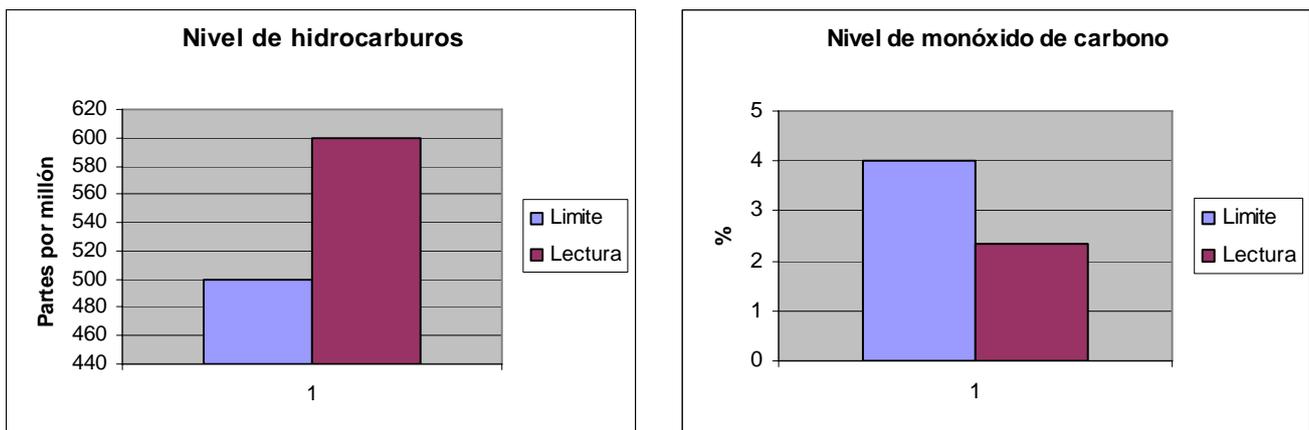


Figura 4.9.2 Parámetros de emisiones de los gases de combustión.

³ Los niveles de hidrocarburos obtenidos en las pruebas son superiores al limite, ha consecuencia del sistema de alimentación de combustible utilizado "carburador", el cual suministra más combustible del requerido aumentando los niveles de hidrocarburos en las combustión.

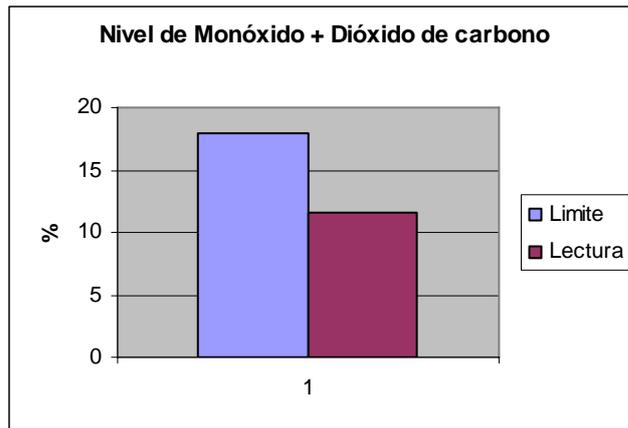


Figura 4.9.3 Parámetros de emisiones de los gases de combustión.

Para desarrollar el prototipo de pruebas se empleo un motor de dos tiempos, el cual se adquirió como una sopladora de hojas por su propulsor el cual es utilizado como turbo-compresor, de la marca Homelite mostrado en la figura 4.9.4.



Figura 4.9.4 Motor Homelite de Dos Tiempos.

CONCLUSIONES:

En el presente trabajo se llego a la conclusión que el etanol es una buena alternativa como sustituto de los combustibles fósiles, ya que es un combustible renovable, genera menos emisiones contaminante al ambiente por ser un combustible orgánico. Otras ventajas que se observaron para mejorar más la eficiencia de este combustible es su alto nivel de octanaje el cual puede ser utilizado para disminuir el consumo de combustible.

También se llego a la conclusión que el sistema de admisión de combustible empleado en este prototipo (carburados) es un mecanismo ineficiente para la optimización de este sistema, en el cual se recomienda analizar un sistema de inyección directa a la cámara de combustión. Así mismo un sistema híbrido para incrementar la eficiencia en cuanto al consumó de combustible para mejorar este proyecto.

En resumen este trabajo tan solo es una pequeña introducción a la búsqueda de un sistema alternativo, ya que se analizara a futuro la utilización de un sistema híbrido, así mismo, como la utilización de un sistema de inyección directa para incrementar la eficiencia del sistema obtenido en este trabajo.

BIBLIOGRAFIA:

- Diseño de Maquinaria. Autor: Robert L. Norton. Segunda Edición 2000. Mc Graw Hill.
- Internal Combustion Engine Fundamentals. Autor: John B. Heywood. Primera Edición 1988. Mc Graw Hill.
- Internal Combustion Engine Applied Thermosciences. Autor: Colin R, Ferguson. Primera Edición 1986. New York.
- Ingeniería Mecánica Dinámica. Autor: R. C. Hibbeler. Séptima Edición 1995. Pearson Educación.
- Métodos Numéricos para Ingenieros. Autor: Steven C. Chapra y Raymond P. Canale. Cuarta Edición 2003. Mc Graw Hill.
- Tecnología del automóvil. Autor: H. Gerschler. Segunda Edición 1985. Reverté.
- Termodinámica. Autor: Yunus A. Cengel y Michael A. Boles. Quinta Edición 2006. Mc Graw Hill
- Tratado sobre automóviles. Autor: José Font Mezquita y Juan F. Dols Ruiz. Primera Edición 2001. Alfaomega.
- Jaime Torres y Daniel Molina 2002. Estudio de la mezcla de gasolina con 10% de etanol anhidro, evaluación de propiedades fisicoquímicas. Ciencia, Tecnología y Futuro - volumen 2.
- Programa de TV: "Adictos al Petróleo y Etanol la Alternativa" (Discovery hoy).
- Programa de TV: "Full Throttle" (History Channel).
- <http://www.sagarpa.gob.mx/etanol/producciondeetanolenmexico.htm>
- <http://www.conae.gob.mx>
- <http://www.itamaraty.gov.br>
- <http://www.sagarpa.gob.mx/forma/documentos/ingenio03.htm>
- <http://www.wikipedia.com/etanol/laenciclopedialibre.htm>
- <http://www.vehiculosdemotoreshibridos.com/elfuturodelautomovil.htm>
- <http://www.km77comtecnicacombustibles.com>
- <http://www.terra.com.mx/elhidrogenomasdañoqueelhibrido.htm>
- <http://claudio-otero.cl.com>
- <http://www.tierramerica.com/alcoholreviveenbrasilconautos/bicombustibles.htm>
- <http://www.wikipedia.com/biocombustibles/laenciclopedialibre.htm>